



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Diseño, cálculo y fabricación de la parte estructural
en un vehículo tipo buggy para el entretenimiento

Design, calculation and fabrication of the structural
part in a recreational buggy type vehicle

Autor

Mario Calle Salazar

Director

Santiago Baselga Ariño

ECUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

2017



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Mario Calle Salazar,

con nº de DNI 18056166-Q en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster) Grado en Ingeniería Mecánica, (Título del Trabajo)

Diseño, calculo y fabricación de la parte estructural de un vehículo tipo buggy para el entretenimiento

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 21 de junio de 2017

Fdo: Mario Calle Salazar

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad de Zaragoza y a los profesores de la carrera de ingeniería mecánica, a mi director de proyecto Santiago Baselga por sus consejos y su disposición, al profesor Javier Abad por su atención y su paciencia, a Diego López por sus consejos y su ayuda y a el taller Atope Motor.

Muy especialmente a mis padres por su apoyo incondicional durante todos estos años.

MARIO CALLE SALAZAR

PRESENTACIÓN

El presente trabajo tiene como objetivo describir una metodología eficaz para el diseño, cálculo y fabricación del chasis de un vehículo tipo buggy monoplaza recreacional, así como la adaptación de un sistema de dirección y suspensión obtenidas de vehículos comerciales. Dicha metodología deberá permitir adaptar los parámetros de diseño a las condiciones de fabricación, enmarcadas en un taller particular con máquinas convencionales, a la vez que satisface las condiciones de resistencia y geometría establecidas previamente.

Puesto que el ámbito de aplicación del vehículo no es ni circular por la vía pública ni participar en una competición, no debe de cumplir un reglamento específico.

Sin embargo, sí se consultará y tomará como referencia el reglamento técnico de la categoría de buggies ligeros de la F.A.D.A. (Federación Aragonesa De Automovilismo).

Una vez establecidos los límites admisibles se deben elegir las herramientas de diseño y cálculo adecuadas para enfrentarse al proyecto. En este caso se ha elegido el programa de modelado en 3D SolidWorks. Este software permite realizar un diseño cómodo a la vez que proporciona opciones de cálculo mediante elementos finitos lo suficientemente precisas para el alcance de este proyecto.

Para la adaptación del sistema de dirección y suspensión, será necesario un programa que permita variar los distintos parámetros de la geometría y comprobar sus efectos de forma rápida y sencilla. A tal efecto se utilizará el Vsusp. El Vsusp es una aplicación accesible on line que proporciona las herramientas necesarias, en cuanto a geometría de suspensión se refiere, para realizar las comprobaciones pertinentes.

Teniendo en cuenta lo mencionado en los párrafos anteriores se presenta **“DISEÑO, CÁLCULO Y FABRICACIÓN DE LA PARTE ESTRUCTURAL DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY PARA ENTRETENIMIENTO”**

Índice

1. Objeto	1
1.1. Motivo de la elección	1
1.2. Objetivos Generales	1
1.3. Objetivos Secundarios	2
1.4. Alcance	2
2. Marco teórico.....	2
2.1. Breve historia del buggy	2
2.2. Normativas y reglamentos	3
2.2.1. Dimensiones del vehículo	4
2.2.2. Habitáculo	4
2.2.3. Peso del vehículo	5
2.2.4. Estructuras de seguridad	5
2.2.5. Elementos y cálculo de la estructura	6
3. Condiciones de fabricación	9
3.1. Espacio disponible	9
3.2. Herramientas	10
3.2.1. Herramientas principales	10
3.2.1.1. Ingletadora-tronzadora:	10
3.2.1.2. Dobladora de tubos:	11
3.2.1.3. Máquina de soldar	12
3.2.1.4. Tube notcher	12
3.2.1.5. Plataforma de trabajo	14
3.2.2. Herramientas secundarias	15
4. Análisis de los elementos y material disponible	16
4.1. Material	16
4.2. Elementos comerciales	17
4.2.1. Goes 360 max	17
4.2.2. Citroën c 15	17
5. Diseño del chasis	18
5.1. Consideraciones previas	18
5.2. Primera fase del diseño	18
5.2.1. Espacio delantero:	18
5.2.2. Habitáculo	20
5.2.3. Espacio para el motor	20

5.3.	Segunda fase del diseño	21
5.4.	Tercera fase del diseño	21
6.	Cálculo del chasis	22
6.1.	Selección del perfil	22
6.1.1.	Sección:.....	22
6.1.2.	Material:	23
6.1.3.	Dimensiones finales del perfil	26
6.2.	Cargas.....	27
6.2.1.	Estudio estático longitudinal	28
6.2.2.	Estudio lateral	32
6.2.3.	Estudio vertical	34
7.	Suspensión	38
7.1.	Introducción teórica	38
7.1.1.	La geometría y cinemática de la suspensión	39
7.1.1.1.	Ángulos y parámetros fundamentales	39
7.1.1.2.	Cuadrilátero articulado	44
7.1.2.	Dinámica de suspensión	45
7.2.	Cálculo de la suspensión	46
7.2.1.	Parámetros fijos	47
7.2.2.	Parámetros variables	48
7.2.3.	Selección y comprobación	52
7.2.4.	Ratio de instalación de los amortiguadores.....	58
8.	Dirección.....	59
8.1.	Geometría de Ackermann	60
8.2.	Convergencia de la dirección	63
8.3.	Interferencia con la suspensión	63
8.4.	Ratio de dirección	64
8.5.	Ángulos límite	65
9.	Fabricación	66
9.1.	Chasis	66
9.1.1.	Cálculo de la cantidad material	66
9.1.2.	Corte de los tubos.....	68
9.1.3.	Doblaje de los tubos.....	72
9.1.4.	Acondicionamiento de los extremos de los tubos	75
9.1.5.	Posicionamiento y punteo	77

9.1.6. Soldeo	79
9.2. Suspensión	79
9.2.1. Fabricación	80
9.2.2. Instalación	83
9.2.3. Verificación	83
9.3. Dirección.....	84
10. Conclusión y Recomendaciones	86
11. Bibliografía.....	86
Índice de figuras	87
Anexo I	91
1. Cálculos	91
1.1. Cálculo del perfil.....	91
Anexo II	93
1. Fabricación de la plataforma	93
2. Fabricación del Tube Notcher	95
2.1. Consideraciones previas	95
2.2. Diseño	96
2.3. Fabricación	98

1. Objeto

En esta primera parte se van exponer los objetivos generales y específicos del proyecto, el motivo de la elección y el alcance del mismo.

1.1. Motivo de la elección

La elección del presente proyecto se realizó en dos fases. En primer lugar, se eligió el tema y a continuación se tomó la decisión de fabricarlo. El motivo por el cual se eligió un tema relacionado con la arquitectura de vehículos responde, por un lado, a que el proyecto tenga coherencia con la especialidad escogida en la carrera y por otro lado, a la pasión personal por el mundo de la mecánica automotriz.

Los motivos que llevaron a tomar la decisión de incluir la fase de fabricación son algo más complicados. Por un lado, después de llevar cinco años de carrera aprendiendo métodos analíticos y teóricos, algunos actuales, otros no tanto, acerca de cómo funcionan las diferentes disciplinas en el mundo de la ingeniería, es inevitable preguntarse si se será capaz de juntar toda esa información y conectarla. Es un reto afrontar un proyecto, por pequeño que sea, comenzando desde la fase de imaginarlo hasta la fabricación, pasando por el diseño, uniendo y conectando todos esos distintos campos.

Durante los años que dura el grado se está acostumbrado a un marco teórico y no se acaba de conectar bien el diseño con las condiciones de contorno de la fabricación. Por estas razones se decidió trabajar sobre un marco de fabricación real a partir del cual se pudieran elaborar las demás fases.

1.2. Objetivos Generales

Los objetivos generales son:

-Diseñar y calcular la geometría y resistencia de un chasis tubular de acero.

-Adaptar un sistema de dirección y suspensión procedentes de un vehículo tipo quad y un vehículo comercial.

1.3. Objetivos Secundarios

-Ampliar conocimientos en los módulos del programa SolidWorks: Croquis 3D, uniones soldadas, miembros estructurales y simulación.

-Poner en práctica técnicas de fabricación estudiadas durante el grado: Soldeo SMAW y MAG, doblado de tubos, corte...

-Diseño y fabricación de una herramienta específica: Tube Notcher.

1.4. Alcance

El presente trabajo es predominantemente de naturaleza descriptiva intentando no perder el rigor técnico. El objetivo final es la fabricación, que como se ha comentado en párrafos anteriores, está enmarcada en un taller con herramientas convencionales y también está penalizada por la inexperiencia del autor. Este hecho, va a introducir inevitablemente errores e inexactitudes que hacen que, desde el punto de vista del autor, carece de sentido elaborar cálculos extremadamente precisos y complicados y en su lugar buscar el compromiso entre la exactitud de los cálculos y los errores en la fabricación.

2. Marco teórico

2.1. Breve historia del buggy

Los primeros datos sobre buggies existentes, provienen del estado de California, Estados Unidos, a mediados de los años 50. Inicialmente, los vehículos eran fabricados a nivel personal como "hobby". Estos, se diseñaban individualmente en garajes particulares generalmente sobre un modelo de coche ya existente en el mercado. Principalmente, eran concebidos para disfrutar de la conducción por las playas de la costa del Pacífico durante los fines de semana. De aquí proviene

la palabra “Beach Buggies”. No fue hasta los años 60 cuando el fenómeno buggy comenzó a popularizarse. Los aficionados preparaban y ponían “a punto” los vehículos durante toda la semana en sus propios garajes para poder disfrutar de la conducción el fin de semana.

A partir de 1970, se forman los primeros clubes para competir en las playas y siempre sobre superficies blandas y planas. Mientras tanto, una nueva variante se iba creando: el “Dune Buggy” o arenero. Esta modalidad, consistía en subir montañas arenosas tipo dunas. Fue entonces, cuando empezaron a aparecer modelos con chasis tubulares completos, al estilo jaula, por su excelente seguridad ante volcadas ocasionales y también equipados con ruedas traseras más grandes obtenidas de los tractores de aquella época. Adicionalmente, se emplearon filtros de aire sobredimensionados y amortiguadores más robustos y de largo recorrido.

Finalmente, en 1975 aparecieron los modelos más conocidos en Europa, con motor Volkswagen Beetle y carrocería en fibra de vidrio. Estos vehículos se popularizaron, por todo el mundo como un vehículo de aventura y a la vez de uso diario. Actualmente, el buggy tipo "chasis tubular", se sigue fabricando en los Estados Unidos por empresas especializadas bajo pedido. Estos, llevan potentes motores V-8 de muy alta potencia, y suspensiones de largo recorrido para poder saltar las dunas de los desiertos y playas de Arizona o California. Algunos de estos modelos incluso compiten en la famosa carrera Baja California.

Fuente: <http://www.academia.edu>

2.2. Normativas y reglamentos

Como se ha comentado anteriormente el propósito de este proyecto no es el de la competición ni el de la circulación por la vía pública, de forma que no existe ningún reglamento que regule el proceso. Sin embargo, en el presente capítulo se van a exponer de forma literal algunas partes del reglamento SAE para buggies de competición combinadas con algunas directrices propias con el objetivo de establecer un marco teórico y unos requisitos acordes con el alcance del proyecto.

Debido a lo mencionado en el alcance del proyecto, se reducirán las cargas requeridas para el análisis a la mitad, en todos los casos.

2.2.1. Dimensiones del vehículo

Según el reglamento técnico de la categoría de buggies ligeros de la F.A.D.A. (Federación Aragonesa De Automovilismo) y la primera categoría de dicho reglamento (cilindrada hasta 499 cm³ y motores monocilíndricos) se permiten las siguientes dimensiones:

Anchura máxima: 1650 mm

Diámetro máximo de rueda: 660 mm (26")

Longitud máxima: 3000 mm

La altura medida verticalmente desde el punto más bajo de la superficie plana al punto más elevado del vehículo no deberá ser superior a 1.200 mm.

2.2.2. Habitáculo

El reglamento exige en el artículo 13 los siguientes puntos para el habitáculo del vehículo:

13.1.- El volumen constitutivo del habitáculo, debe ser simétrico respecto al eje longitudinal del vehículo.

13.2.- Hasta una altura de 300 mm del piso del vehículo, los ocupantes deben estar situados cada uno, de un lado del eje longitudinal del mismo, estando el piloto en posición de conducción normal.

13.3.- El ancho mínimo a nivel de los codos del piloto, debe ser de 800 mm (categorías 1 y 2) 1.100 mm (categorías 3 y 4) mantenidos en una altura de 100 mm y una longitud de 250 mm. Esta medida estará tomada horizontal y perpendicularmente al eje longitudinal del vehículo.

13.4. Espacio para las piernas

13.4.1. El vehículo debe llevar definidos dos volúmenes libres y simétricos respecto del eje longitudinal del vehículo cada uno de los cuales debe tener un volumen mínimo de 750 cm³. Este volumen, deberá cumplirse desde el plano de situación de los pedales, hasta la proyección vertical del centro del volante.

13.4.2.- El ancho mínimo del volumen de situación de los pies será de 250 mm mantenida sobre una altura de al menos 250 mm.

13.4.3. El plano de posicionamiento de los pedales debe ser tal que, el piloto con los pies situados sobre ellos en reposo no sobrepase un plano vertical que pase por el eje de las ruedas delanteras.

En el presente proyecto se cumplimentarán todos los puntos citados por el artículo 13 menos el 13.4.1.

2.2.3. Peso del vehículo

El peso mínimo establecido para la categoría uno es de 450 Kg, sin embargo no se tendrán restricciones en cuanto a este parámetro.

2.2.4. Estructuras de seguridad

Según la Federación, para la homologación de la estructura se deberá presentar un dossier en el que queden reflejadas las siguientes características extraídas textualmente del documento:

El constructor del vehículo, deberá homologar su estructura de seguridad ante la R.F.E. d A. En el dossier de homologación, deberá presentar un estudio de resistencia de materiales firmado por un técnico cualificado colegiado, en el que se demuestre que dicha estructura resiste las siguientes sollicitaciones:

- a.) 2 veces el peso del vehículo lateralmente.
- b.) 6 veces el peso del vehículo longitudinalmente en ambos sentidos.

c.) 7 veces el peso del vehículo verticalmente.

En dicho estudio, deberá tenerse en cuenta que el peso del vehículo se deberá aumentar en 75Kg. Dicho dossier deberá contener además:

d.) Descripción de la estructura.

e.) Certificado de materiales utilizados en su fabricación, con certificado de calidad del almacenista del tubo de acero.

f.) Tipo de soldadura utilizada.

g.) Cálculo de la resistencia de la estructura que demuestre su conformidad con los valores anteriores.

Para el presente caso y según lo expuesto anteriormente se va a reducir a la mitad las cargas solicitadas en los apartados a, b y c. Los puntos d, f y g se cumplirán según indica la normativa. Además como se justificará más adelante se cambiará el tamaño y material del tubo.

2.2.5. Elementos y cálculo de la estructura

A continuación se ilustran en la figura 1 los diferentes elementos que deben componer la estructura y su denominación:

Denominación de los principales elementos constitutivos de una estructura antivuelco.

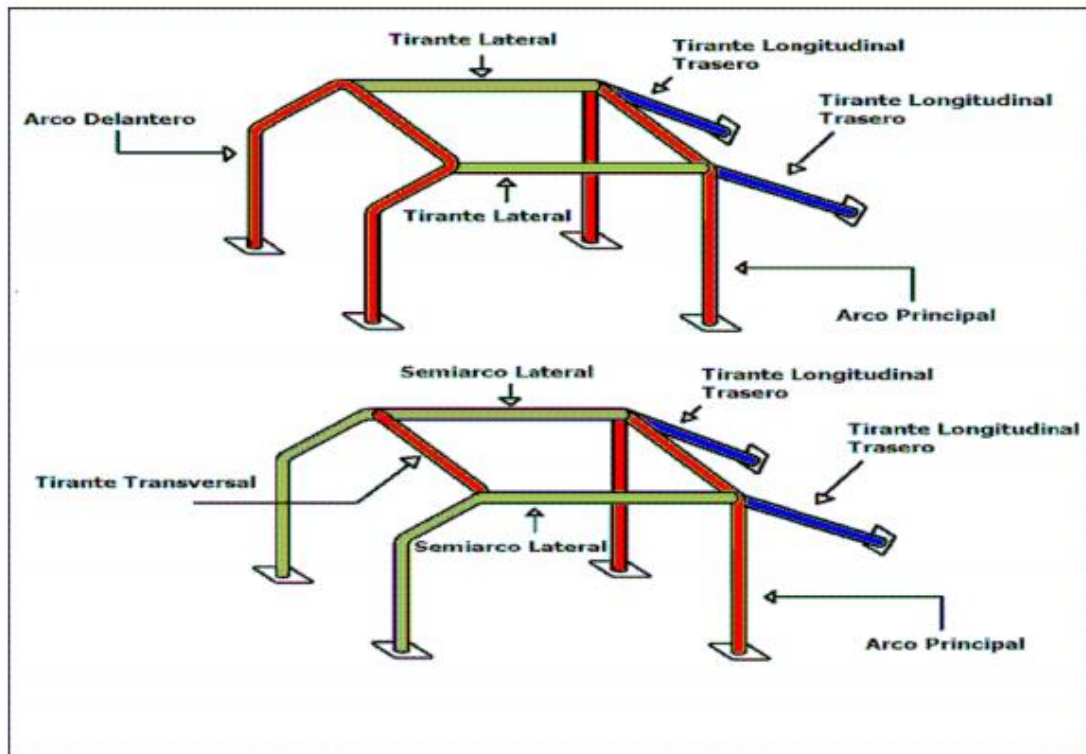


Figura 1: Elementos constructivos de la estructura

Fuente: Reglamento técnico de la categoría de buggies ligeros (F.A.D.A.)

Se debe realizar un informe para demostrar que el arco resiste las cargas estáticas determinadas en el art.3.1, que la deformación bajo dicha carga se encuentra dentro del límite elástico del material. Dado que la estructura debe considerarse un conjunto, el cálculo se debe realizar sobre la estructura completa. Este cálculo, podrá realizarse aritméticamente o mediante cualquier programa basado en elementos finitos. Debe constar de tres partes o ensayos teóricos:

1- Estudio vertical sobre la estructura: La estructura completa debe resistir una carga estática vertical de $7P$ (P es el peso del coche + 75 kilogramos) aplicado en la parte superior del arco principal según se indica en la figura 2.

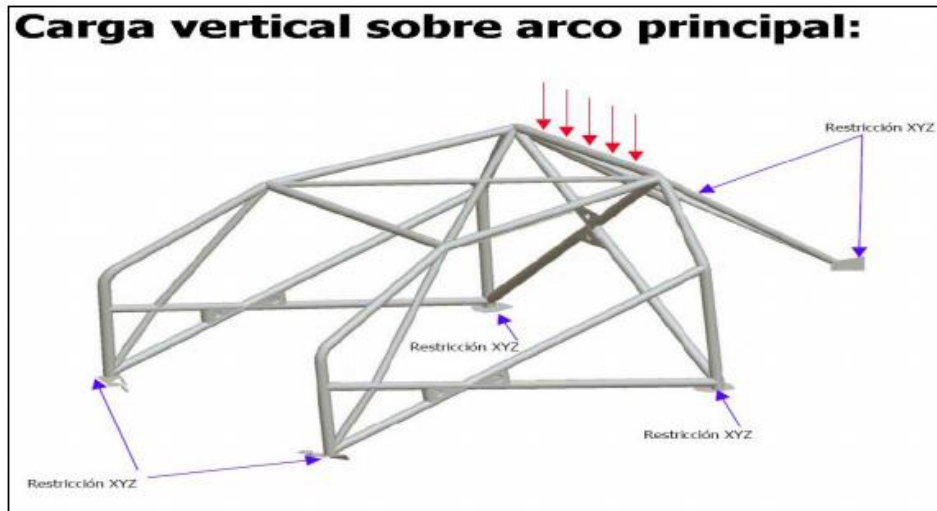


Figura 2: Carga vertical sobre el arco principal.

Fuente: Reglamento técnico de la categoría de buggies ligeros (F.A.D.A.)

2-Estudio en la dirección transversal: De igual manera sobre el lateral de la estructura completa debe resistir una carga de $2P$. Sobre la estructura de seguridad completa, no debe producirse rotura, medidos bajo carga según el eje de aplicación de la misma.

3-Estudio en la dirección longitudinal: En la dirección longitudinal de la estructura completa debe resistir una carga de $5P$. Sobre la estructura de seguridad completa, no debe producirse rotura, medidos bajo carga según el eje de aplicación de la misma.

De la misma forma en el cálculo de la estructura se reducirán todas las cargas mencionadas en el reglamento a la mitad: estudio vertical ($3,5P$), estudio longitudinal ($2,5P$) y estudio transversal (P)

3. Condiciones de fabricación

En cualquier proceso es fundamental conocer y estudiar las condiciones en las que se va a fabricar, el alcance de las herramientas y el espacio disponible para poder adecuar correctamente el diseño a las mismas.

En el siguiente capítulo se van a estudiar todas las condiciones de fabricación de las que se disponen incluyendo herramientas, espacios y técnicas disponibles. El objetivo es analizar cómo se ve afectado el proceso de diseño.

3.1. Espacio disponible

El espacio de trabajo principal es un taller casero de unos 24 m² con una superficie útil de unos 13 m². Suponiendo que es necesario un espacio alrededor del vehículo para poder trabajar de unos 500 mm en promedio, se reduce el espacio disponible a 7 m². Esto supone que la proyección en planta del chasis tendrá que estar enmarcado dentro del espacio rojo de la figura 3.

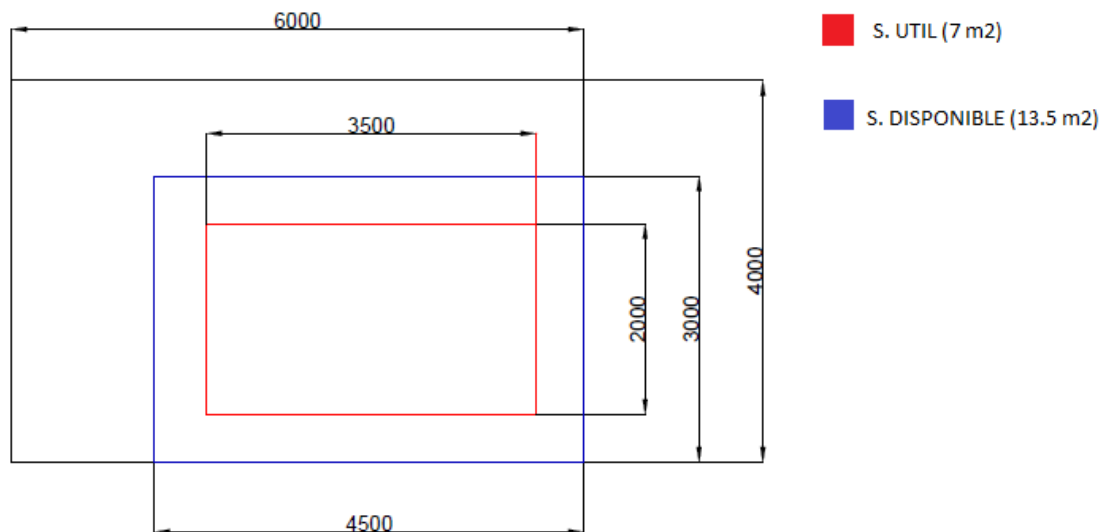


Figura 3: Espacio disponible.

Como se puede observar las distancias de 3500 mm y 2000 mm están dentro de la normativa del reglamento.

Para las operaciones de corte se requiere de una zona de más de 6000 mm de largo, que es la medida de los perfiles tubulares comerciales. Esta operación en concreto se realizará fuera del taller en una zona suficientemente grande.

3.2. Herramientas

Conocer las herramientas disponibles así como su capacidad y precisión son un punto esencial a la hora de diseñar. En función de estas máquinas y herramientas quedan restringidos e incluso invalidados algunos procesos de fabricación. En este capítulo se van analizar las herramientas disponibles así como su capacidad.

3.2.1. Herramientas principales

3.2.1.1. Ingletadora-tronzadora:

Para que los distintos cortes de los tubos y demás perfiles queden con una precisión suficiente para su posterior unión es necesaria una sierra circular. Se dispone de una tronzadora maktec de 355 mm.



Figura 4: Sierra circular

Esta herramienta se utilizara para los cortes de las barras a la medida correcta, generalmente a 90 grados. Ésta también permite cortes con un ángulo mínimo de 45 grados.

3.2.1.2. Dobladora de tubos:

Para conseguir los ángulos requeridos en la geometría del chasis se utilizará una dobladora hidráulica manual.

Esta herramienta permite doblados con buena precisión únicamente en un plano, ya que no tiene ningún indicador ni dial para el giro relativo entre la barra y la máquina. Debido a esta característica, el chasis se diseña con todos los dobles en el mismo plano excepto uno.

Además esta dobladora permite doblados hasta 90 grados, de forma que en el diseño del chasis no podrán aparecer ángulos menores en una misma barra.

