



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS DE TELECOMUNICACIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNIDAD DE DEMOSTRACIÓN DE LA DINÁMICA VEHICULAR

Autor: Juan Valera Argüelles

Director: Juan Norverto Moriñigo

Madrid

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNIDAD DE DEMOSTRACIÓN DE LA
DINÁMICA VEHICULAR

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en
el

curso académico 2019-2020 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.:



Fecha: 31/08/ 2020

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Juan de ~~Norverto~~

Fecha: 31/ 08/ 2020



Firmado digitalmente por

NORVERTO MORIÑIGO

JUAN - DNI 09746499L

Fecha: 2020.08.31 17:08:59

+02'00'

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESIS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor D. Juan Valera Argüelles

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: "diseño y construcción de unidad de demostración de la geometría de la dirección" que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor CEDE a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar "marcas de agua" o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.
- d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 29 de Agosto de 2020

ACEPTA

Fdo



Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS DE TELECOMUNICACIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNIDAD DE DEMOSTRACIÓN DE LA DINÁMICA VEHICULAR

Autor: Juan Valera Argüelles

Director: Juan Norverto Moriñigo

Madrid

DISEÑO DE UNIDAD DE DEMOSTRACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE DIRECCIÓN

Autor: Valera Argüelles, Juan.

Director: Norverto Moriñigo, Juan.

Entidad Colaboradora: ICAI-Universidad Pontificia de Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO:

1.-Introducción

El presente trabajo tiene el objetivo de ser una herramienta útil para la docencia de la geometría de la dirección de los vehículos. Para ello el TFG constará de dos partes, un desarrollo teórico y el diseño de una maqueta.

En el desarrollo teórico se aborda en unas 16 páginas todos los temas que implica la geometría de dirección comenzando con una explicación general de lo que ocurre en el giro de un vehículo explicando el funcionamiento de los diferentes tipos de sistemas de dirección, para posteriormente abordar las diferentes posiciones de las ruedas (ángulo de caída, ángulo de convergencia etc..) que afectan de manera decisiva el funcionamiento de un vehículo.

En la parte de diseño se pretende diseñar una maqueta con la cual se puedan visualizar los principios desarrollados en la parte teórica. Para ello, la maqueta se diseña de forma que contenga un sistema de dirección (la maqueta contendrá un sistema de dirección piñón cremallera) de manera que se pueda visualizar el funcionamiento de dicho sistema, además se podrán variar en la maqueta algunos de los ángulos más importantes de la geometría de dirección (ángulo de caída, ángulo de convergencia, ángulo de empuje) de forma que se pueda visualizar también los efectos que provocan dichas variaciones.

2.-Metodología

Parte teórica:

Para desarrollar la parte teórica se comienza explicando lo que ocurre en un vehículo al realizar un giro, para ello se desarrollan los temas principio de la dirección, ángulo de deslizamiento y funcionamiento de un sistema de dirección. En el tema dedicado al funcionamiento de un sistema de dirección se explican los diferentes tipos existentes (piñón cremallera y de tornillo sin fin), así como el funcionamiento de los distintos tipos de sistemas de dirección asistida (hidráulica y eléctrica). Posteriormente se analizan las posiciones de las ruedas que afectan de forma decisiva al funcionamiento del vehículo siguiendo el siguiente orden: ángulo de convergencia, ángulo de inclinación, (ángulo de salida ángulo incluido y radio de rodadura), ángulo de avance, ángulo de empuje y retraso de rueda.

Parte de diseño:

Para realizar el diseño de la maqueta se llevan a cabo 5 pasos que se exponen a continuación:

Diseño ideal. En este paso se diseña adimensionalmente la maqueta, es decir, se define la estructura de la maqueta de forma que se cumplan los requisitos establecidos para facilitar la visualización de los principios de la geometría de la dirección (que se puedan variar los ángulos de convergencia caída y empuje y que contenga un sistema de dirección)

Dimensionamiento. En este paso se definen las dimensiones de la maqueta (perímetro, diámetro ruedas etc...) y se escogen los componentes complementarios necesarios para construir la maqueta (rodamientos, ruedas, sistema de dirección)

Elección de materiales. En este paso se escogen los materiales de los componentes de la maqueta.

Definición de las uniones entre las diferentes partes de la maqueta. En este apartado se definen como su nombre indica las uniones entre las diferentes partes de la maqueta, es decir, se define si se realizan mediante adhesivos, soldadura, mecánicamente etc... así como su estructura.

Planos. En este apartado se realizan las diferentes partes de la maqueta en Solid Edge y se extraen y se acotan sus planos.

Resultados:

En este apartado se resume brevemente las soluciones halladas en función de los pasos expuestos llevados a cabo en el diseño de la maqueta.

Diseño ideal. A continuación, se exponen algunas de las características de la maqueta resueltas en el diseño ideal:

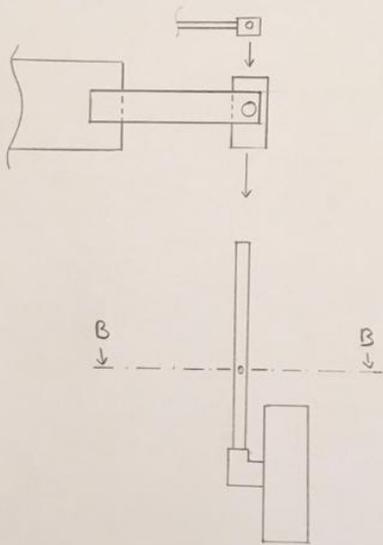
-La maqueta ha de estar compuesta por una plancha principal a la que estarán unidos el resto de componentes.

-Las ruedas tanto delanteras como traseras estarán unidas a la plancha base a través de sendas barras transversales situadas por debajo de la plancha.

- Las ruedas traseras estarán conectadas a la barra transversal trasera a través de un buje.

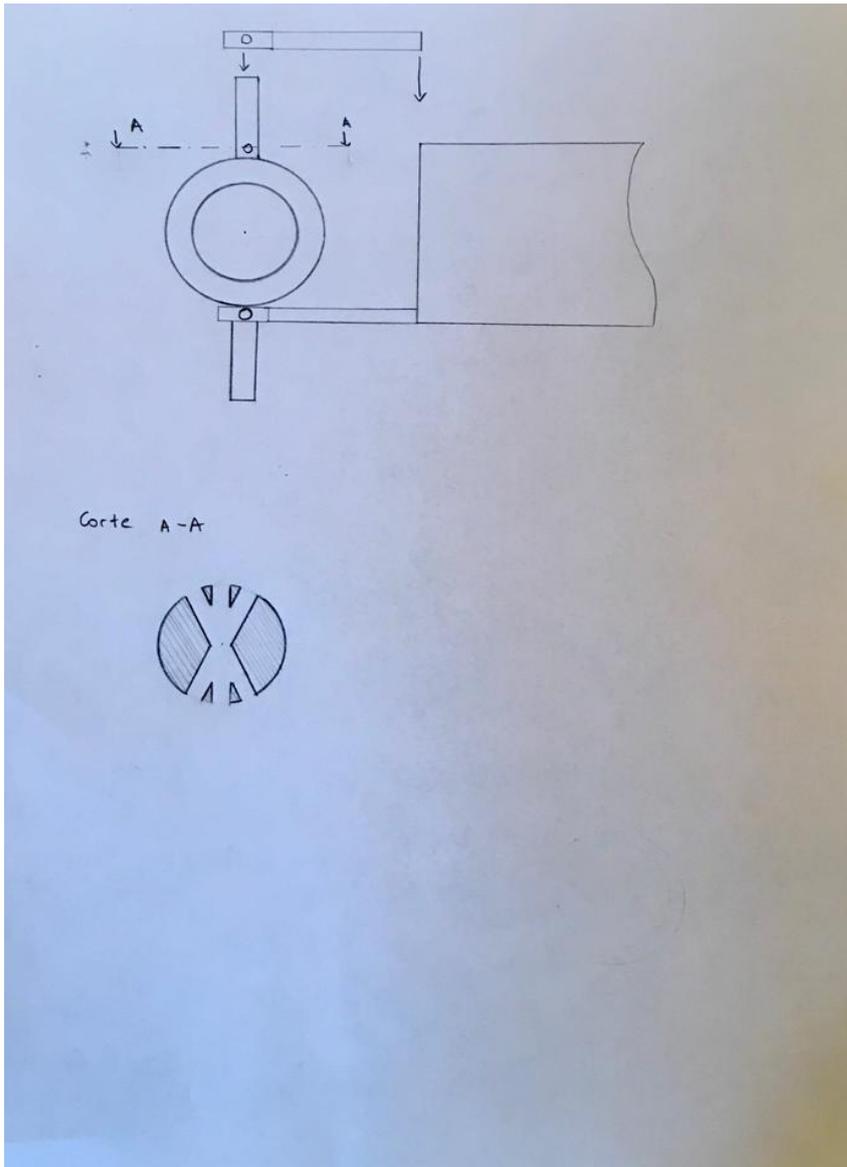
- La barra transversal trasera estará unida a la plancha base de forma que se pueda variar el ángulo de empuje.

-Las ruedas delanteras estarán conectadas a la barra transversal delantera a través de un buje, un eje llamado eje en L, rodamiento lineal llamado cilindro de unión y unos soportes de forma que se puedan variar los ángulos de convergencia y caída. A continuación, se muestran unos croquis de dicha unión.



Corte B-B





-El sistema de dirección será un sistema dirección cremallera, estando la cremallera situada por detrás del eje delantero.

Dimensionamiento. A continuación, se exponen algunas de las dimensiones más significativas resueltas en el apartado de dimensionamiento:

-La plancha base tendrá un perímetro de 61,5x26cm y un grosor de 2cm

-El perímetro total de la maqueta será de 61,5x35cm

-El diámetro de las ruedas será de 8cm

Elección de materiales. En este apartado se exponen algunos de los materiales escogidos para las diferentes partes de la maqueta:

- El material de la plancha base será de madera de pino rojo
- El material de las barras transversales delanteras y traseras será también de pino rojo
- El material del eje en L será de plástico.

Elección de uniones. A continuación, se exponen algunas de las uniones definidas en dicho apartado.

-Unión del eje transversal trasero y la plancha base. La unión entre el eje transversal trasero y el eje en L se realizará mediante un perno situado en el punto medio de la barra transversal (para poder variar el ángulo de empuje) fijado con una rosca y arandela. El perno empleado deberá tener una longitud de 11cm y una rosca m10.

- Unión entre el buje de las ruedas delanteras y el eje en L. El buje y el eje en L se unirán mediante un adhesivo (resina epoxi) y 4 fijadores que irán insertados en los agujeros correspondientes que contiene el buje y unos agujeros que deberá contener el eje en L. Estos fijadores tendrán la misión de reforzar la unión realizada por el adhesivo impidiendo el movimiento relativo entre el buje y el eje en las direcciones longitudinal y vertical. Para posibilitar este refuerzo será necesario que el eje en L posea 4 agujeros de diámetro igual a los agujeros del buje que coincidan con 4 de los 8 agujeros que posee el buje. Los agujeros del eje en L deberán tener una profundidad de en torno a 1cm.

Referencias

- <https://www.tecnologia-automovil.com/evolucion-elementos/geometria-de-la-direccion/>
- <https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>
- <https://blog.reparacion-vehiculos.es/alineacion-paralelismo-o-geometria-de-la-direccion>
- https://www.infotaller.tv/electromecanica/consiste-geometria-direccion_0_1095190485.html
- <https://www.youtube.com/watch?v=vCFQnfn88Cw>
- https://www.youtube.com/watch?v=tRp3qw_T9RE
- <https://www.zonagravedad.com/>
- <https://www.pruebaderuta.com/sistemas-de-direccion-del-automovil.php>

STEERING GEOMETRY DEMONSTRATION UNIT DESIGN

Author: Valera Argüelles, Juan

Director: Norverto Moriñigo, Juan

Collaborating Institution: ICAI-Universidad Pontificia de Comillas

SUMMARY OF THE PROJECT:

1.-Introduction

The present work aims to be a useful tool for teaching the geometry of vehicle steering. For this purpose, the TFG will consist of two parts, a theoretical development and the design of a model.

In the theoretical development, all the topics involved in the steering geometry are addressed in about 16 pages, starting with a general explanation of what happens in the turning of a vehicle, explaining the operation of different types of steering systems, and then addressing the different positions of the wheels (camber angle, toe angle, etc ...) that decisively affect the operation of a vehicle.

In the design part is intended to design a model with which you can visualize the principles developed in the theoretical part. To do this, the model is designed to contain a steering system (the model will contain a rack and pinion steering system) so that the operation of this system can be visualized. In addition, some of the most important angles of the steering geometry (camber angle, toe angle, thrust angle) can be varied in the model so that the effects of these variations can also be visualized.

2.-Methodology

Theoretical part:

To develop the theoretical part we start by explaining what happens in a vehicle when making a turn, for this we develop the topics of the principle of steering, slip angle and operation of a steering system. In the topic dedicated to the operation of a steering system, the different types that exist (rack and pinion and worm gear) are explained, as well as the operation of the different types of power steering systems (hydraulic and electric). Then the positions of the wheels that decisively affect the operation of the

vehicle are analyzed in the following order: toe angle, tilt angle, (departure angle including angle and rolling radius), forward angle, thrust angle and wheel lag.

Design part:

To carry out the design of the model, 5 steps are carried out, which are explained below:

Ideal design. In this step the model is designed adimensionally, that is, the structure of the model is defined so that the requirements established to facilitate the visualization of the principles of the geometry of the direction are fulfilled (that the angles of convergence fall and push can be varied and that it contains a system of direction)

Dimensioning. In this step the dimensions of the model are defined (perimeter, diameter of wheels, etc...) and the necessary complementary components are chosen to build the model (bearings, wheels, steering system)

Choice of materials. In this step the materials of the components of the model are chosen.

Definition of the joints between the different parts of the model. In this section, we define how the name indicates the joints between the different parts of the model, that is, we define if they are made by means of adhesives, welding, mechanically, etc... as well as their structure.

Plans. In this section the different parts of the model are made in Solid Edge and the plans are extracted.

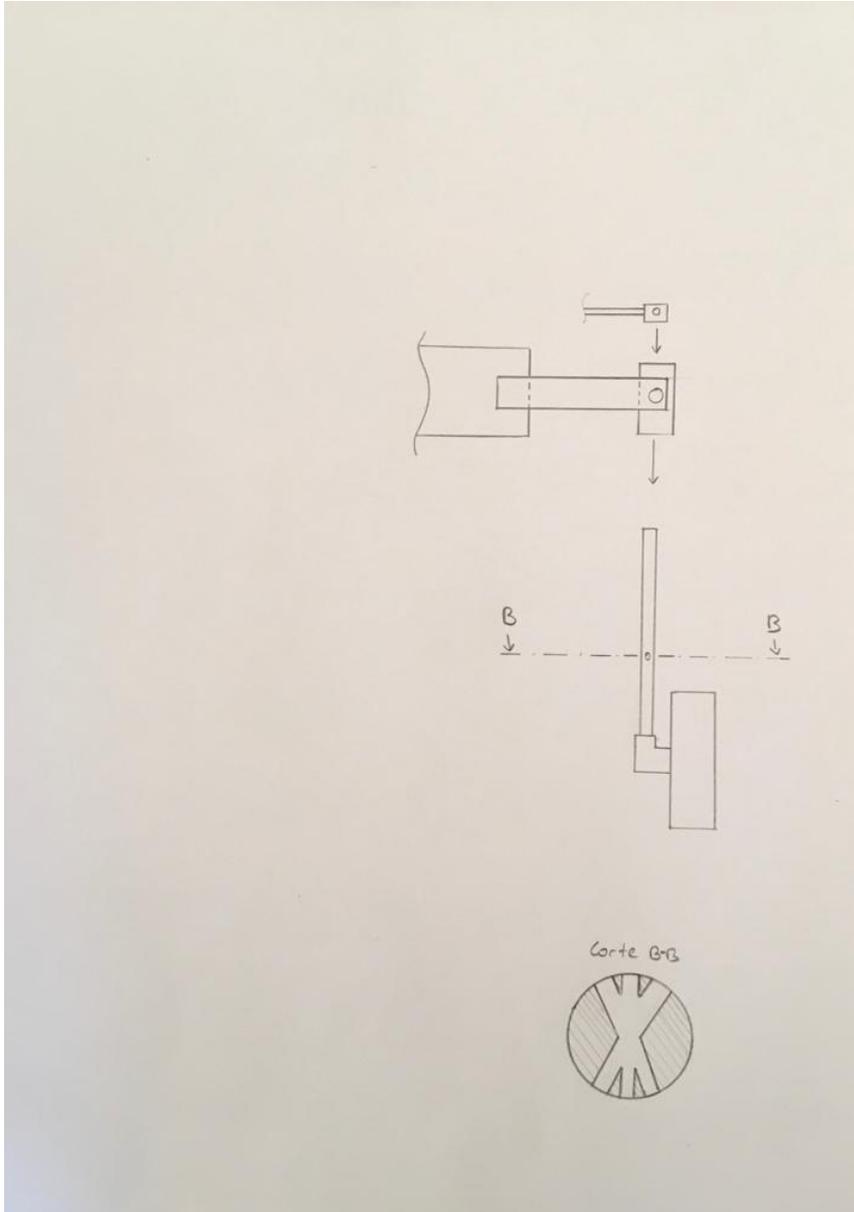
Results:

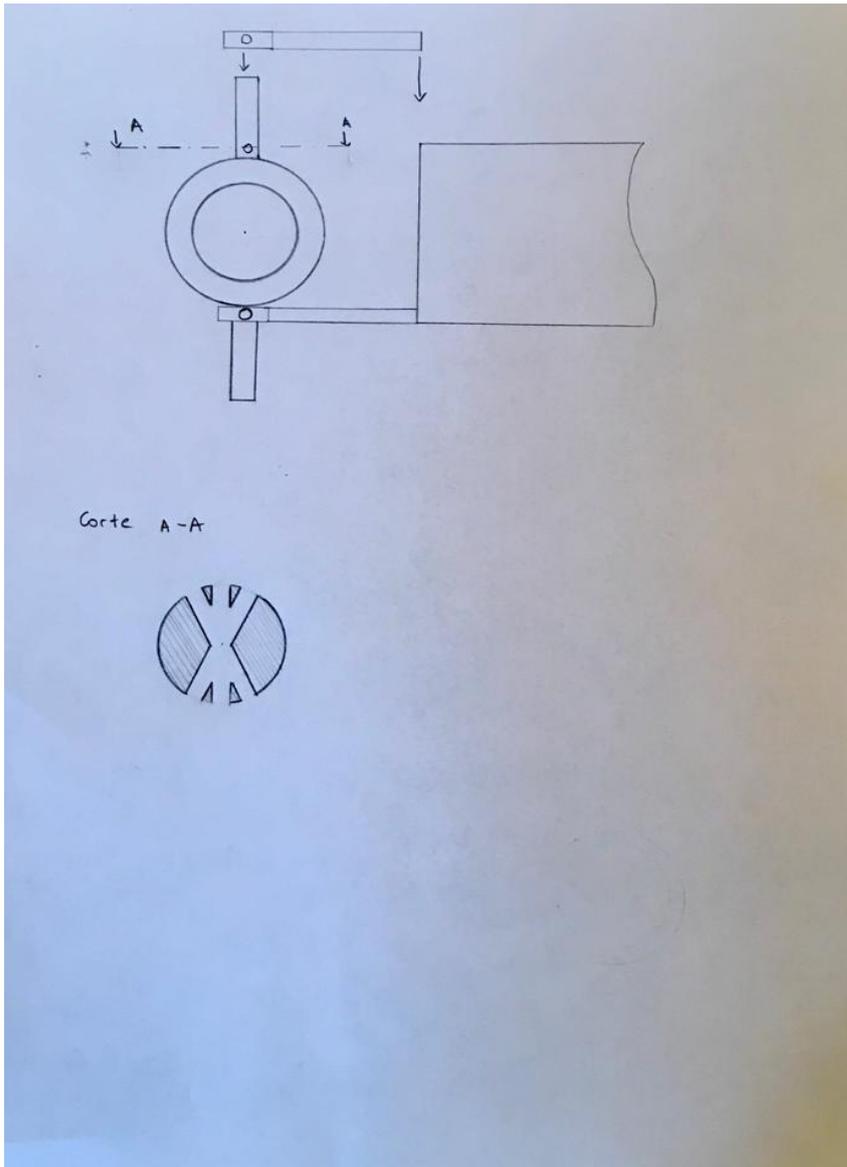
This section briefly summarizes the solutions found according to the steps outlined in the design of the model.

Ideal design. Below are some of the characteristics of the model solved in the ideal design:

- The model must be composed of a main plate to which the rest of the components will be attached.
- The front and rear wheels will be connected to the base plate through two cross bars located underneath the plate.
- The rear wheels will be connected to the rear cross bar through a hub.
- The rear crossbar shall be connected to the base plate in such a way that the thrust angle can be varied.

The front wheels shall be connected to the front crossbar through a hub, an axle called an L-axle, a linear bearing called a tie rod, and supports so that the toe and camber angles can be varied. Below are some sketches of this connection.





-The steering system will be a rack and pinion steering system, with the rack being located behind the front axle.

Dimensioning. Below are some of the most significant dimensions resolved in the sizing section:

- The base plate will have a perimeter of 61,5x26cm and a thickness of 2cm
- The total perimeter of the model will be 61,5x35cm
- The diameter of the wheels will be 8cm

Choice of materials. In this section some of the materials chosen for the different parts of the model are exposed:

- The material of the base plate will be red pine wood
- The material of the front and rear crossbars will also be red pine
- The material of the L-shaft will be plastic.

Choice of joints. The following are some of the joints defined in this section.

-Joining of the rear cross shaft and the base plate. The connection between the rear cross shaft and the L-axis will be made by a bolt located at the midpoint of the cross bar (in order to vary the thrust angle) fixed with a thread and washer. The bolt used must be 11 cm long and have an m10 thread.

- Connection between the front wheel hub and the L-shaped axle. The hub and the L-shaped axle will be connected by means of an adhesive (epoxy resin) and 4 fasteners that will be inserted in the corresponding holes contained in the hub and in the holes contained in the L-shaped axle. To enable this reinforcement it will be necessary for the L-axis to have 4 holes of the same diameter as the holes in the hub that coincide with 4 of the 8 holes in the hub. The holes in the L-shaft should be about 1cm deep.

References

- <https://www.tecnologia-automovil.com/evolucion-elementos/geometria-de-la-direccion/>
- <https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>
- <https://blog.reparacion-vehiculos.es/alineacion-paralelismo-o-geometria-de-la-direccion>
- https://www.infotaller.tv/electromecanica/consiste-geometria-direccion_0_1095190485.html
- <https://www.youtube.com/watch?v=vCFQnfn88Cw>
- https://www.youtube.com/watch?v=tRp3qw_T9RE
- <https://www.zonagravedad.com/>
- <https://www.pruebaderuta.com/sistemas-de-direccion-del-automovil.php>

Índice

Tabla de contenido

Teoría dinámica de giro.....	20
-Giro de un vehículo.....	20
Principio de la dirección y ángulo de deriva:.....	21
Sistema de dirección:.....	22
Ángulos de deslizamiento de las ruedas durante el giro y sus consecuencias:.....	27
-Geometría de la dirección:	28
Ángulo de convergencia o paralelo.....	28
Ángulo de inclinación:	30
Ángulo de salida, ángulo incluido y radio de rodadura.....	31
Ángulo de avance:	33
Ángulo de empuje:	34
Retraso de rueda:	35
Diseño de la maqueta.....	36
-Requisitos:.....	36
-Diseño ideal:	37
Esqueleto de la maqueta o plancha base:.....	37
Eje delantero:	37
Sistema de dirección:.....	41
Eje trasero motor y ruedas:	42
-Dimensionamiento.....	43
Elección perímetro total y ruedas.....	43
Dimensionamiento esqueleto.....	44
Dimensionamiento eje delantero	45
Dimensionamiento eje trasero:	52
Dimensionamiento sistema de dirección	52
Dimensionamiento agujeros.....	56
-Elección de materiales.....	57
Elección del material y grosor de la plancha base.....	57
Elección material para las barras transversales trasera y delantera.	59

Elección material de los soportes	60
Elección material de los rodillos de apoyo	60
Elección material eje en L	61
Elección material del bloque soporte de la cremallera	61
Elección del material de los brazos oscilantes y de dirección	61
Elección del material de los pasadores de fijación.....	62
-Definición de las uniones entre las diferentes partes de la maqueta	62
Eje delantero:	62
Eje trasero	63
Sistema de dirección.....	64
-Planos.....	64
Plancha base.....	64
Eje delantero	66
Sistema de dirección.....	73
Eje trasero	75

Teoría dinámica de giro.

Introducción:

Los vehículos son el medio de transporte más empleado a nivel mundial, todos los días se producen millones de desplazamientos en coches y camiones, por ello su seguridad es uno de los temas más tratados en el mundo de la ingeniería mecánica. Para lograr un vehículo seguro es imprescindible la correcta función de los sistemas de suspensión y dirección. Estos sistemas permiten que los vehículos se agarren a la carretera de forma segura y que puedan ser dirigidos con facilidad. Aunque pudiera parecer que estos sistemas carecen de mucha complejidad comparados con otras partes del vehículo como el motor, en realidad tienen mucha ingeniería detrás. Pequeños detalles inapreciables a simple vista en estos sistemas marcan la diferencia por ejemplo entre la estabilidad o desestabilidad de un vehículo. En este apunte se desarrollará el funcionamiento de estos sistemas.

El desarrollo del tema se centrará en los siguientes puntos:

-Giro de vehículo, es decir, los detalles que ocurren durante el giro normal de un vehículo, como por ejemplo la disposición de las ruedas o el funcionamiento del volante

-Geometría de la dirección

-Giro de un vehículo.

En este apartado se va a desarrollar como ya se dijo en la introducción, el funcionamiento y comportamiento de todas las partes que intervienen en el giro de un vehículo, dividiéndose en los siguientes puntos:

-Principio de la dirección y ángulo de deriva

-Funcionamiento y tipos de sistemas de dirección

-Ángulos de deslizamiento de las ruedas durante el giro y sus consecuencias

Principio de la dirección y ángulo de deriva:

Cuando un vehículo avanza por una curva, las ruedas directrices están evidentemente giradas un cierto ángulo hacia el lado al que se dirige el vehículo. Este ángulo se denomina ángulo de deriva. Ahora bien, si se midiera el ángulo de deriva de cada rueda se observaría que las ruedas directrices no han girado el mismo ángulo, si no que la rueda interior ha girado algo más que la rueda exterior. Para poder explicar por qué ocurre esto, habrá que fijarse en lo que ocurre cuando un vehículo traza una trayectoria curvilínea. Evidentemente, para que un vehículo avance por una curva de forma controlada es imprescindible que no haya movimientos relativos entre diferentes partes del vehículo (excluyendo a los neumáticos). Esto se traduce en que todas las partes del vehículo han de realizar trayectorias curvilíneas concéntricas. Así por ejemplo si uno se fijara en los retrovisores de un vehículo que este girando y observáramos sus trayectorias, se comprobaría como ambos retrovisores realizan trayectorias curvilíneas diferentes, pero con mismo centro de giro. Evidentemente, el retrovisor que esté más lejos del centro de giro tendrá una velocidad mayor. Este principio lo deberán cumplir también las ruedas del vehículo, es decir, las cuatro ruedas deberán realizar trayectorias concéntricas y con el mismo centro de giro que las demás partes del vehículo. Si uno se fijara en las ruedas traseras, se observará que para que ambas ruedas tengan el centro de giro deseado, será necesario que los radios de giro de cada rueda sean paralelos (como no puede ser de otra manera) y que las ruedas exterior e interior tengan velocidades angulares diferentes. Evidentemente la rueda exterior recorre un camino más largo y deberá por tanto avanzar a una velocidad mayor. Ahora bien, si uno se fija en las ruedas directrices del vehículo, se observará que para que ambas ruedas tracen curvas con el centro de giro deseado, es necesario que la rueda interior tenga un ángulo de deriva mayor que la rueda exterior (fig1). Esto es lo que se denomina principio de la dirección y se ha de cumplir siempre. En caso de que esto no se cumpliera, una de las ruedas directrices derraparía provocando el descontrol del vehículo. Por tanto, el sistema de dirección deberá estar diseñado para provocar ángulos de deriva diferentes en cada rueda, de manera que se cumpla en todo momento el principio de la dirección.

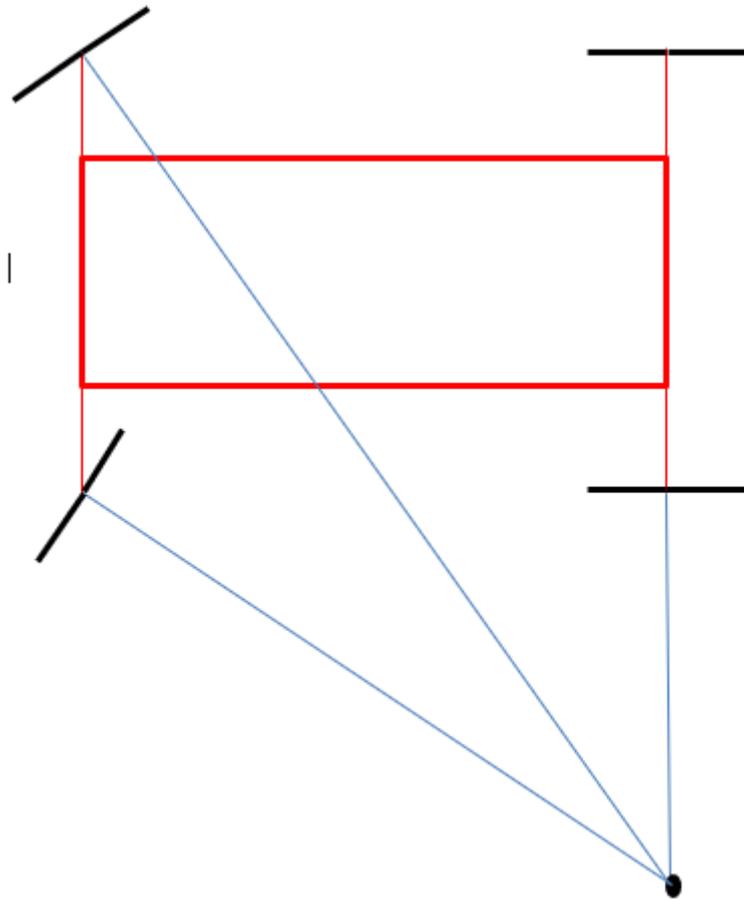


Figura1a. En esta imagen se observa como todas las ruedas comparten centro de giro y como las ruedas delanteras no son paralelas.

Sistema de dirección:

El sistema de dirección es sin duda alguna, uno de los componentes más importantes de un vehículo. Permite que los automóviles sean dirigidos con comodidad, suavidad y seguridad. A ojos de la mayoría de los conductores, podría parecer que estos sistemas carecen de una complejidad elevada, sin embargo, la sencillez no es tanta. En este apartado se describirá cómo funcionan los mecanismos que hacen posible, que con tanta facilidad y suavidad se puedan girar unas ruedas, sobre las que descansan cantidades enormes de peso.

Lo primero que habrá que describir, son las partes del sistema de dirección que están en contacto directo con las ruedas como se realiza a continuación:

Las ruedas delanteras de los vehículos, están acopladas al bastidor del mismo, mediante un rodamiento cilíndrico. Este rodamiento solo permite, evidentemente, el giro de las ruedas en torno al eje vertical. Por tanto, para girar las ruedas será necesario aplicar un par en torno al eje del rodamiento de cilindro. Este par se aplica de diferentes maneras, mediante los llamados brazos de dirección.

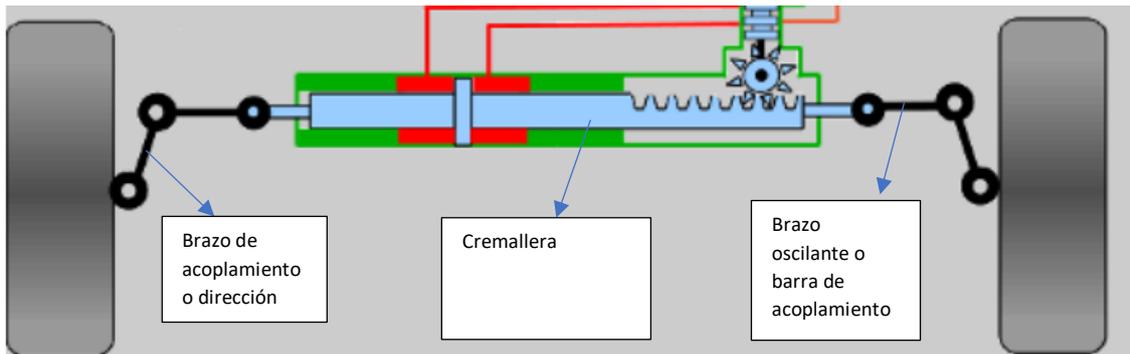


Figura 2a. Esta imagen fue obtenida de Sabelotodo.org

Representa un sistema de dirección piñón- cremallera con dirección asistida hidráulica.

Si uno se fija en la imagen superior, se puede deducir que en este caso (sistema piñón cremallera) las ruedas girarán debido al desplazamiento lateral de las barras oscilantes (que son accionadas por el mecanismo de transmisión que se verá más adelante) que tirarán y empujarán los brazos de acoplamiento o de dirección provocando el giro de las ruedas, ahora bien, para poder cumplir el principio de la dirección y que por tanto el centro de giro de ambas ruedas directrices coincida en todo momento, el brazo de acoplamiento interior deberá o bien tirar o empujar más la rueda que el brazo de acoplamiento exterior. Esto dependerá de la posición del conjunto barras oscilantes-brazos de acoplamiento con respecto al eje que une las ruedas delanteras. En caso de que el conjunto este por detrás del eje de las ruedas, el brazo de acoplamiento interior tirará de la rueda interior más de lo que el brazo de dirección exterior tira de la rueda exterior. En el caso de que el conjunto esté por delante del eje de las ruedas, se producirá el efecto contrario, es decir, el brazo de acoplamiento interior, empujará la rueda interior, más de lo que el brazo de acoplamiento exterior, tira de la rueda exterior. Ahora bien, para cumplir el principio de la dirección será necesario no solo que los brazos de dirección tiren o empujen más en función de la posición de la cremallera, si no que lo hagan en la proporción correcta. Para que ello ocurra será necesario que los brazos de la dirección estén dispuestos de una forma concreta, esto es lo que se denomina principio de Ackerman. El principio de Ackerman afirma que para que se cumpla en todo momento el principio de la dirección, será necesario que las líneas imaginarias prolongación de los brazos de dirección se corten en el punto medio del eje trasero estando el vehículo con la dirección recta (en el caso de que la cremallera esté situada detrás del eje delantero).

Aunque el sistema piñón cremallera es el más común, también hay otro tipo de mecanismos como los que emplean el sistema tornillo sin fin y rodillo, que provocan los giros de manera algo diferente. En estos sistemas, los brazos de acoplamiento también tiran y empujan las ruedas con el fin de girarlas, sin embargo, en este caso, las fuerzas aplicadas por el brazo de acoplamiento,

no tienen una dirección paralela al eje que une las ruedas delanteras, si no, perpendicular al mismo. Los brazos de acoplamiento en este tipo de sistemas son movidos por las bieletas de mando, las cuales giran en torno al eje de un rodillo paralelo al eje de las ruedas delanteras, provocando los movimientos deseados.

Ya se ha explicado cómo funcionan los mecanismos que giran las ruedas, ahora habrá que ver cómo se convierte el par que realiza el conductor sobre el volante, en los pares necesarios para mover los brazos de acoplamiento. Para ello habrá que diferenciar entre los diferentes sistemas de dirección existentes.



Fig 3a. Imagen obtenida de Red Operativa de Desguaces españoles. <https://www.ro-des.com/mecanica/sistema-de-direccion-que-es/> . La figura muestra una imagen de un sistema de dirección sobre la que se han marcado algunos de los componentes más importantes.

Sistemas de dirección mecánicos puros.

Los sistemas de dirección mecánicos son evidentemente, los de más antigua creación. Aunque hoy en día haya pocos vehículos con sistemas de dirección únicamente mecánicos, estos

sistemas siguen siendo la base de los sistemas de dirección modernos. En estos sistemas de dirección, la fuerza que mueve las ruedas es la fuerza que recibe el volante transmitida mediante engranajes, es decir, sin la ayuda de fuerzas externas adicionales, como ocurre en los sistemas de dirección asistida. Dentro de este tipo de sistemas de dirección, existen varios subtipos, de los cuales, los más importantes se presentan a continuación:

-Sistema piñón-cremallera (fig.2): Este sistema está incorporado en la mayoría de los vehículos modernos. Este mecanismo de dirección es bastante sencillo, componiéndose principalmente de dos engranajes, un engranaje cremallera situado en la barra central de dirección y un engranaje helicoidal situado en un piñón conectado al árbol de dirección. De esta manera si se hace girar el volante el piñón rotará, provocando en la barra central de dirección el movimiento axial necesario para provocar el giro como se ha explicado antes.

-Sistema de tornillo sinfín y rodillo: Este sistema como ya se ha dicho emplea las bieletas de mando para provocar los giros en las ruedas. Para hacer girar las bieletas se emplea un rodillo al que están acopladas, dicho rodillo está unido al árbol de dirección mediante un tornillo sin fin (fig.4). El tornillo sin fin, tiene como misión el transformar un giro rotativo en otro giro rotativo perpendicular, es decir, se encarga de transformar la rotación de la columna de dirección accionada por el volante, en la rotación del rodillo, el cual hará girar las bieletas de mando, que ha su vez empujarán los brazos de acoplamiento, provocando el giro deseado. Este sistema tiene la ventaja de que el par proporcionado es mayor que en el caso de piñón cremallera.



Fig.4a Imagen obtenida de EcuRed https://www.ecured.cu/Tornillo_sin_fin

Esta imagen muestra un tornillo sin fin. El engranaje superior es accionado por el árbol de dirección y el engranaje inferior se encarga de hacer rotar el rodillo del sistema de dirección.

Sistemas de dirección asistida.

Con el avance de la tecnología los sistemas de dirección se han ido sofisticando con el fin de aumentar la seguridad y comodidad del manejo. Uno de los principales inconvenientes que tienen los sistemas de dirección mecánicos puros, es el esfuerzo que se ha de realizar para poder

girar las ruedas, por ello, se ha desarrollado la dirección asistida, que logra de diferentes maneras reducir ese esfuerzo, siendo hoy en día difícil, encontrar vehículos, que no tengan incorporado alguno de los sistemas de dirección asistida. Estos sistemas, tienen incorporados los sistemas de dirección mecánicos anteriormente explicados, aunque acompañados de diferentes mecanismos que facilitan las transmisiones.