Esta herramienta dispone de distintas matrices con diferentes medidas en pulgadas y cada una de ellas con un radio de curvatura. Se utilizara para el diseño el radio de la matriz de una pulgada: 120 mm.



Figura 5: Máquina dobladora

3.2.1.3. Máquina de soldar

La mayor parte de las uniones que se van a realizar son uniones soldadas. Para tal efecto se dispone de una máquina de soldar “Greencut 185”. Permite tanto el soldeo SMAW como el soldeo MIG-MAG. Las operaciones de punteado y soldeo de perfiles gruesos se realizarán mediante la técnica SMAW, mientras que para los cordones finales de los perfiles se utilizará la técnica MAG.



Figura 6: Máquina de soldar y bombona de argón y dióxido de carbono

3.2.1.4. Tube notcher

Para las uniones entre los distintos tubos se requiere practicar en los extremos del tubo a cortar un encaje con la forma del tubo que lo atraviesa conocida como “boca de lobo” o “boca de pescado”. De esta forma el encaje entre las distintas partes del chasis será mucho más óptimo para las operaciones de soldeo.

Para tal efecto existen en el mercado dos tipos de máquinas que cumplen esta función: Las herramientas “Tube Notcher” (figura 7) y las máquinas lijadoras de banda orbitales (figura).



Figura 7: Tube notcher comercial

Fuente: <http://www.baileigh.com>



Figura 8: Lijadora de banda comercial

Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=6TXpEHhisFQ>

Debido a que no se dispone de esta herramienta se va a fabricar una que cumple la función requerida. Su proceso de diseño y fabricación se encuentra en el anexo II.

La máquina fabricada no permite ángulos menores de 30 grados, de forma que este será en ángulo mínimo que podrán materializar dos barras que se corten.

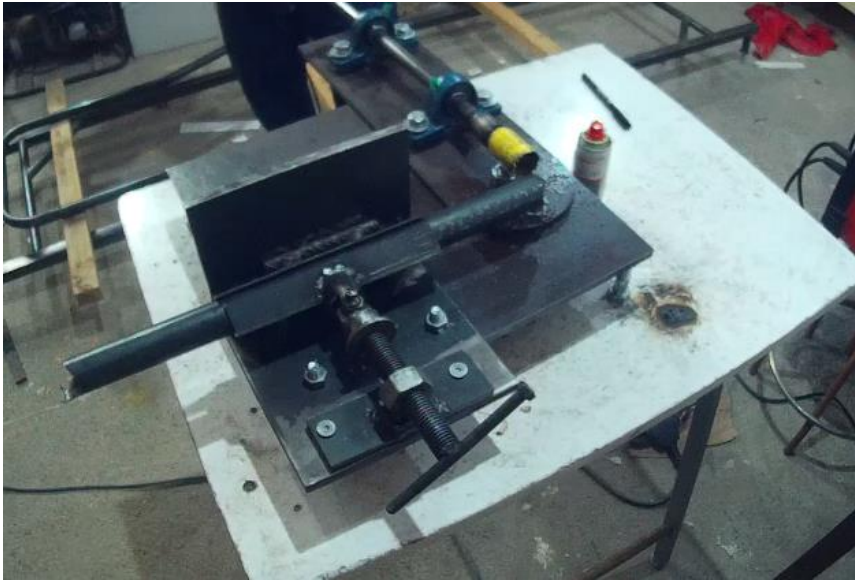


Figura 9: Tube notcher fabricado.

3.2.1.5. Plataforma de trabajo

Debido a que el suelo del espacio de trabajo se encuentra desnivelado, una herramienta imprescindible será una plataforma donde empezar a construir el chasis. Esta plataforma tiene que tener la posibilidad de nivelarse independientemente del suelo sobre el que se encuentre y formar un solo plano en su superficie de apoyo. La fabricación de dicha plataforma se encuentra en el anexo II.



Figura 10: Plataforma de trabajo regulable

3.2.2. Herramientas secundarias

Una parte muy importante de la fabricación será la verificación y medición de las posiciones, ángulos y distancias. Para estas tareas se disponen de distintos aparatos de medición como flexómetro, calibre, goniómetro digital o distintos niveles.

Para poder posicionar cómodamente las distintas barras se disponen de escuadras magnéticas, mordazas y sargentos.



Figura 11: Herramientas secundarias

4. Análisis de los elementos y material disponible

En este capítulo se va a realizar un sumario del material del que se dispone y de los elementos comerciales obtenidos.

4.1. Material

Se disponen de los siguientes perfiles estructurales:

MATERIAL (mm)	CANTIDAD
TUBO CUADRADO SOLDADO 40X40X1,5	12 m
TUBO MAZIZO CALIBRADO 20	2 m
ANGULAR EN FRIO 30X30X2	6 m
CHAPA NEGRA 200X200X10	5 unidades

Tabla 1:Material

4.2. Elementos comerciales

A continuación se nombran y describen todos los elementos que se han adquirido, indicando las distintas fuentes, precio, estado y modificaciones.

4.2.1. Goes 360 max

La mayor parte de los elementos pertenecen a un quad Goes 360 Max, del cual se han obtenido:

GRUPO MOTOR: Formado por el motor, sistema de refrigeración, cambio automático CTV y palier trasero por cardan.

TRAPECIOS DELANTEROS

RUEDAS

SISTEMA DE FRENOS COMPELTO

AMORTIGUADORES DELANTEROS

De anteriores el único sistema que requerirá de modificación será el palier trasero, al que se le practicará un ensanche para adaptarlo a la nueva medida del eje trasero.

4.2.2. Citroën c 15

El sistema de dirección se ha obtenido de una Citroën C15. Este incluye:

Caja de mecanismos

Bielas de dirección

Caña y volante

Contacto para desbloqueo de volante

5. Diseño del chasis

En este capítulo se presenta en tres fases el proceso de diseño de la estructura tubular del vehículo.

5.1. Consideraciones previas

Según lo mencionado anteriormente, se exponen a continuación las consideraciones y restricciones que afectarán al diseño:

- La proyección en planta tiene que estar acotada al espacio del taller
- Las medidas del vehículo estarán dentro de los márgenes estipulados por la FADA
- No se permiten ángulos de doblado de menos de 90 grados
- No se permiten ángulos relativos entre barras que se corten de menos de 30 grados

5.2. Primera fase del diseño

En la primera parte del diseño, aunque con algunas restricciones, todavía se tienen muchos grados de libertad y parámetros sin fijar. En esta introducción del capítulo se van a ir acotando cada vez más estos parámetros y libertades para poder comenzar con el posterior diseño en SolidWorks.

El chasis tendrá tres espacios bien diferenciados: Espacio delantero, habitáculo y espacio del motor.

5.2.1. Espacio delantero:

Se alojan en este espacio el mecanismo de la dirección y parte de la columna, los mecanismos de los pedales y los propios pedales de freno y acelerador y los pies del piloto. El sistema de suspensión delantera es de cuadrilátero articulado mediante trapecios.

La geometría de esta zona es muy importante ya que afectará directamente a la dirección y la suspensión. El ángulo relativo entre las barras y la diferencia de longitud cambiarán los ángulos característicos de la suspensión y dirección para un mismo sistema de trapecios. Sin embargo, para facilitar la fabricación esta zona se diseñará con geometría prismática. Los ángulos requeridos se materializarán con un sistema de orejetas con distintas posiciones, que se describirá en capítulos posteriores.

Para acotar la anchura del espacio delantero se tienen en cuenta la suma de las siguientes distancias:

Anchura de rueda delantera (170 mm)

Salida de la mangueta respecto del plano de la rueda (20mm)

Longitud de los trapecios (300mm)

Espacio reservado a las orejetas (80mm)

Al restar los parámetros anteriores a una anchura delantera de vehículo de 1650 mm, se obtiene una anchura del espacio delantero de en torno a 500 mm.

Para que la altura del espacio delantero no afecte a la dirección ni a la suspensión se ha decidido colocar un apoyo intermedio con otra barra paralela y a una distancia de 45 mm, donde apoyarán las orejetas del trapecio superior. De esta forma se elige una altura entre el bastidor y la altura del espacio delantero de 300 mm.

5.2.2. Habitáculo

El Habitáculo es la zona intermedia del vehículo, en la que se encontrará el asiento con un espacio adecuado para el piloto, parte de la columna de la dirección y el volante, el freno de mano y la palanca del cambio automático.

El diseño de esta zona se realiza teniendo en cuenta el tamaño del piloto, en este caso el autor del proyecto: 1780 mm de altura y 600 mm de anchura a la altura de los codos.

-Altura máxima del vehículo: La altura máxima del vehículo se encuentra en la zona del habitáculo. Puesto a que, debido al poco peso específico del material de construcción, apenas afectará a la posición del centro de gravedad y no hay ninguna restricción de galibo, se escoge la altura máxima permitida por el reglamento: 1200 mm

-Anchura: La anchura recomendada por el reglamento a la altura de los codos es de 800 mm. En este caso el chasis a la altura de los codos va desde la anchura de la parte delantera (500 mm) hasta la anchura de la parte trasera (1200 mm).

De forma que la anchura en la zona circundante al piloto en función de la regulación del asiento estará entre 800 y 1000 mm.

5.2.3. Espacio para el motor

En esta zona se encontrará el motor junto con la transmisión, el palier por cardan modificado y la suspensión trasera. El posicionamiento del motor está fuera del alcance de este proyecto, sin embargo se ha diseñado la parte trasera teniendo en cuenta los siguientes puntos:

-El motor mide 500 mm de longitud en posición longitudinal

-Fuera del alcance de este proyecto se va a fabricar un subchasis para el motor totalmente separado mediante silentblocks del chasis. Esto permite un mejor posicionamiento del motor y un grado de libertad más amplio a la hora de tener en cuenta la futura posición del eje trasero.

-La transmisión a las ruedas será tipo cardan, lo cual permite ampliar el margen de posicionamiento hasta el ángulo crítico de transmisión de la junta cardan.

Con estos parámetros en cuenta se deja suficiente margen para la posterior adaptación y posicionamiento del motor y se elige una anchura de 1200 mm y una longitud de 700 mm .

5.3. Segunda fase del diseño

Con los datos anteriormente mencionados y teniendo en cuenta las restricciones de ángulos y radios de doblaje mencionados en apartados anteriores se presenta un primer diseño donde se aprecian los volúmenes y las distancias de un modo global.

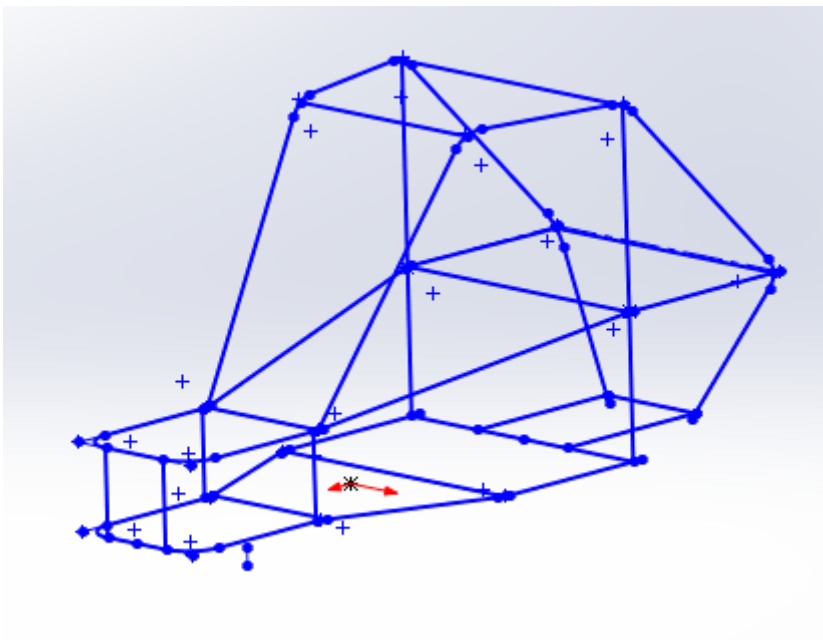


Figura 12: Diseño básico

5.4. Tercera fase del diseño

Esta fase consiste en la rigidización del chasis mediante diagonales. El diseño de la segunda fase está formado por cuadriláteros articulados, que hay que cerrar para conseguir la rigidez adecuada.

También se han colocado las barras de anclaje de los trapecios delanteros y las barras de protección frontal del habitáculo.

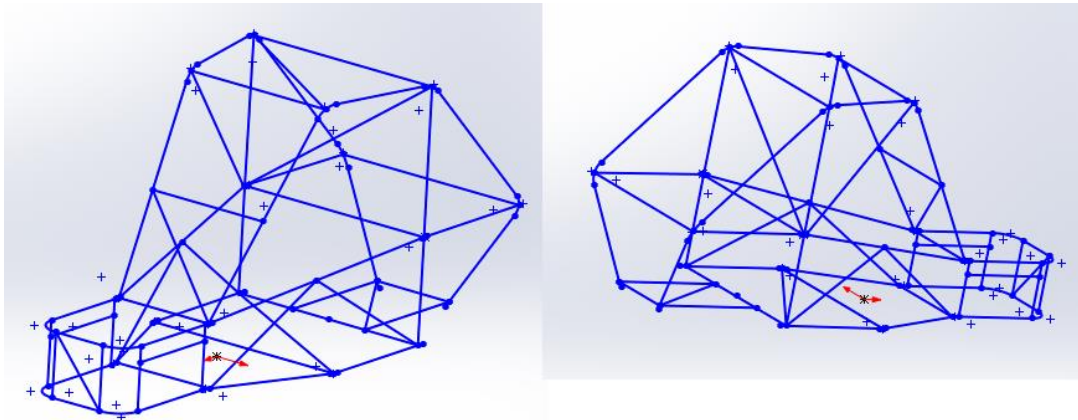


Figura 13: Diseño final

6. Cálculo del chasis

A continuación se presenta el cálculo de resistencia de la estructura tubular diseñada. Para ello se utilizara el mismo programa de diseño SolidWorks.

6.1. Selección del perfil

Para seleccionar el perfil se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

6.1.1. Sección:

La sección del perfil debe soportar bien la torsión además de la flexión, tracción y compresión. La sección óptima a tal efecto es tubular circular debido a una distribución uniforme de los esfuerzos cortantes debidos a la torsión y su capacidad de absorber adecuadamente la flexión.

6.1.2. Material:

El material escogido debe tener buenas propiedades mecánicas, buena soldabilidad y buen comportamiento al doblarse. Además se debe tener en cuenta el factor económico. Con todo esto se proponen dos perfiles que cumple con las exigencias:

1-Tubería de conducción de hierro negro soldada:

Los tubos de conducción son tubos de acero negro o galvanizado posterior por baño de zinc fundido. Estos tubos ofrecen una enorme resistencia mecánica, comportándose mejor frente a esfuerzos de torsión, presión, compresión, etc. Además, tienen bajos coeficientes de dilatación y una temperatura de fusión elevada, lo que los hacen idóneos para resistir altas temperaturas y el fuego.

Este tipo de tubos de acero ofrece ventajas como ser altamente resistentes al impacto, no producen cambios importantes en sus propiedades debido a variaciones de temperatura o a estar sometidos a radiaciones solares, son ideales para tendidos largos de tuberías; su vida útil es bastante larga y por tanto se tardará mucho en reponerlos y son más livianos debido a su espesor de fabricación.

El material utilizado es acero DIN St-37.0. y sus propiedades se observan en las figuras.

Tubos circulares de acero. Especificaciones técnicas
Soldados DIN-1626 / Sin soldadura DIN- 1629

Composición química de aceros, tubos para aplicaciones especiales						
Tipo de acero		Composición química en % máx.				Adición de elementos que combinen con el nitrógeno (Ej. mín. 0,020% de Al total)
DIN 17100 (4)	Tipo de desoxidación	C	P	S	N(1)	
St. 37.0	R (calmado)	0,17	0,040	0,040	0,009(2)	-
St. 44.0	R (calmado)	0,21	0,040	0,040	0,009(2)	-
St. 52.0(3)	RR (altamente calmado)	0,22	0,040	0,035	-	sí

Figura 14: Propiedades del St 37.0

Fuente: <https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/tuberias-y-accesorios.pdf>

Propiedades mecánicas de los tubos, a temperatura ambiente DIN 1626 - DIN 1629

Tipo de acero DIN	Límite elástico Reh N/mm ² mínimo para espesores de pared en mm.			Resistencia a la rotura, Rm N/mm ²	Alargamiento de rotura % mín.	
	≤16	>16≤40	>40≤65(3)		Longitudinal	Transversal
St. 37.0	235	225	215	350(2) a 480	25	23
St. 44.0	275(1)	265(1)	255(1)	420(2) a 550	21	19
St. 52.0	355	345	335	500(2) a 650	21	19

Figura 15: Propiedades mecánicas del St 37.0

Fuente: <https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/tuberias-y-accesorios.pdf>

El precio: 13,5 €/m

2-Tubos estructurales:

Los tubos estructurales son un tipo de producto que se genera por laminación en frío de acero. Este tipo de tubos es ideal cuando se necesitan materiales que aporten fiabilidad y resistencia. Presentan algunas ventajas sobre los perfiles estructurales clásicos o vigas. Son fáciles de montar y se pueden unir mediante soldaduras simples. Puesto que sus superficies exteriores son reducidas y no tienen rebabas ni ángulos vivos, tienen un mantenimiento más sencillo para la protección contra los efectos de los agentes climáticos adversos. Es por eso que pueden recibir multitud de tratamientos protectores, como el galvanizado, el granallado y pintado, etc.

En este tipo de perfiles hay más variedad de materiales, los cuales se presentan a continuación:

Denominación		Propiedades mecánicas 1)				Alargamiento mínimo % Espesor mm ≤40 3) 4)	Resiliencia		
		Límite elástico N/mm ²		Resistencia a la Rotura N/mm ²			Temperatura de prueba °C	Energía abs. min por unidad J	
EN 10027-1 CR 10260	DIN	Espesor Nominal mm		Espesor Nominal mm					
	Símbolo	≤16	≥16 ≤40	≤3	≥3 ≤40				
	S235JRH ²⁾	St 37-2	235	225	360-510	340-470	24	20	27
	S275JOH ²⁾	St 44-3U	275	265	430-580	410-560	20	0	27
	S275J2H	St 44-3N	275	265	430-580	410-560	20	-20	27
	S355JOH ²⁾	St 52-3U	355	345	510-680	490-630	20	0	27
	S355J2H	St 52-3N	355	345	510-680	490-630	20	-20	27

Figura 16: Propiedades de los principales aceros estructurales

Fuente: <https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/tuberias-y-accesorios.pdf>

Denominación		Propiedades mecánicas 1)				Alargamiento mínimo % Espesor mm ≤40 3) 4)	Resiliencia		
		Límite elástico N/mm ²		Resistencia a la Rotura N/mm ²			Temperatura de prueba °C	Energía abs. min por unidad J	
EN 10027-1 CR 10260	DIN	Espesor Nominal mm		Espesor Nominal mm					
	Símbolo	≤16	≥16 ≤40	≤3	≥3 ≤40				
	S235JRH ²⁾	St 37-2	235	225	360-510	340-470	24	20	27
	S275JOH ²⁾	St 44-3U	275	265	430-580	410-560	20	0	27
	S275J2H	St 44-3N	275	265	430-580	410-560	20	-20	27
	S355JOH ²⁾	St 52-3U	355	345	510-680	490-630	20	0	27
	S355J2H	St 52-3N	355	345	510-680	490-630	20	-20	27

Figura 17: Propiedades mecánicas de los principales aceros estructurales

Fuente: <https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/tuberias-y-accesorios.pdf>

El precio en relación a las propiedades mecánicas es mucho más elevado que en los tubos de conducción de forma que el precio de un acero S235JRH (DIN St 37-2) es de **16,5 €/m**. Sin embargo sus propiedades son similares al tubo de conducción. Un material superior como el S275j2H (DIN St 44-3N) eleva el precio hasta los **20,3 €/m**.

El aumento considerable de precio en el perfil estructural y las buenas propiedades del perfil de tubería de hierro negro conducen a la selección de este último. Sus propiedades se resumen en la siguiente tabla:

TABLA RESUMEN	
PERFIL	Tubo circular soldado liso
DIN	St-37.0.
Dext	33,7 mm
ESPESOR	2,3 mm
PESO	1,79 Kg/m
I	2,81 cm ⁴
W	1,67 cm ⁴
Re	235 Mpa
Rr	350 Mpa
Alr	25%

Tabla 2: Propiedades generales del material

6.1.3. Dimensiones finales del perfil

Para calcular la sección mínima necesaria se va a tomar la barra más desfavorable. Se le va a aplicar una carga del cincuenta por ciento de la exigencia del reglamento de competición.

Para aplicar las cargas se requiere conocer el peso final de vehículo que depende del perfil escogido, de forma que se requiere de un proceso iterativo. Al final de este proceso, el cual se presenta en el anexo I, se selecciona la selección de 1” o 33,7 (mm) de diámetro exterior y 2,3 (mm) de espesor. Y el peso final del vehículo es de 281 Kg o 2756,61 N

6.2. Cargas

Teniendo en cuenta el peso del vehículo de 2756,61 N las cargas son:

Carga longitudinal: 6891,52 N

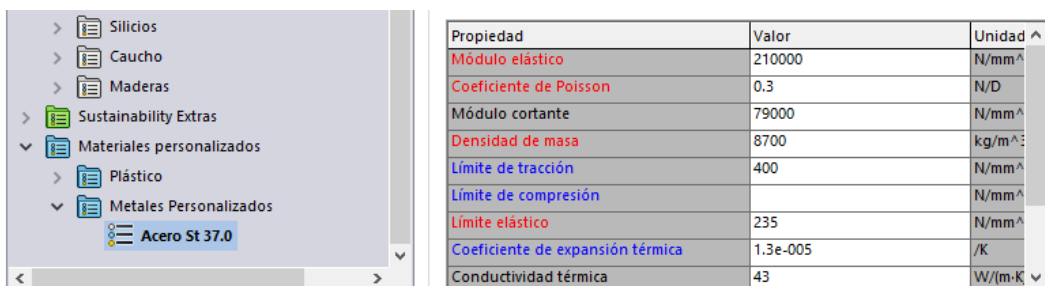
Carga transversal: 2756,61 N

Carga vertical: 9648,64 N

Mediante el programa SolidWorks se configuran tres estudios estáticos para obtener los resultados de la simulación.

Para los tres estudios se ha seguido el siguiente procedimiento:

Primero se crea un material específico con las características del acero St 37.0 y se asigna a todos los sólidos del modelo:



The image shows a screenshot of the SolidWorks software interface. On the left, a tree view displays material categories: Silicios, Caucho, Maderas, Sustainability Extras, Materiales personalizados, Plástico, and Metales Personalizados. Under 'Metales Personalizados', 'Acero St 37.0' is selected. On the right, a table lists the material properties for 'Acero St 37.0'.

Propiedad	Valor	Unidad ^
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.3	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	8700	kg/m ³
Límite de tracción	400	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	235	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-005	/K
Conductividad térmica	43	W/(m·K)

Figura 18: Propiedades del material

A continuación se editan las juntas según el modelo real y se introduce contacto como sólido rígido entre todas las partes. Se introduce la geometría fija en los anclajes de los amortiguadores y los trapecios.

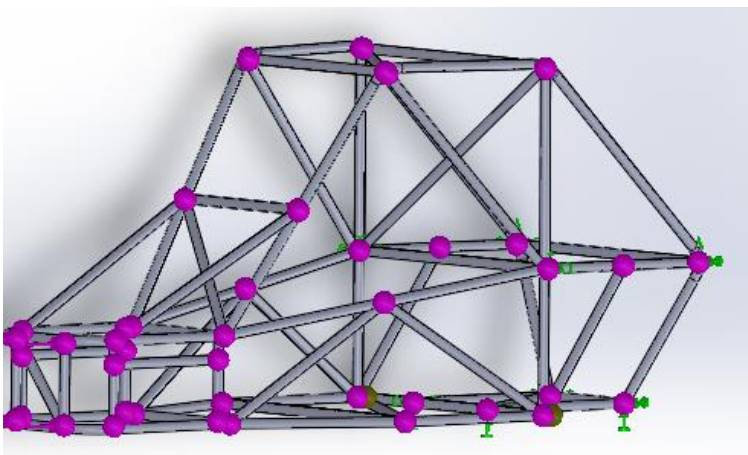


Figura 19: Juntas y geometría fija

La malla utilizada es malla basada en curvatura con un tamaño de elemento de 0,744 mm.

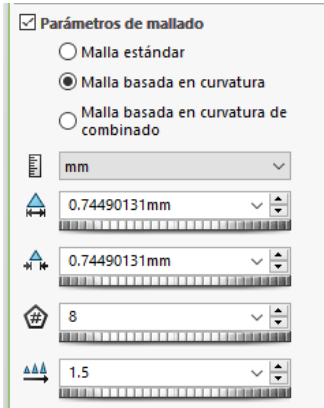


Figura 20: Malla

Para cada caso se introducen las fuerzas requeridas.

6.2.1. Estudio estático longitudinal

El estudio longitudinal consta de dos pruebas estáticas, una frontal y otra trasera. A continuación se exponen los distintos resultados para los desplazamientos, flexión en dos direcciones, axil y coeficiente de seguridad.

Parte frontal

Desplazamientos:

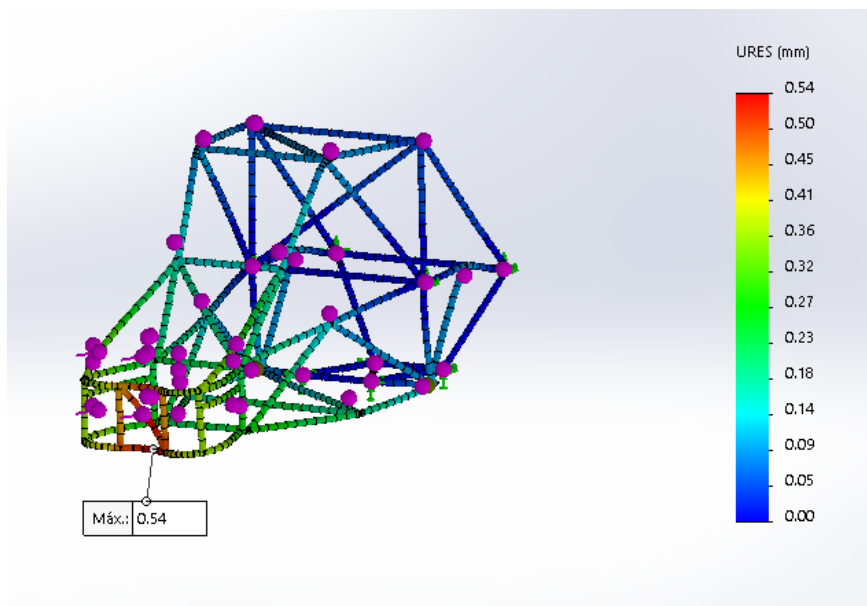


Figura 21: Desplazamientos resultantes de la parte frontal

El desplazamiento máximo es de **0,54 mm**.

Axiles:

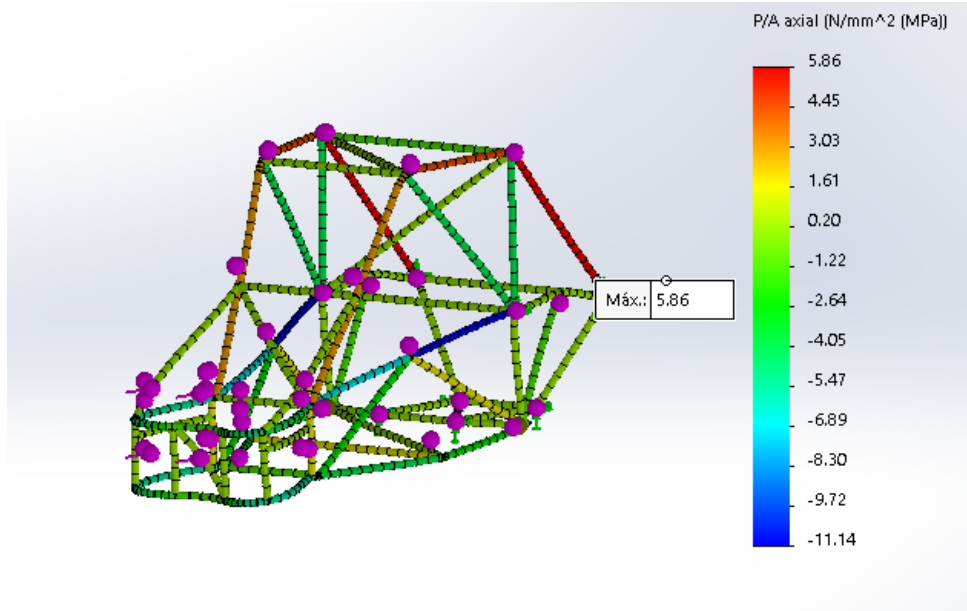


Figura 22: Esfuerzos axiles en la parte frontal

El Axil máximo es de **5,86 MPa**.

Flexión 1:

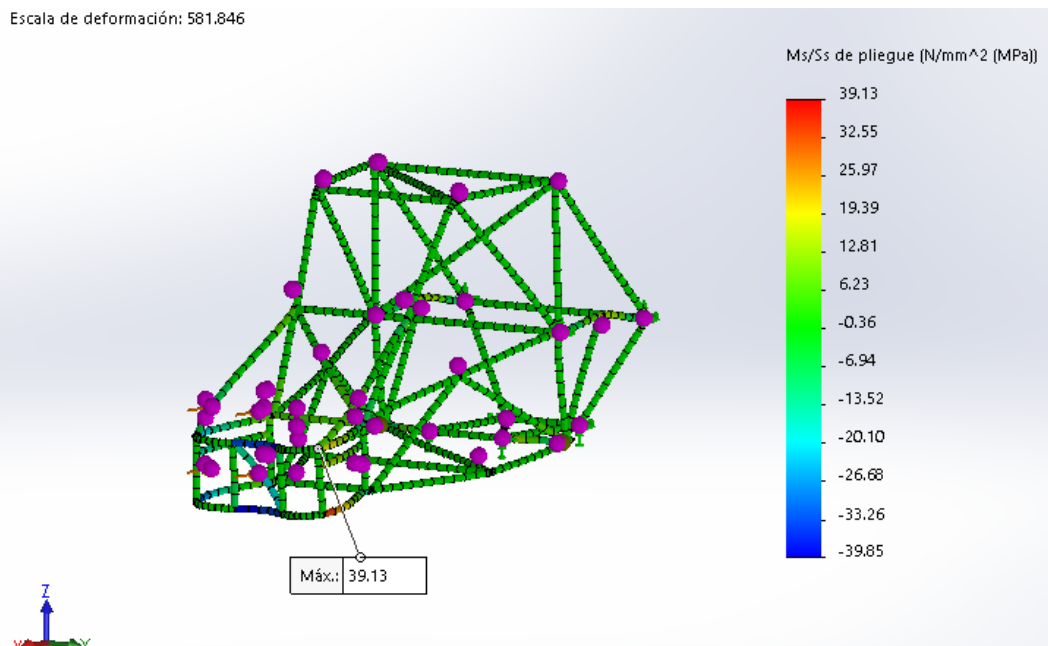


Figura 23: Tensiones debido a la flexión 1

El esfuerzo máximo es de **39,85 MPa**

Flexión 2:

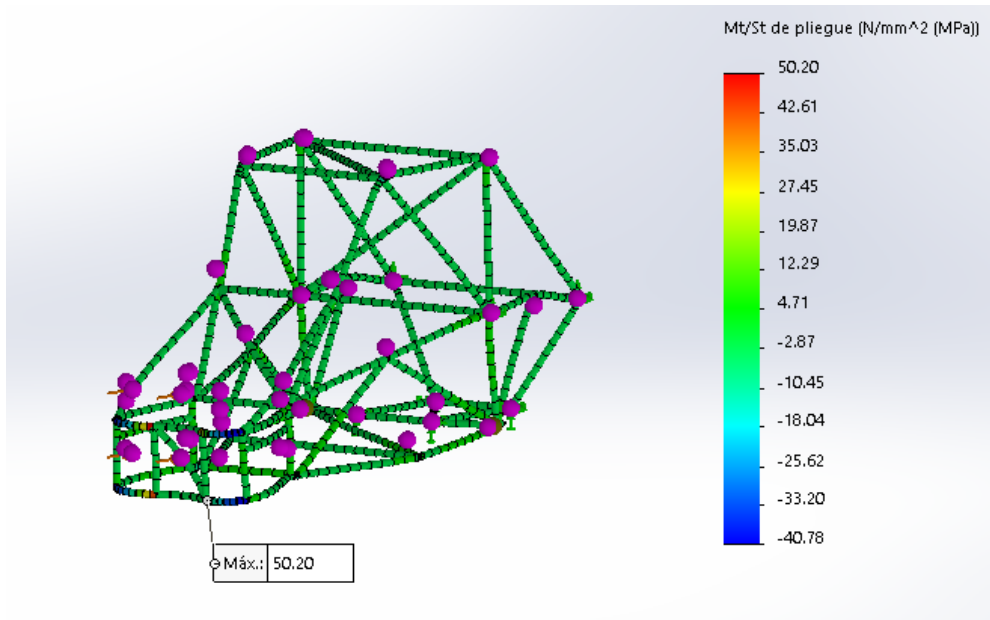


Figura 24: Tensiones debido a la flexión 2

El esfuerzo máximo debido a la flexión este plano es de **50,2 MPa**

Coefficiente de seguridad:

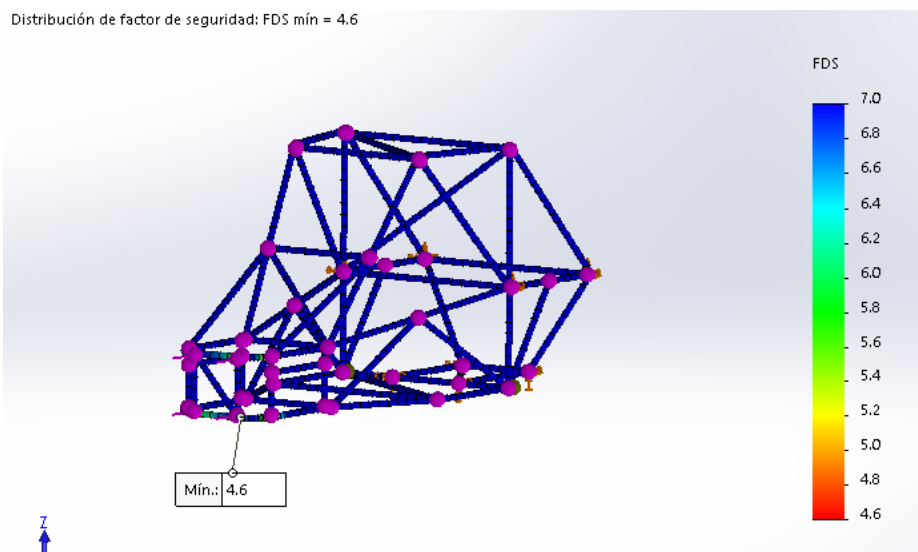


Figura 25: Coeficiente de seguridad

El coeficiente de seguridad mínimo es de **4,6**.

Parte trasera:

Desplazamientos:

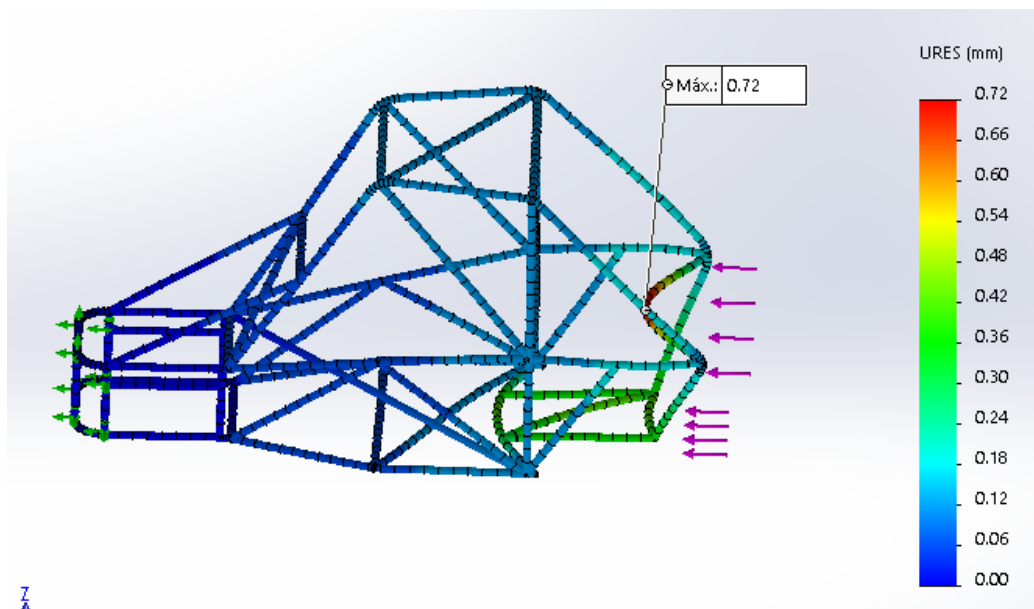


Figura 26: Desplazamientos de la parte trasera

El desplazamiento máximo es de **0,72 mm**

Flexión 1:

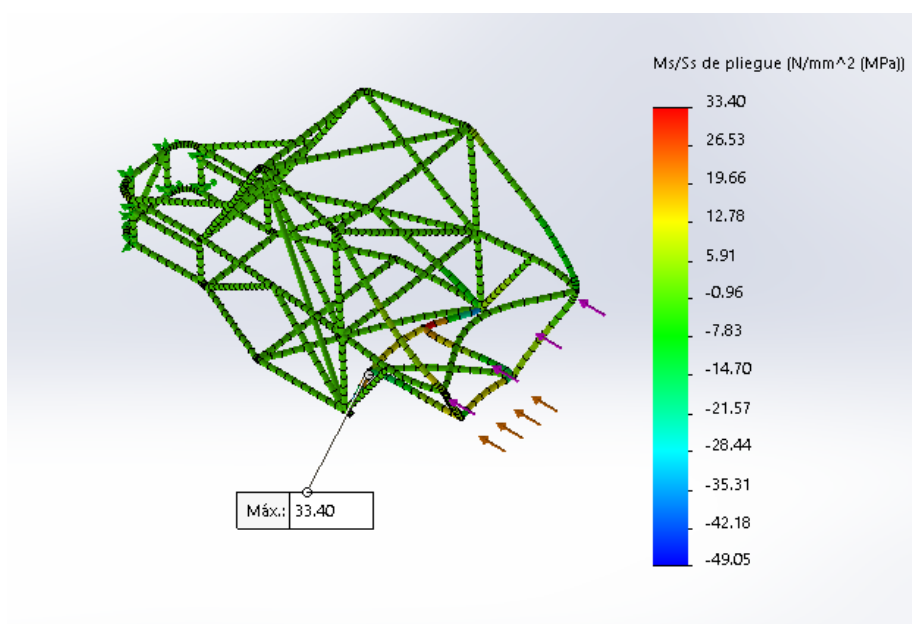


Figura 27: Flexión en la parte trasera

El esfuerzo máximo debido a la flexión este plano es de **49,05 MPa**

Coefficiente de seguridad:

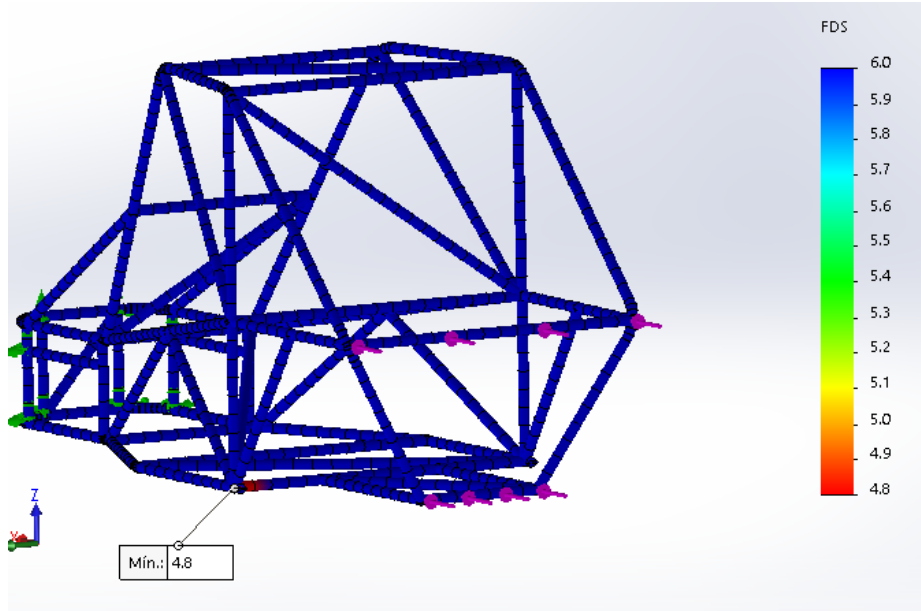


Figura 28: Coeficiente de seguridad parte trasera

El coeficiente de seguridad mínimo es **4,8**

6.2.2. Estudio lateral

Desplazamientos:

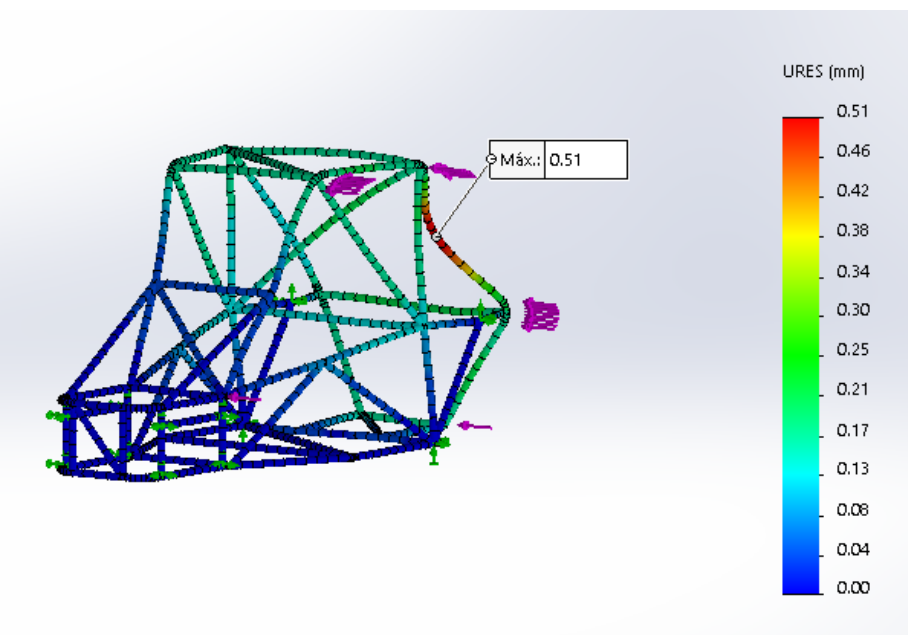


Figura 29: Desplazamientos laterales

El desplazamiento máximo es de **0,51 mm**

Axil:

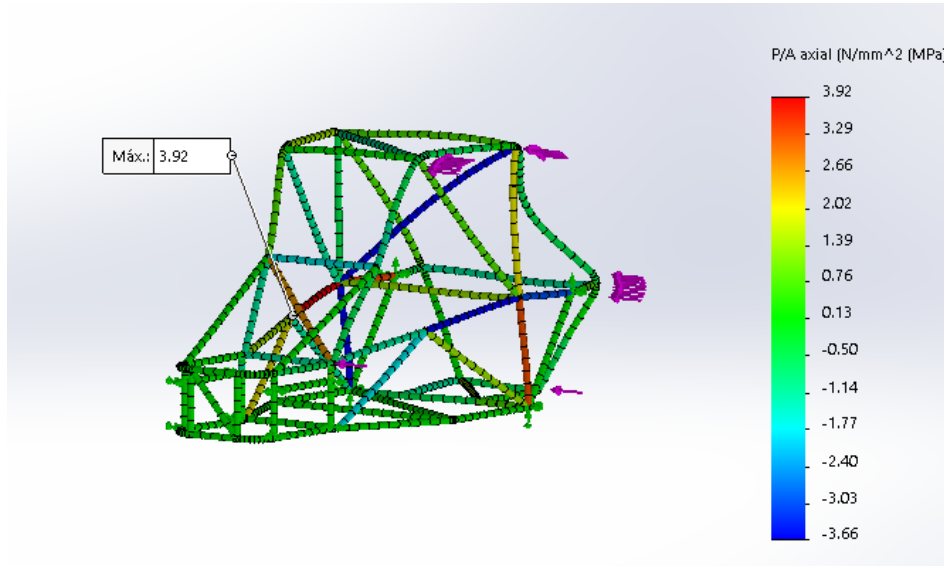


Figura 30: Axiles laterales

El esfuerzo axil máximo es de **3,92 MPa**

Flexión 1:

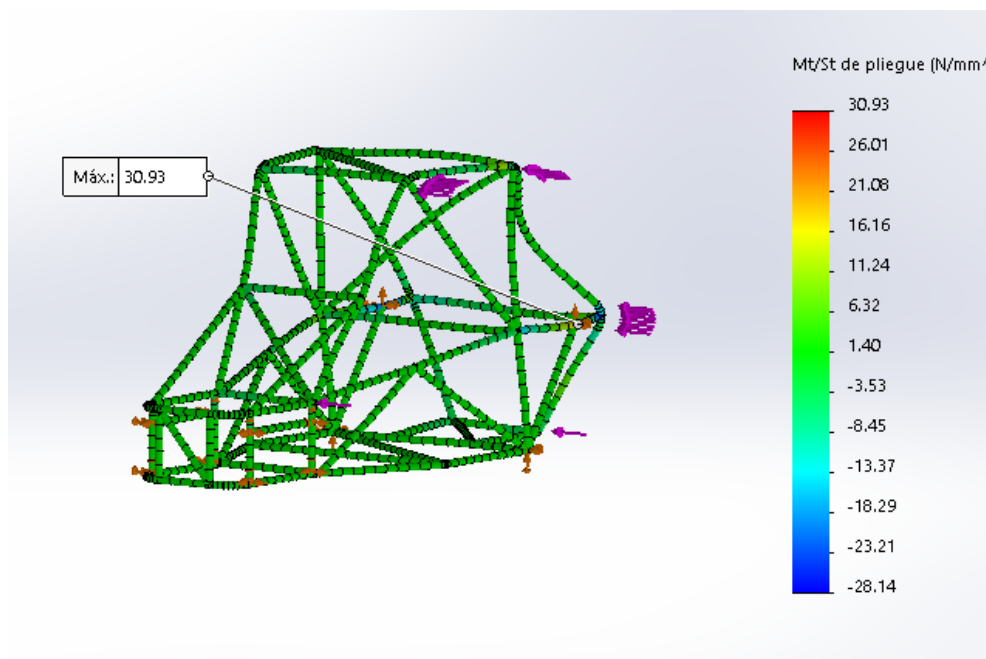


Figura 31: Flexión 1 debido a carga lateral

El esfuerzo máximo debido a la flexión en el plano 1 es de **30,93 MPa**

Coefficiente de seguridad:

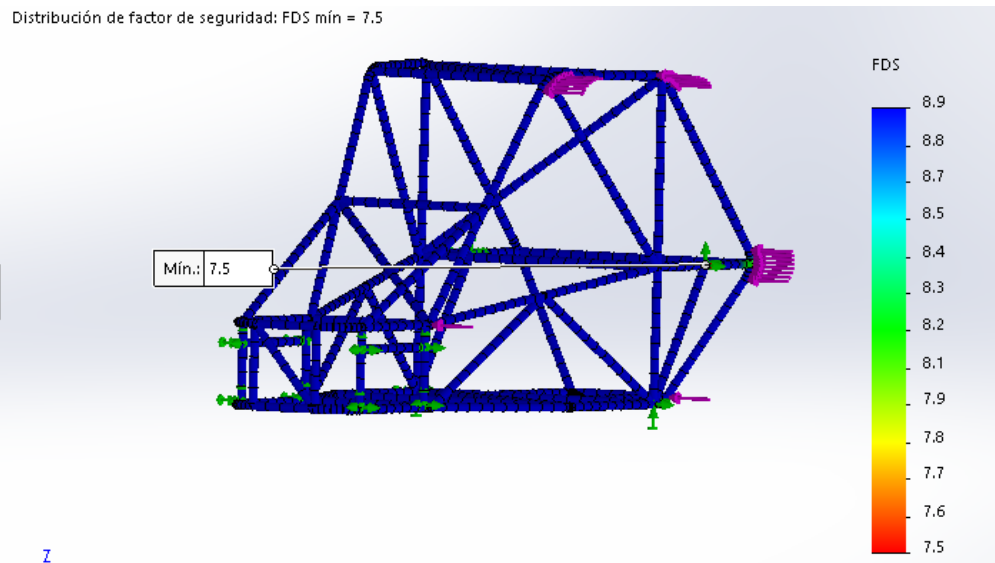


Figura 32: Coeficiente de seguridad de las cargas laterales

El coeficiente de seguridad mínimo es de **7,5**.

6.2.3. Estudio vertical

El estudio vertical es el más desfavorable de los tres. Puesto que el perfil se ha seleccionado a partir de esta sollicitación, el coeficiente de seguridad de esta prueba debería de ser 1.