-Sistemas de dirección asistida hidráulica cremallera:

Este es el sistema de dirección asistida más antiguo y emplea como sistema mecánico base el sistema piñón cremallera. Se compone principalmente de tres partes: Bomba, válvula rotativa y cilindro maestro. La bomba esta conectada al motor a través de una correa, la cual dota la bomba de energía para elevar la presión del líquido de la dirección, el cual es enviado a la válvula rotativa pasando por una válvula reguladora de presión. La válvula rotativa esta conectada al piñón del sistema de giro y posee un sensor capaz de detectar su sentido de rotación. En función del sentido de giro la válvula enviará el líquido de dirección al cilindro por el lado derecho o bien por el lado izquierdo. El cilindro maestro está acoplado a la cremallera y posee un pistón que lo divide en dos partes. En el caso de que el conductor mueva el volante, uno de los lados del cilindro se llenará de líquido y por tanto se creará una diferencia de presión que empujará la cremallera, por ejemplo, si el conductor girara el volante a la derecha y la cremallera estuviera por detrás del eje de las ruedas delanteras, la válvula al detectar el giro del piñón, enviaría el líquido al lado derecho del cilindro y éste empujará a la cremallera hacia la izquierda, girando las ruedas a la derecha. En caso de que el volante no esté girando, la válvula enviará el líquido a ambos lados del pistón. Al abandonar el cilindro maestro el líquido de la dirección vuelve a la bomba a través de los circuitos hidráulicos.

-Sistema de dirección electrohidráulico:

Este sistema es prácticamente idéntico al sistema anterior, con la diferencia de que, en este sistema, la bomba no obtiene la energía del motor de explosión, si no de un motor eléctrico, conectado a la batería del vehículo, provocando un ahorro significativo de combustible.

-Sistema de dirección asistida eléctrica:

Más recientemente se ha desarrollado el sistema de dirección asistida eléctrica, que permite ahorrarse el sistema hidráulico, con el consiguiente ahorro de espacio, de líquido de dirección y de las revisiones periódicas que requiere. Hoy en día es ampliamente utilizado salvo en los vehículos más pesados.

Estos sistemas emplean un motor eléctrico, guiado por una unidad de control electrónico. La unidad de control detecta tanto el sentido como la velocidad de giro del volante y calcula en función de estas variables, el par que el motor eléctrico ha de suministrar al sistema de dirección mecánico. En función de dónde se aplica el par del motor eléctrico se pueden diferenciar dos tipos de sistemas eléctricos. Dirección asistida eléctrica por columna y dirección asistida

eléctrica de doble piñón. En el primer caso, el motor eléctrico suministra el par a la columna de dirección, a través de un conjunto de engranajes, que permiten por seguridad, el giro relativo de la columna de dirección con respecto al motor en el caso de que este se bloquee, evitando así el bloqueo total de la dirección. En el segundo caso, el motor eléctrico suministra el par directamente a la cremallera de un sistema de dirección piñón-cremallera, a través de un segundo piñón.

Ángulos de deslizamiento de las ruedas durante el giro y sus consecuencias:

Cuando un vehículo toma una curva, se podría pensar que las ruedas del vehículo se dirigen en todo momento hacia donde apuntan, sin embargo, esto no es exactamente así. En realidad, entre la dirección en la que apunta cada rueda y la dirección en la que realmente avanza, hay ángulo llamado ángulo de deslizamiento. Cuando se conduce en condiciones de seguridad, este ángulo será siempre muy pequeño, prácticamente despreciable y el conductor no lo percibirá, sin embargo, en caso contrario, si se toma una curva muy cerrada o a gran velocidad el ángulo de deslizamiento será notable e influirá en la estabilidad del vehículo. Evidentemente para que sea posible el giro del vehículo, los ángulos de deslizamiento de los pares de ruedas tendrán que ser iguales, es decir, el ángulo de deslizamiento de la rueda delantera derecha tendrá que ser igual al ángulo de deslizamiento de la rueda delantera izquierda y lo mismo con las ruedas traseras, sin embargo, el ángulo de giro de las ruedas delanteras y el ángulo de giro de las ruedas traseras no tiene porque coincidir. La relación entre estos ángulos es de gran importancia. En el caso de que el ángulo de deslizamiento de las ruedas delanteras sea mayor que el de las traseras, el coche será subvirador y tendrá tendencia a abrirse en las curvas, en caso contrario, si el ángulo de deslizamiento de las ruedas traseras es mayor que el de las delanteras, el coche será sobrevirador y tendrá tendencia a cerrarse en las curvas. Para saber si un vehículo será sobrevirador o subvirador habrá que fijarse en la tracción. Las ruedas que reciben potencia del motor podrán ver su fuerza de agarre reducida y por ende aumentará su ángulo de deslizamiento, consecuentemente, si un coche tiene tracción trasera, las ruedas traseras tendrán un ángulo de deslizamiento superior al de las ruedas delanteras y por tanto será un vehículo sobrevirador. En caso contrario, si el vehículo es de tracción delantera, las ruedas delanteras tendrán un ángulo de deslizamiento superior al de las ruedas traseras y será por tanto subvirador.

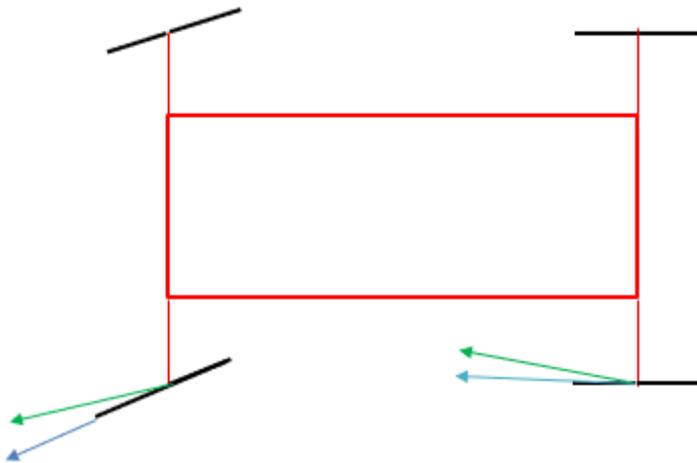


Fig5a. Esta figura muestra como las ruedas apuntan (vector azul) en una dirección diferente a la que se dirigen (vector verde). El ángulo entre ambos vectores es el ángulo de desplazamiento.

-Geometría de la dirección:

Si se observa un vehículo parado con el volante recto, podría parecer que las cuatro ruedas del vehículo son absolutamente paralelas entre sí y todas ellas perpendiculares a la horizontal del vehículo, sin embargo, esto no es del todo cierto. En realidad, las ruedas pueden tener diferentes posiciones relativas con respecto al suelo y la carrocería, que determinarán el correcto funcionamiento del vehículo. Estas posiciones relativas están marcadas por diferentes ángulos que se describirán en este apartado.

Ángulo de convergencia o paralelo

La convergencia (fig6.) hace referencia a la desviación del plano longitudinal de las ruedas delanteras. Si esta desviación es hacia el interior, es decir, si las ruedas apuntan hacia dentro, se tratará de una convergencia positiva, en caso contrario, si la desviación es hacia el exterior y por tanto las ruedas apuntan hacia fuera, se tratará de una convergencia negativa o divergencia. Un exceso tanto de divergencia o convergencia producirá diversos efectos indeseados que se exponen a continuación:

-Uno de los efectos que más llamará la atención a un conductor a la hora de conducir un vehículo con el paralelo de las ruedas desajustado serán fuertes vibraciones anómalas especialmente a velocidades altas (a más de 100km/h) y durante la frenada. Dichas vibraciones afectarán

evidentemente a la seguridad de la conducción, desestabilizando el vehículo en el avance y emporando la frenada, además dichas vibraciones podrán provocar averías en los sistemas de suspensión.

-Otro de los efectos más significativos que provoca un paralelo inadecuado es el desgaste irregular y prematuro de los neumáticos delanteros. Si un vehículo circula con ángulos de convergencia inadecuados, sus neumáticos se verán sometidos a esfuerzos anómalos provocando fuertes desgastes en los laterales de los mismos. En caso de que el desajuste del paralelo sea debido a un ángulo de convergencia demasiado elevado los neumáticos sufrirán un desgaste en el interior de los mismos, en caso contrario, si el desajuste se debe a un exceso de divergencia los neumáticos sufrirán un desgaste en el exterior de los mismos.

Es evidente, por tanto, que a la hora de diseñar el vehículo se habrá de tener muy en cuenta el paralelo de las ruedas para evitar que se produzcan excesos de convergencia/divergencia. Para ello, se habrá de tener en cuenta que al avanzar, las ruedas tienden bien a converger o divergir debido a las fuerzas de interacción con el palier. Dicha tendencia dependerá de nuevo de la tracción del vehículo. En el caso de los vehículos con tracción delantera, las ruedas directrices tienden a divergir, por el contrario, en los coches de tracción trasera, las ruedas directrices tienden a converger. Por tanto, para asegurar un paralelo aceptable durante la circulación, habrá que compensar las tendencias a converger y divergir de las ruedas, por ello, los vehículos se construyen de tal forma que las ruedas delanteras tengan en parado una ligera convergencia, en caso de vehículos con tracción trasera y una ligera divergencia en caso de vehículos con tracción delantera, de manera que al avanzar tiendan a estar rectas. A pesar del diseño citado, no es extraño que a lo largo de la vida de un vehículo haya que ajustar el paralelo alguna vez, golpes en las ruedas contra bordillos o en baches pueden producir excesos de convergencia o divergencia, por lo que el conductor habrá de estar pendiente de si observa vibraciones al avanzar o desgastes en los laterales de los neumáticos para poder detectar un posible problema de convergencia.

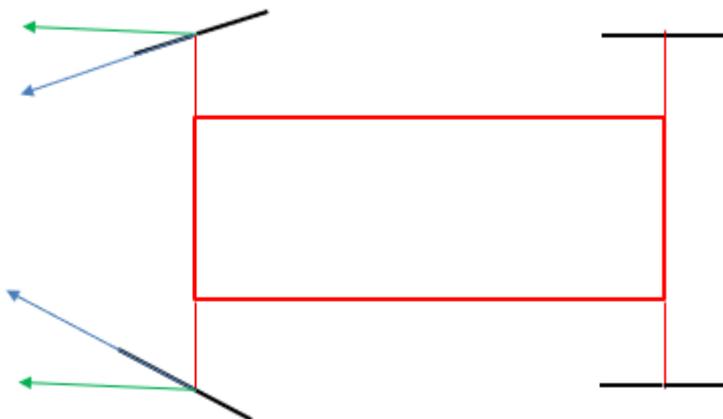


Fig6a. Esta imagen muestra un vehículo con un ángulo de convergencia (ángulo entre los vectores azul y verde) positivo.

Ángulo de inclinación:

El ángulo de inclinación también conocido como ángulo de caída o Camber hace referencia a la desviación del plano simétrico de la rueda con respecto al plano vertical. En el caso de que la desviación sea hacia fuera, es decir, que la parte superior de la rueda esté más lejos de la rueda contraria que la parte inferior, el ángulo de inclinación será positivo, en caso contrario, si la desviación es hacia dentro, es decir, si la parte inferior de la rueda está más cerca de la rueda contraria que la parte superior el ángulo de desviación será negativo. Para lograr una correcta y segura circulación, será necesario tener en cuenta el ángulo de inclinación como se verá a continuación.

Para conseguir unas condiciones óptimas de circulación será necesario aumentar al máximo el agarre del vehículo a la carretera, respetando evidentemente sus características, para ello, habrá que procurar que la superficie de contacto de las ruedas sea máxima y que la presión de los neumáticos se distribuya de manera uniforme (las disminuciones de presión implican pérdidas de adherencia). Se podría pensar entonces que el ángulo de inclinación idóneo debería de ser 0 grados exactos ya que cualquier inclinación disminuye la superficie del contacto y provoca distribuciones de presión irregulares y por tanto pérdidas de agarre, sin embargo, esto solo sería cierto si la circulación fuera siempre en línea recta. En el caso de las curvas la fuerza centrífuga que sufre el vehículo es compensada por el agarre de las ruedas, produciendo deformaciones en los neumáticos que provocan que la presión aumente en la parte externa de los neumáticos disminuyendo en las demás partes. Estos cambios de la distribución de la presión producen una pérdida de adherencia del vehículo, al reducir la superficie efectiva de contacto a las partes externas de la rueda, además de desgastes en los neumáticos. Para disminuir estos efectos adversos, los vehículos se diseñan de tal forma que en parado y en avance rectilíneo las ruedas tengan un pequeño ángulo de inclinación negativo, de manera que en estas condiciones la presión sea ligeramente superior en el interior de los neumáticos, compensando así la variación de la distribución de presión que tiene lugar en las curvas. Este ángulo de inclinación negativo dependerá de cada vehículo y deberá ser evidentemente pequeño (unos 2º) ya que un ángulo de inclinación muy negativo producirá los mismos efectos en las rectas que los que se pretenden evitar en las curvas. Además de las pérdidas de adherencia y estabilidad citadas, un ángulo de caída incorrecto provoca desgastes prematuros e irregulares en los neumáticos del vehículo. En caso de que el ángulo de caída sea demasiado positivo la parte exterior de los neumáticos sufrirá desgastes elevados, en caso contrario, si el ángulo de caída es demasiado negativo la parte interior de los neumáticos sufrirá desgastes elevados. Además de todos los efectos adversos explicados, un ángulo de inclinación incorrecto puede producir también desviaciones en el rumbo de los vehículos. En el caso de que las ruedas directrices de lados opuestos tengan ángulos de caída diferentes, el vehículo tenderá a caer hacia el lado de la rueda con ángulo de inclinación más positivo, siendo este efecto máximo en el caso de que las ruedas de ambos lados tengan ángulos de caída con signos opuestos.

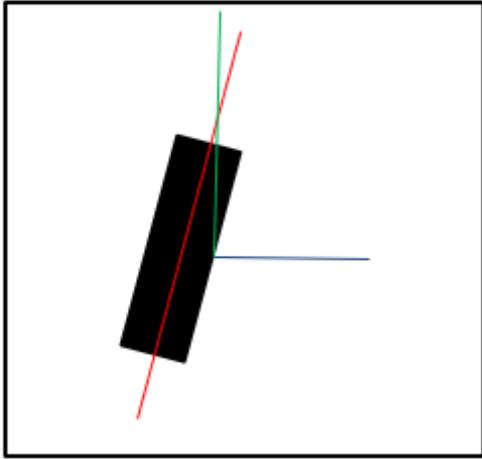


Fig.7a Esta imagen muestra una rueda (vista desde delante) con un ángulo de inclinación negativo. El ángulo de inclinación es el ángulo entre las líneas verde y roja. La línea azul es el eje de la rueda.

Ángulo de salida, ángulo incluido y radio de rodadura.

El peso del vehículo descansa sobre las ruedas delanteras a través de los pivotes, por tanto, la posición de este afectará de manera decisiva al correcto funcionamiento del vehículo. Para describir la posición del pivote con respecto al plano horizontal se emplean las magnitudes que se definen a continuación.

Ángulo de salida: El ángulo de salida o ángulo de inclinación del pivote hace referencia al ángulo existente entre el eje del pivote sobre el que gira la rueda para orientarse y la vertical.

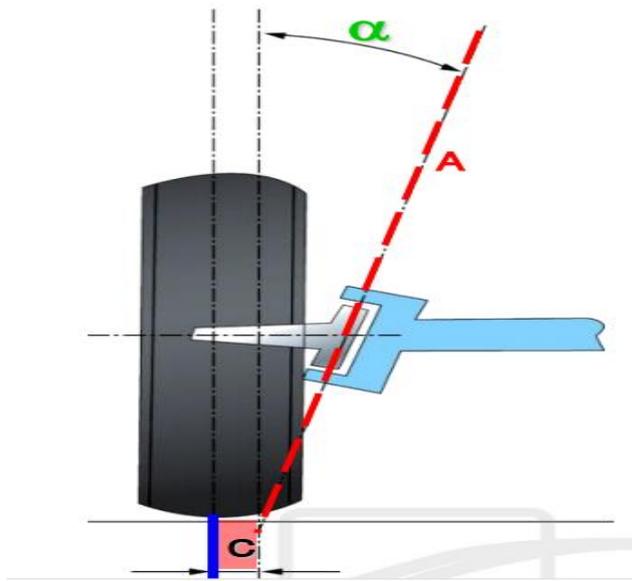


Fig.8a Imagen obtenida de Carsmarobe file:///C:/Users/USUARIO/Downloads/Geometria_direccional.pdf

Ángulo incluido: El ángulo incluido es la suma del ángulo de salida y el ángulo de caída anteriormente explicado.

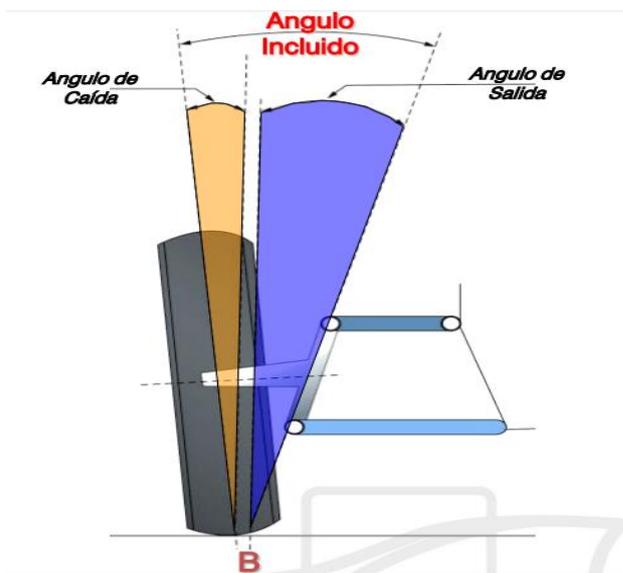


Fig.9a Imagen obtenida de Carsmarobe file:///C:/Users/USUARIO/Downloads/Geometria_direccional.pdf

El radio de rodadura: El radio de rodadura hace referencia a la distancia entre el punto de intersección del eje del pivote con el plano de simetría de la rueda y el suelo. El radio de rodadura será positivo si la intersección citada tiene lugar debajo del suelo y negativo si la intersección tiene lugar por encima. Esta magnitud depende del ángulo de salida y de la conexión del pivote a la rueda. Cuanto mayor sea el ángulo de salida, menor o más negativo será el radio de rodadura y cuanto más cercano sea a cero, mayor será el radio de rodadura. En el caso de la conexión del pivote, cuanto más metido dentro de la rueda esté el pivote menor o más negativo será el radio de rodadura y cuanto menos metido esté, mayor será el radio.

Como ya se ha dicho la posición de los pivotes afecta de manera decisiva al correcto funcionamiento de un vehículo, por tanto, las magnitudes que lo definen habrán de tener determinados valores convenientemente escogidos. Un ángulo de salida muy elevado provocará que al girar, las ruedas tiendan a aumentar su ángulo de caída, con los efectos negativos que ello conlleva, por el contrario, un ángulo de salida muy pequeño, provocará que el radio de rodadura tenga un valor positivo elevado, provocando como se explica a continuación diversos efectos negativos. Si el radio de rodadura tiene un valor positivo elevado, el peso del coche descansará a una mayor distancia de la rótula de la rueda, provocando una fuerte palanca sobre los rodamientos de la rueda y el eje sometidos a esfuerzos elevados. Esto provoca un aumento considerable de la reversibilidad y dureza de la dirección, es decir, en estas condiciones, el conductor habrá de hacer un esfuerzo superior para girar el volante y el sistema de dirección será más sensible a los posibles golpes que puedan sufrir las ruedas, por ejemplo, al atravesar un bache. Además, un radio de rodadura positivo elevado también producirá una pérdida de estabilidad durante el frenado, debido al par que realizan las fuerzas de frenado, el cual es proporcional al radio de rodadura. Dadas las consecuencias negativas que se dan al tener un radio de rodadura elevado, podría parecer que las mejores condiciones de circulación se alcanzan con un radio de rodadura nulo o negativo, sin embargo, ambos casos producen inconvenientes. En el primer caso, si el radio de rodadura fuera nulo, se producirá una pérdida de sensibilidad del sistema de dirección, además, para lograrlo sería necesario un ángulo de salida relativamente elevado, con las consecuencias negativas mencionadas que provoca. En el segundo caso, si se tiene un radio de rodadura negativo, sería necesario para ello, o bien aumentar mucho el ángulo de salida con sus inconvenientes, o bien meter mucho los componentes del pivote dentro de la rueda, lo cual es técnicamente complicado. Por ello los vehículos se suelen diseñar con un ángulo de salida pequeño, unos 7° de media y nunca superior a 15° de forma que se tienen radios de rodadura positivos de bajo valor. De esta manera se evitan los inconvenientes que provocan radios de rodadura o ángulos de salida elevados, y se logra una buena sensibilidad y reversibilidad del sistema de dirección.