Desplazamientos:

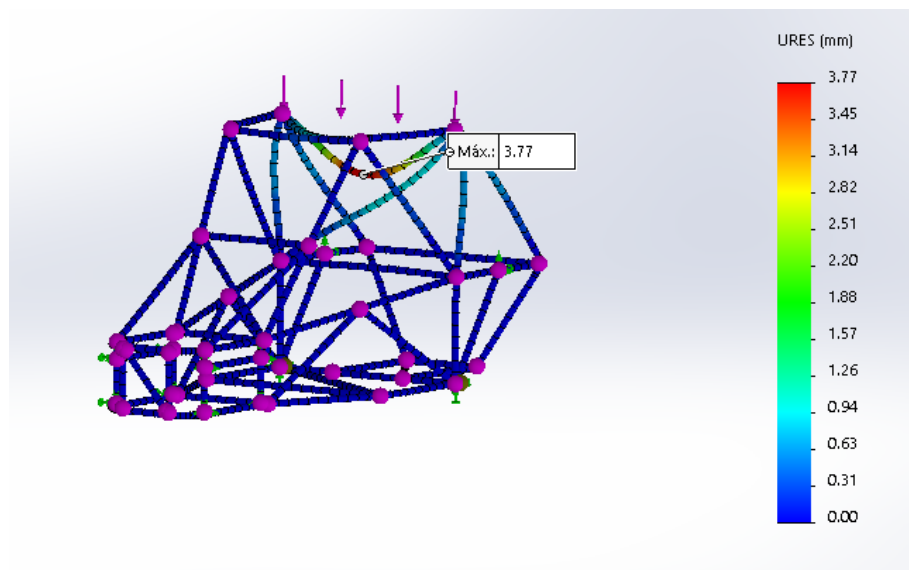


Figura 33: Desplazamientos sollicitación vertical

El desplazamiento máximo es de **3,77 mm**

Axil:

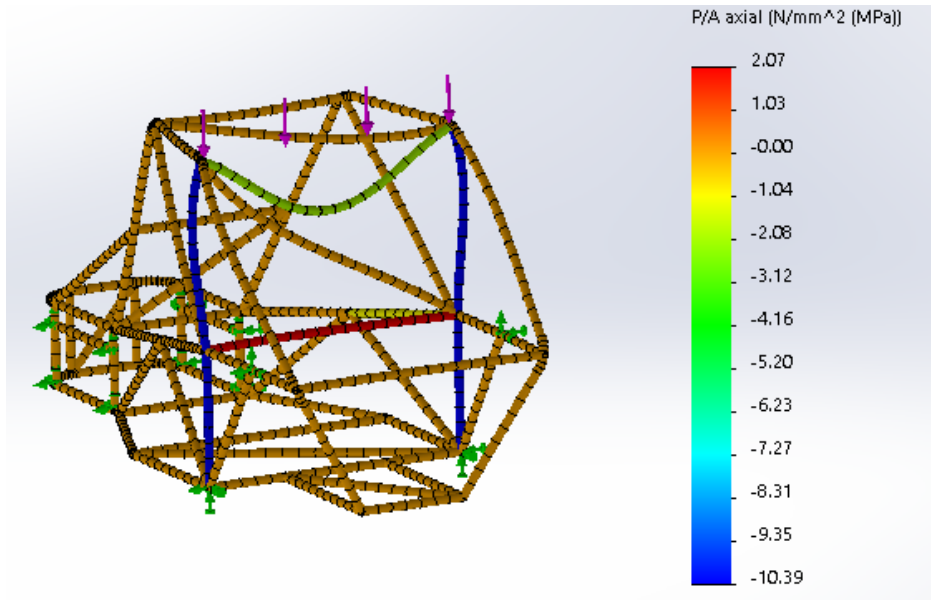


Figura 34: Esfuerzos axiales en carga vertical

El esfuerzo máximo es de **10,39 MPa**

Flexion1:

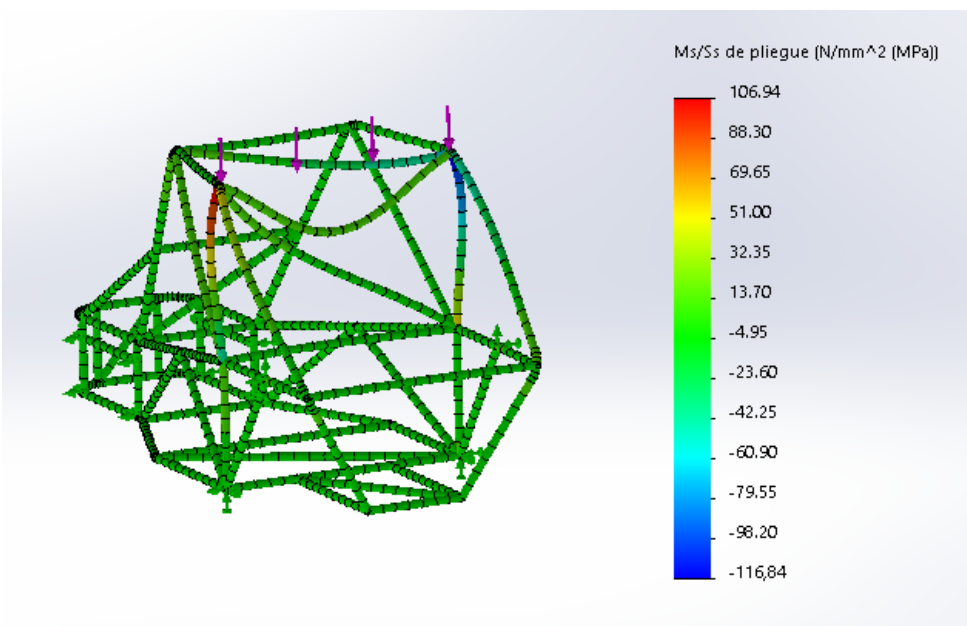


Figura 35: Esfuerzos debido a la flexión1 en carga vertical

El esfuerzo máximo es de **116,84 MPa**

Flexión 2:

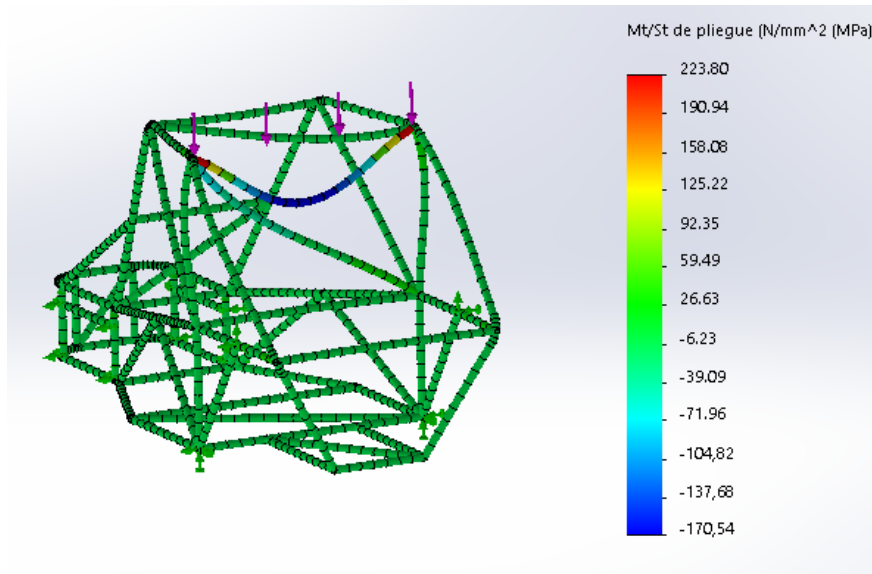


Figura 36: Esfuerzos debido a la flexión en el plano 2 en carga vertical

El esfuerzo máximo es de **223,8 MPa**

Coefficiente de seguridad:

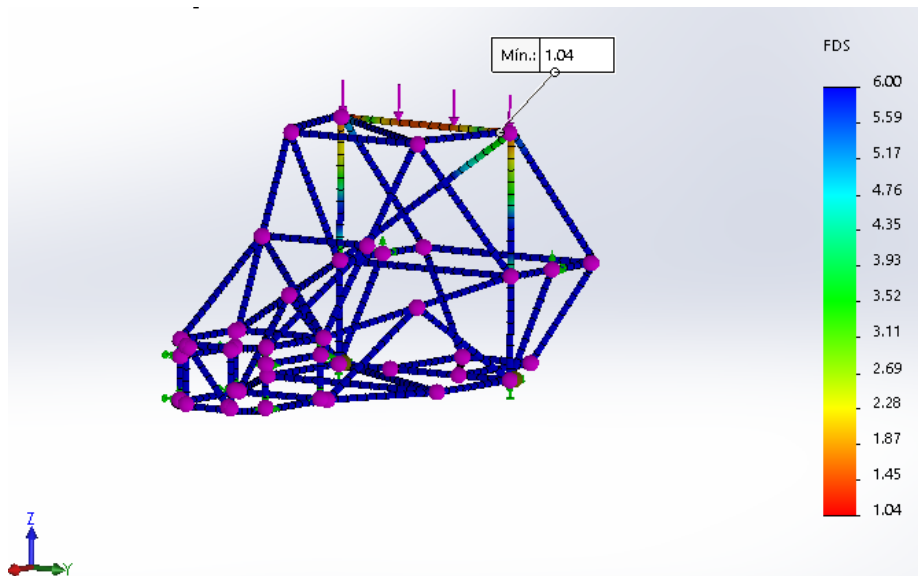


Figura 37: Coeficiente de seguridad en carga vertical

El coeficiente de seguridad mínimo es de **1,04**.

Como se observa, todas las pruebas cumplen con un alto coeficiente de seguridad excepto la carga vertical.

Esto se debe a que ha sido esta prueba la seleccionada para el dimensionado del perfil sin coeficiente de seguridad.

De esta forma se puede rigidizar esta barra mediante dos diagonales sin elevar todavía más el coeficiente de seguridad de las otras solicitaciones.

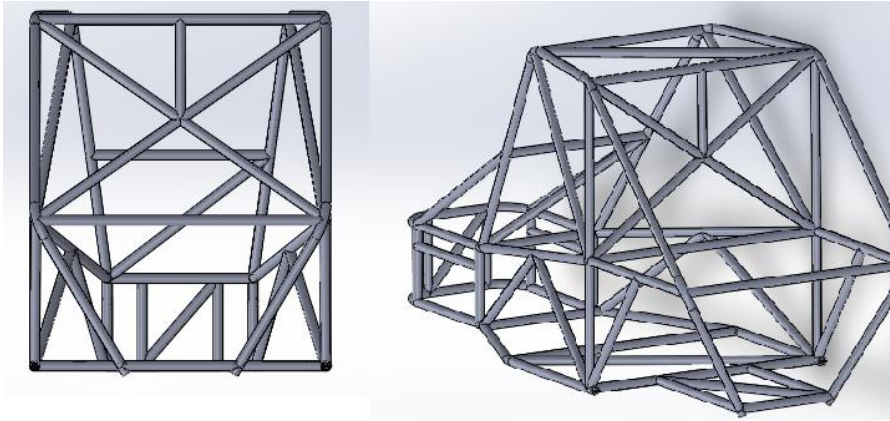


Figura 38: Diseño final con diagonales

Según lo anteriormente comentado se añaden estas barras diagonales y el coeficiente de seguridad mínimo sube a **2,6**

Esfuerzos debido a la flexión:

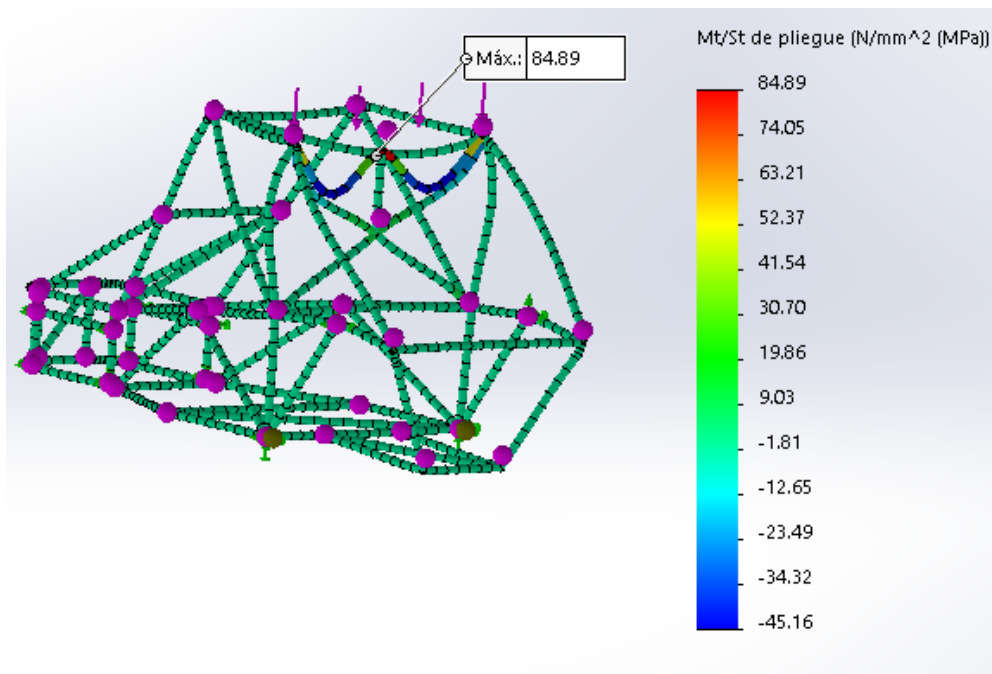


Figura 39: Flexión en carga vertical con diagonales

Coeficiente de seguridad:

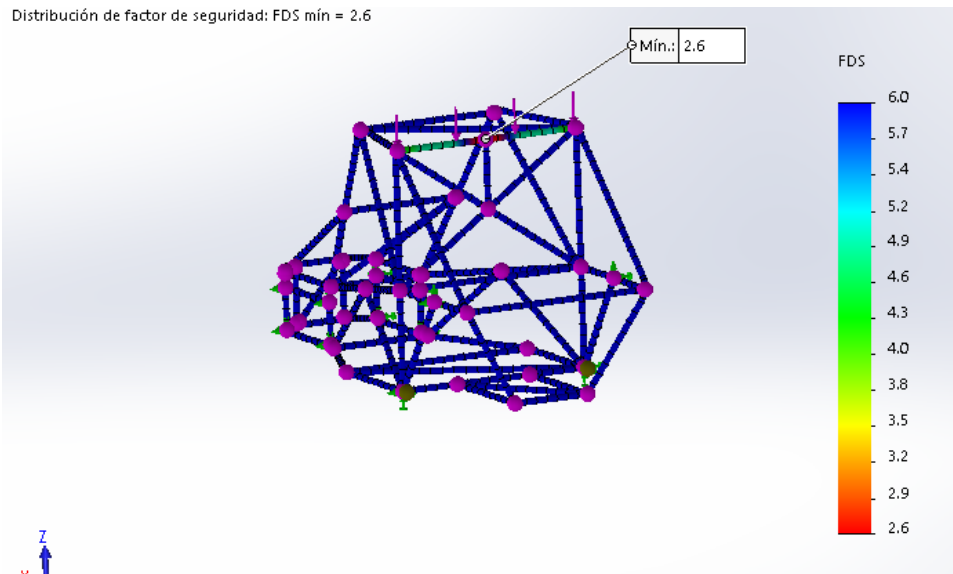


Figura 40: Coeficiente de seguridad después de añadir las diagonales

La razón por la que se mantienen estos altos coeficientes de seguridad es principalmente por las soldaduras. En el modelo en SolidWorks se han considerado las juntas como uniones entre sólidos rígidos, sin embargo, la unión real puede tener mermada su resistencia a causa de la calidad de la soldadura.

7. Suspensión

En el siguiente capítulo se introducen los conceptos básicos a tener en cuenta a la hora de diseñar una suspensión. En este caso se dispone de los brazos de suspensión delanteros y manguetas de un quad, por lo que la geometría vendrá totalmente condicionada por sus dimensiones y ángulos. Debido a esto no se trata de una labor de diseño, si no de adaptación.

7.1. Introducción teórica

El cálculo y diseño de la suspensión de un vehículo es probablemente una de las partes más difíciles de la arquitectura de vehículos. A continuación se presenta una base teoría sencilla, pero suficiente para las exigencias del trabajo.

El estudio de la suspensión se puede dividir en varias partes: la geometría, la cinemática, la dinámica y por último la relación que tienen todas estas partes con la dirección. En este caso sólo se va a analizar la parte geométrica y cinemática.

7.1.1. La geometría y cinemática de la suspensión

La geometría de la suspensión estudia y analiza las distancias, posiciones relativas, y ángulos relativos de los distintos elementos de la suspensión. En general, la geometría de suspensión conviene estudiarla con la parte cinemática, que se encarga de analizar cómo varían todos estos parámetros con el movimiento natural de la suspensión. De esta forma se puede observar si una geometría eficientemente calculada con el vehículo en reposo se vuelve ineficaz en alguna posición límite del mismo.

Existen muchos tipos de suspensión con muchas configuraciones posibles y en cada una, estos ángulos y parámetros geométricos se materializan de forma distinta y afectan de forma distinta. En esta sección se va a describir únicamente una configuración concreta de suspensión delantera: **suspensión de cuadrilátero articulado mediante trapecios**. Al estar hablando de la suspensión delantera, cabe recalcar que en un estudio más profundo habría tener más en cuenta la dirección.

7.1.1.1. Ángulos y parámetros fundamentales

A continuación se explican brevemente los parámetros más importantes que definen el comportamiento de una suspensión: las cotas de reglaje.

-**Ángulo de caída de la mangueta (β):** Es el ángulo formado entre el plano de llanta y la normal al suelo. Se considera positiva si la rueda en su parte superior se inclina hacia fuera del vehículo. En la figura 39 se observa una caída positiva de la mangueta.

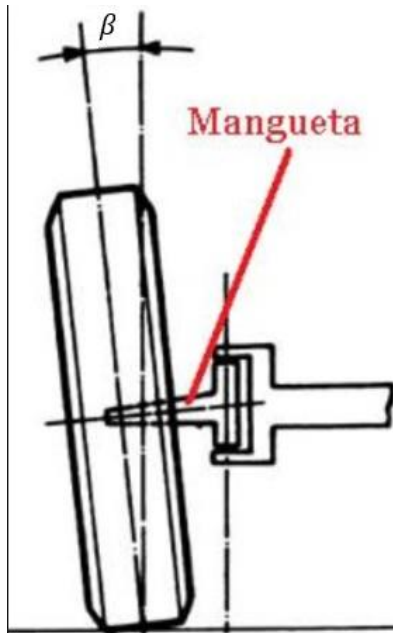


figura 41: Ángulo de caída de la mangueta

Fuente: <https://revistamotor.eu>

La función principal del ángulo de caída de la mangueta es la de disminuir la dureza de dirección, sin embargo ángulos de caída superiores a tres grados pueden tener efectos no deseados.

-Ángulo de salida del pivote (α): Es el ángulo materializado por el eje real o ficticio sobre el que pivota la rueda (A) y la recta normal al plano horizontal del suelo (B), visto el vehículo de frente. Se considera positivo si el pivote cae en su parte superior hacia el interior del vehículo. En la figura 40 se puede observar una salida del pivote neutra a la derecha y una positiva a la izquierda.

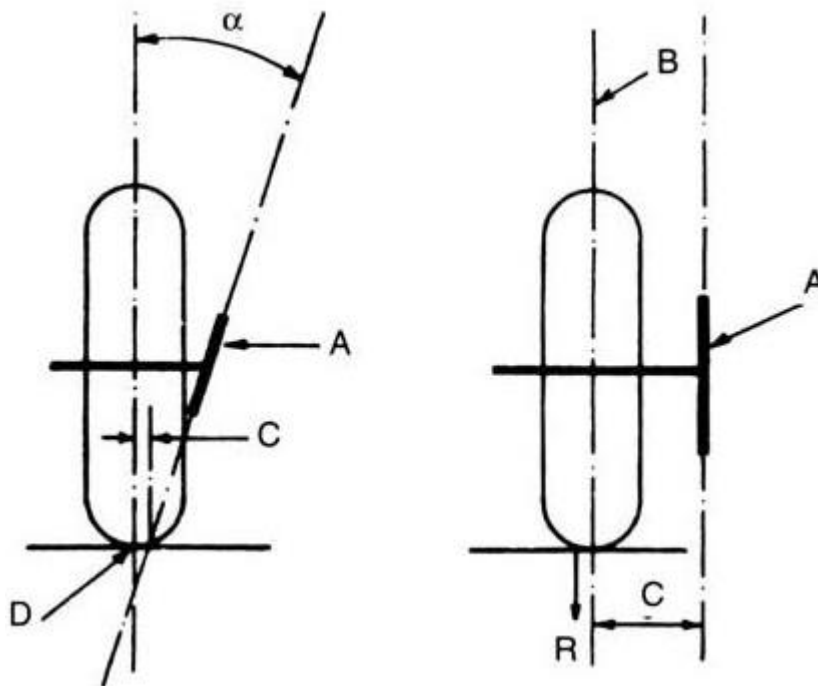


Figura 42: Salida del pivote

Fuente: <http://www.circulaseguro.com>

Este parámetro sirve para mejorar la retornabilidad de la dirección a su posición de equilibrio, gracias a la suspensión. Sus valores oscilan entre 2° y 9°.

En la figura 41 se observa el efecto combinado de la caída de mangueta con la salida del pivote. Su efecto principal es disminuir el brazo de giro entre la huella del neumático y el pivote con el objetivo de disminuir la dureza de la dirección.



Figura 43: Combinación de ángulos

Fuente: <http://www.circulaseguro.com>

-Ángulo de avance del pivote (γ): El avance del pivote es el ángulo que forma el eje del pivote con la normal al plano horizontal del suelo, pero esta vez visto el vehículo lateralmente. Se considera positivo cuando al prolongar la recta que contiene al eje del pivote, ésta corta al suelo por delante de la huella, en sentido de la marcha del vehículo. Este parámetro geométrico sirve principalmente para estabilizar la dirección en el sentido de marcha. Esta situación se aprecia fácilmente en una bicicleta o motocicleta donde el ángulo de la horquilla delantera con la vertical representaría este avance del pivote.

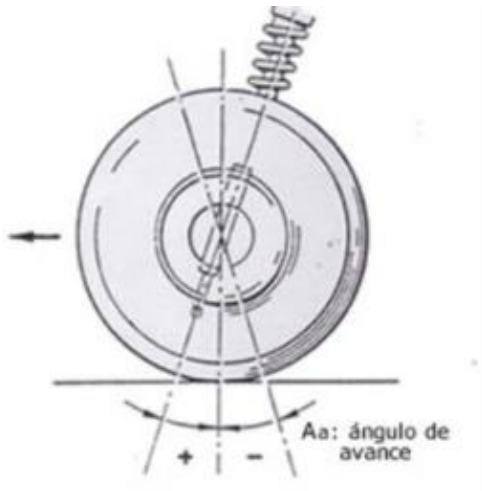


Figura 44: Avance del pivote

Fuente: <http://agescuadra.blogspot.com.es/>

-Ángulo de convergencia (λ): La convergencia de la mangueta aunque se trata de un ángulo viene expresada muchas veces como una distancia. Esta distancia es la diferencia entre los centros de las ruedas en la parte trasera y delantera de la rueda. Tal y como se ilustra en la figura 43 cuando esta distancia es menor que cero se considera positiva:

$$(V_a - V_b) = -4 \cdot R \cdot \sin(\lambda')$$

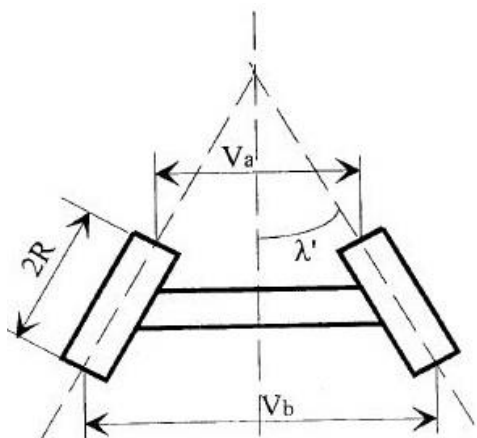


figura 45: Convergencia

Fuente: “El sistema de dirección en vehículos de carretera” Santiago Baselga.

En este caso hay que tener en cuenta que el ángulo (λ') es la proyección del ángulo de convergencia (λ), después de la contribución de todas las cotas de reglaje.

La convergencia sirve para compensar algunos de los efectos negativos producidos por el ángulo de caída.

Como se ha comentado estas cotas de reglaje afectan a la calidad de la dirección y la estabilidad del vehículo en conducción. Las características afectadas por estas cotas se podrían resumir en dureza, reversibilidad, estabilidad y progresividad

7.1.1.2. Cuadrilátero articulado

El cuadrilátero articulado mediante trapecios o paralelogramo deformable es un tipo de suspensión independiente. La suspensión independiente permite que cada rueda se mueva verticalmente sin afectar a la opuesta, lo que permite que la rueda se adapte mejor a la geometría del suelo y mejore su pisada.

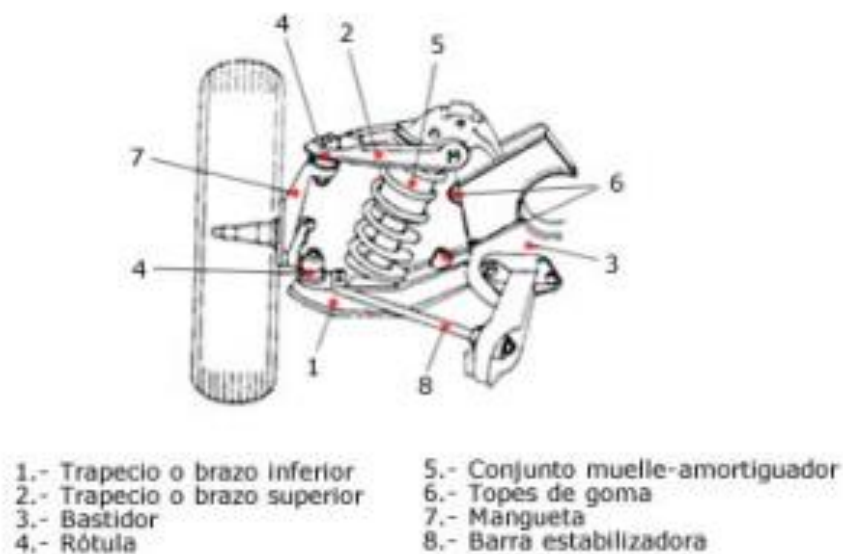


Figura 46: Sistema de cuadrilátero articulado

Fuente: <https://www.iit.comillas.edu/pfc/resumenes/557dd9ba62119.pdf>

Un caso concreto de aplicación se ilustra en la figura 45.



Figura 47: Suspensión de cuadrilátero articulado en un Buggy

Fuente: <http://www.mercadoracing.org>

La principal ventaja de este tipo de suspensión es que se tiene una gran cantidad de parámetros fácilmente variables para conseguir infinidad de geometrías distintas. Por ejemplo, se pueden variar la longitud de los brazos, la distancia en los anclajes en dirección normal al suelo, o la distancia entre los anclajes en la dirección perpendicular a la normal del suelo, o el paralelismo entre los trapecio, etc. Todas estas posibilidades confieren variabilidad a la geometría de la dirección. La parte negativa de este aspecto es que hay muchos grados de libertad y por lo tanto el cálculo entraña dificultad.

7.1.2. Dinámica de suspensión

Cuando un vehículo con suspensión está circulando sobre un suelo con irregularidades, éste le transmite todos los esfuerzos al chasis a través de las ruedas. La suspensión se encarga de absorber esas irregularidades y mantener la rueda siempre en contacto con el suelo, además de mejorar el confort en la conducción.

Una suspensión consta de un conjunto de muelles y unos amortiguadores sobre los que oscila una masa suspendida. La dinámica se encarga precisamente de describir este tipo de sistemas: masa, muelle-amortiguador.

La modelización más simple de un vehículo mediante estos elementos es la de un grado de libertad:

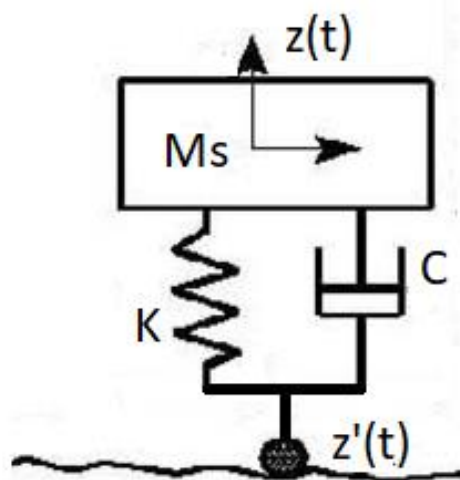


Figura 48: Modelo de un grado de libertad.

En este modelo la masa suspendida (M_s) representa toda la masa del vehículo por encima del sistema de suspensión, la constante elástica (K) y la constante de amortiguación (C) representan la suma del efecto de todas las ruedas. De esta forma la señal de entrada ($z'(t)$), que representa la irregularidad del terreno se transforma en la señal de salida ($z(t)$) que representa el movimiento del habitáculo.

Para poder analizar correctamente la dinámica es necesario trabajar en los dos ejes y conocer la disposición del motor y la suspensión trasera. Por esto y por la complejidad propia de esta sección este cálculo excede el alcance de este proyecto.

7.2. Cálculo de la suspensión

Según lo presentado anteriormente se disponen de muchos parámetros libres para conseguir una geometría concreta. Para realizar una adaptación lo más eficaz posible, se van a seguir las siguientes fases:

- Análisis de parámetros fijos: Se parte de las piezas mencionadas anteriormente por lo que hay una serie de parámetros que son fijos.
- Análisis de parámetros variables: Se estudiarán los grados de libertad y se elegirá como variarlos para conseguir la geometría.

-Comprobación de la solvencia de la geometría mediante el programa Vsusp.

7.2.1. Parámetros fijos

De las ruedas y la mangueta se tiene ya una geometría fija la cual queda modelizada a continuación. También queda definida la distancia entre los anclajes de las rotulas de los trapecios

De los trapecios se obtienen la longitud de los mismos y su rango de apertura.

El recorrido de los amortiguadores es de 120 mm.

La distancia del chasis al suelo está fijada entre unos valores de 250 y 200mm con la suspensión estirada y entre 100 mm y 150 mm con la suspensión comprimida

De la geometría del chasis se conocen la distancia entre los anclajes del trapecio superior con los del inferior (D_s).

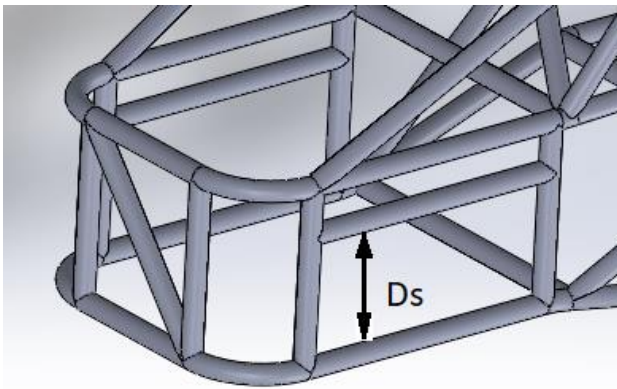


Figura 49: Geometría de la parte delantera.

7.2.2. Parámetros variables

Como la geometría del chasis es prismática, las dos barras donde se ubicarán los anclajes son paralelas. Esto quiere decir que según esa geometría y como los trapecios y manguetas también están fijados, los ángulos introducidos al montar los trapecios estarán también fijados y a priori desconocidos. Para permitir la variación de los mismos se opta por un sistema de orejetas que permita variar los siguientes parámetros: distancia entre anclajes en dirección normal al suelo (D_s), distancia entre anclajes en dirección perpendicular a la normal con el suelo (D_n), distancia relativa entre anclajes en dirección longitudinal paralela al plano del suelo (D_p).

Para una mejor ilustración de este proceso se han modelado las partes en SolidWorks mediante un ensamblaje con el chasis. En simulación se han reproducido los trapecios y la mangueta con las dimensiones reales para comprobar la geometría.

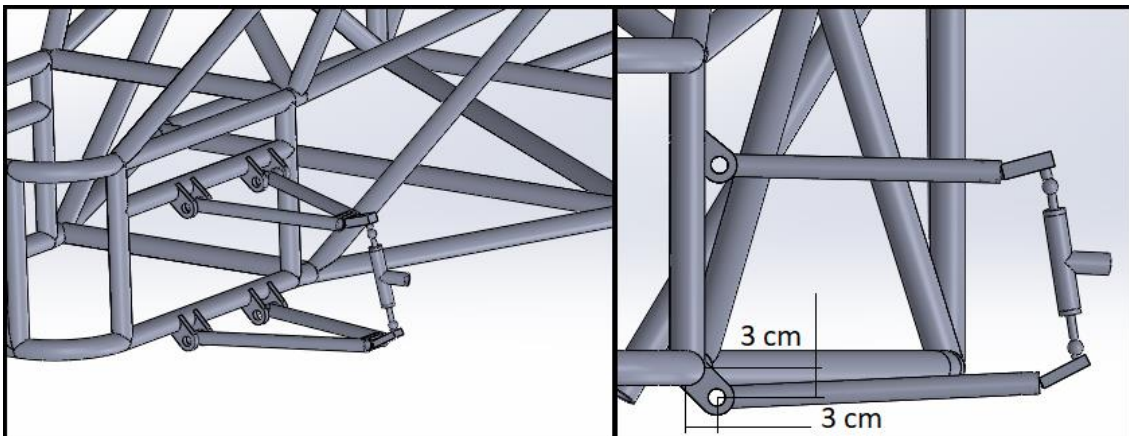


Figura 50: Modelización de los trapecios y mangueta en SolidWorks

En primer lugar se fija el trapecio inferior con los siguientes criterios:

- Conseguir la mayor distancia del chasis al suelo
- El trapecio inferior no debe llegar al tope de rotula en la situación más desfavorable.

Según estos dos criterios se orientan los anclajes del trapecio inferior 45° quedando a una distancia de 3 cm hacia el suelo y 3 cm hacia fuera tal y como se observa en la figura 48.

Una vez fijado el trapecio inferior se diseña un sistema de anclaje para la parte superior con pletinas de más longitud y con orificios a 4, 6, y 8 cm con el objetivo de poder modificar la caída de la rueda. Se parte de la posición más alejada para el análisis.

Ahora ya se tiene una forma de variar la caída de rueda con un solo parámetro: **la posición del sistema de orejetas.**

A continuación se exponen tres ejemplos para visualizar el efecto de dicho movimiento:

-Posición central: Se posiciona el sistema de anclaje paralelo al plano del suelo y se observan las dos situaciones límites:

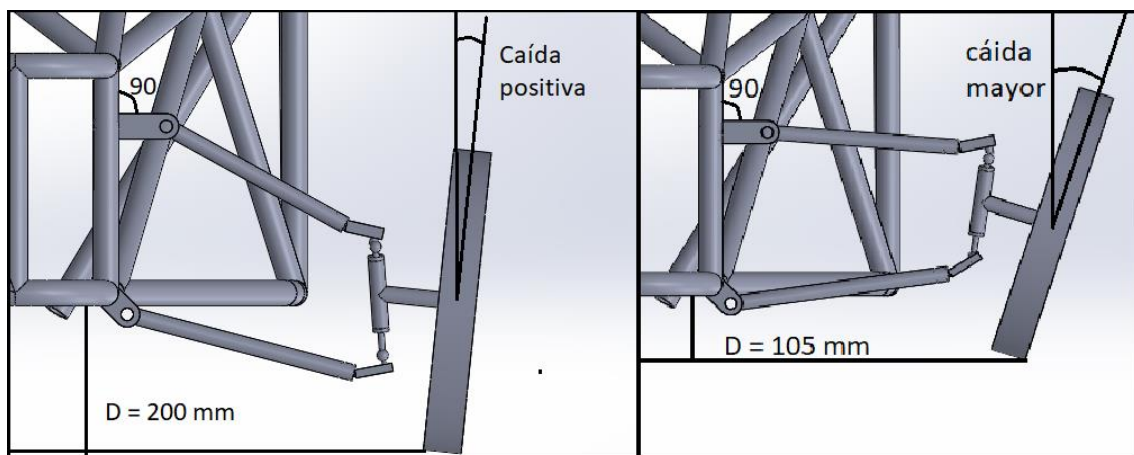


Figura 51: Posición central

Como se observa en la figura 49 en esta posición se parte de una caída de rueda positiva que se incrementa conforme se comprime la suspensión.

-Posición con ángulo positivo: A continuación se posiciona el anclaje con un ángulo de 35° con respecto a la horizontal:

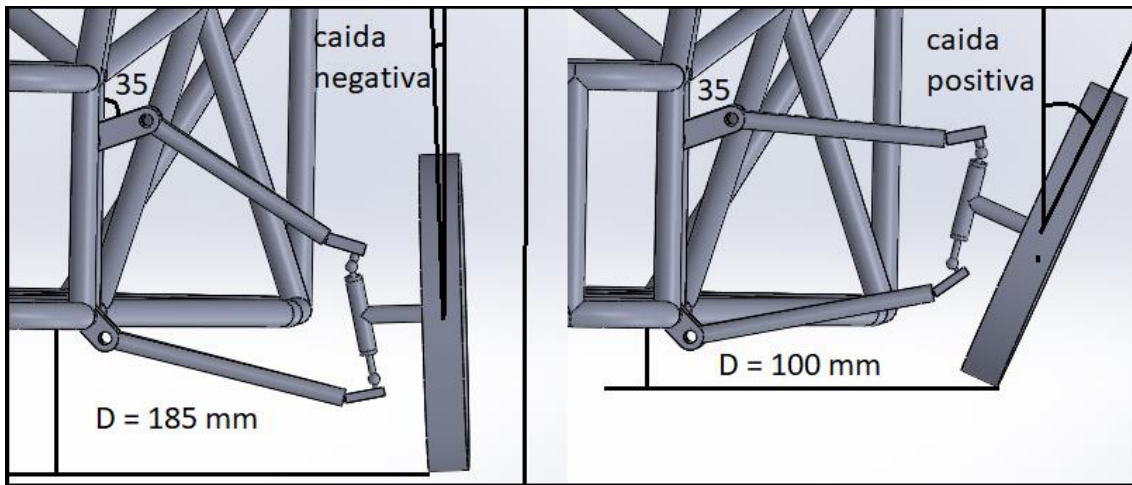


Figura 52: Ángulo positivo

Como se observa en la figura 50 se parte de un ángulo de caída negativa y se obtiene un ángulo positivo y muy grande de caída positiva con la suspensión comprimida.

-Posición con ángulo negativo: en el siguiente caso se posiciona el sistema de anclajes a 45° hacia el suelo y se presentan las siguientes situaciones.

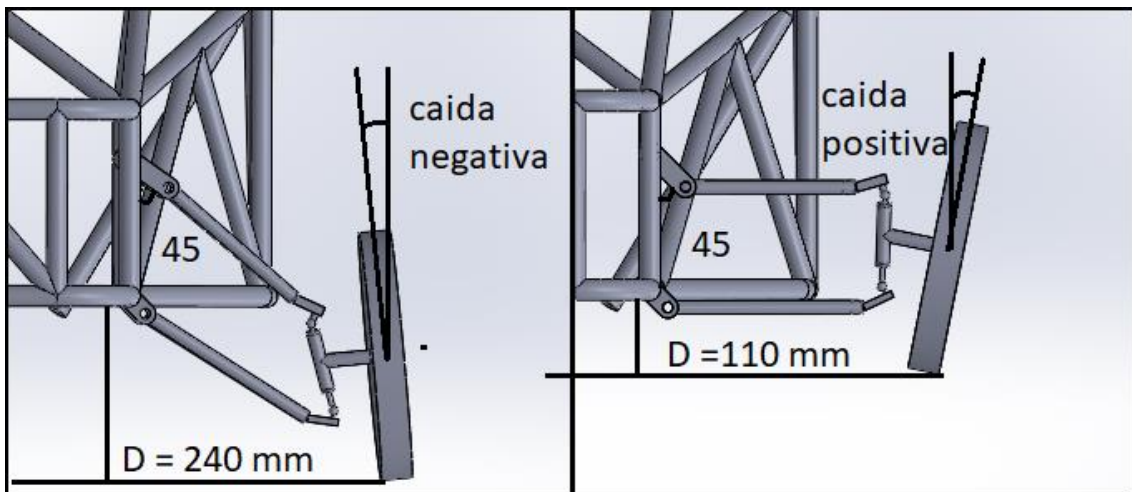


Figura 53: Ángulo negativo.

Se parte de una caída positiva y conforme se comprime la posición se vuelve positiva.

Se observa pues, que girando el sistema de orejetas superior en sentido ascendente, sube el apoyo del trapecio superior y a la vez se desplaza al exterior. Este movimiento induce un aumento del ángulo de caída de la rueda. Además como el recorrido de la suspensión está fijo y el recorrido de los trapecios también en este desplazamiento se acorta la distancia del chasis al suelo. En la situación contraria se consigue un ángulo de caída negativo con la suspensión estirada y un ángulo de caída positivo con la suspensión comprimida.

El ángulo de avance se puede variar con la posición relativa entre las orejetas en proyección vertical tal y como se muestra en la figura 52.

Sin embargo colocando los anclajes totalmente paralelos el sistema ya tiene un ángulo de avance de 3° según el manual del quad. Cabe decir que este dato sí se puede extrapolar de la geometría del quad, ya que solo depende de posición relativa en proyección vertical de las orejetas.

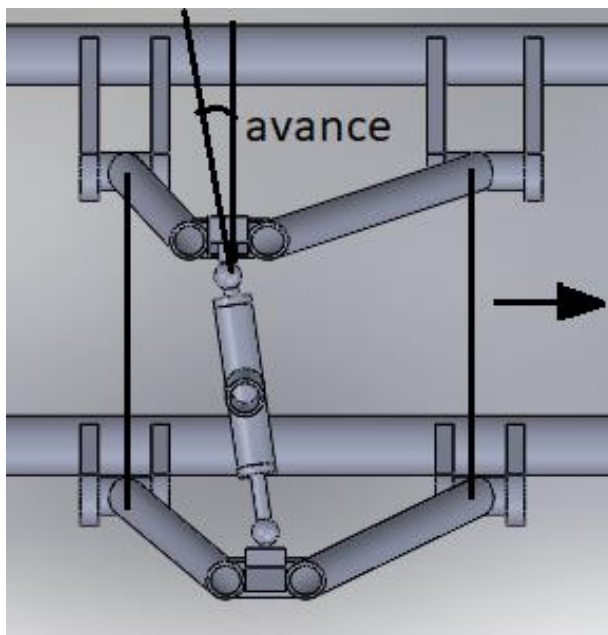


Figura 54: Ángulo de avance.

La convergencia de la dirección se consigue regulado la distancia de las bielas de dirección, como se verá más adelante.

7.2.3. Selección y comprobación

Una vez se conoce cómo varían los ángulos de la suspensión se propone unas posibles cotas de valores.

Ángulo de caída de la rueda: Desde el punto de vista de la resistencia a la rodadura y la capacidad de frenada el ángulo de caída más favorable sería 0° . De esta forma la huella de contacto tiene la forma más eficaz posible para transmitir la frenada al suelo y al no introducir ninguna fuerza asociada a este ángulo de caída, la resistencia a la rodadura es la mínima. Al estudiar el comportamiento en curva se debe tener en cuenta que las ruedas delanteras no son perfectamente cuadradas sino que tienen cierta curvatura. Esta curvatura hace que al introducir un ángulo de caída negativo no empeore en exceso la huella de contacto. Además se introduce una reacción en curva conocida como empuje por caída, lo que proporciona más agarre. Ocurre lo contrario con un ángulo de caída positivo.

Cuando se comprime la suspensión el ángulo de caída aumenta situación que para este caso es desfavorable. Por lo que introduciendo un ángulo negativo en recto, en la situación de curva la rueda tendera a neutralizar la caída, proporcionando más agarre.

Un inconveniente de un ángulo de caída negativo excesiva es que al coger un bache con una sola rueda, la suspensión se comprime e induce una fuerza hacia dentro de la curva que provoca una conducción inestable.

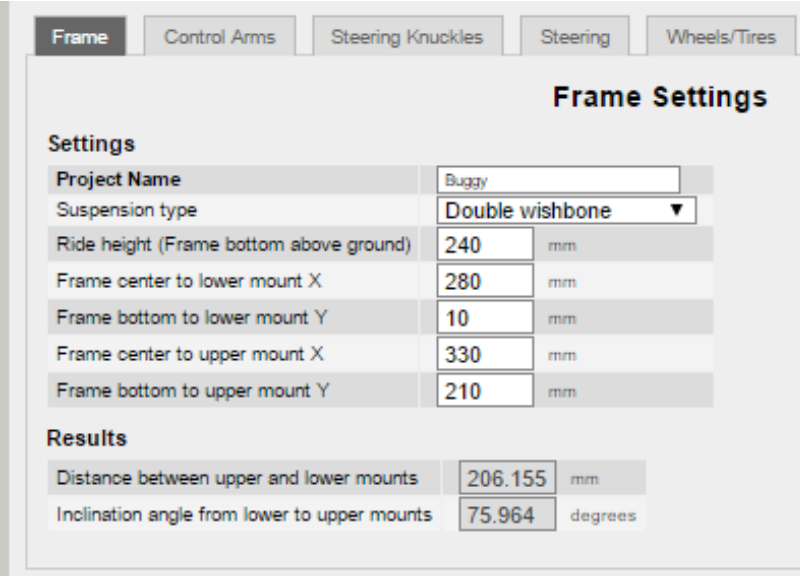
Por lo anteriormente comentado y aprovechando el diseño variable de los anclajes del trapecio superior se introduce un ángulo de caída en diseño de entre 1 y 3 grados en posiciones extremas. Cabe destacar que la posible disminución de la resistencia a la rodadura y la capacidad de frenada no es relevante en un buggy destinado a ir por tierra.

Ángulo de avance: El ángulo de avance positivo es interesante para la retornabilidad de la dirección. Es un parámetro que modifica también la dureza, de forma que a mayor ángulo de avance mayor dureza de la dirección. En este caso y debido a que el motor se encuentra en la parte trasera, la dirección ofrecerá muy poca resistencia. Se introduce el ángulo de caída de 3° natural de la suspensión para conferirle retornabilidad a la dirección.

Ángulo de convergencia: Aunque la variabilidad de este parámetro se explicará en el apartado de la dirección, cabe destacar algunas características. La variación de este ángulo afecta mucho a la resistencia a la rodadura, del orden de 10 veces más que el ángulo de caída. De forma que una variación de un grado en el ángulo de convergencia tiene el mismo efecto que la variación de diez grados en el ángulo de caída, a efectos de resistencia a la rodadura. Para que la variación de esta cota sea efectiva debe de tener un ajuste muy fino, ya que está pensado para compensar efectos negativos de otros parámetros y mejorar el comportamiento en distintos puntos de la curva. Debido a la complejidad en la variación de este parámetro, se aproximará lo más posible a una convergencia neutra 0° .

Para la selección y comprobación de los parámetros anteriores se ha utilizado el programa Vsusp. Este es un programa de simulación de suspensiones gratuito con un amplio abanico de opciones.

Se introducen los datos fijos de la geometría del chasis, los trapecios, las manguetas y las ruedas tal y como se observa en las figuras 53 y 54.



Settings	
Project Name	Buggy
Suspension type	Double wishbone
Ride height (Frame bottom above ground)	240 mm
Frame center to lower mount X	280 mm
Frame bottom to lower mount Y	10 mm
Frame center to upper mount X	330 mm
Frame bottom to upper mount Y	210 mm

Results	
Distance between upper and lower mounts	206.155 mm
Inclination angle from lower to upper mounts	75.964 degrees

Figura 55: Parámetros conocidos.

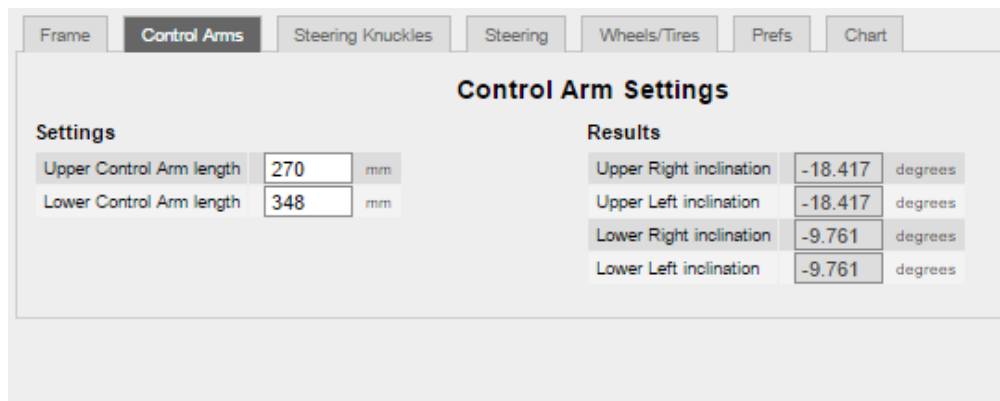


Figura 56: Parámetros geométricos de los trapecios.

La simulación de la parte delantera del chasis se observa según la figura 55. En ella se puede observar la situación del centro de balanceo en verde, en este caso a 1.2 mm por debajo del suelo.