Ángulo de avance:

El ángulo de avance(fig.10) hace referencia a la inclinación del pivote con respecto a la vertical. Si la inclinación es hacia delante, es decir, si la parte superior del pivote queda adelantada con respecto al centro de la rueda, el ángulo de avance será negativo, en caso contrario, si la inclinación es hacia atrás, es decir, si la parte superior del pivote queda atrasada con respecto al centro de la rueda, el ángulo de avance será positivo. Un correcto ángulo de avance será fundamental para lograr un funcionamiento óptimo del sistema de dirección. Cualquier

conductor habrá observado cómo al finalizar un giro, el volante tiende a enderezarse por sí mismo, haciendo la conducción más cómoda y segura. Este efecto se denomina retornabilidad de la dirección. Para que esto ocurra es necesario, evidentemente, que actúe un par sobre las ruedas en dirección contraria a la de giro. Este par se consigue inclinando ligeramente el brazo de mangueta hacia atrás, es decir, con un ángulo de avance positivo, de tal forma que el eje imaginario del pivote corte el plano del suelo por delante del eje vertical de la rueda. Este efecto que tiene lugar en los vehículos, es análogo al que tiene lugar en un carrito de la compra o de un bebé, en los que las ruedas tienden siempre a orientarse con el pivote que las une al carro. Además de lograr la retornabilidad de la dirección, un ángulo de avance positivo también hace más estable la conducción al provocar que las ruedas tiendan en todo momento a permanecer rectas. Ahora bien, el ángulo de avance no ha de tener tampoco un valor demasiado elevado ya que ello provocaría efectos negativos que se exponen a continuación. Como se ha dicho anteriormente, el par que hace posible la retornabilidad de la dirección y provoca la tendencia de las ruedas a permanecer rectas se logra colocando el brazo de mangueta con una inclinación positiva, es evidente, por tanto, que si dicha inclinación es muy elevada dicho par será también muy elevado provocando un endurecimiento de la dirección. Además, un ángulo de inclinación demasiado elevado provocaría un par sobre el pivote que tensionaría las conexiones de la rueda provocando un envejecimiento prematuro de las mismas.

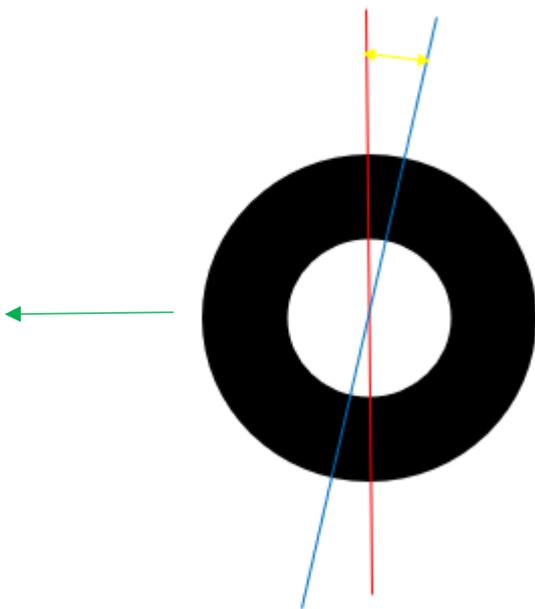


Fig.10a Esta imagen muestra una rueda con un ángulo de avance positivo. El vector rojo es el eje vertical de la rueda. El vector azul es el eje del brazo de mangueta. El ángulo entre los vectores azul y rojo es el ángulo de avance. El vector verde marca la dirección del vehículo.

Ángulo de empuje:

El ángulo de empuje hace referencia al ángulo que mide la desviación del eje trasero con respecto al eje longitudinal del vehículo. En el caso de que la desviación sea hacia la izquierda,

es decir, si el eje de empuje queda a la izquierda del eje longitudinal del vehículo, el ángulo de empuje será negativo, en caso contrario, si la desviación es hacia la derecha, el ángulo de empuje será positivo. Evidentemente, cualquier desviación del eje de las ruedas traseras, impedirá la correcta circulación del vehículo, por tanto, el ángulo de empuje habrá de ser en todo momento igual cero. En caso de que el ángulo de empuje sea distinto de cero, el vehículo se desestabilizará, tendiendo a desviarse hacia el lado contrario de donde se manifiesta el eje de empuje, es decir, si el ángulo de empuje es negativo, el vehículo tenderá a desviarse hacia la derecha y en caso contrario si el ángulo de empuje es positivo, el vehículo tenderá a desviarse hacia la izquierda. Además, un ángulo de empuje distinto de cero provoca también desgastes prematuros e irregulares en los neumáticos traseros, en caso de que el ángulo de empuje sea negativo los desgastes tendrán lugar en el lado derecho de los neumáticos, en caso contrario, si el ángulo de empuje es positivo los desgastes tendrán lugar en el lado izquierdo de los neumáticos. Por tanto, los vehículos se diseñan, evidentemente, de forma que sea muy complicado que el eje trasero se desvíe, sin embargo, ciertos factores pueden provocar una variación del ángulo de empuje. Por ejemplo, un ángulo de convergencia incorrecto puede provocar que el eje trasero del vehículo tienda a realinearse para corregir el fallo de convergencia. Además, cualquier golpe o anomalía puede también desencadenar en un ángulo de empuje distinto de cero.

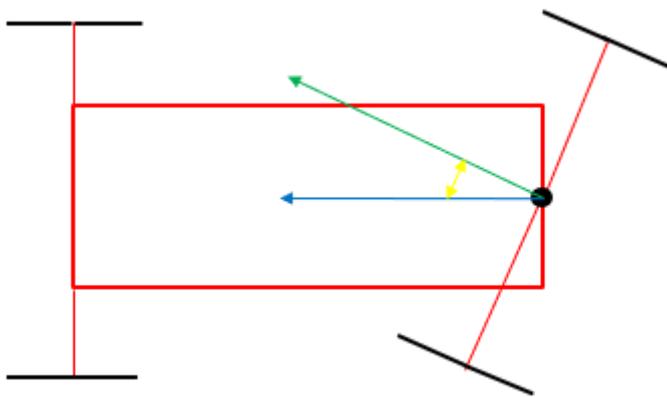


Fig.11a Esta figura muestra un vehículo con un ángulo de empuje positivo. El vector verde es el vector dirección del eje de empuje. El vector azul es el vector dirección del eje longitudinal. El ángulo de empuje es el ángulo entre ambos vectores.

Retraso de rueda:

El retraso de rueda hace referencia al retraso o adelanto de una rueda delantera con respecto a la otra. Para medir dicho retraso se suele emplear el ángulo que forma el eje imaginario perpendicular al eje de las ruedas con respecto al eje longitudinal, en caso de que la rueda derecha está más atrasada que la rueda izquierda se tratará de un retraso de rueda positivo, en caso contrario, si la rueda izquierda está más atrasada que la rueda derecha se tratará de un retraso negativo. Evidentemente, el retraso de rueda deberá ser siempre nulo, produciéndose en caso contrario numerosos efectos negativos como se expone a continuación. Uno de los

defectos más considerable que produce la existencia de un retraso de rueda en un vehículo es la pérdida de estabilidad y la tendencia a desviarse del mismo, en el caso de que un vehículo posea un retraso positivo este tenderá a desviarse hacia la derecha, en caso contrario, si el vehículo posee un retraso negativo tenderá a desviarse hacia la izquierda. Además la existencia de un retraso de rueda producirá también desgastes prematuros e irregulares en los neumáticos delanteros, en caso de que el vehículo posea un retraso positivo los desgastes se producirán en el lado derecho de los neumáticos, en caso contrario, si el vehículo posee un retraso de rueda negativo los desgastes tendrán lugar en el lado izquierdo de los neumáticos. Los vehículos se diseñan de forma que sea difícil la desviación de los ejes, sin embargo, un incorrecto ángulo de convergencia, un golpe, o alguna anomalía puede provocar un retraso de rueda.

Diseño de la maqueta

-Requisitos:

En este apartado se presentan los requisitos que ha de cumplir la maqueta y que habrán de ser tenidos en cuenta en su diseño.

La maqueta deberá ser útil para visualizar algunos de los principios de la dinámica de giro, por ello deberá cumplir las siguientes condiciones.

-Deberá servir para demostrar el principio de la dirección, por ello la maqueta deberá estar dotada de un sistema de dirección que funcione de manera semejante a un sistema de dirección de un vehículo real.

-Deberá servir para visualizar los efectos causados por la variación del ángulo de convergencia, por tanto, las ruedas delanteras estarán diseñadas de forma que se puedan desviar con respecto al plano longitudinal de la maqueta al antojo de su portador.

-Deberá servir para visualizar los efectos que produce la variación del ángulo de caída, por tanto, las ruedas delanteras estarán diseñadas de forma que puedan ser desviadas con respecto al plano vertical al antojo del portador de la maqueta.

-Deberá servir para visualizar los efectos que produce la variación del ángulo de empuje, por el eje de las ruedas traseras deberá estar diseñado de forma que pueda ser desviado con respecto al plano longitudinal de la maqueta por su portador.

-El tamaño de la maqueta debe ser tal que permita cumplir con los requisitos anteriores teniendo un peso no superior a 4 Kg para facilitar su transporte.

-Diseño ideal:

En el presente apartado se presentará el diseño propuesto de la maqueta para que cumpla con los requisitos expuestos en el apartado anterior.

Esqueleto de la maqueta o plancha base:

El esqueleto será la estructura central, que servirá de unión de todos los componentes de la maqueta. Dicho esqueleto estará compuesto únicamente por una plancha.

Eje delantero:

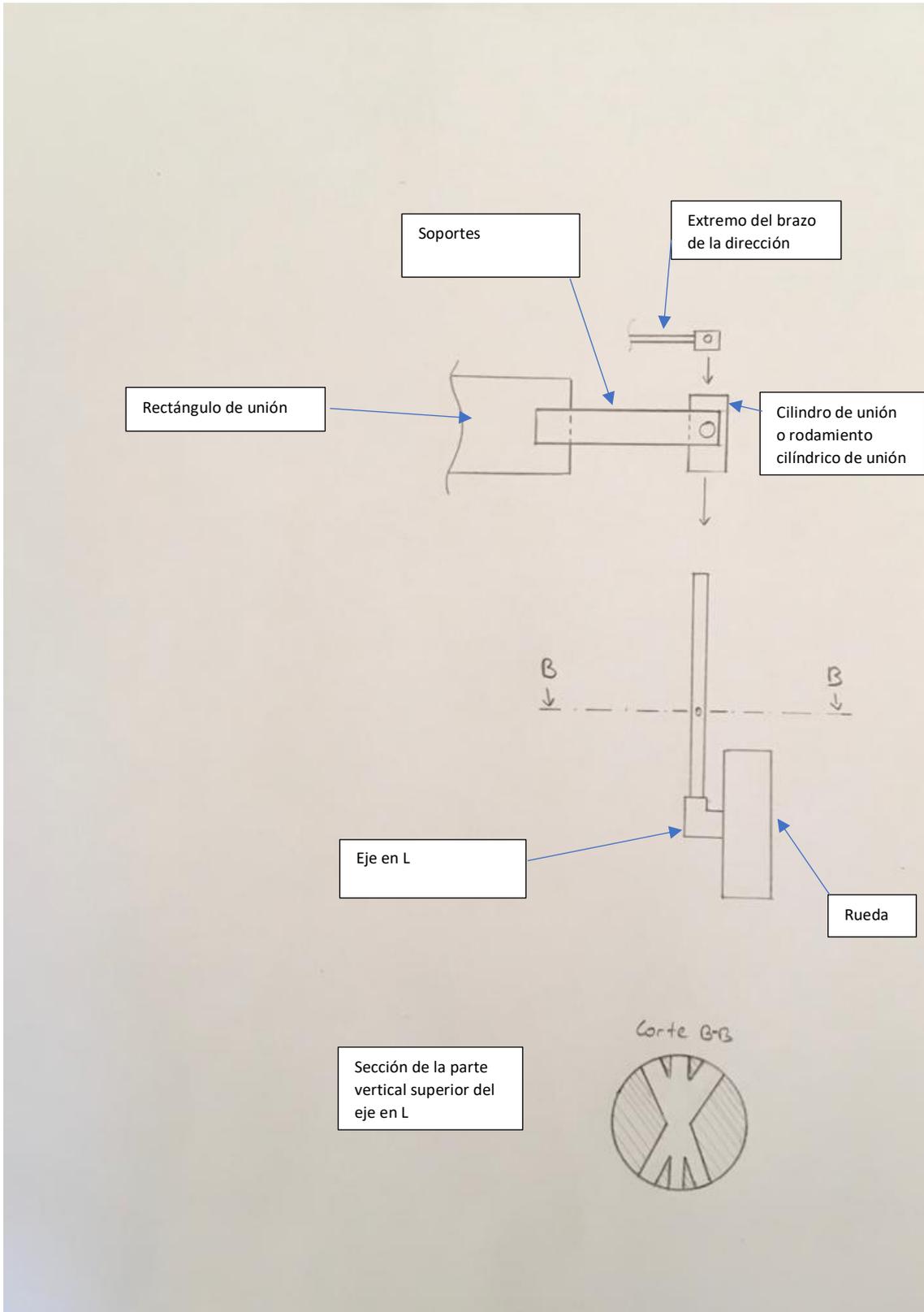


Fig. 1b Esta figura presenta un croquis del alzado de las partes que componen el eje delantero.

A continuación, se realiza una explicación de las diferentes partes que componen el eje delantero.

-1 Ruedas + eje corto en L

Las ruedas estarán unidas al eje mediante un tornillado de forma similar a como ocurre en un vehículo real. Las ruedas y el tornillado girarán de forma solidaria. El eje será inmóvil y estará unido al tornillado mediante un rodamiento de bolas, permitiendo el giro de la rueda. La parte vertical de la L servirá para unir las ruedas con el cilindro de unión y constará a su vez de dos partes. Una parte inferior de diámetro mayor sobre la que se deberá apoyar el cilindro de unión y una parte superior de diámetro menor que deberá estar insertada dentro del cilindro. Para asegurar un apoyo correcto del cilindro de unión el diámetro de la parte vertical inferior de la L deberá tener el mismo valor que el diámetro exterior del cilindro interior del rodamiento cilíndrico. La parte del eje en L que queda por encima del rodamiento cilíndrico irá unida al brazo de la dirección. Dicho brazo de la dirección tendrá la misión evidentemente de dirigir la rueda en la dirección deseada y de impedir que el eje en L gire libremente con respecto al rodamiento cilíndrico. Ahora bien, para poder variar el ángulo de convergencia como se especifica en el apartado de los requisitos, será necesario que la posición relativa entre el eje en L y el brazo de la dirección pueda variar. Por ende, será necesario que la unión entre el eje en L y el brazo de la dirección permita varias posiciones. Para ello se propone que dicha unión se realice mediante un tornillo que atraviese el eje en L y el extremo del brazo de la dirección impidiendo todo movimiento relativo entre ambas partes. Para permitir esto como se observa en la figura 1b, tanto el eje en L como el extremo del brazo de la dirección tendrán una serie de agujeros por los que deberá atravesar el tornillo de fijación. El extremo del brazo de la dirección tendrá un único agujero mientras que el eje en L tendrá tres agujeros distintos (corte B-B de la fig.1b), de esta manera escogiendo el agujero del eje en L por el que deberá atravesar el tornillo se tendrá una convergencia concreta.

Como se puede observar en la figura 1b

-2 Rodamiento cilíndrico o cilindro de unión.

El rodamiento cilíndrico será un rodamiento de rodillos y como se ha dicho anteriormente estará unido al eje T de la rueda y al rectángulo de unión. Para que las ruedas delanteras puedan variar su ángulo de caída será necesario que el cilindro pueda variar su posición con respecto al plano vertical, por ello, la unión entre el brazo de unión y el cilindro deberá permitir dicha variación. La solución que se propone para ello se muestra en la siguiente figura.

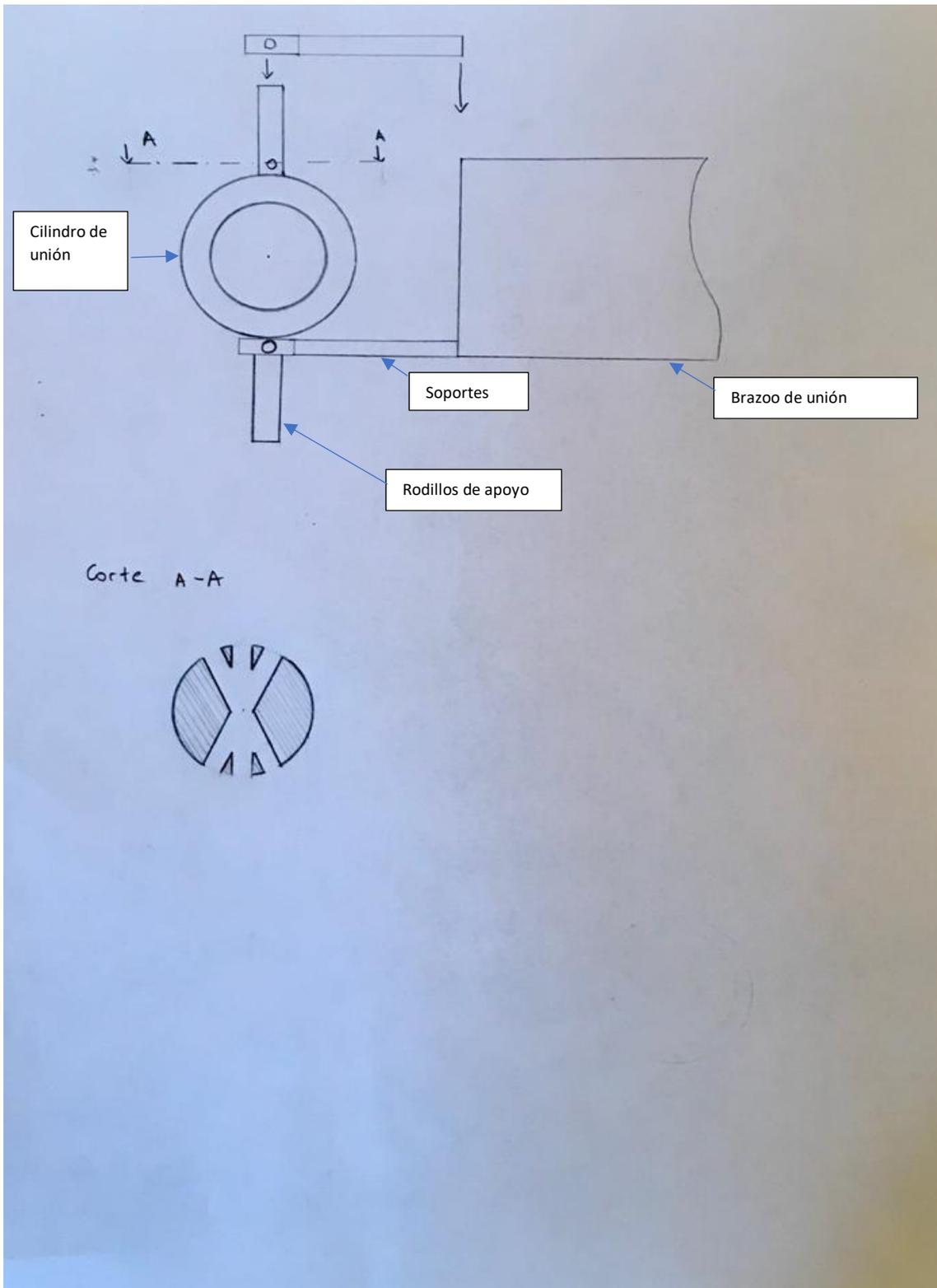


Fig2b. Esta figura muestra un croquis de la planta del cilindro y rectángulo de unión.