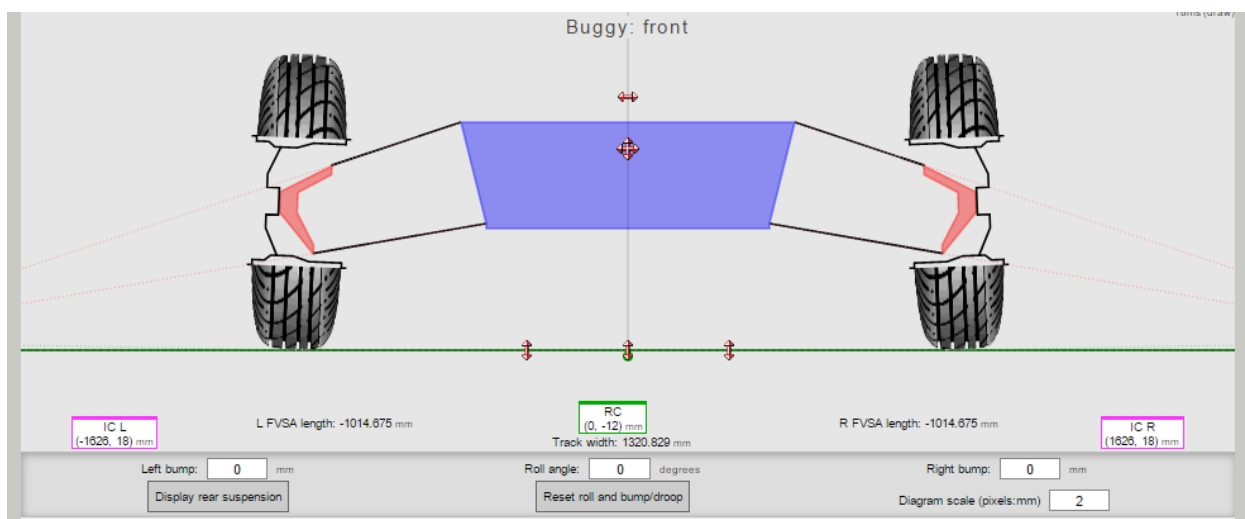


Figura 57: Posición del centro de balanceo en reposo.

EL centro de balanceo es un parámetro fundamental a la hora de describir el comportamiento de la suspensión y probablemente del vehículo en general. En torno a este punto gira el chasis cuando se produce una transferencia lateral de carga, por ejemplo en una curva. En realidad lo realmente interesante es conocer su situación respecto al centro de gravedad, si la distancia entre estos es grande se producirá mucho balanceo ocurriendo lo contrario al aumentar la distancia. Es decir, cualitativamente, se podría decir que en una transferencia lateral de

peso, la altura del centro de balanceo respecto al centro de gravedad determina la cantidad de peso que se transfiere a través del sistema de suspensión y en consecuencia balancea el chasis, y que parte se trasmite a través de los sistemas rígidos, como los trapecios, cargando las ruedas contrarias a la curva. Esta parte de la trasferencia que pasa a través del sistema de suspensión tiene la ventaja de que puede regularse mediante un ajuste en la amortiguación. Por ejemplo, se puede regular la velocidad a la que se balancea el chasis o se puede poner un tope a partir del cual no se produzca más balanceo. Sin embargo, la transferencia directa a través de los miembros rígidos es muy rápida y no se puede regular.

Así pues, cuanto más cercano al centro de gravedad esté el centro de balanceo, más corto es el brazo de palanca entre estos dos puntos y por lo tanto se producirá menos balanceo del chasis. Sin embargo, un punto de balanceo alto hace que las fuerzas laterales produzcan el efecto cuña o “Jacking” elevando el chasis en medio de la curva, lo que tiene un efecto nefasto.

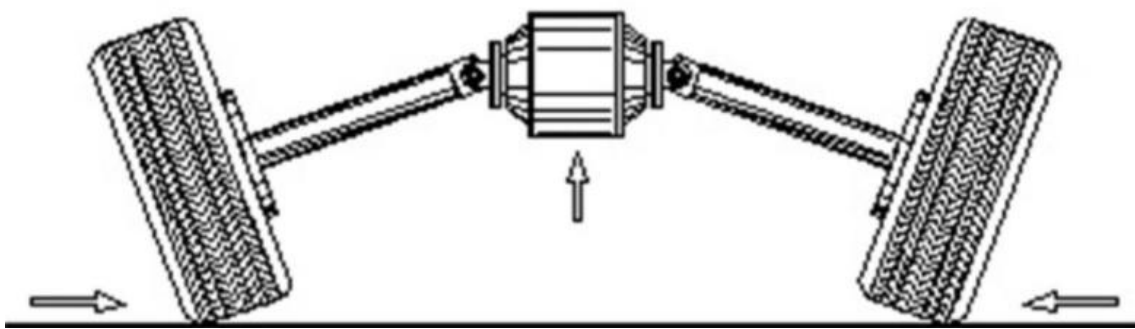


Figura 58: Jacking

Fuente: <https://jasf1961.wordpress.com>

En general, conviene que el centro de balanceo esté cerca del suelo, unos 5 mm por arriba o por debajo de éste. Además es interesante que al actuar la suspensión éste varíe lo menos posible en dirección vertical y no sobrepase las ruedas en dirección horizontal. Esto permite una buena regulación a través de la suspensión y una transmisión más lenta de las trasferencias laterales de carga.

A continuación se observa en las figuras 57,58 y 59 que el centro de balanceo cumple con lo anteriormente indicado.

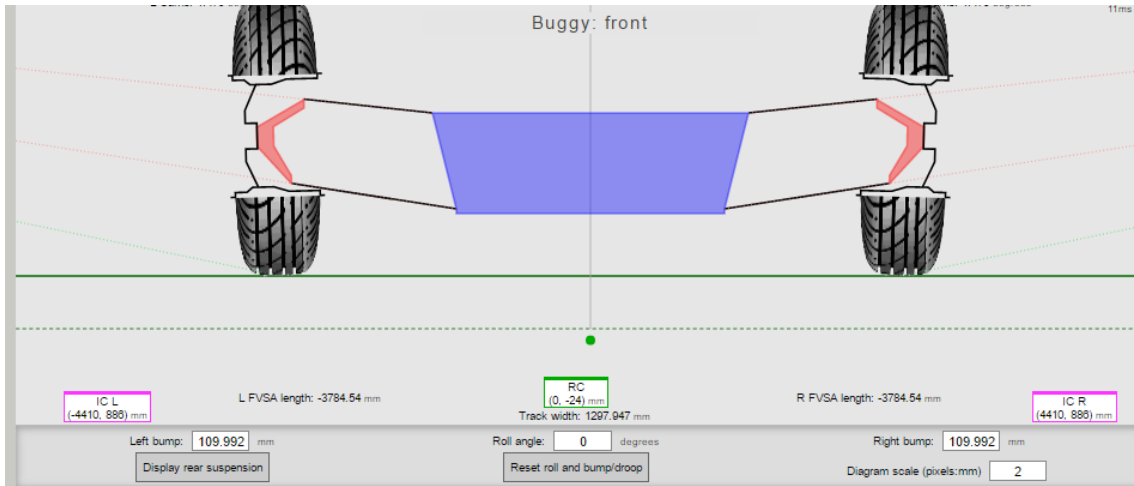


Figura 59: Posición del centro de balanceo con la suspensión comprimida

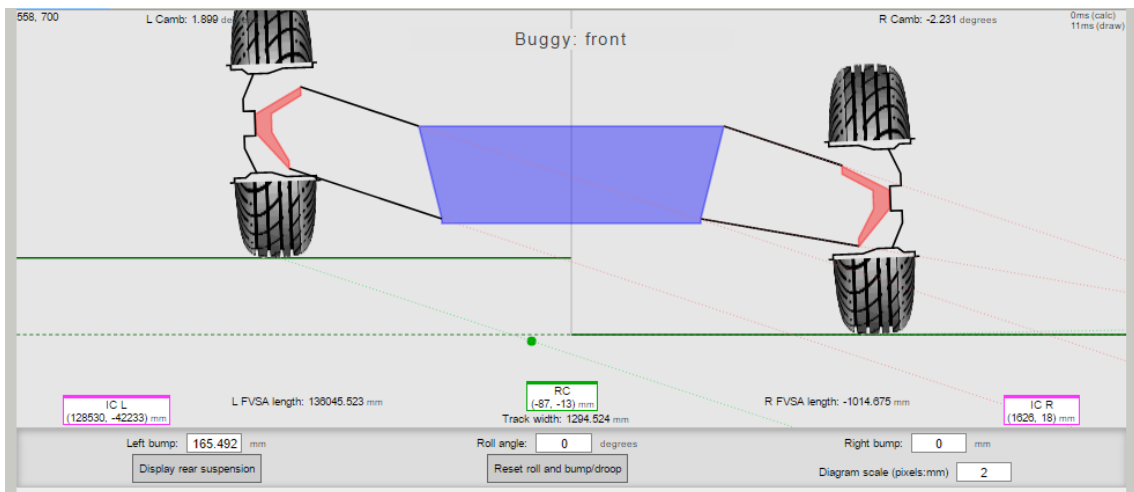


Figura 60: Posición del centro de balanceo al comprimir una sola suspensión.

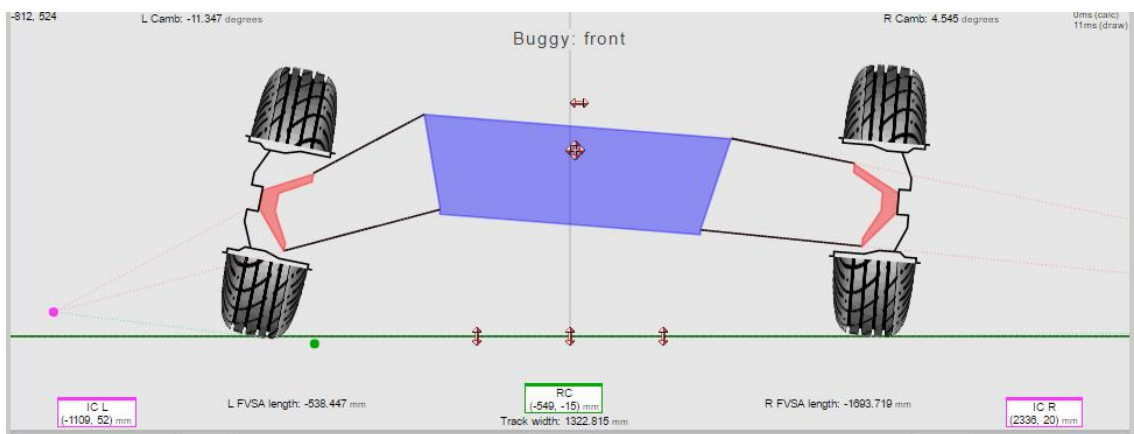


Figura 61: Posición del centro de balanceo en condición de curva.

En la siguiente gráfica se observa la variación del centro de balanceo.

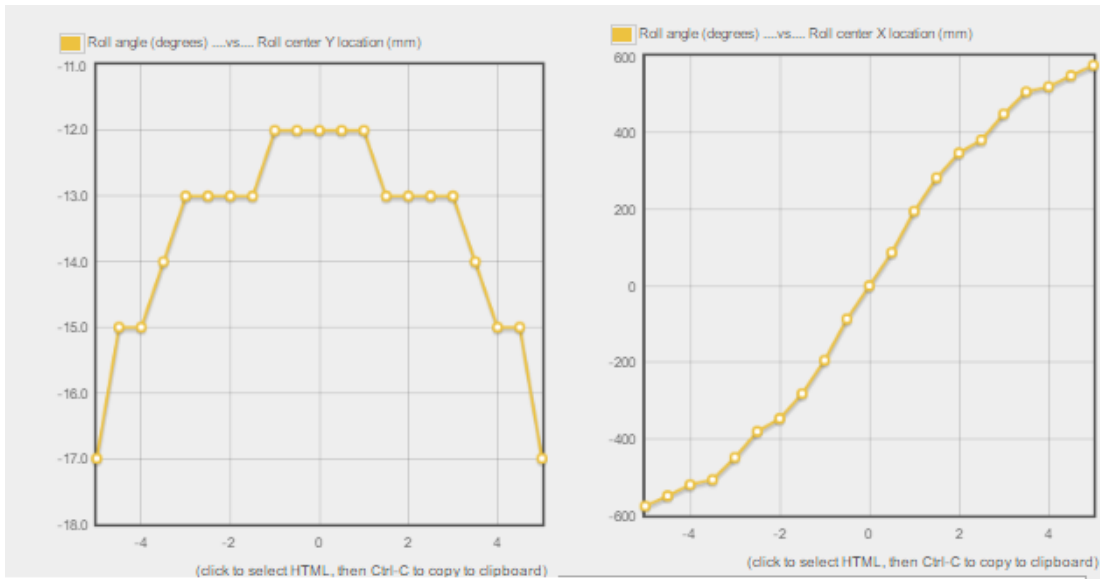


Figura 62: Evolución del centro de balanceo en función de la distancia al suelo.

Con esta geometría se consigue mantener el ángulo de caída dentro de los márgenes anteriormente indicados. Tal y como se observa en la figura 61 éste es de 2.231 ° en reposo y varía según se observa en la gráfica de la figura 62.

Steering Knuckle Settings	
Settings	
Hub to upper ball joint X	<input type="text" value="100"/> mm
Hub to upper ball joint Y	<input type="text" value="75"/> mm
Hub to lower ball joint X	<input type="text" value="70"/> mm
Hub to lower ball joint Y	<input type="text" value="100"/> mm
Results	
Distance between upper and lower ball joints (kingpin length)	<input type="text" value="177.553"/> mm
Right Steering Axis Inclination (SAI/KPI)	<input type="text" value="11.959"/> degrees
Left Steering Axis Inclination (SAI/KPI)	<input type="text" value="11.959"/> degrees
"Spindle length"	<input type="text" value="46.465"/> mm
Right knuckle rotation from perpendicular	<input type="text" value="2.231"/> degrees
Left knuckle rotation from perpendicular	<input type="text" value="2.231"/> degrees

Figura 63: Ángulos principales

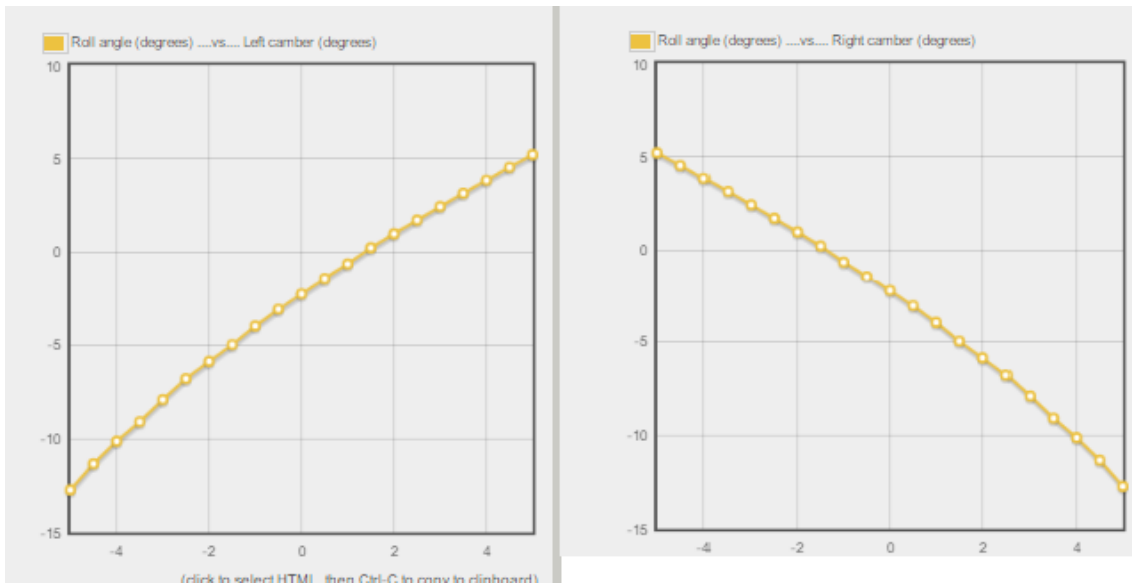


Figura 64: Evolución del ángulo de caída en función de posición de la suspensión.

7.2.4. Ratio de instalación de los amortiguadores

El ratio de instalación en una suspensión es la relación entre el recorrido de la rueda y el recorrido de la suspensión. Por ejemplo el ratio de instalación en la horquilla delantera de una moto es de uno. Debido a su naturaleza rígida la elevación de la rueda con respecto a la posición de equilibrio corresponde con la compresión del amortiguador.

Sin embargo, cuando el sistema de suspensión está formado por articulaciones como es el caso del paralelogramo deformable, este ratio de instalación no tiene por qué ser de 1. Tal y como se ilustra en la figura 63, el ratio de instalación es la relación entre la distancia entre el soporte de la rueda y la articulación (L_2) y la distancia entre el soporte del amortiguador y la articulación (L_1)

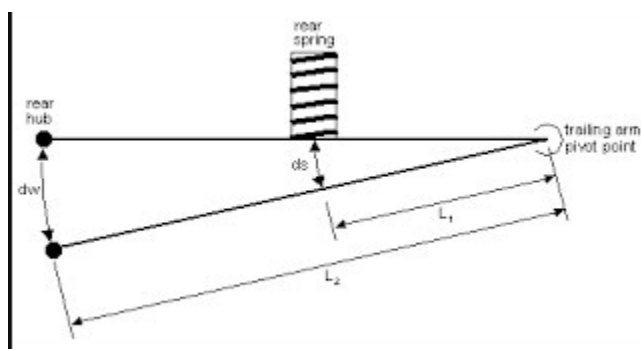


Figura 65: Ratio de instalación.

Esta desmultiplicación tiene algunas ventajas como lograr grandes recorridos de suspensión con amortiguadores de poco recorrido.

Sin embargo, también tiene algunas consecuencias a tener en cuenta. Cuando varía el ratio de instalación también varía la constante del muelle efectiva, por ejemplo se tiene un muelle de constante de 20 Kg/cm si el ratio de instalación es de 2 la fuerza que recibirá el amortiguador al aplicar en la rueda 20 Kg será de 40Kg y por lo tanto no se comprimirá un centímetro sino medio centímetro. Es decir, la dureza de muelle calculada en la rueda hay que multiplicarla por el cuadrado del ratio de instalación para obtener la del muelle

En este caso para introducir el ratio de instalación no se tendrá en cuenta estas consecuencias dinámicas debido a la imposibilidad de modificar el trapecio inferior donde se encuentra el anclaje del amortiguador y la ausencia de un estudio dinámico. Sólo se tendrá en cuenta la geometría especificada.

En el diseño se ha especificado una altura de chasis de 220 mm de forma que el amortiguador se colocará bajo esta condición.

8. Dirección

En este apartado se expone como se ha planteado la adaptación de una dirección de Citroën c 15 al vehículo. Los parámetros que se han tenido en cuenta para dicha adaptación son los siguientes:

- Geometría de Ackermann
- Convergencia de la dirección nula
- Evitar la interferencia con la suspensión
- Comprobación del ratio de dirección
- Ángulos límite en las juntas cardan y en la dirección

8.1. Geometría de Ackermann

Para que el eje delantero y eje trasero tengan el mismo centro instantáneo de rotación, la dirección debe cumplir la geometría de Ackermann. Es decir, la prolongación de los brazos de dirección debe cortarse en el centro del eje trasero. De esta forma se asegura que en cualquier posición de volante se conserva el mismo centro instantáneo de rotación para los dos ejes, eliminando derrapes. Una forma de tratar esta geometría es con el porcentaje de Ackermann, cuya casuística se presenta a continuación:

Un vehículo con geometría de Ackermann perfecta tiene un 100% de Ackermann. Una geometría en la que los brazos convergen por delante del eje trasero tiene un porcentaje mayor de Ackermann siendo al contrario si convergen por detrás del eje.

Si los brazos de dirección son paralelos se tiene un 0 % de Ackermann

Si la convergencia se produce por delante del eje delantero se tiene una geometría anti- Ackermann propia de los Formula-1.

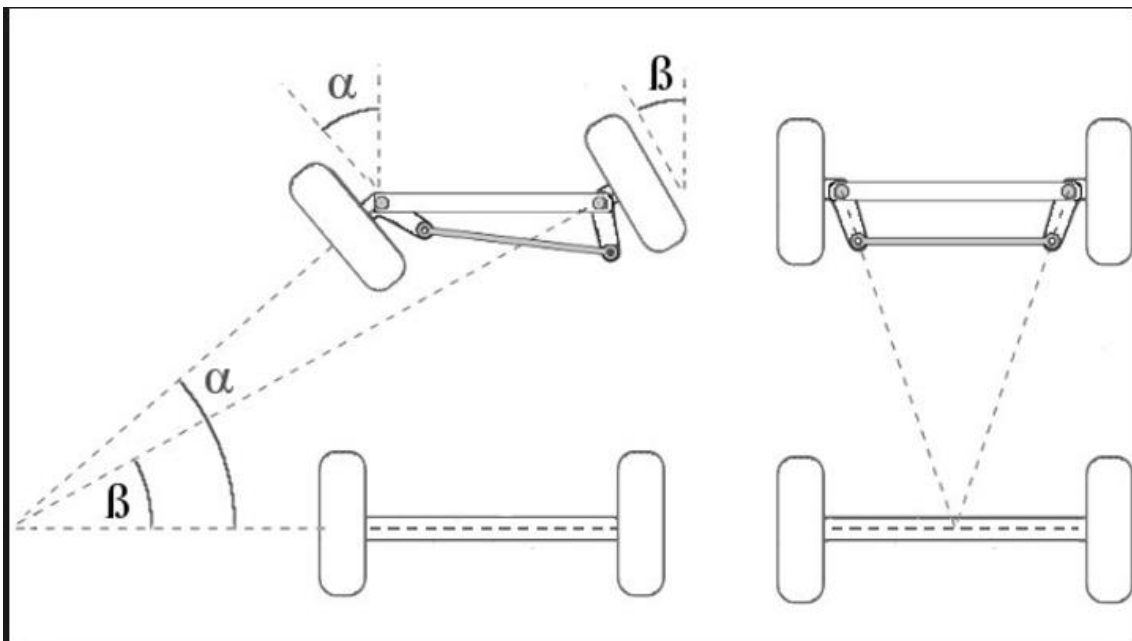


Figura 66: Geometría de Ackermann

Fuente: <http://www.circulaseguro.com>

Sin embargo, con un sistema de cremallera, es necesario que las bielas de dirección vayan perfectamente paralelas a los ejes para que se cumpla esta geometría y sólo para pequeños ángulos.

Si se varía el ángulo de ataque de la biela sobre el brazo de dirección se introduce o se sustrae porcentaje de Ackermann. Esto es, si se retrasa la cremallera con respecto a la línea que une los brazos de dirección se introduce porcentaje de Ackermann y si se adelanta se reduce el mismo. Esta es una manera de conseguir la geometría adecuada sin tener que modificar las manguetas o adelantar o retrasar los ejes.

En este caso se tiene una distancia entre ejes de 1800 mm con un margen de 100 mm adelante o atrás. Este margen se permite debido a las juntas cardan de la tracción.

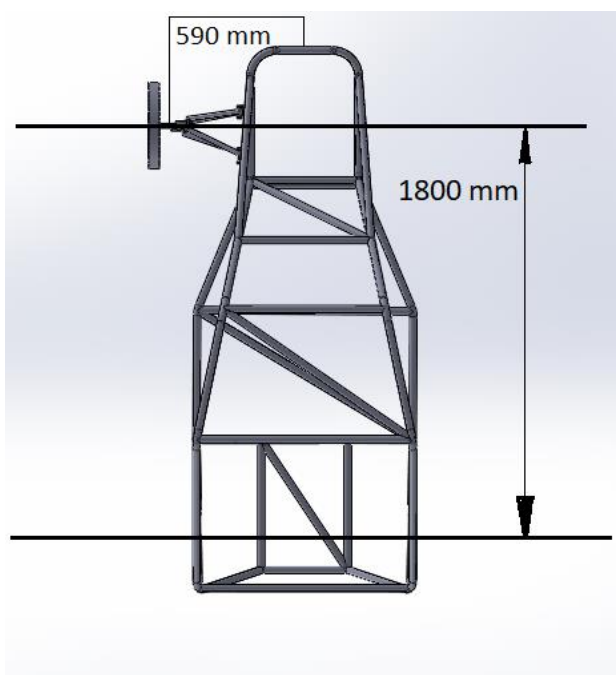


Figura 67: Distancias para la dirección

Debido a que las manguetas eran de un quad tienen una convergencia excesiva y proporciona un porcentaje de Ackermann mayor de 100 %, tal y como se observa en la figura 66 siendo la geometría óptima la observada en la figura 67

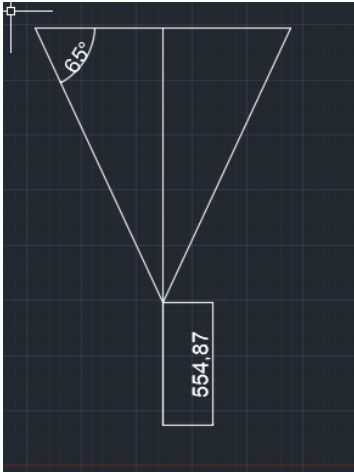


Figura 68: Geometría real

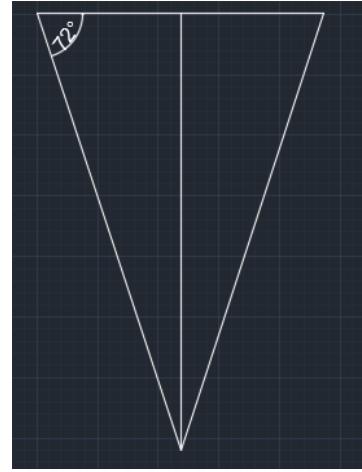


Figura 69: óptima respectivamente

Una manera sencilla de colocar la cremallera en condición de Ackermann es haciendo que conserve el mismo ángulo con el brazo de dirección. Es decir, tal y como se observa en la figura 68 la biela forma un ángulo de 115° con el brazo de dirección, pero para cumplir la geometría desea debería de ser de 108° . Se calcula cuánto hay que desplazar la cremallera hacia arriba (d) para conservar ese ángulo.

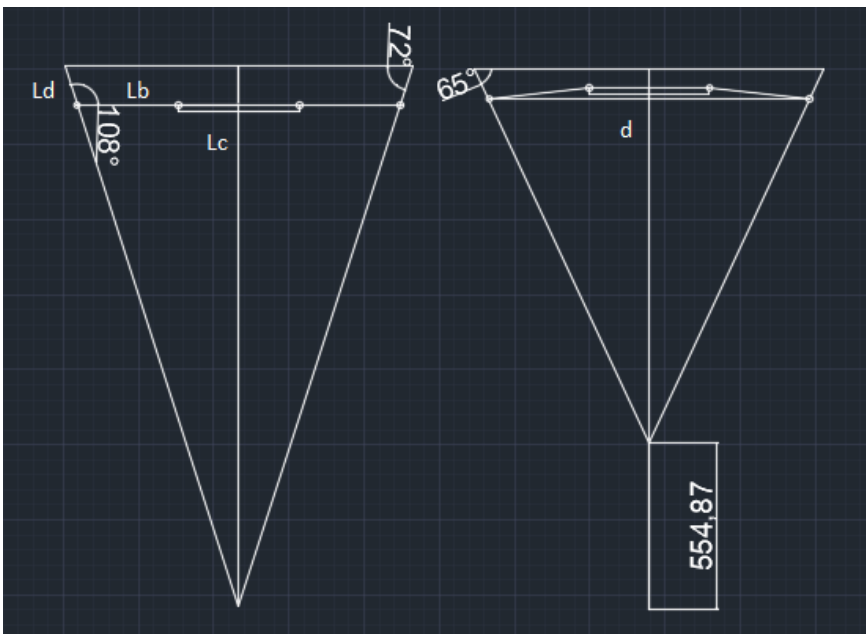


Figura 70: Posición de la cremallera

Teniendo en cuenta que se conocen la longitud del brazo de dirección ($L_d = 120 \text{ mm}$), la longitud de la cremallera ($L_c = 403 \text{ mm}$) y la que la longitud de la biela ($L_{bi} = 389 \text{ mm}$) tendrá que aumentar mediante el sistema de roscas de la rótula, para poder cumplir la geometría, se establecen las siguientes relaciones:

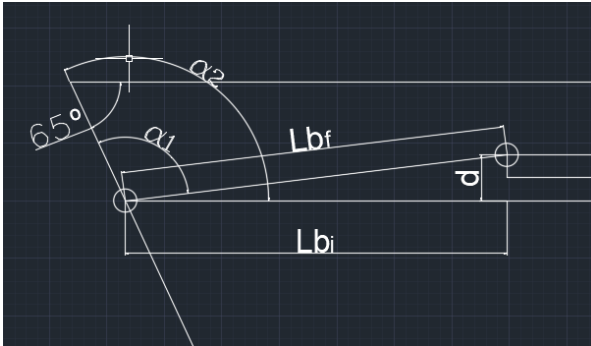


Figura 71: Ángulos para el posicionamiento de la cremallera

$$\tan(\alpha_1 - \alpha_2) = \frac{d}{L_{bi}} \Rightarrow d = \tan(115^\circ - 108^\circ) \cdot 389 \text{ (mm)} = 40,88 \text{ mm}$$

$$\cos(\alpha_1 - \alpha_2) = \frac{L_{bi}}{L_{bf}} \Rightarrow L_{bf} = \frac{389 \text{ (mm)}}{\cos(6^\circ)} = 391.14 \text{ (mm)}$$

Hay que colocar la cremallera centrada y 40 mm hacia el morro del vehículo.

8.2. Convergencia de la dirección

Como ya se ha comentado anteriormente la convergencia de la dirección es un parámetro muy complicado de ajustar, de forma que para este caso se aproximará lo más posible a convergencia nula.

8.3. Interferencia con la suspensión

Un apartado a tener en cuenta a la hora de instalar la dirección es la posible interferencia que puede tener con la suspensión. Es posible que la biela colisione con algún trapecio o el amortiguador en algún punto del viraje combinado con el movimiento del sistema de suspensión. La cinemática de este problema es

complicada de analizar analíticamente y muy sencilla de comprobar experimentalmente. Una vez posicionada la cremallera en condición de Ackermann se comprueban las inferencias, hecho que se lleva a cabo en el proceso de instalación.

En este caso debido a la amplitud y altura del morro se produce la interferencia con un giro de volante de 450° . Este ángulo será el que determine los topes de la dirección y el giro máximo. Es necesario comprobar que no se produce la interferencia en la dirección antes de este ángulo de volante. Este cálculo se expone en el subcapítulo 8.5.

8.4. Ratio de dirección

El ratio de dirección es la relación entre el giro de volante y el giro de la rueda. Esto depende de muchos factores, fundamentalmente de la desmultiplicación en la caja de dirección y de la longitud de los brazos de dirección.

Existe formulación analítica para determinar este parámetro, sin embargo, éste no es un parámetro de diseño, sino que es una consecuencia del diseño ya predefinido, ya que se trata de una adaptación. De esta forma se comprueba experimentalmente una vez instalada que el ratio es de 9,55 para la rueda exterior y de 6,85 para la rueda interior Figura 69.

$$R_i (\text{ratio de dirección}) = \frac{\varphi_v(\text{ángulo de giro del volante})}{\varphi_r(\text{ángulo de giro de la rueda})}$$

$$R_{i-int}(\text{ratio de la rueda interior}) = \frac{430}{63} = 6,82$$

$$R_{i-ext}(\text{ratio de la rueda exterior}) = \frac{430}{45} = 9,55$$



Figura 72: Comprobación del ratio de dirección.

8.5. Ángulos límite

En este capítulo se van a calcular los ángulos límite de la geometría de la dirección de cremallera para instalar los topes de dirección y los límites de las juntas cardan para instalar el volante.

La dirección entra en bloqueo cuando la biela de dirección queda alineada con el brazo de dirección tal y como se observa en la figura 70.

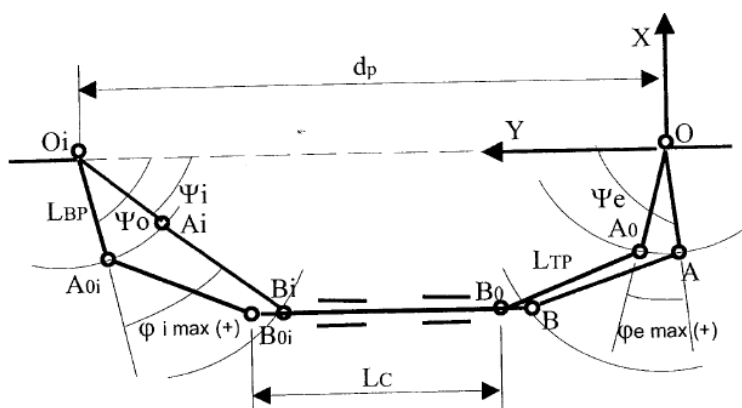


Figura 73: Bloqueo de la dirección

Fuente: “El sistema de dirección en vehículos de carretera” Santiago Baselga

Esta situación no se llega a dar, debido a que se produce la interferencia con la suspensión en un ángulo inferior.

Las juntas cardan de la columna de dirección no trabajan bien con ángulos mayores de 35°. De forma que esto limitará la posición del volante.

9. Fabricación

En este capítulo se explica cómo se ha llevado a cabo el proceso de fabricación de la estructura tubular, los componentes necesarios para adaptar la suspensión según lo calculado y el soporte de la dirección.

9.1. Chasis

A continuación se explica la metodología aplicada para la fabricación del chasis. Estará dividida en las siguientes fases:

- Cálculo de la cantidad material
- Corte de los tubos
- Doblaje de los tubos
- Acondicionamiento de los extremos de los tubos
- Posicionamiento y punteo
- Soldeo

9.1.1. Cálculo de la cantidad material

El punto de partida es conocer el material necesario para la fabricación completa del chasis y su adquisición. Mediante el programa SolidWorks se puede conocer la masa total en este caso $M_t = 106414,5 (g)$. Se conoce también la densidad del material que es:

$$\rho_m = 8050 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

Teniendo en cuenta que las dimensiones del perfil son diámetro exterior y diámetro interior respectivamente:

$$D_{ext} = 33,7 \text{ mm} \text{ y } D_{int} = 29,1 \text{ mm}$$

Se calcula la longitud total de barras teniendo en cuenta que:

$$V_u \left(\frac{m^3}{m} \right) = \text{Volumen unitario}$$

$$\rho_l \left(\frac{Kg}{m} \right) = \text{Densidad lineal del material}$$

Se calcula el volumen unitario:

$$V_u \left(\frac{m^3}{m} \right) = \frac{h \cdot \pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \text{ con } h = 1 \text{ m}$$

$$\frac{\pi}{4} ((33,7 \cdot 10^{-3})^2 - (29,1 \cdot 10^{-3})^2) = 2,2688582 \cdot 10^{-4} \left(\frac{m^3}{m} \right)$$

Se calcula la densidad lineal:

$$\rho_l \left(\frac{Kg}{m} \right) = \rho_m \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot V_u \left(\frac{m^3}{m} \right)$$

$$8000 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 2,2688582 \cdot 10^{-4} \left(\frac{m^3}{m} \right) = 1,81508 \left(\frac{kg}{m} \right)$$

Se calcula el número de metros:

$$L_t(m) = \frac{M_t(kg)}{\rho_l \left(\frac{Kg}{m} \right)} = \frac{106,414 (kg)}{1,81508 \left(\frac{Kg}{m} \right)} = 58,62 (m)$$

Se considera un margen de 6 m y las barras se comercializan de 6 m de largo por lo que se adquieren 11 barras.

9.1.2. Corte de los tubos

El segundo paso es el corte de los tubos. Para ello mediante el programa SolidWorks se obtienen los planos de todas las barras para obtener su longitud.

A continuación se presenta un ejemplo en la figura ():

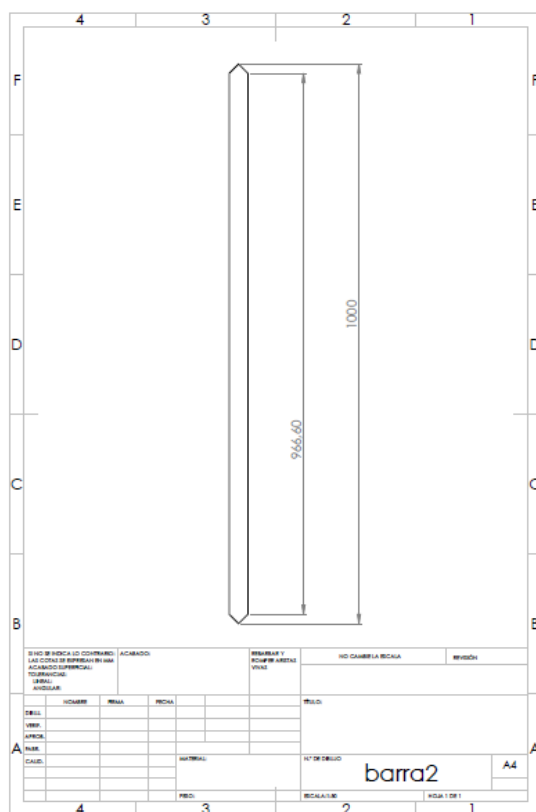


Figura 74: Plano tipo de las barras

Los cortes se dividen en dos grupos: Barras rectas y barras curvas:

Los cortes de las barras rectas se hacen teniendo en cuenta que al practicarle notchado en los extremos el espesor de la corona es de un milímetro. De forma que se incrementan en 2 mm las medidas de todos los cortes.



Figura 75: Corte de los perfiles

Los cortes de las barras que deben ser curvadas, deben tener en cuenta la curva y se deben de hacer específicamente para cada barra. Hay que tener en cuenta que en la operación de doblado se modifica la longitud de la pieza, por eso conviene cortar con bastante exactitud la barra antes de doblarla.

En la siguiente figura se observa un ejemplo del procedimiento seguido en todas las barras con doble:

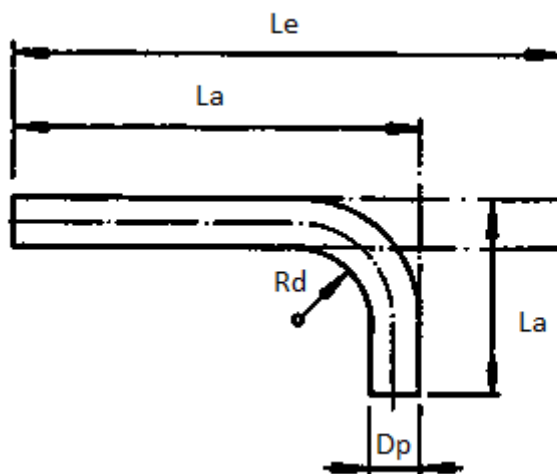


Figura 76: Parámetros de doblaje

L_e = longitud de estiramiento

L_a = longitudes de las alas

R_d = radio de curvatura

D_p = diámetro de la pieza

Cuando el radio de doblado es mayor a cinco veces el diámetro de la pieza la fibra neutra se encuentra en la mitad del tubo:

$$\text{Si } R_d > 5 \cdot D_p \Rightarrow R_n = R_d + D_p/2$$

Sin embargo si radio de curvatura es menor que cinco veces el diámetro, como es el caso, la fibra neutra se traslada al interior del tubo siguiendo la siguiente relación:

$$\text{Si } R_d < 5 \cdot D_p \Rightarrow R_n = R_d + D_p/3 = 108(\text{mm}) + 33,7(\text{mm})/3 = 119,23 \approx 120 (\text{mm})$$

Así pues la longitud de flexión para cualquier ángulo de curvatura es:

$$L_c = R_n \cdot \pi \cdot \pi/180$$

Se tienen cuatro barras con dobles de las cuales 3 son distintas:

Bastidor:

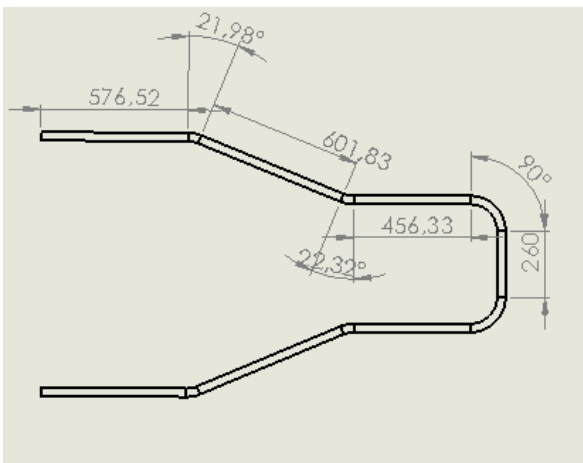


Figura 77: Bastidor

Debido a la simetría se calcula la mitad de la longitud.

$$L_t/2 = 576,52 + 601,83 + 456,33 + 260/2 + L_{c1} + L_{c2} + L_{c3}$$

$$L_{1c} = L_{2c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_1}{180} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{22}{180} = 46,07 \text{ mm}$$

$$L_{3c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_3}{180} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{90}{180} = 188,5 \text{ mm}$$

La longitud final después añadirle los dos milímetros de margen es:

$$L_t = 4094,6 \text{ mm}$$

Estructura media:

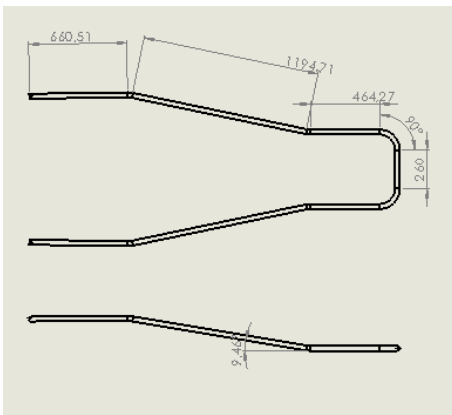


Figura 78: Estructura media

En este corte los ángulos son los combinados entre los dos planos, y son de 158° . La longitud de la barra central es la proyección de la barra real.

Debido a la simetría se calcula la mitad de la longitud.

$$L_t/2 = 660,51 + 1194,71 / \cos 9,48 + 464,27 + 260/2 + L_{c1} + L_{c2} + L_{c3}$$

$$L_{1c} = L_{2c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_1}{180^\circ} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{23}{180} = 48,17 \text{ mm}$$

$$L_{3c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_3}{180} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{90}{180} = 188,5 \text{ mm}$$

La longitud final después añadirle los dos milímetros de margen es:

$$L_t = 5504,78 \text{ mm}$$

Arco lateral:

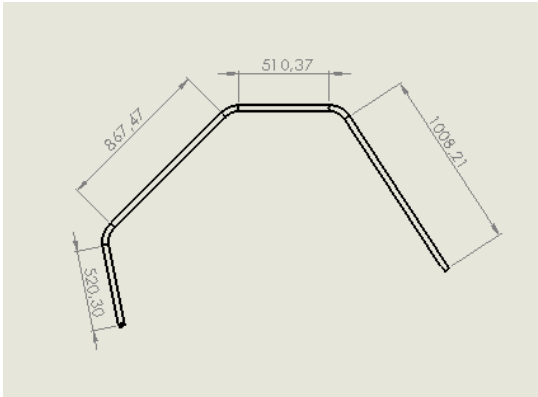


Figura 79: Arco lateral

En este arco los dobles están en dos planos. Los ángulos se miran el programa SolidWorks poniendo a barra en proyección.

$$L_t = 520,3 + 867,47 + 464,27 + 510,37 + 1008,21 + L_{c1} + L_{c2} + L_{c3}$$

$$L_{1c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_1}{180} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{46}{180} = 96,34 \text{ mm}$$

$$L_{2c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_2}{180} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{38}{180} = 79,58 \text{ mm}$$

$$L_{3c} = R_n \cdot \pi \cdot \frac{\theta_3}{180} = 120 \cdot \pi \cdot \frac{45}{180} = 94,25 \text{ mm}$$

La longitud final después añadirle los dos milímetros de margen es:

$$L_t = 3645,79 \text{ mm}$$

9.1.3. Doblaje de los tubos

A la hora de doblar correctamente un perfil hay que tener en cuenta dos fenómenos: el retroceso después del doblaje y el aplastamiento.

Cuando se produce un doble el tubo tiende a recuperar su posición original retrocediendo en ángulo y desvirtuando la medida tomada en la dobladora. Para solventar este problema se proponen lo siguiente.

La primera consiste en hacer cuatro pruebas con ángulos distintos para establecer una relación aproximada y poder extrapolarla a cualquier ángulo.

A continuación se presenta el procedimiento seguido para obtener dicha gráfica:

Recogida de datos

	Angulo en carga (°)	Angulo en reposo (°)	retroceso (°)	retroceso relativo (%)
1	10	9	1	0,588235294
2	30	27	3	2
3	50	46	4	3,076923077
4	70	66	4	3,636363636
5	90	aplastamiento	aplastamiento	aplastamiento

Tabla 3: Retroceso

La siguiente gráfica representa la variación del retroceso absoluto en grados, se ha agregado tendencia logarítmica puesto que parece ser asintótica en el entorno de 4° a partir de un determinado ángulo.

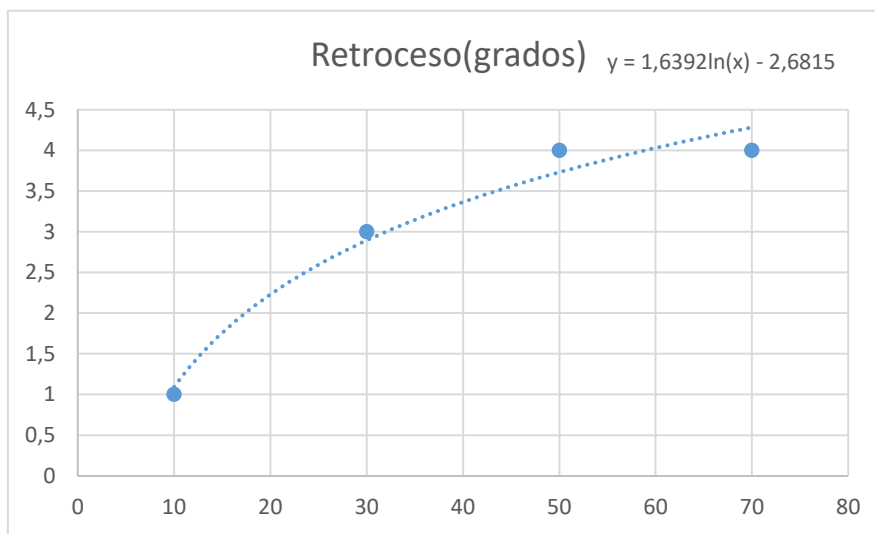


Figura 80: Retroceso

La ecuación de la línea de tendencia nos permite aproximar el retroceso en función del ángulo.

La grafica siguiente relaciona el retroceso relativo, es decir en relación con el ángulo de doblaje, con el propio ángulo de doblaje:

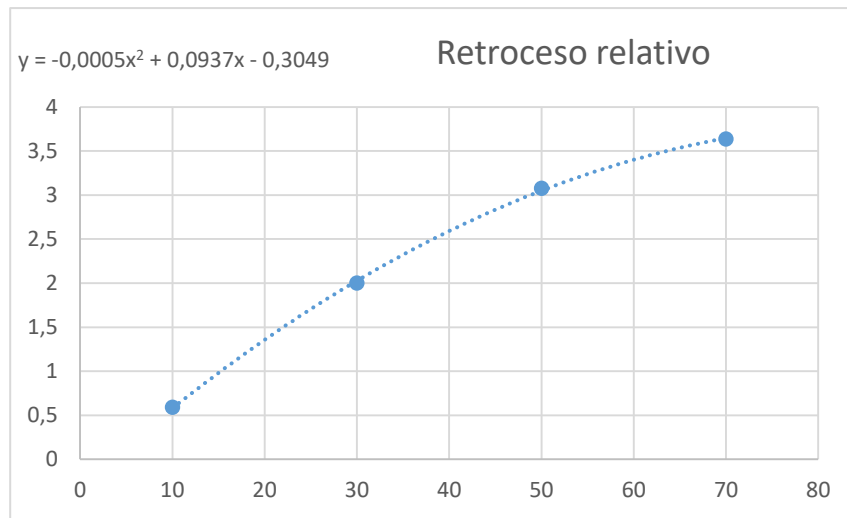


Figura 81: Retroceso relativo

En este caso la tendencia es polinómica de orden dos, puesto que parece tener monotonía creciente.

La manera de realizar los dobles con exactitud es ajustando y midiendo las veces que sea necesario hasta conseguir el ángulo exacto. Esto se consigue gracias a un goniómetro digital con precisión a las décimas de grado.

Una vez conocido el procedimiento se pasa a trazar con un marcador en todas las barras a doblar el centro del radio de curvatura, calculado en el apartado de corte. Se hará coincidir este radio con el centro de la matriz y se procederá al doblaje.



Figura 82: Doble

Para verificar que todo se encuentra a nivel, se trabajará y verificará en la una plataforma regulable construida con ese propósito.



Figura 83: Bastidor y plataforma

Cabe destacar que para los dobles a 90° se produce el aplastamiento, para evitarlo se ha llenado el tubo con arena de cuarzo. Esto ha resuelto el problema.

9.1.4. Acondicionamiento de los extremos de los tubos

A la hora de posicionar los tubos en el ángulo correcto y en buenas condiciones para el cordón de soldadura es totalmente imprescindible acondicionar los extremos, mediante el notcheado. Cabe reiterar la importancia de este proceso, hasta el punto de que la fabricación de una máquina herramienta específica para este propósito retrasó el comienzo de la fabricación.

Para realizar el correcto encaje entre uno o varios perfiles en un mismo nodo y que además ayude al posicionamiento, se realiza un taladro pasante con una corona del mismo diámetro de los tubos con el ángulo correcto entre ambos.

Cuando se requiere de un ángulo en dos planos, éste se consigue girando el tubo, un arco equivalente al ángulo deseado.

Una vez terminado este proceso hay que limar los extremos.

Debido a la gran cantidad de lubricante necesario en esta operación, es conveniente un buen desengrasado para facilitar la soldadura.



Figura 84: Proceso de Notcheado

9.1.5. Posicionamiento y punteo

Una vez que están todas las barras acondicionadas se colocan desde el bastidor hacia arriba y una vez comprobado el nivel, la simetría y el ángulo se posicionan mediante las escuadras magnéticas o los sargentos y se puntea utilizando la técnica de soldeo SMAW. Para puntear este tipo de perfil se ha utilizado un electrodo de acero con revestimiento de rutilo de 2,5 mm. En la maquina se selecciona una intensidad de 80 A. Esta intensidad es quizás un poco elevada para este electrodo si estuviéramos hablando de realizar un cordón, sin embargo, en el proceso de punteo interesa que el electrodo funda sin problemas y este exceso de intensidad es ideal.