En la figura anterior se muestra un croquis de la unión entre el cilindro de unión y el brazo de unión. Como se puede deducir dicha unión se realizará mediante los rodillos de apoyo y soportes (os rodillos estarán soldados al cilindro de unión y los soportes al rectángulo de unión). El corte AA muestra la sección en el punto marcado de los rodillos. En dicho corte se puede observar

cómo los rodillos tienen tres agujeros, esto se propone para posibilitar la variación del ángulo de caída.

Como se ha dicho anteriormente el cilindro de unión y el brazo de unión permanecerán unidos mediante los soportes y los rodillos de apoyo. Para posibilitar dicha unión los rodillos deberán insertarse en los agujeros verticales de los soportes de forma que uno de los agujeros de cada rodillo coincida con los agujeros horizontales de los soportes. Para fijar dicha unión se deberá insertar una varilla de fijación en ambos agujeros, es decir atravesando tanto los rodillos como los soportes, impidiendo así el giro relativo entre los soportes y los rodillos. En función de la caída que se desee se deberán escoger los agujeros correspondientes de los rodillos.

-3 Brazo de unión.

El brazo de unión de ambas ruedas será en realidad una única barra transversal situada en el extremo delantero inferior de la plancha base.

Sistema de dirección:

El sistema de dirección será tipo piñón cremallera y estará situado por detrás del eje de las ruedas. Dicho sistema constará de las siguientes partes:

Volante + rodamiento cilíndrico. El volante será semejante a un volante real en miniatura. Dicho volante estará soldado al brazo de transmisión y permanecerá unido a la barra de sujeción mediante un rodamiento cilíndrico. El rodamiento cilíndrico estará soldado a la barra de sujeción. Para poder bloquear el volante en diferentes ángulos será necesario que dicho rodamiento y el brazo de transmisión tengan algún sistema dispuesto para ello. En este caso se propone el mismo sistema que el utilizado para variar el ángulo de convergencia y caída

-Plataforma de sujeción del volante:

La plataforma de sujeción tendrá la misión de sujetar el volante y estará comprendida básicamente por un bloque soldado en su parte inferior a la plancha base.

-Brazo de transmisión + piñón. El brazo de transmisión estará soldado por un extremo al volante y por el otro al piñón del sistema de dirección. Dicho piñón estará evidentemente engranado a la cremallera.

-Cremallera + soporte de la cremallera. La cremallera estará unida por ambos extremos a los brazos oscilantes. La cremallera estará situada sobre una superficie que deberá permitir evidentemente el giro relativo de la misma en la dirección transversal impidiendo movimientos en otras direcciones. Dicho soporte estará situado sobre un bloque (bloque soporte de la cremallera) que lo unirá a la plancha base elevándolo a la altura deseada. Además, el soporte de la cremallera tendrá la misión de bloquear el movimiento de la cremallera cuando sea necesario, para ello, tanto la cremallera como el soporte tendrán varios agujeros que serán atravesados por pasadores cuando se desee bloquear la cremallera.

-Brazos oscilantes. Los brazos oscilantes estarán unidos por un extremo a la cremallera y por el contrario a los brazos oscilantes. Ambas uniones serán iguales y permitirán el giro relativo con

respecto al eje vertical, es decir, el ángulo entre el brazo oscilante y la cremallera, así como el ángulo entre el brazo oscilante y brazo de acoplamiento podrán variar.

Al variar el ángulo de caída, la posición de la unión del brazo de dirección con el eje en L variará, por ello, será necesario en estas circunstancias separar el brazo de unión del eje en L prescindiendo así de la acción del sistema de dirección. Pero, como el brazo de dirección tiene la misión de sujetar el eje en L impidiendo el giro relativo del mismo con respecto al rodamiento cilíndrico, será necesario dotar al eje en L de algún mecanismo que mantenga las ruedas en dirección recta al avanzar con un ángulo de caída distinto de cero. La solución que se propone es de nuevo bloquear el giro mediante un pasador que atraviese el eje en L y el rodamiento cilíndrico.

Eje trasero motor y ruedas:

-Ruedas traseras+eje: Las ruedas traseras estarán unidas a su eje de nuevo mediante un tornillado como se ha especificado para las ruedas delanteras. El eje estará soldado al tornillado de manera que rotará solidariamente con respecto a las ruedas. Por el otro extremo, el eje estará unido al diferencial.

-Diferencial: El diferencial de la maqueta tendrá una estructura similar al diferencial mostrado en la imagen inferior. Tendrá la misión de transmitir el par del motor al eje de las ruedas permitiendo el giro relativo entre ambas.

-Motor: El motor tendrá un único eje, el cual estará conectado al diferencial. El motor estará situado delante del diferencial.

-Carcasa: Los ejes de ambas ruedas, el diferencial y el motor estarán rodeados y sujetos por una carcasa. Cada eje estará conectado a la carcasa mediante un rodamiento de bolas situado en el extremo de la carcasa, es decir en el límite entre la parte desnuda y la parte cubierta del eje. El motor estará sujeto a la carcasa mediante tornillos. La estructura de esta sujeción dependerá de la estructura del motor escogido. El diferencial no estará en contacto directo con la maqueta y estará suspendido por los ejes de las ruedas y del motor. La carcasa estará unida a la plancha base en el extremo final de la misma quedando por debajo de esta. Dicha unión deberá permitir la variación de la posición del conjunto eje trasero con respecto al plano longitudinal, por ello, la unión será de tipo tuerca y arandela. Para que ello sea posible la carcasa deberá tener en el punto central una rosca macho soldada y la parte trasera de la plancha base un agujero. De esta manera aflojando la tuerca se podrá girar el conjunto eje trasero variando así el ángulo de empuje. Debido al grosor de la carcasa será necesario para asegurar la horizontalidad de la maqueta que la plancha base tenga soldada en la parte delantera una barra transversal que tenga un grosor aproximadamente igual al grosor de la carcasa + el grosor de la plancha base. Dicha barra transversal es la barra a la que se hace referencia en el punto dedicado al brazo de unión en el apartado de las ruedas delanteras.

Si finalmente no se motoriza la maqueta el diseño será más sencillo al prescindir del motor y diferencial constando solamente de las siguientes partes:

-Barra transversal trasera: La carcasa será sustituida por una barra transversal que estará unida en sus extremos a las ruedas traseras y en su punto medio a la plancha base de la misma manera que ocurría en la carcasa.

-Ruedas traseras: Las ruedas traseras estarán unidas a la barra transversal trasera mediante bujes permitiendo así el giro relativo de las mismas con respecto a la barra transversal.

Como se puede observar los ejes delantero y trasero tienen diseños diferentes, por ello, será necesario disponer de algún grado de libertad en el dimensionamiento para asegurar la horizontalidad de la maqueta. En este caso las dimensiones que se ajustarán para asegurar dicha horizontalidad serán la anchura de la zona de la barra transversal trasera en contacto con la plancha y la anchura de la barra transversal delantera que compone los brazos de unión del eje delantero. De esta manera se definirá una de las dos dimensiones anteriores en base a otros criterios y se definirá la otra para compensar la diferencia de alturas entre el eje delantero y trasero.

-Dimensionamiento

Elección perímetro total y ruedas.

Como se establece en los requisitos el tamaño debe ser tal que permita cumplir los demás requisitos con el mínimo peso posible estableciendo como peso máximo 4Kg, es decir, debe ser lo suficientemente grande como para poder construirla con facilidad cumpliendo los objetivos establecidos y lo suficientemente pequeña para poder transportarla con comodidad.

El tamaño final de la maqueta vendrá marcado por el diámetro de las ruedas que se escojan de entre las disponibles. El diámetro de las ruedas definirá la longitud total de la maqueta y la longitud definirá a su vez la anchura. En los vehículos reales cada rueda supone de media en torno a un 10% de la longitud total, es decir cada rueda tiene un diámetro igual al 10% de la longitud del vehículo. En el caso de la presente maqueta se escogerá una relación algo superior, de aproximadamente un 13% debido a que la maqueta carece de capó y maletero. En cuanto a la relación entre la longitud y anchura de los vehículos reales urbanos, ésta se suele situar en torno a 2,25 de media, en el caso de la maqueta de nuevo debido a la ausencia de capó dicha relación será algo menor, de aproximadamente 1,75. Un margen razonable en el que se debería encontrar la maqueta es entre 50x28 y 65x37cm (la anchura no incluye a las ruedas, es decir, se refiere a la distancia entre los bujes las ruedas de extremos opuestos), por ello, se deberán escoger unas ruedas que tengan unos diámetros entre 6,5 y 8,45cm (50x0,13 y 65x0,13).

Ruedas disponibles:

TIPOO DE RUEDA	PRECIO	DIÁMETRO	VALORACIÓN	CANTIDAD DE ACCESORIOS
BQLZR	17,53€	6,5cm	4/5	MEDIO
DILWE	22,79€	6,5cm	3/5	BAJO
JVSISM	9,36€	6,7cm	5/5	MEDIO
BRICO	7,90€	8,0cm	5/5	ALTO

Teniendo en cuenta los precios y valoraciones de las ruedas anteriores, se escogerá la rueda BRICO.

Por tanto, la longitud de la maqueta será $L = \frac{D}{0,13} = 61,5\text{cm}$ y la anchura será de $a = \frac{L}{1,75} = 35\text{cm}$

Dimensionamiento esqueleto

En este apartado se definirá el perímetro, área y volumen de la plancha base.

Elección de la longitud y anchura de la plancha base:

-Longitud:

El perímetro total de la maqueta será de 61,5x35 cm, por tanto, según lo establecido en la parte de diseño ideal, la longitud de la plancha base deberá ser igual a la de la maqueta, es decir, deberá tener una longitud de 61,5cm.

-Anchura

Para elegir la anchura de la maqueta se deberán tener en cuenta dos factores. El primero es que cuanto mayor sea la anchura más resistente y estable será la maqueta, por tanto, teniendo en cuenta este factor interesaría que la anchura de la placa fuera la máxima posible. El segundo factor, es que por el contrario la anchura limita la variación del ángulo de empuje, es decir, cuanto más ancha sea la placa menos se podrá variar el ángulo de empuje. Por tanto, la decisión final se tomará calculando la anchura máxima posible que permita realizar la variación máxima del ángulo de empuje deseada. A continuación, se presentan los cálculos necesarios para hallar la anchura:

-El ángulo de empuje máximo deseado es de 30º por tanto los cálculos se deberán realizar teniendo en cuenta un ángulo ligeramente mayor. Un ángulo razonable podría ser 33º.

-Se sabe que la anchura total de la maqueta es de 35cm por tanto la distancia entre el punto medio de la maqueta y cada rueda será de 17,5cm.

-Se sabe que el radio de cada rueda es de 4cm.

-La longitud (L) entre un extremo de la rueda y el punto medio del eje trasero es igual $\sqrt{17,5^2 + 4^2} = 17,95$.

-El ángulo (α) entre un extremo de la rueda y el punto medio del eje es igual $\alpha = \text{atan}\left(\frac{4}{17,95}\right) = 12,56^\circ$.

-El ángulo (β) total $\beta = \alpha + 33 = 45,56^\circ$

-La anchura resultante (a) será $\frac{a}{L} = \text{sen}(\beta) \rightarrow a = 12,82\text{cm}$

-La anchura de la plancha será por ende $2*a=25,63\text{m}$, que redondeando será 26cm.

Grosor:

La plancha debe ser lo suficientemente gruesa como para aguantar todas las condiciones de trabajo y transporte.

-En condiciones de trabajo, los esfuerzos a los que se verá sometida la plancha serán muy bajos al no estar sometida en ningún momento a fuerzas axiales o momentos flectores altos. Por tanto, una plancha fina de cualquier metal aguantaría las condiciones de trabajo.

-En condiciones de transporte, si el portador agarra la maqueta en el punto medio de la misma la plancha se vería entonces sometida a unos momentos flectores a tener en cuenta. Aunque aún no se conozca ni el valor de dichos momentos ni el material de la plancha se puede establecer unos límites razonables para acotar el grosor. Un grosor de entre 1,5 y 2,5 cm debería ser suficiente. El valor final del grosor deberá calcularse una vez se escoja el material de la plancha y se conozcan los momentos flectores máximos, pero habrá de estar en la medida de lo posible dentro de los límites establecidos.

Dimensionamiento eje delantero

Unión del eje en L a la rueda.

Cada rueda delantera deberá estar unida a su eje en L de forma que se permita el giro relativo de la misma con respecto al eje. Por tanto, dicha unión deberá constar de un buje. La rueda escogida tiene un buje específico, por lo que emplearé ese mismo.

A continuación, se presenta una imagen y un plano del buje:



Fig.3b



Fig.4b La presente figura muestra un plano del buje. Las dimensiones mostradas en pulgadas 0,77 y 0,5445 son en milímetros 1,9558 y 1,383 respectivamente.

Dimensionamiento eje en L y elección del rodamiento lineal.

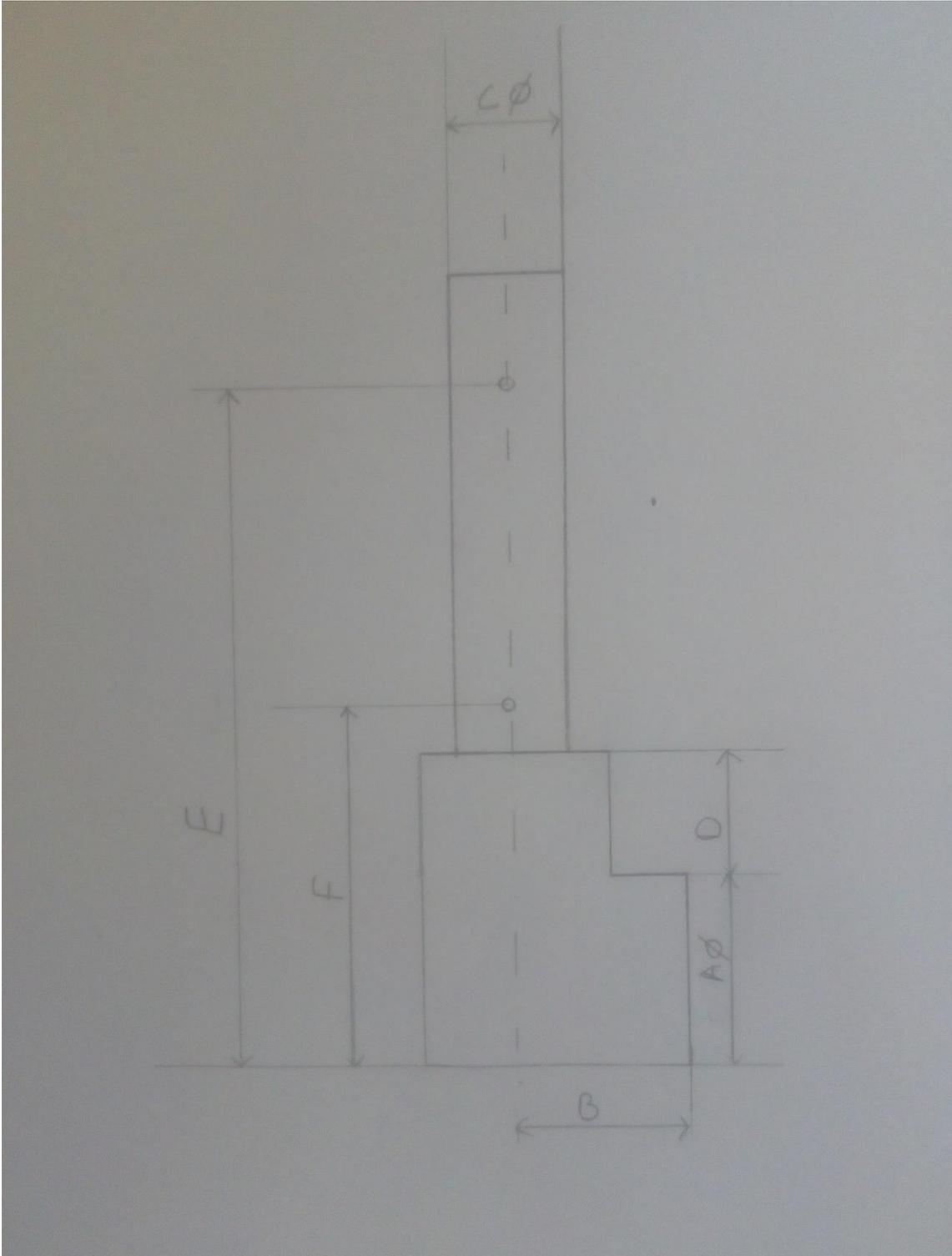


Fig.5b En la figura anterior se muestra un croquis del eje en L con las diferentes dimensiones que se habrán de definir.

-Diámetro parte horizontal y parte vertical inferior del eje en L.

Para facilitar el acoplo del eje en L con el buje interesa que el diámetro de la parte horizontal del eje en L sea parecido al diámetro del buje. El buje escogido tiene un diámetro de 2,5 cm, por tanto, un diámetro razonable para la parte horizontal del eje en L será en torno a 2,5cm. El diámetro de la parte inferior vertical del eje en L será el mismo que el de la parte horizontal.

-Elección cilindro de unión y dimensionamiento del diámetro de la parte vertical superior del eje en L.

Como ya se ha dicho la parte vertical inferior del eje en L tendrá un diámetro en torno a 2,5cm, por tanto, el rodamiento lineal escogido para emplearlo como cilindro de unión deberá tener un diámetro externo superior a 2,5cm y un diámetro interno inferior a 2,5cm. Buscando en tiendas de rodamientos solo he encontrado un rodamiento con características compatibles con las especificadas. Dicho rodamiento tiene un diámetro exterior de 26mm, un diámetro interior de 16mm, una altura de 36mm y un peso de 36g. Como el diámetro exterior del rodamiento lineal es muy parecido al diámetro del eje en L anteriormente establecido, interesará reducir ligeramente el diámetro del eje en L para así asegurar que la parte exterior del rodamiento no roce con el eje en L. Un diámetro razonable, por tanto, para las partes horizontal y vertical inferior del eje en L es de 2,4cm.

La parte vertical superior del eje en L deberá ir insertada en el cilindro de unión como se especifica en el apartado de diseño ideal, por tanto, deberá tener un diámetro igual al diámetro interior del rodamiento lineal, es decir, deberá tener un diámetro de 1,6cm.

-Elección distancia entre eje vertical del eje en L y el plano vertical interior del buje.

Cuanto mayor sea la distancia entre el eje vertical del eje en L y el buje, mayores serán los esfuerzos a los que se verá sometidos el eje en L, por tanto, interesará que dicha distancia sea lo menor posible. Ahora bien, se deberá evitar que el cilindro de unión roce con los neumáticos, por ende, la distancia entre el eje vertical del eje en L y el neumático deberá ser como mínimo igual al radio exterior del rodamiento lineal escogido. Una distancia razonable entre el eje vertical del eje en L y el buje será por tanto una distancia de unos 5mm superior al radio exterior del rodamiento cilíndrico, es decir, 1,8cm.

-Elección altura rodamiento.

En este apartado se decidirá la altura en la que se situará el rodamiento cilíndrico de unión (siendo esta altura la altura a la que se situará el extremo inferior del rodamiento) o en otras palabras la longitud de la parte vertical inferior del eje en L (refiriéndose esta longitud a la longitud interior, es decir, la distancia entre el punto inferior exterior del rodamiento cilíndrico de unión y la parte horizontal del eje en L). Cuanto mayor sea la longitud de la parte vertical inferior del eje en L mayores serán los esfuerzos a los que se verán sometidos dicho eje y las ruedas de la maqueta al variar el ángulo de caída, por tanto, interesará que dicha longitud sea pequeña. Ahora bien, el rodamiento cilíndrico de unión deberá estar a una altura suficiente que asegure que no roce ni con la parte horizontal del eje en L ni con el buje. Dado que en el apartado anterior se ha dimensionado de forma que se evite dichos roces, con una altura de unos pocos milímetros por encima de la cota superior de la parte horizontal del eje en L será suficiente. Una longitud prudente y razonable de la parte vertical inferior del eje en L será de unos 5mm.

-Elección de la altura de la unión eje en L con el brazo de acoplamiento y de la longitud de la parte vertical superior del eje en L.

La altura a la que se encuentre la unión entre el brazo de dirección y el eje en L no afectará al funcionamiento en general de la maqueta, siempre y cuando, el brazo de la dirección no roce con el rodamiento cilíndrico de unión, por ello, la altura escogido de la presente unión debe ser lo suficientemente grande como para evitar en todo momento dichos roces. Una altura razonable para situar la unión entre el eje en L y el brazo de la dirección es de unos 2,5 cm por encima del rodamiento cilíndrico de unión o lo que es lo mismo una altura con respecto al suelo de $hs = hr + Lr + Lvi + rH + rR = 2,5 + 3,6 + 0,5 + 1,2 + 4 = 11,8cm$

Siendo:

hs: altura de la unión con respecto al suelo

hr: altura de la unión con respecto al rodamiento

Lr: Longitud del rodamiento lineal

Lvi: Longitud interior de la parte vertical inferior del eje en L

Una vez establecida la altura a la que tendrá lugar la unión entre el brazo de acoplamiento y el eje en L se podrá definir la longitud de la parte vertical superior del eje en L. La distancia entre dicha unión y el extremo superior de la parte vertical inferior del eje en L es de $hs + Lr = 5,1cm$, por tanto, la longitud de la parte vertical superior deberá ser mayor que 5,1cm. Una longitud razonable será 6,5cm

-Elección del diámetro de los rodillos de apoyo

Un diámetro razonable para los rodillos de apoyo será de 1cm

-Elección altura de los rodillos de apoyo.

Cuanto mayor sea la altura a la que se sitúen los rodillos de apoyo mayor serán los esfuerzos a los que se verán sometidos los componentes del eje delantero al variar el ángulo de caída, por tanto, interesará que dicha altura sea lo menor posible. Ahora bien, por razones constructivas interesará que haya una cierta distancia entre el punto inferior del rodillo y el extremo inferior del rodamiento cilíndrico de unión. Una altura razonable en la que se podrá situar el centro de los rodillos es de $0,5 + \text{radio de los rodillos} = 0,5 + 0,5 = 1cm$ del extremo inferior del rodamiento cilíndrico.

-Elección longitud de los soportes y cálculo longitud del brazo de unión.

Cuanto mayor sea la longitud de los soportes mayor serán los momentos a los que se verá sometido, por lo que interesará que dicha longitud sea lo menor posible, por el contrario, cuanto

centro de los rodillos de apoyo y el extremo contrario de los soportes deberá haber una distancia de 2,2cm. Los soportes deberán tener por tanto una longitud de como mínimo $2,2 + \text{radio de los rodillos de apoyo} = 2,2 + 0,5 = 2,7\text{cm}$. Una longitud razonable será por tanto de unos 3,2cm (margen de 0,5cm).

Una vez conocido la longitud de los soportes se podrá calcular la longitud del brazo de unión. A continuación, se muestran los cálculos necesarios para obtener dicha longitud:

-se sabe que $Lbu + Dbc + Rc + Dcbu = Dpbu$

Siendo:

Lbu: Longitud del brazo de unión.

Dbc: Distancia entre el extremo del brazo de unión y el cilindro de unión.

Rc: Radio del cilindro de unión

Dcbu: Distancia entre el eje vertical del cilindro y el buje

Dpbu: Distancia entre el extremo de la plancha base y el buje de la rueda

-Se sabe como se muestra en la figura 5b que la distancia entre el extremo del brazo de unión y el cilindro de unión es igual 0,9cm.

-Se sabe que el radio del cilindro de unión es de 1,3cm

-Se sabe que la distancia entre el eje del cilindro y el buje es igual a 1,8cm

-Se sabe que La longitud entre el extremo de la plancha base y el buje es igual a $\frac{\text{anchura maqueta}}{2} - \frac{\text{anchura plancha base}}{2} = 4,5\text{cm}$.

Por tanto, la longitud del brazo de unión será de $4,5 - 0,9 - 1,3 - 1,8 = 0,5\text{cm}$. Como se ha dicho anteriormente, los brazos de unión de cada lado serán en realidad una única barra. La longitud de esa barra será por tanto de $2 * Lbu + \text{anchura de la plancha} = 2 * 0,5 + 26 = 27\text{cm}$.

-Elección anchura de los soportes:

La anchura de los soportes deberá ser tal que permita evidentemente una sujeción segura de los rodillos de apoyo, es decir, la anchura de los soportes debe ser igual al diámetro de los rodillos más un cierto margen. Un margen razonable será de 0,5cm en cada extremo, es decir, la anchura de los soportes será de $1 + 2 * 0,5 = 2\text{cm}$

-Elección anchura del brazo de unión:

La anchura del brazo de unión deberá ser suficiente como para permitir un ensamble fácil de los soportes, es decir, la anchura del brazo de unión deberá ser igual a la anchura de los soportes + un margen. Un margen razonable será de 0,5cm en cada extremo, es decir, la anchura de cada brazo de unión y por tanto de la barra transversal delantera que los compone será igual a $2 + 2 * 0,5 = 3\text{cm}$.

Dimensionamiento eje trasero:

-Ruedas y buje:

Las ruedas y bujes del eje trasero serán los mismos que los escogidos para el eje delantero

-Anchura de los extremos de la barra transversal trasera:

La anchura de los extremos de la barra transversal deberá ser tal que facilite la unión de la misma con los bujes. Para asegurar una unión fiable el buje deberá estar en contacto en todos sus puntos con la barra transversal, es decir, el círculo imaginario que compone el diámetro exterior del buje deberá estar inscrito en el cuadrado imaginario que compone la sección de la barra transversal. Por tanto, la anchura de los extremos de la barra transversal deberá ser igual al diámetro del buje, es decir, deberá tener un valor igual a 2,5cm.

-Anchura de la barra transversal trasera en la zona en contacto con la plancha base:

La anchura de la barra transversal trasera deberá ser tal que compense la diferencia de alturas entre los extremos delantero y trasero de la plancha base, asegurando así la horizontalidad de la maqueta.

A continuación, se muestran los cálculos necesarios para obtener el valor deseado:

-Lo primero que habrá que calcular será la altura de la parte delantera de la plancha base:

$$H_{pbd} = R_r + R_{Li} + L_{vi} + 0,5 * L_r + 0,5 * A_{btd} = 4 + 1,2 + 0,5 + 0,5 * 3,6 + 0,5 * 3 = 9cm$$

-Se sabe que $H_{pbt} = H_{pbd}$ y por tanto, $R_r + 0,5 * A_{btt} + A_{bttc} = H_{pbd}$, despejando $A_{bttc} = 3,75cm$, por tanto, la anchura de la barra transversal trasera en la zona en contacto con la plancha base será $A_{bttc} + A_{btt} = 3,75 + 2,5 = 6,25cm$

Siendo:

H_{pbd} : altura del extremo delantero de la plancha base

R_r : radio de las ruedas

R_{Li} : Radio de la parte horizontal del eje en L

L_r : Longitud del rodamiento lineal

L_{vi} : Longitud interior de la parte vertical inferior del eje en L

A_{btd} : Anchura de la barra transversal delantera.

H_{pbt} : altura del extremo trasero de la plancha base

A_{btt} : anchura de los extremos de la barra transversal trasera

A_{bttc} : anchura que se deberá añadir a la barra transversal trasera en la zona en contacto con la plancha base

Dimensionamiento sistema de dirección

Elección engranaje piñón cremallera

Buscando sistemas piñón cremallera en tiendas de robótica he encontrado un sistema que encaja con las características buscadas. Dicho sistema piñón cremallera es el minikit piñón cremallera de microlog. El piñón de dicho sistema tiene un diámetro de cm y la cremallera una longitud de 10cm.



Fig.7b Imagen obtenida de <https://www.micro-log.com/minikits/2226-pinon-cremallera.html>

Dadas las características del sistema piñón cremallera elegido se podrá simplificar el diseño del sistema de dirección. En el apartado de diseño ideal se especifica que el volante deberá estar sujeto a través de un rodamiento soldado a una plataforma de sujeción, sin embargo, debido que el brazo de transmisión en este caso está convenientemente sujeto, dicha sujeción no será necesaria (siempre y cuando el volante se sitúe verticalmente).

Diseño ángulo de Ackerman

El sistema de dirección deberá cumplir, evidentemente, el principio de la dirección, es decir, al girar, las ruedas delanteras deberán tener un mismo centro de giro. Para que ello ocurra será necesario disponer los brazos de dirección de forma que se cumpla el principio de Ackerman. Para que se cumpla dicho principio será necesario que las prolongaciones de los brazos de la dirección corten en el punto medio del eje trasero (Fig.7b). Por tanto, en este apartado habrá que calcular el ángulo que deberán formar los brazos de dirección en posición recta.

A continuación, se muestran los cálculos necesarios para obtener el ángulo de Ackerman:

Se sabe que $tg(\alpha) = \frac{L1}{Dcp}$

Siendo:

α : ángulo de ackerman

L1: distancia entre eje delantero y trasero

Dcp: distancia entre el centro de un cilindro de unión y el punto medio del eje delantero

Se sabe que la distancia entre eje delantero y trasero es más o menos igual a la longitud de la maqueta menos el radio del cilindro de unión menos 1,5cm. Por tanto, L1 tendrá un valor de $61,5 - \frac{2,6}{2} - 1,5 = 58,7\text{cm}$.

Se sabe que Dcp=15,7cm. Por tanto, $\alpha = \text{atan}\left(\frac{L1}{Dcp}\right) = \text{atan}\left(\frac{58,7}{15,7}\right) = 75^\circ$

Elección de la posición de la cremallera y la longitud de los brazos oscilantes y de acoplamiento.

Ya se ha calculado el ángulo de Ackerman, ahora habrá que calcular la posición de la cremallera las longitudes de los brazos oscilantes y de acoplamiento. La longitud de dichos brazos define la posición de la cremallera, es decir, solo se tienen dos grados de libertad. En este caso no hay una única combinación correcta si no infinitas válidas, sin embargo, una combinación incorrecta podrá limitar variación máxima de giro de la maqueta a un valor demasiado bajo. Esta limitación tiene lugar debido a que a un cierto ángulo de giro el brazo oscilante de la rueda interior impide a la cremallera desplazarse. En los vehículos normales la rueda interior no suele girarse más de 40 grados, por tanto, la maqueta deberá permitir un giro igual o mayor a dicho ángulo. En este caso, se elegirá una combinación que parezca a priori razonable y se comprobará si es capaz de girar el ángulo deseado.

Una combinación razonable será:

-Longitud del brazo de la dirección: 3cm

-Longitud del brazo oscilante: 10cm

-Posición de la cremallera con respecto al eje delantero: 3,35cm

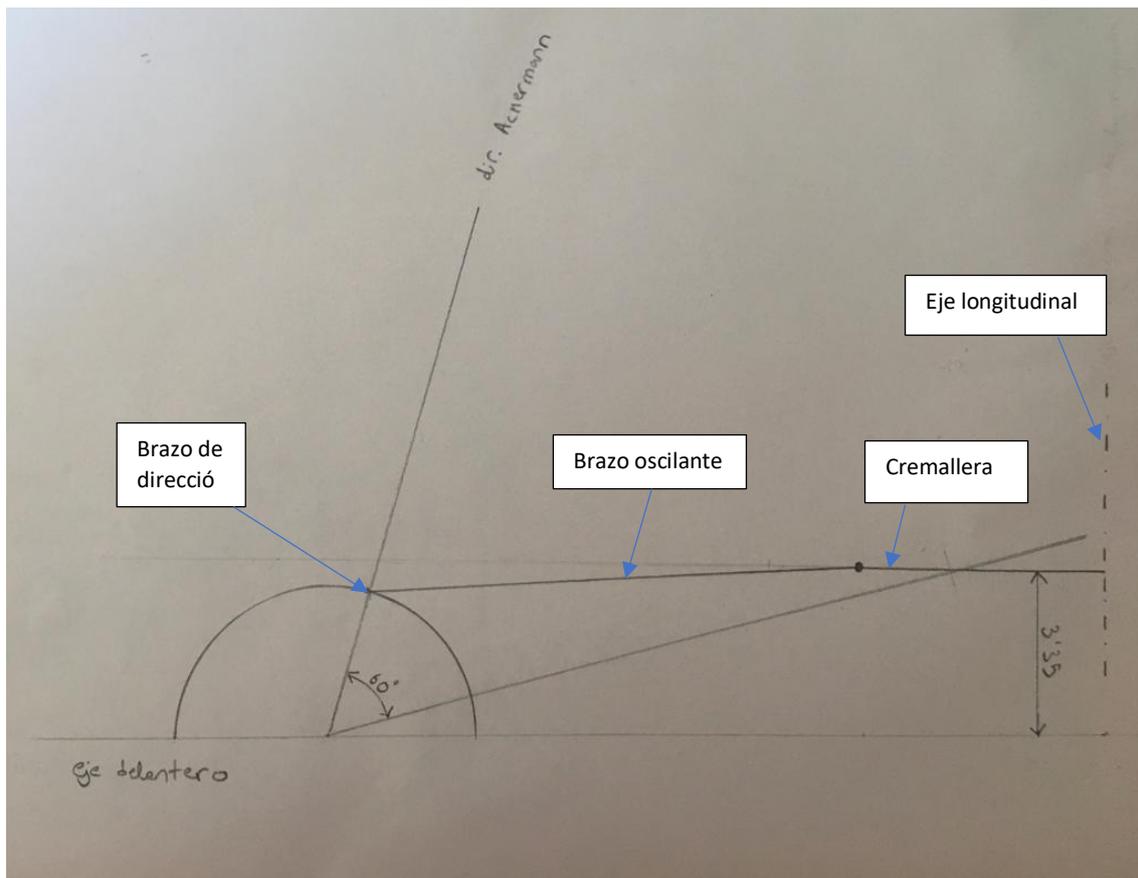


Fig.8b

En la figura anterior se muestra el procedimiento realizado para calcular gráficamente el máximo ángulo interior de giro posible. Como se puede observar dicho ángulo ha resultado ser de 60° , con cual, la combinación propuesta anteriormente es válida y será la que se emplee en el diseño de la maqueta.

Dimensionamiento del brazo de transmisión.

Para facilitar la construcción el brazo de transmisión unido al volante será horizontal, es decir, será una continuación del brazo de transmisión que viene ya incorporado en el sistema de dirección elegido. El diámetro de la continuación del brazo de transmisión será igual al diámetro de interior del engranaje situado en el extremo del brazo de transmisión que viene incorporado. En cuanto a la longitud de la continuación del brazo, interesará que sea lo más corta posible para reducir el momento provocado por el peso del volante, pero permitiendo eso sí que quepa la plataforma de sujeción. Una longitud razonable será de unos 3cm.

Elección del volante.

Volantes 3cm diámetro rox plus.

Cálculo de la altura del bloque soporte de la cremallera.

El brazo de acoplamiento y por tanto también la cremallera deberá estar a la misma altura que el punto de unión entre el eje en L y el brazo de acoplamiento. Por ende, la altura del bloque de sujeción de la cremallera deberá ser tal que permita que se cumpla el requisito anterior.

La fórmula para obtener la altura del bloque de sujeción de la cremallera es la siguiente:

$$Hbs = Hus - Hssp - Adc$$

$$Hus = 11,8cm$$

$$Adc = 4mm$$

$$Hssp = Rr + RLh + Hrod + Hrds + 0,5 * Abtd + Apb$$
$$= 4 + 1,2 + 0,5 + 0,5 * 3,6 + 0,5 * 3 + Apb = 9 + Gpb$$

Siendo:

Hbs: altura del bloque soporte de la cremallera

Hus: altura con respecto al suelo de la unión entre el eje en L y el brazo de la dirección

Hssp: Altura con respecto al suelo de la superficie superior de la plancha base

Adc: Anchura de la deslizadera de la cremallera (parte roja situada debajo de la cremallera en la figura 6b)

Rr: radio de las ruedas

RLh: radio de la parte horizontal del eje en L

Hrod o Lvi: altura del cilindro de unión con respecto a la parte horizontal del eje en L

Hrds: altura con respecto a la parte inferior del cilindro de unión del centro de los rodillos de apoyo

Abtd: anchura de la barra transversal que compone los brazos de unión

Gpb: grosor de la plancha base

Como aun no se conoce la anchura de la plancha base todavía no se puede fijar un valor numérico para la altura del bloque soporte de la cremallera.

Dimensionamiento agujeros

-Dimensionamiento agujeros del eje en L y del brazo de dirección

-Diámetro de los agujeros. La parte vertical superior del eje en L que es donde se situarán los agujeros tendrá un diámetro de 1,6cm, por ello, un diámetro razonable para los agujeros será de 1mm.

-Ángulo de la posición de los agujeros. En el eje en L habrá dispuestos 3 agujeros, uno en el medio (ángulo de convergencia 0º) y otros dos en los extremos situados a 5º del agujero central (ángulos de convergencia +5º). Si finalmente se desea variar más el ángulo de convergencia el brazo de dirección deberá tener también 2 agujeros adicionales a cada lado del agujero central situados a 5º del mismo.

-Dimensionamiento del agujero del eje en L y carcasa del rodamiento cilíndrico

-Diámetro del agujero. El agujero deberá tener un diámetro de 1mm

-Posición del agujero. El agujero en cuestión deberá estar situado a unos 5mm por encima del extremo superior del rodamiento cilíndrico.

-Dimensionamiento de los agujeros de los soportes y rodillos de apoyo

-Diámetro de los agujeros. Un diámetro razonable para los agujeros de los rodillos de apoyo será de 1mm. Como los rodillos tienen un diámetro relativamente pequeño, será conveniente que los agujeros de variación del ángulo de caída los posean los soportes, de forma que cada rodillo tenga un único agujero.

-Ángulo de la posición de los agujeros. La variación máxima del ángulo de caída deberá ser de 20º, por ello será razonable disponer de 2 agujeros a cada lado del agujero principal a unos ángulos de 10 y 20º grados con respecto a la vertical (ángulos de caída de +10 y 20º).

-Dimensionamiento de los agujeros de la cremallera y el soporte de la cremallera

-Diámetro de los agujeros. Los agujeros de variación de ángulo de giro deberán estar situados en la cremallera por lo que será necesario que dichos agujeros tengan un diámetro pequeño para no alterar excesivamente la forma de la cremallera. Un diámetro razonable para dichos agujeros será de 1mm.

-Posición de los agujeros. El soporte de la cremallera tendrá un único agujero situado en el punto medio del mismo. La cremallera tendrá diversos agujeros situados 6mm de distancia entre ellos repartidos por toda la superficie, dichos agujeros atravesarán tanto la cremallera como la deslizadera.

-Elección de materiales

En este apartado se escogerán los materiales de los componentes de la maqueta que aun no han sido especificados.

Elección del material y grosor de la plancha base

Para elegir un material y un grosor para la plancha base se deberá tener en cuenta los siguientes criterios:

-El material deberá ser lo más ligero posible. Evidentemente, interesará que la maqueta tenga un peso bajo (no superior a 2Kg), de forma que los esfuerzos sobre los rodillos de apoyo sean lo más pequeños posibles y que sea fácil de transportar.