Figura 85: Bastidor y estructura media



Figura 86: Punteo de la estructura



Figura 87: Punteo de la estructura final

9.1.6. Soldeo

Una vez punteada la estructura, exceptuando algunas diagonales que puedan dificultar operaciones posteriores, se procede al soldeo. Para soldar la estructura se utiliza la técnica MAG con Argón y dióxido de carbono. La máquina está regulada a 40 % de voltaje y 45% de velocidad de hilo. El caudal de gas es 11 l/min.

Para soldar se realizan cordones cruzados y alejados para evitar calentamientos excesivos que pudieran producir alabeo en la estructura.



Figura 88: Soldeo

9.2. Suspensión

Como se ha expuesto anteriormente los anclajes de la suspensión tendrán varias posiciones para modificar la caída de las ruedas. El primer paso es fabricar el sistema de orejetas iguales para cada lado.

Los materiales utilizados son pletina de 60x5 (mm) de acero estructural S275jr y tubo de conducción de 1 ¼” el cual tiene el interior precisamente de algo más de 33,7 mm.

9.2.1. Fabricación

Se comienza fabricando las 16 orejetas de los trapecios y las 4 de la suspensión. Para ello se corta la pletina a la medida correcta y se práctica una cavidad de 1 ¼” en uno de los extremos:

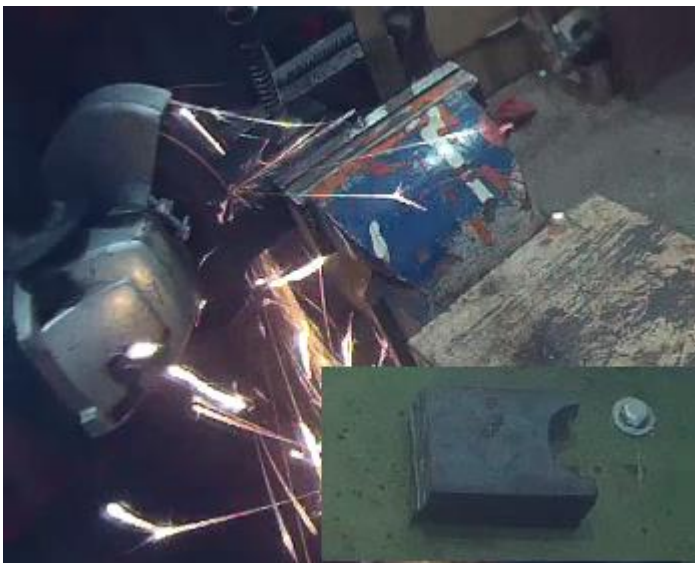


Figura 89: Esmerilado



Figura 90: Orejetas

A continuación se practican los taladros de 10 mm necesarios. Primero se marca con el buril y a continuación se taladra con tamaños de broca progresivos hasta la de 10 mm.



Figura 91: Taladros

Se cortan los perfiles a la medida de la barra y se dividen en dos mitades



Figura 92: Soportes delas orejetas

Se posicionan las orejetas en el tubo verificando su correcta posición y minimizando las holguras y se sueldan.



Figura 93: Proceso de construcción del soporte de las orejetas

9.2.2. Instalación

Para la instalación se coloca el nivel entre los dos perfiles del morro y se verifica el ángulo con el goniómetro digital. Una vez colocado en su posición se puntea.



Figura 94: Posicionamiento de los anclajes de los trapecios



Figura 95: Orejetas soldadas

9.2.3. Verificación

Para la verificación se colocan las ruedas y se elevan a la distancia del suelo diseñada. Con ayuda del nivel y el goniómetro se verifican las cotas de reglaje.



Figura 96: Posición final de la suspensión

9.3. Dirección

Una de las características más importantes de la dirección es que sea rígida pero a la vez desmontable, de forma que el giro de volante se traduzca directamente en giro de rueda. Para eso el anclaje del volante y el de la caja tendrán partes soldadas y partes atornilladas.

Para el anclaje del volante se atornillan dos pletinas de 60x5 a ambos lados y se unen con el soporte soldado. Este soporte está ubicado en la barra destinada a soportar el volante.



Figura 97: Construcción del soporte de la dirección



Figura 98: Construcción del soporte de la cremallera



Figura 99: Posición final de la dirección

10. Conclusión y Recomendaciones

- Se ha construido un chasis tubular para un vehículo tipo buggy superando todas las dificultades y conforme al diseño previamente calculado.
- Se ha conseguido adaptar un sistema de suspensión y dirección provenientes de vehículos comerciales que cumple las especificaciones consideradas.
- En cualquier proceso de fabricación una buena planificación y análisis de las condiciones de contorno son fundamentales para garantizar el éxito del mismo.
- Unas herramientas adecuadas facilitan la operación y permiten afinar los cálculos
- Es imprescindible disponer de una maquina Tube notcher u otra similar para fabricar una estructura del tipo que sea con perfiles tubulares.

11. Bibliografía

- [1]. Santiago Baselga Ariño *El sistema de dirección en vehículos de carretera: descripción y cálculo*
- [2]. Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera *Ingeniería del automóvil: Sistemas y comportamiento dinámico*
- [3]. Sergio Gómez González *El gran libro de SolidWorks*
- [4]. Sergio Gómez González *El gran libro de SolidWorks Simulación*
- [5]. Mandy Concepción *Análisis estructural automotriz*
- [6]. Miguel Ángel Pérez Bello *Tecnología de la suspensión dirección y ruedas*
- [7]. Diseño y arquitectura de vehículos *Apuntes de la asignatura*
- [8]. Cálculo de elementos de máquinas *Apuntes dela asignatura*

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Elementos constructivos de la estructura	7
Figura 2: Carga vertical sobre el arco principal.	8
Figura 3: Espacio disponible.	9
Figura 4: Sierra circular	10
Figura 5: Máquina dobladora.....	11
Figura 6: Máquina de soldar y bombona de argón y dióxido de carbono	12
Figura 7: Tube notcher comercial	13
Figura 8: Lijadora de banda comercial	13
Figura 9: Tube notcher fabricado.....	14
Figura 10: Plataforma de trabajo regulable	15
Figura 11: Herramientas secundarias	15
Figura 12: Diseño básico	21
Figura 13: Diseño final.....	22
Figura 14: Propiedades del St 37.0	24
Figura 15: Propiedades mecánicas del St 37.0.....	24
Figura 16: Propiedades de los principales aceros estructurales	25
Figura 17: Propiedades mecánicas de los principales aceros estructurales	25
Figura 18: Propiedades del material.....	27
Figura 19: Juntas y geometría fija	28
Figura 20: Malla	28
Figura 21: Desplazamientos resultantes de la parte frontal	29
Figura 22: Esfuerzos axiles en la parte frontal	29
Figura 23: Tensiones debido a la flexión 1	30
Figura 24: Tensiones debido a la flexión 2	30
Figura 25: Coeficiente de seguridad.....	30
Figura 26: Desplazamientos de la parte trasera	31
Figura 27: Flexión en la parte trasera	32
Figura 28: Coeficiente de seguridad parte trasera	32
Figura 29: Desplazamientos laterales	33
Figura 30: Axiles laterales.....	33
Figura 31: Flexión 1 debido a carga lateral	33
Figura 32: Coeficiente de seguridad de las cargas laterales	34
Figura 33: Desplazamientos sollicitación vertical.....	35
Figura 34: Esfuerzos axiles en carga vertical	35
Figura 35: Esfuerzos debido a la flexión 1 en carga vertical	35
Figura 36: Esfuerzos debido a la flexión en el plano 2 en carga vertical	36
Figura 37: Coeficiente de seguridad en carga vertical	36
Figura 38: Diseño final con diagonales	37
Figura 39: Flexión en carga vertical con diagonales	37
Figura 40: Coeficiente de seguridad después de añadir las diagonales.....	38
Figura 41: Ángulo de caída de la mangueta	40
Figura 42: Salida del pivote	41

Figura 91: Taladros	81
Figura 92: Soportes de las orejetas	81
Figura 93: Proceso de construcción del soporte de las orejetas	82
Figura 94: Posicionamiento de los anclajes de los trapecios	83
Figura 95: Orejetas soldadas	83
Figura 96: Posición final de la suspensión	84
Figura 97: Construcción del soporte de la dirección	84
Figura 98: Construcción del soporte de la cremallera	85
Figura 99: Posición final de la dirección	85
Figura 100: Carga	91
Figura 101: Viga biempotrada	92
Figura 102: Materiales	94
Figura 103: Patas regulables	94
Figura 104: Plataforma	95
Figura 105: Diseño del Tube notcher	96
Figura 106: Diseño del Tube notcher con una barra de prueba	97
Figura 107: Simulación de corte	97
Figura 108: Planos de las placas base	98
Figura 109: Especificaciones de los rodamientos	98
Figura 110: Fabricación de los soportes	99
Figura 111: Fabricación de la mordaza	100
Figura 112: Mordaza	100
Figura 113: Articulación y taladros	101
Figura 114: Tubo de prueba	101
Figura 115: Fabricación del adaptador para la corona	102
Figura 116: Tube notcher fabricación final	102

ANEXO I

1. Cálculos

1.1. Cálculo del perfil

En este capítulo se describe el cálculo realizado para la selección del perfil. Para ello se ha elegido la barra que une los arcos principales debido a que según el reglamento es la más cargada y por tanto la más desfavorable. Es una barra de 1000 mm a la que se le aplica una carga de $3 \cdot P$ siendo P el peso del vehículo. La distribución será pues:

$$\frac{3 \cdot P}{1000} = 3 \cdot P \cdot 10^{-3} \left(\frac{N}{mm} \right)$$

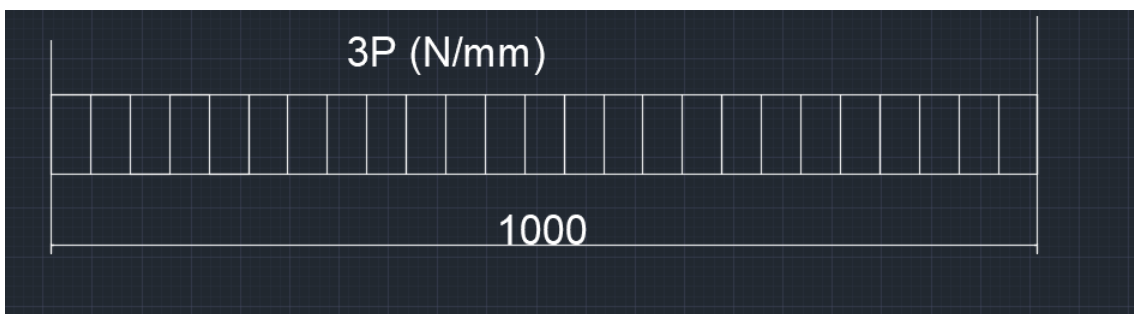


Figura 100: Carga

No se va a tomar un valor continuo de secciones puesto que solo se disponen de las comerciales en pulgadas. Las iteraciones vendrán dadas por las medidas comerciales que son: $\frac{1}{2}$ “, $\frac{3}{4}$ ”, 1”, 1 $\frac{1}{4}$ ”...

El peso de la estructura para cada valor de sección se obtendrá del programa SolidWorks seleccionando dicho perfil y calculando las propiedades físicas.

SECCION	PESO CHASIS (kg)
1/2"	55,8
3/4"	80,6
1"	106,41

Tabla 4: Relación entre la sección y el peso del chasis

El peso total del vehículo es la suma del peso del chasis P , el peso del motor

$P_m = 6 \text{ Kg}$, el peso del piloto $P_p = 75 \text{ Kg}$, el peso de las ruedas y sistemas de suspensión $P_r = 30 \text{ Kg}$ y otros elementos $P_o = 10 \text{ Kg}$

$$P_t = 175 + P \text{ (Kg)}$$

Para una viga biempotrada con carga uniforme la distribución de momentos flectores es:

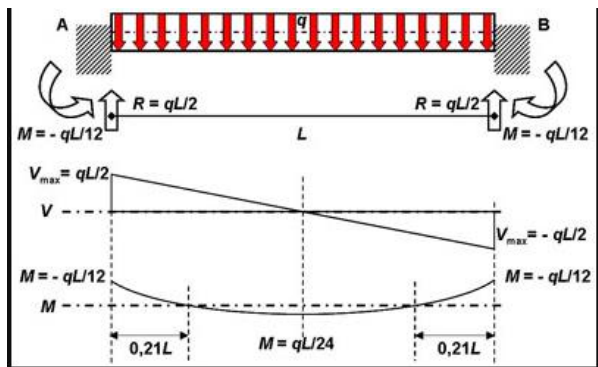


Figura 101: Viga biempotrada

Donde se observa que el momento flector más desfavorable es en los extremos de valor

$$M_f = \frac{P_t}{12} L, \text{ con } L = 1000 \text{ mm}$$

Donde el cortante vale

$$V_y = \frac{-P_t}{2} L$$

Ahora se calculan las tensiones normales y tangenciales como:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{I_z} \cdot \frac{D}{2} \quad \tau_{max} = \frac{V_y}{b I_z} S_z \left(\frac{D}{2} \right)$$

Y la tensión de equivalente de Von Mises

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_v}$$

Repitiendo este proceso para los distintos perfiles se obtiene un coeficiente de seguridad de 1.1 para el perfil de 1". Se selecciona pues este perfil.

ANEXO II

En este capítulo se describen brevemente los procesos de fabricación de una plataforma para nivelar y una máquina herramienta para cortar los perfiles tubulares.

1. Fabricación de la plataforma

Para la correcta construcción del chasis ha sido imprescindible tener una referencia de un plano a nivel. Para este propósito se ha construido una plataforma con patas regulables. La plataforma consta básicamente de dos railes de perfil cuadrado de 40x40x1.5 perfectamente paralelos entre si y dos travesaños tubulares de 1" reforzados con escuadras también tubulares. En sus cuatro extremos tiene soldados unas patas fabricadas a partir del mismo tubo y unos tornillos de 12 mm con el propósito de poder regular la altura en cada punto.

A continuación se presentan unas figuras que muestran el proceso de fabricación.

Materiales:



Figura 102: Materiales

Patas regulables:



Figura 103: Patas regulables

Plataforma:



Figura 104: Plataforma

2. Fabricación del Tube Notcher

El Tube notcher es una herramienta totalmente imprescindible para la correcta unión de perfiles tubulares. En este capítulo se presenta de forma breve la construcción de una herramienta para este propósito.

El proceso se divide en tres partes: consideraciones previas, diseño y fabricación.

2.1. Consideraciones previas

El objetivo de la máquina herramienta a fabricar es practicar en los extremos de las barras la forma geométrica exacta que permita un encaje perfecto con la barra o barras con las que se corta.

La forma se va a conseguir mediante el taladro de la barra con una sierra de corona para metal.

Se requiere por tanto:

- Una plataforma sobre la que vaya sujeta la barra y otra que pueda girar con respecto a la primera sobre la que vaya la corona.
- Un eje sobre el que colocar la corona y dos rodamientos mediante los cuales se permita el giro del eje
- Una mordaza que sostenga la barra paralela al eje de la corona y que conserve el eje de giro y el eje del tubo en el mismo plano.
- Un motor que proporcione el par necesario a la corona. En este caso un acople para el taladro.

2.2. Diseño

En la figura 115 se presenta un ensamblaje del diseño de la máquina implementado en SolidWorks:

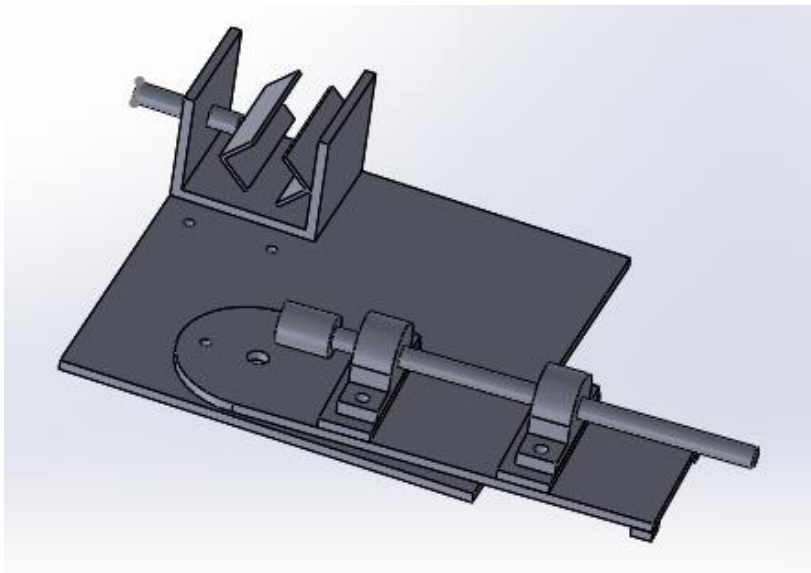


Figura 105: Diseño del Tube notcher

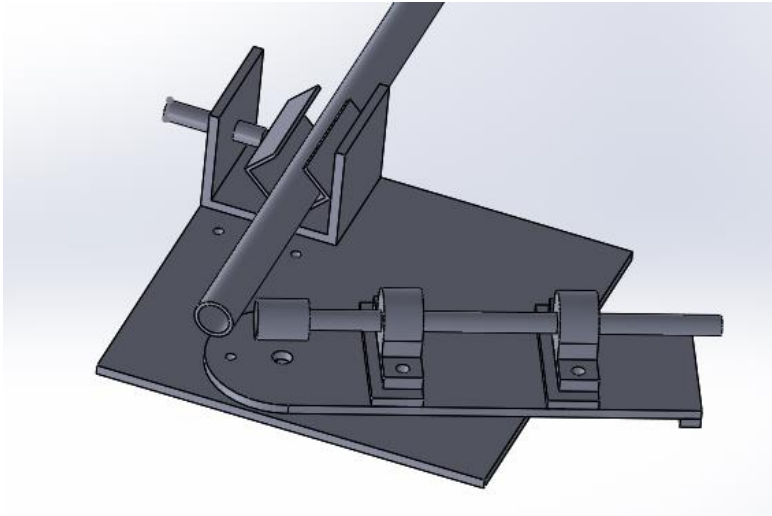


Figura 106: Diseño del Tube notcher con una barra de prueba

En la figura 107 se aprecia la forma resultante después del corte:

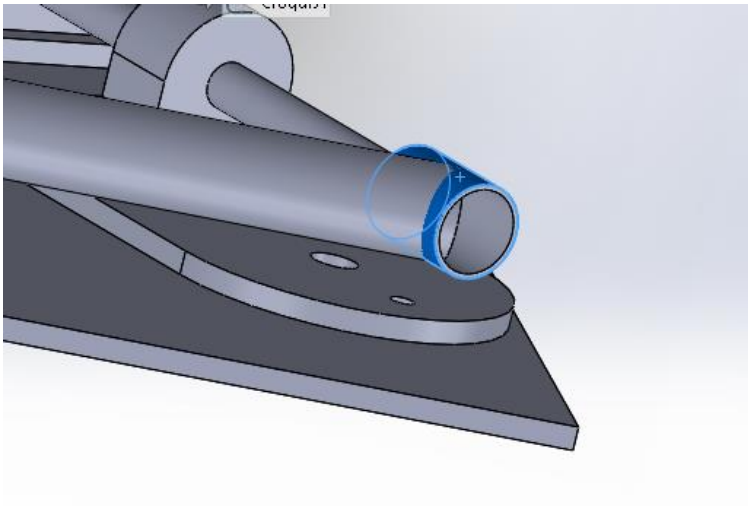


Figura 107: Simulación de corte

2.3. Fabricación

La fabricación de las dos placas bases se encarga a una empresa de corte por plasma con las siguientes especificaciones:

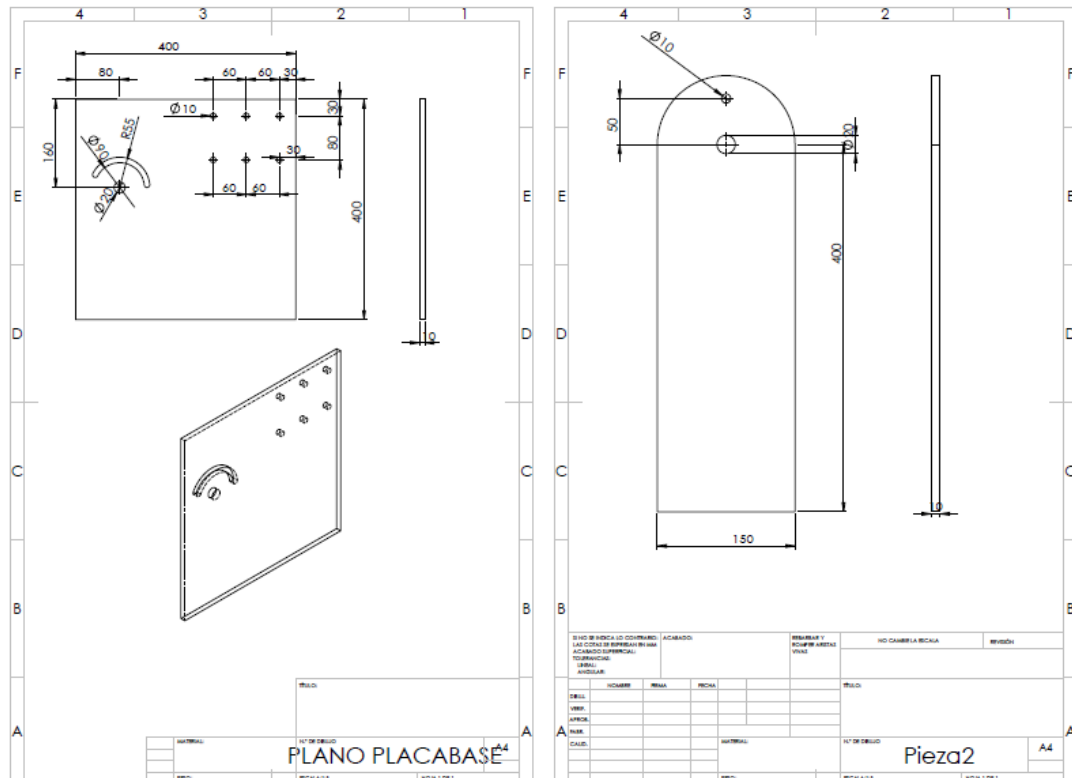


Figura 108: Planos de las placas base

Los dos rodamientos utilizados son rodamientos radiales de bolas autoalineantes

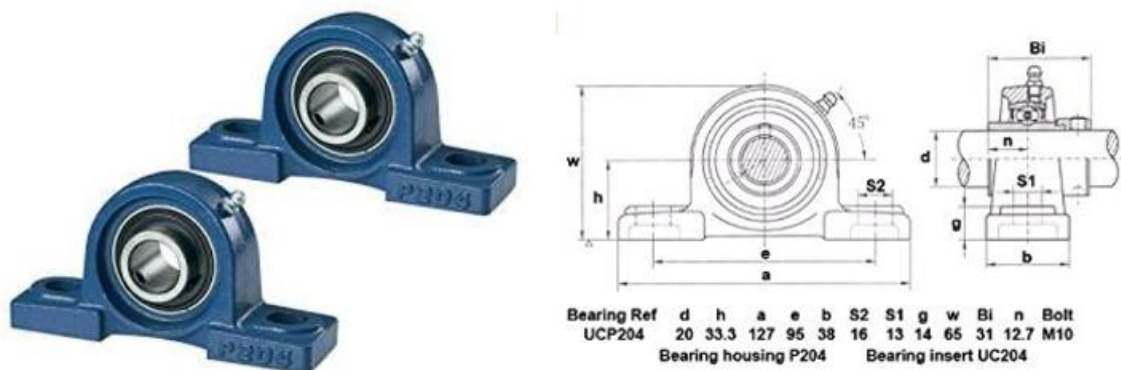


Figura 109: Especificaciones de los rodamientos

Para el eje se utilizan 650 mm de redondo calibrado de 20 mm

Como anclajes de los rodamientos se colocan unas tuercas M10 soldadas a la placa móvil en la posición correcta:



Figura 110: Fabricación de los soportes

Para fabricar la mordaza que sujetará los tubos se suelda un trozo de perfil angular de 30x30x2 a 45° a la distancia correcta para que coincidan los ejes.



Figura 111: Fabricación de la mordaza

El extremo móvil de la mordaza consta de una tuerca soldada sobre la que gira una varilla roscada ambas de métrica 30.



Figura 112: Mordaza

En el extremo de la varilla roscada se suelda otro perfil angular de 30x30x2 interponiendo una articulación:



Figura 113: Articulación y taladros



Figura 114: Tubo de prueba

Debido a que la corona tiene rosca SAE 5/8" se suelda un tornillo con esta rosca en un extremo del eje con ayuda de un casquillo intermedio



Figura 115: Fabricación del adaptador para la corona

Para el acople con el taladro se realiza la misma operación con un tornillo métrica 10



Figura 116: Tube notcher fabricación final