-El material deberá ser suficientemente resistente (elevada resistencia a rotura y módulo de elasticidad). La plancha base deberá resistir todos los esfuerzos a los que se verá sometida en funcionamiento normal, además será necesario que la plancha tenga un grosor razonable (entre

1 y 2cm). Por tanto, el material de la plancha base deberá tener una resistencia tal que le permita resistir todos los esfuerzos previstos con un espesor entre 1 y 2,5cm.

-El material deberá ser fácilmente mecanizable. Se deberá poder cortar, serrar, agujerear y taladrar con facilidad.

-El material deberá tener un precio razonable.

A continuación, se muestra una comparación de diferentes materiales (metálicos, materiales compuestos y madera):

-Materiales metálicos. Aleaciones de aluminio:

Un conjunto de metales que a priori podrían satisfacer los requisitos expuestos son las aleaciones de aluminio. A continuación, se muestra una tabla con algunas propiedades de estas aleaciones.

Densidad	2,7Kg/cm ³
Carga a rotura	90-440N/mm ²
Módulo de elasticidad	70.000MPa
Precio	0,7-1,8€/Kg

Tabla4. En esta tabla se muestran algunas propiedades de las aleaciones de aluminio

Como se puede observar en la tabla anterior las aleaciones de aluminio son unos materiales ligeros (comparado con otros metales) y con buenas propiedades mecánicas, muy empleados en la industria y de precio asequible, por tanto, alguna aleación de este tipo podría ser un material ideal para la plancha base. Sin embargo, si se calcula el peso que tendría una plancha base con un grosor de 1cm se obtiene $61,5 * 26 * 1 * 2,7 = 4,317Kg$, lo que supone un peso demasiado elevado (>2) obligando a descartar estos materiales. Debido a que las aleaciones de aluminio son uno de los tipos de metales más ligeros será necesario buscar algún material no metálico para satisfacer los requisitos establecidos.

-Materiales compuestos. Fibra de carbono:

Uno de los materiales compuestos con unas propiedades mecánicas que más se ajustan a los requisitos establecidos es la fibra de carbono. A continuación, se muestra una tabla con algunas propiedades de la fibra de carbono.

Densidad	1,6g/cm ³
Módulo de elasticidad	70.000MPa
Resistencia a la compresión	570MPa
Precio	100€/Kg

Tabla5. En esta tabla se muestran algunas propiedades de la fibra de carbono

Como se puede observar en la tabla anterior la fibra de carbono tiene unas propiedades mecánicas excelentes y una densidad bastante menor que las aleaciones de aluminio, sin

embargo, el precio de este material es demasiado elevado obligando a descartar la fibra de carbono como material de la plancha base.

-Madera. Pino rojo.

A día de hoy todavía en ciertos sectores de la industria como la industria de la construcción se sigue empleando madera como material de responsabilidad. Una de las maderas más empleadas (en España) es la madera de pino silvestre también conocido como pino rojo.

Densidad	0,53g/cm ³
Módulo de elasticidad	74.000Kg/cm ²
Resistencia a flexión estática	795Kg/cm ²
Precio	6-48€/m ³

Como se puede observar en la tabla anterior el pino rojo tiene unas características mecánicas que cumplen sobradamente los requisitos expuestos (evidentemente las cargas a las que se verá sometida la plancha base son despreciables frente a las que se ha de enfrentar este tipo de madera en la industria de la construcción), una densidad muy baja y un precio asequible. Además, la madera de pino silvestre tiene una gran trabajabilidad siendo fácil de serrar atornillar y agujerear. Por tanto, el pino rojo parece a priori un material idóneo para la plancha base. A continuación, habrá que escoger el grosor de la plancha base. Como el material escogido es ligero se podrá escoger un grosor algo mayor para asegurar la consistencia de la plancha, un grosor razonable podría ser de 2 cm. Para comprobar si el material y grosor escogidos son válidos habrá que calcular el peso de la plancha para asegurar que sea menor que 2Kg. Si se calcula el peso que tendría la plancha base con un grosor de 2cm se obtiene $61,5 * 26 * 2 * 0,53 = 1,69Kg$, con lo cual, el material y grosor escogidos son válidos y serán los que se empleen para la construcción de la plancha base.

Elección material para las barras transversales trasera y delantera.

Para elegir el material de las barras transversales habrá que tener en cuenta los siguientes requisitos.

-Las barras transversales deberán ser ligeras: interesará que las barras transversales sean ligeras para así disminuir los esfuerzos sobre los rodillos de apoyo y los momentos flectores en la plancha base durante su porte.

-El material escogido deberá tener buena trabajabilidad.

-El material escogido deberá resistir los esfuerzos a los que se verá sometido

-El material escogido deberá tener un precio asequible

En base a los criterios anteriores, se deduce que un buen material para las barras transversales será la madera de pino rojo, es decir, el mismo material que el empleado para la plancha base.

Elección material de los soportes

Para elegir el material de los soportes habrá que tener en cuenta los siguientes requisitos:

-El material deberá tener una buena resistencia mecánica: El principal criterio que se habrá de tener en cuenta para escoger el material de los soportes es la resistencia mecánica. Los soportes estarán sujetos a unos esfuerzos considerables por lo que el material escogido deberá asegurar que los soportes aguanten todas las condiciones de trabajo.

-El material deberá ser ligero: De nuevo interesará reducir el peso de la maqueta para reducir los esfuerzos soportados, sin embargo, debido a que el volumen de los soportes no será muy elevado la densidad será un requisito secundario.

-El material deberá ser mecanizable. Será necesario que el material sea fácil de cortar y taladrar.

-El material deberá tener un precio asequible.

Un conjunto de materiales que satisfacen con creces los requisitos anteriores son las aleaciones de aluminio. Una de las aleaciones de aluminio con mejores características mecánicas es la aleación aluminio-titanio, esta será por tanto la empleada para construir los soportes.

Elección material de los rodillos de apoyo

Para elegir el material de los rodillos de apoyo habrá que tener en cuenta los siguientes requisitos:

-La unión entre los rodillos y el rodamiento cilíndrico deberá aguantar elevadas cargas. El material de los rodillos deberá permitir una unión sólida y resistente con el rodamiento cilíndrico ya que gran parte del peso de la maqueta descansará sobre dicha unión.

-El material escogido deberá ser mecanizable. Los rodillos de apoyo estarán dotados de varios agujeros por lo que será necesario que el material escogido sea fácilmente agujereable.

Un material que puede satisfacer correctamente los requisitos anteriores es el plástico. Si bien este material no tiene una buena resistencia mecánica, debido a que los momentos flectores que sufrirán los rodillos no serán elevados este inconveniente no causará problemas. Por el contrario, realizar los rodillos de apoyo de plástico tiene varias ventajas que se presentan a continuación:

-Facilita la fabricación de la forma deseada para los rodillos al poder realizarse mediante impresión 3D, mientras que en metal conllevaría unos procesos de fabricación complejos.

-Facilita la unión entre los rodillos y el rodamiento al poder realizarse utilizando resina epoxi sin necesidad de llevar a cabo procedimientos de soldadura que serían necesarios si los rodillos fueran metálicos.

Por todo ello el material escogido para fabricar los rodillos de apoyo será el plástico. Para facilitar la unión entre los rodillos y el rodamiento, los rodillos estarán dotados de una carcasa en el extremo destinado a unirse con el rodamiento. Dicha carcasa cubrirá parcialmente la superficie del rodamiento y tendrá la misión de aumentar la superficie de contacto entre los rodillos y el rodamiento, facilitando así la unión entre ambos.

Elección material eje en L

El principal criterio que se deberá tener en cuenta para escoger el material del eje en L es la facilidad de fabricación. El eje en L tendrá una forma relativamente compleja por lo que la mejor opción para fabricarlo será la impresión 3D, por ello, el material del eje en L deberá ser de nuevo plástico.

Elección material del bloque soporte de la cremallera

Para elegir el material del bloque soporte de la cremallera habrá que tener en cuenta los siguientes criterios:

-El material deberá ser ligero. Interesará que los bloques tengan un peso mínimo para así disminuir el peso total de la maqueta.

-El material deberá ser mecanizable. Los bloques deberán ser atornillados y serrados por lo que será necesario que el material del que estén compuestos resista estas operaciones.

Un material que cumple sobradamente los requisitos anteriores es la madera de paulonia. Esta madera tiene una densidad muy baja y es fácilmente mecanizable por lo que será el material que se emplee para construir el bloque soporte de la cremallera.

Elección del material de los brazos oscilantes y de dirección

Un material adecuado para los brazos oscilantes y de dirección será la aleación aluminio-titanio. Esta aleación es mecanizable y resistente por lo que es idónea para completar el sistema de dirección.

Elección del material de los pasadores de fijación

Los pasadores de fijación, especialmente los encargados de fijar los soportes con los rodillos de apoyo estarán sujetos a elevadas cargas mecánicas, por ello, unido al escaso grosor de los pasadores será necesario que el material de los mismos tenga una resistencia mecánica alta. Un material fácil de obtener y con una muy elevada resistencia mecánica es el titanio, dicho material será el empleado para construir los pasadores de fijación.

-Definición de las uniones entre las diferentes partes de la maqueta

Eje delantero:

-Unión entre el buje y el eje en L

El buje y el eje en L se unirán mediante un adhesivo (resina epoxi) y 4 fijadores que irán insertados en los agujeros correspondientes que contiene el buje y unos agujeros que deberá contener el eje en L. Estos fijadores tendrán la misión de reforzar la unión realizada por el adhesivo impidiendo el movimiento relativo entre el buje y el eje en las direcciones longitudinal y vertical. Para posibilitar este refuerzo será necesario que el eje en L posea 4 agujeros de diámetro igual a los agujeros del buje que coincidan con 4 de los 8 agujeros que posee el buje. Los agujeros del eje en L deberán tener una profundidad de en torno a 1cm.

-Unión entre el eje en L y el rodamiento cilíndrico

Como ya se ha especificado, la parte superior del eje en L ira insertada en el rodamiento, descansando este su peso sobre la parte vertical inferior del eje en L. Para impedir cualquier movimiento relativo entre el eje en L y el rodamiento será necesario emplear resina-epoxi para adherir la parte superior del eje en L y el cilindro interior del rodamiento.

-Unión entre el eje en L y el brazo de dirección

Como ya se ha especificado el eje en L y el brazo de dirección se unirán mediante un pasador que atravesará tanto la parte superior del eje en L como el extremo del brazo de dirección impidiendo el movimiento relativo entre los mismos.

-Unión entre el rodamiento cilíndrico y los rodillos de apoyo

Como ya se ha especificado los rodillos de apoyo estarán unidos al rodamiento cilíndrico a través de una carcasa empleando resina epoxi.

-Unión entre los rodillos de apoyo y los soportes

Como ya se ha especificado los rodillos de apoyo y los soportes estarán unidos mediante pasadores que atravesarán tanto los rodillos como los soportes impidiendo el movimiento relativo entre ambos.

-Unión entre los soportes y la barra transversal delantera

La unión de cada soporte a la barra transversal se realizará mediante dos pernos de rosca cilíndrica fijados mediante una tuerca y arandela situadas en el extremo opuesto a la cabeza, para ello, será necesario que cada soporte posea dos agujeros y que la barra transversal posea dos agujeros para cada soporte. De esta manera los pernos atravesarán los soportes de tanto el lado delantero como trasero y la barra transversal impidiendo el movimiento relativo entre dichas partes. Los pernos empleados tendrán una longitud de 6cm y una rosca m6 y estarán colocados a 1 y 5cm del extremo de la barra transversal.

-Unión de la barra transversal delantera y la plancha base

La unión entre la barra transversal delantera y la plancha base será realizada mediante 3 pernos fijados con una tuerca y arandela, de la misma manera que se especifica en el punto anterior. Los pernos empleados tendrán una longitud de 7cm y una rosca m6 y estarán colocados de la siguiente manera: Uno en el punto medio de la barra transversal y los dos restantes a 3cm de cada extremo de la barra transversal.

Eje trasero

-Unión del buje y de la barra transversal trasera

La unión entre los bujes de las ruedas traseras y el eje transversal trasero se realizará mediante un adhesivo (resina epoxi) y 4 fijadores de forma semejante a la unión entre los bujes delanteros y los ejes en L. Para ello será necesario que la barra transversal trasera disponga de 4 agujeros de diámetro igual a los del buje que coincidan con 4 de los 8 agujeros del buje. Dichos agujeros deberán tener una profundidad de 2cm.

-Unión del eje transversal trasero y la plancha base

La unión entre el eje transversal trasero y el eje en L se realizará mediante un perno situado en el punto medio de la barra transversal (para poder variar el ángulo de empuje) fijado con una rosca y arandela. El perno empleado deberá tener una longitud de 11cm y una rosca m10.

Sistema de dirección

-Unión del brazo oscilante al brazo de dirección y a la cremallera

La unión del brazo oscilante con la cremallera y el brazo de dirección se realizará mediante pasadores, permitiendo así el giro relativo del brazo oscilante.

-Unión de la deslizadera de la cremallera con el soporte de la cremallera

La unión entre la deslizadera y el soporte se realizará mediante 4 tornillos situados en cada esquina de la deslizadera.

-Unión entre el soporte de la cremallera y la plancha base.

La unión entre el soporte y la plancha base se realizará mediante 4 clavos situados en las esquinas del soporte.

-Planos

En este apartado se muestran los planos de las diferentes partes de la maqueta diseñadas en los apartados anteriores.

Plancha base

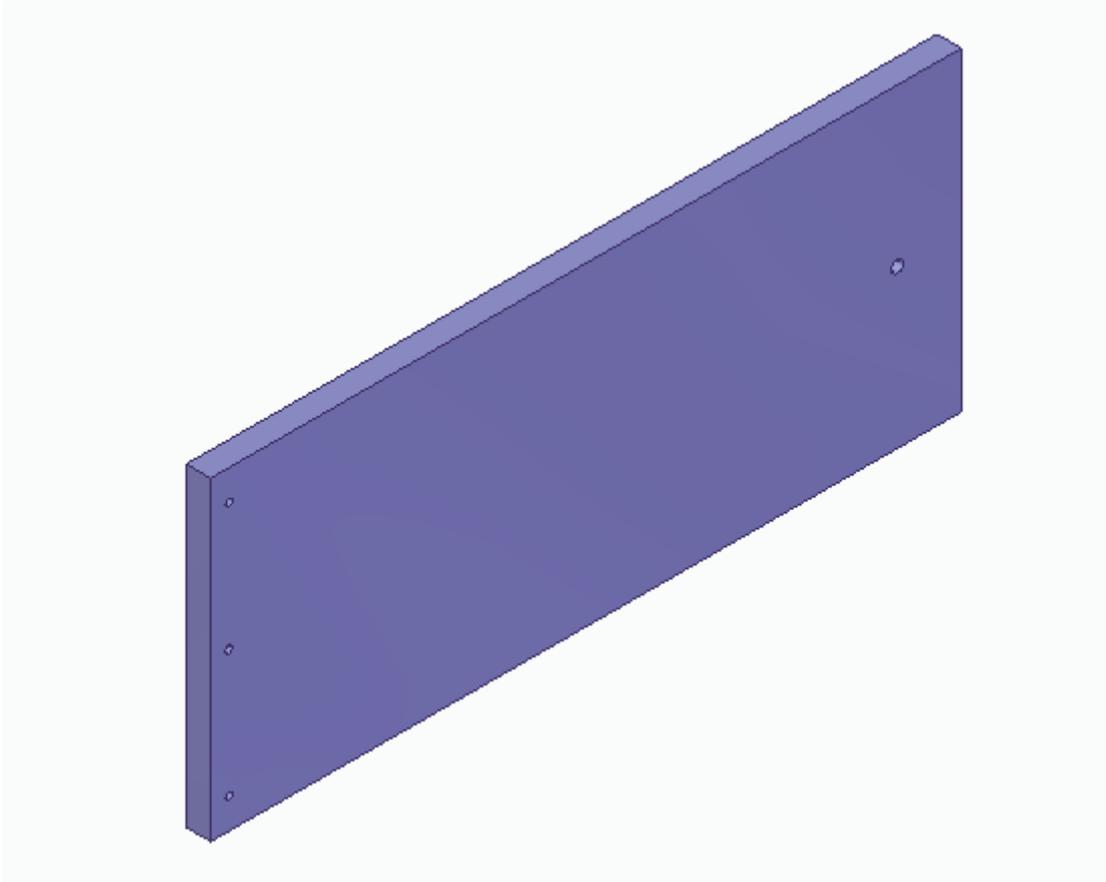


Fig. 1c Esta figura muestra una imagen en 3D de la plancha base.

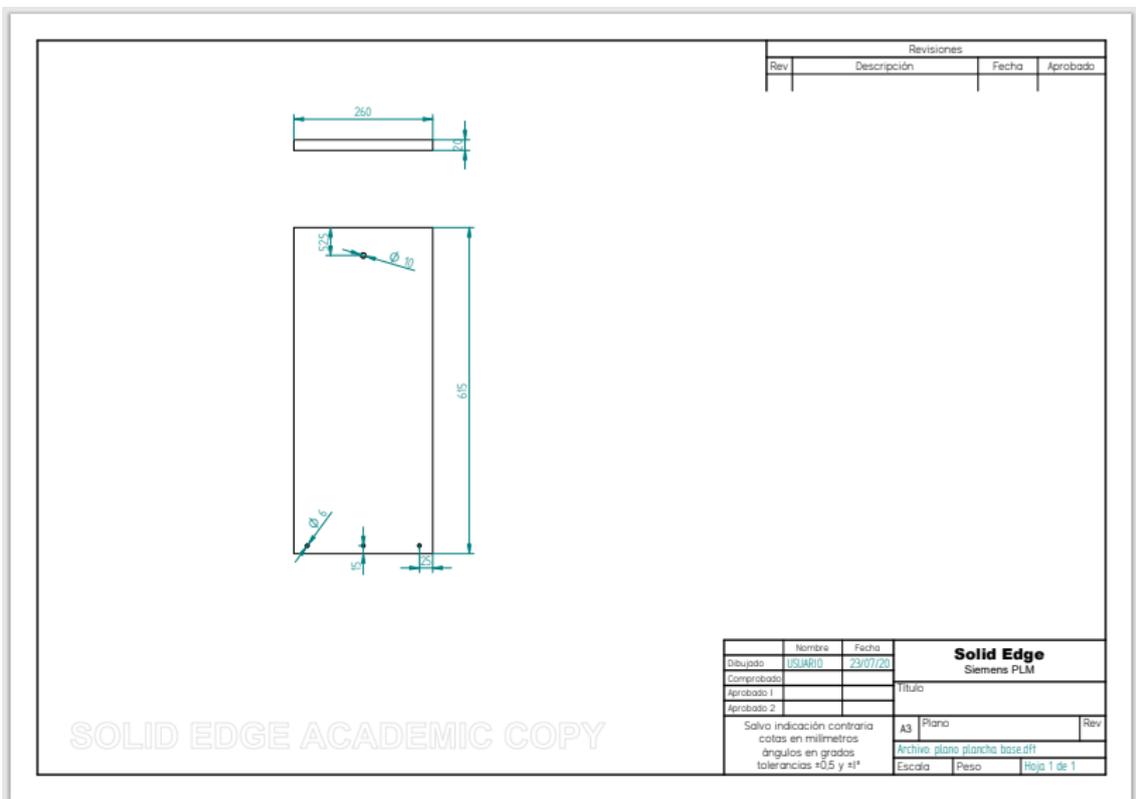


Fig.1d La figura anterior muestra el plano de la plancha base

Eje delantero

-Barra transversal delantera

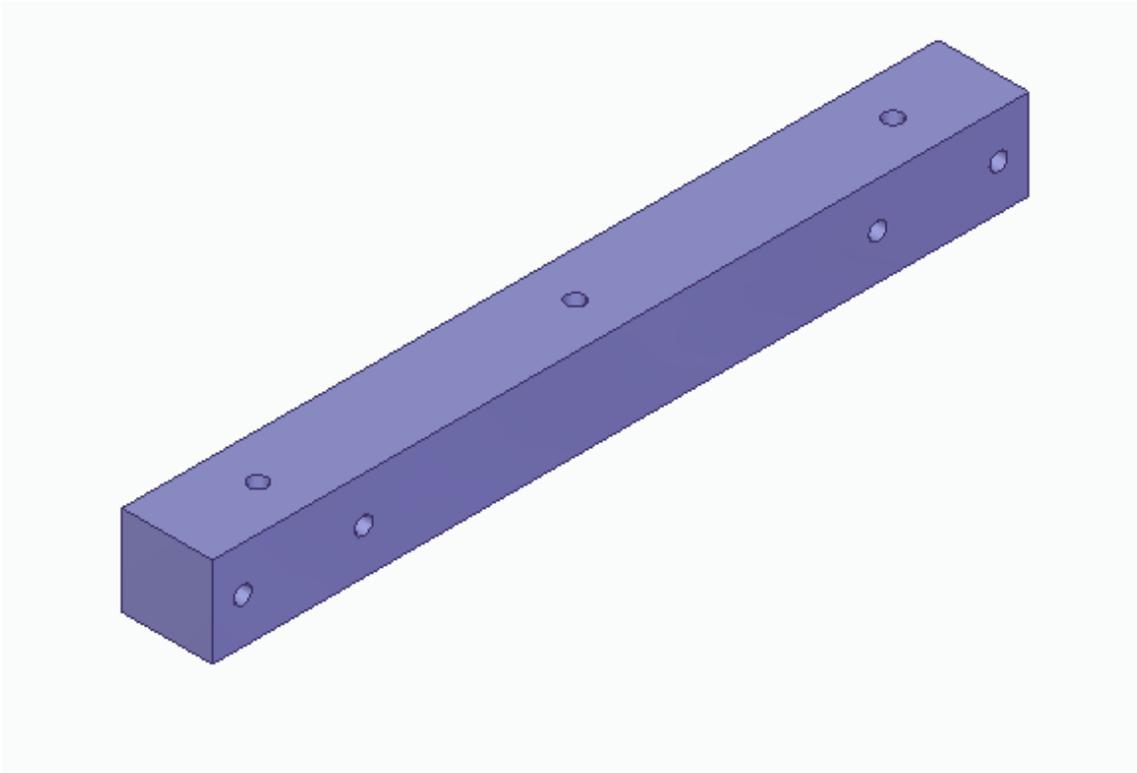


Fig. 2c Esta figura muestra una imagen en 3D de la barra transversal delantera.

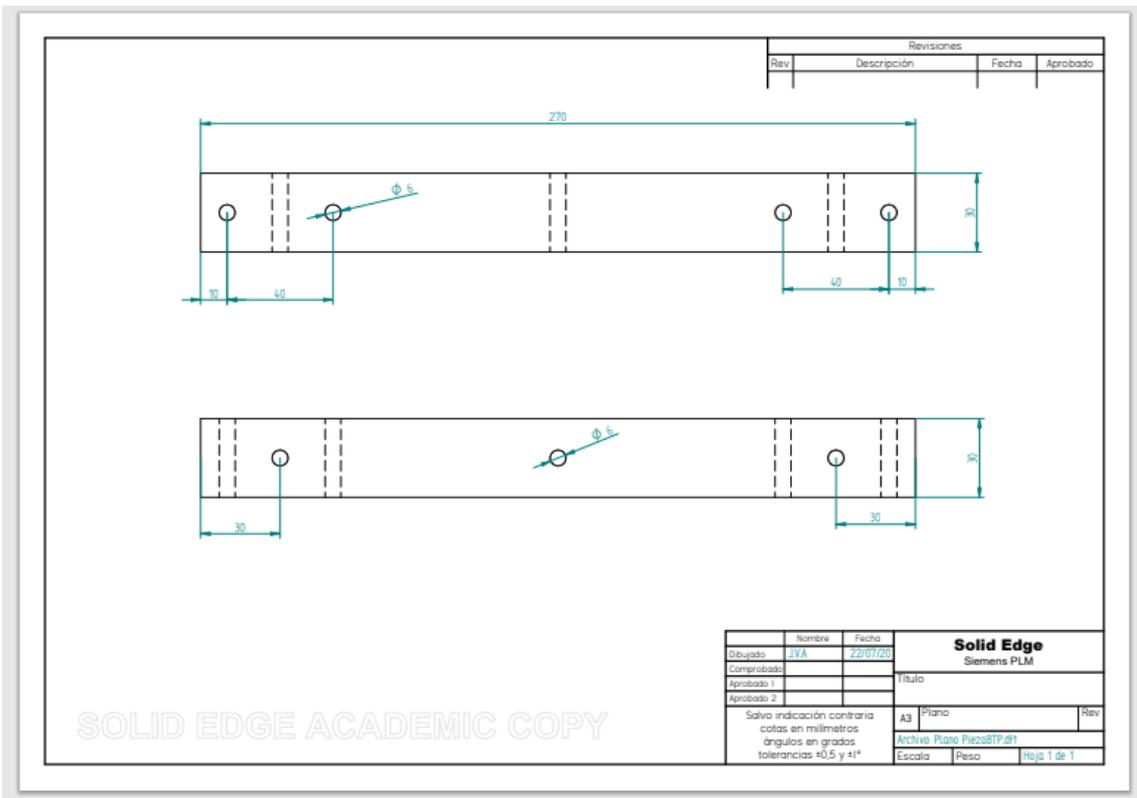


Fig 2d. Esta figura muestra el plano de la barra transversal delantera.

-Soportes

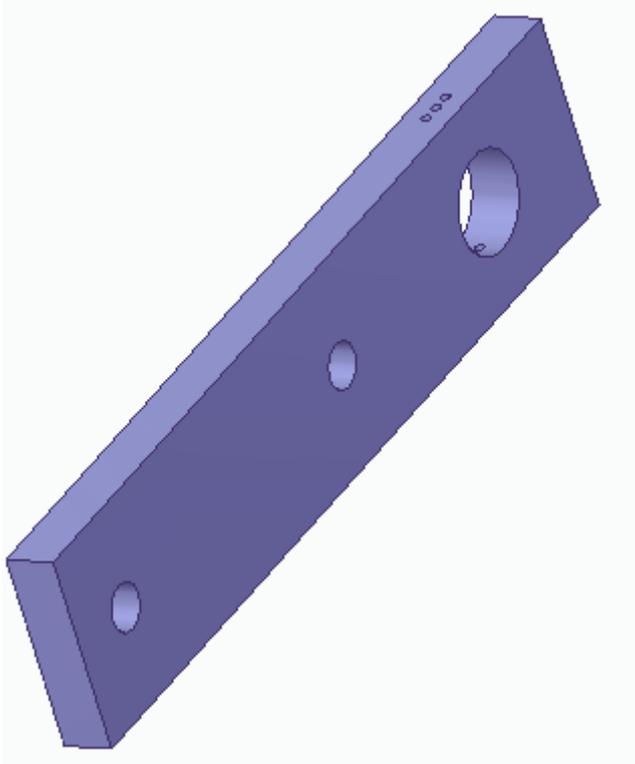


Fig.3c La figura anterior muestra la imagen de un soporte en 3D

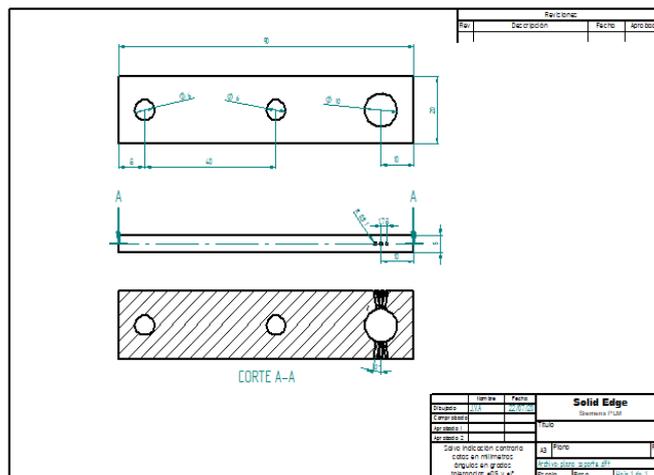


Fig 3d. La figura anterior muestra el plano de los soportes

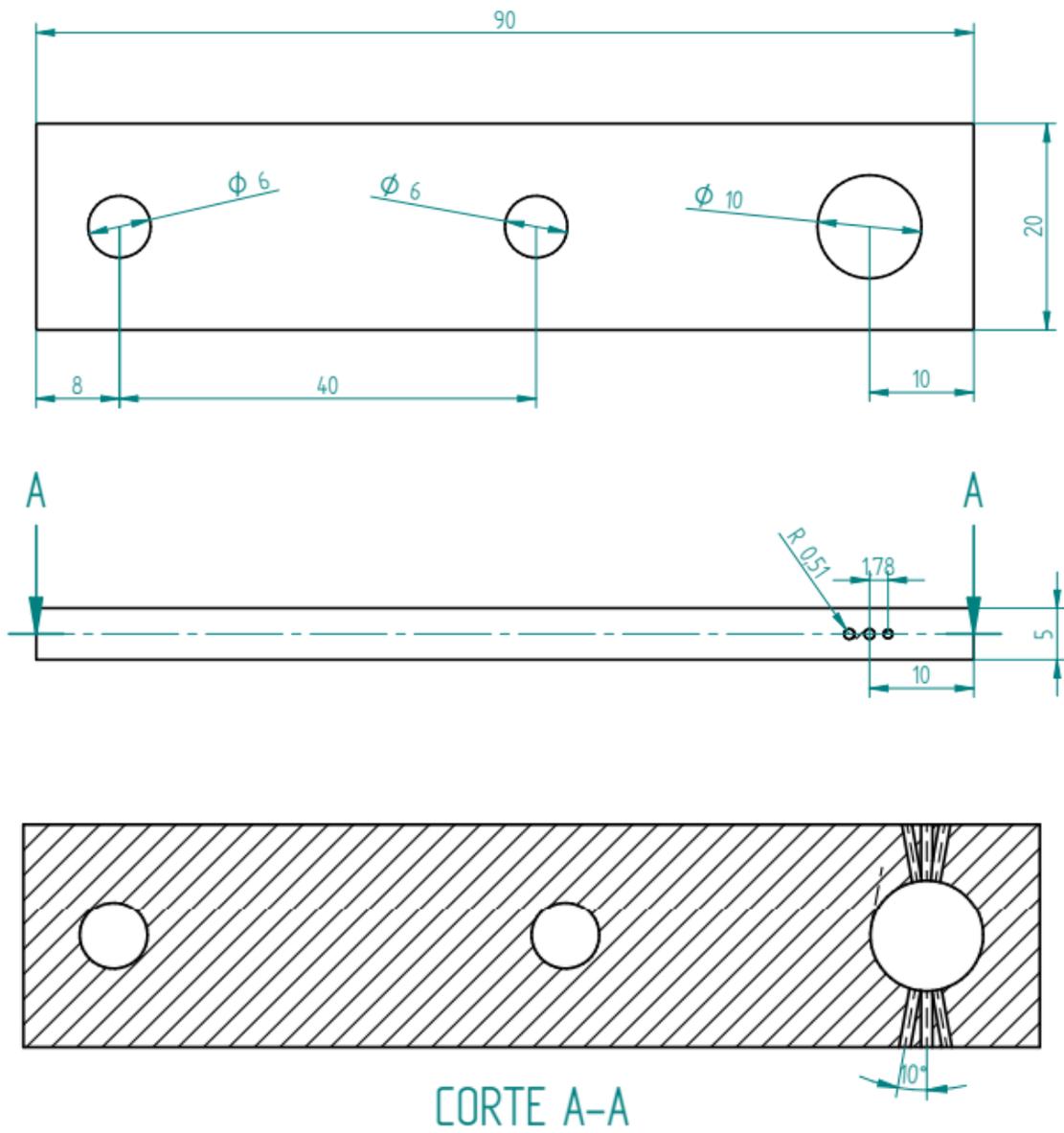


Fig.3.2d Las figuras anteriores muestran las diferentes vistas del plano de los soportes ampliadas.

-Rodillos de apoyo

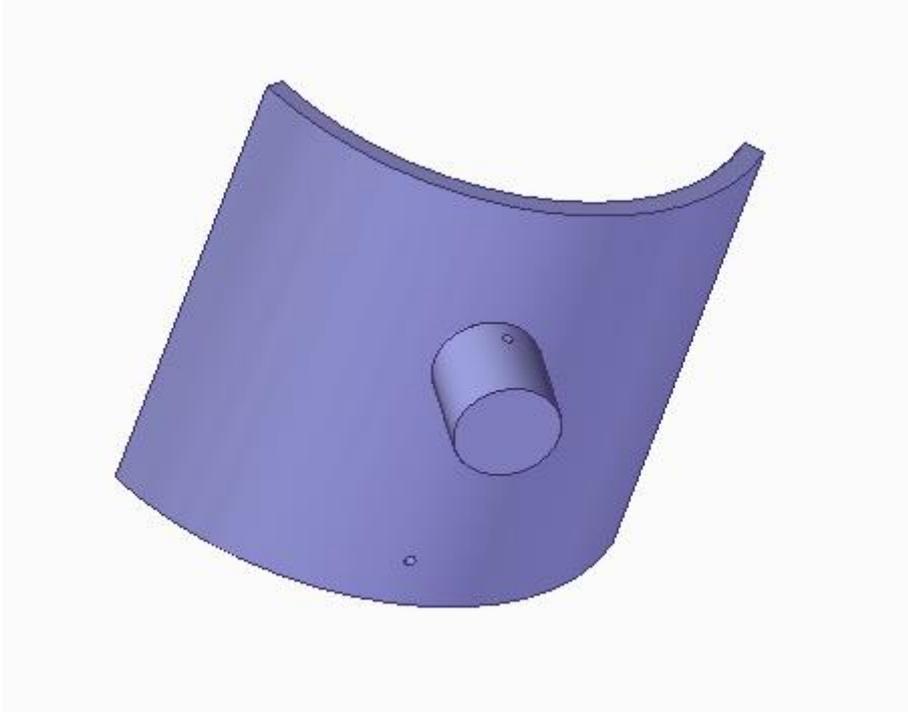


Fig.4c La figura anterior muestra una imagen en 3D de un rodillo de apoyo

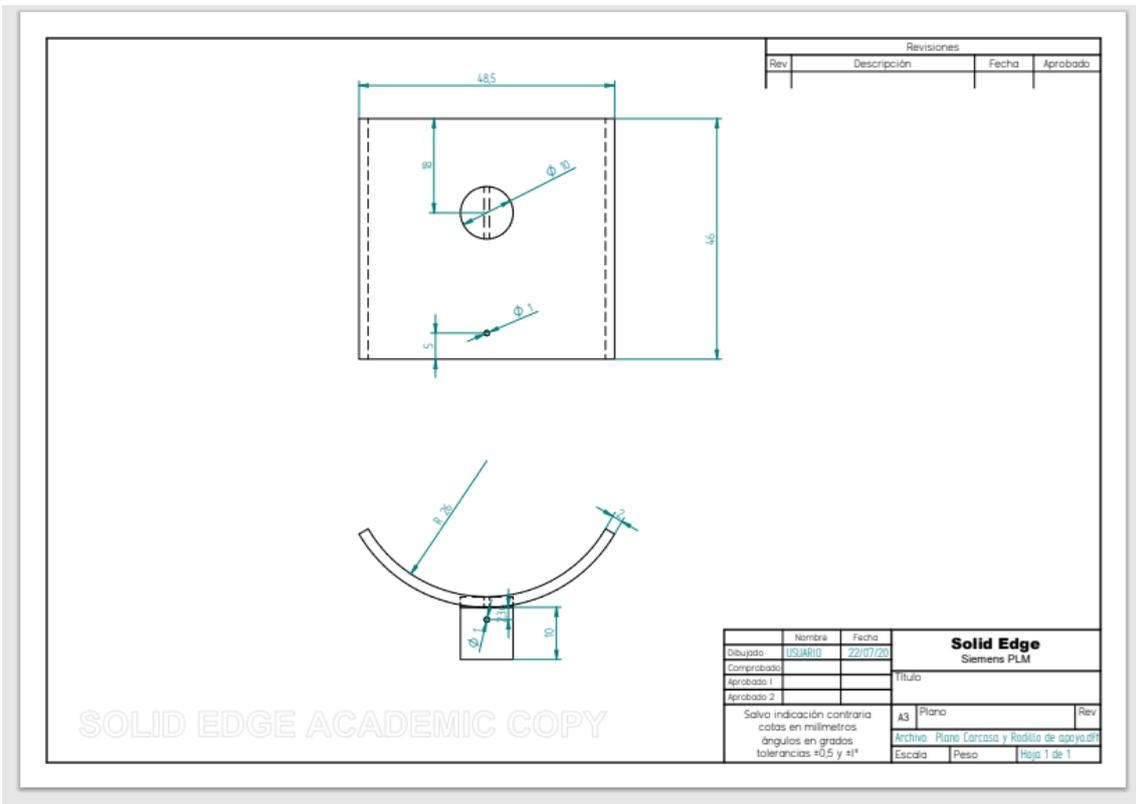


Fig.4d La figura anterior muestra el plano de los rodillos de apoyo.

-Eje en L

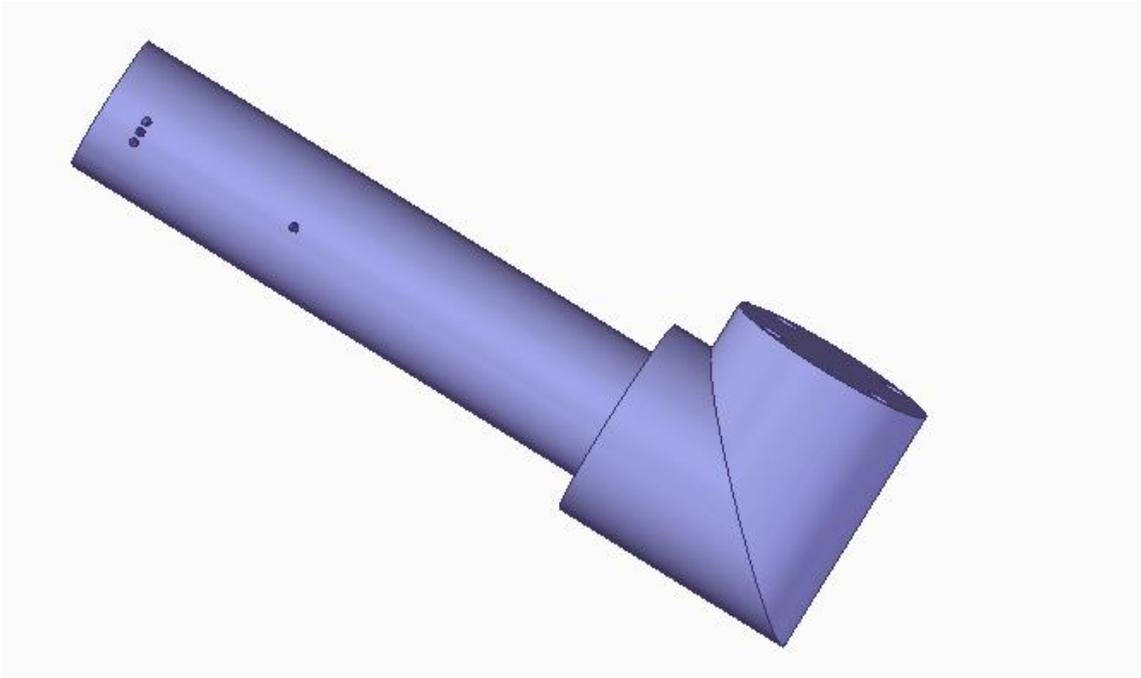


Fig.5c La figura anterior muestra una imagen en 3D del eje en L

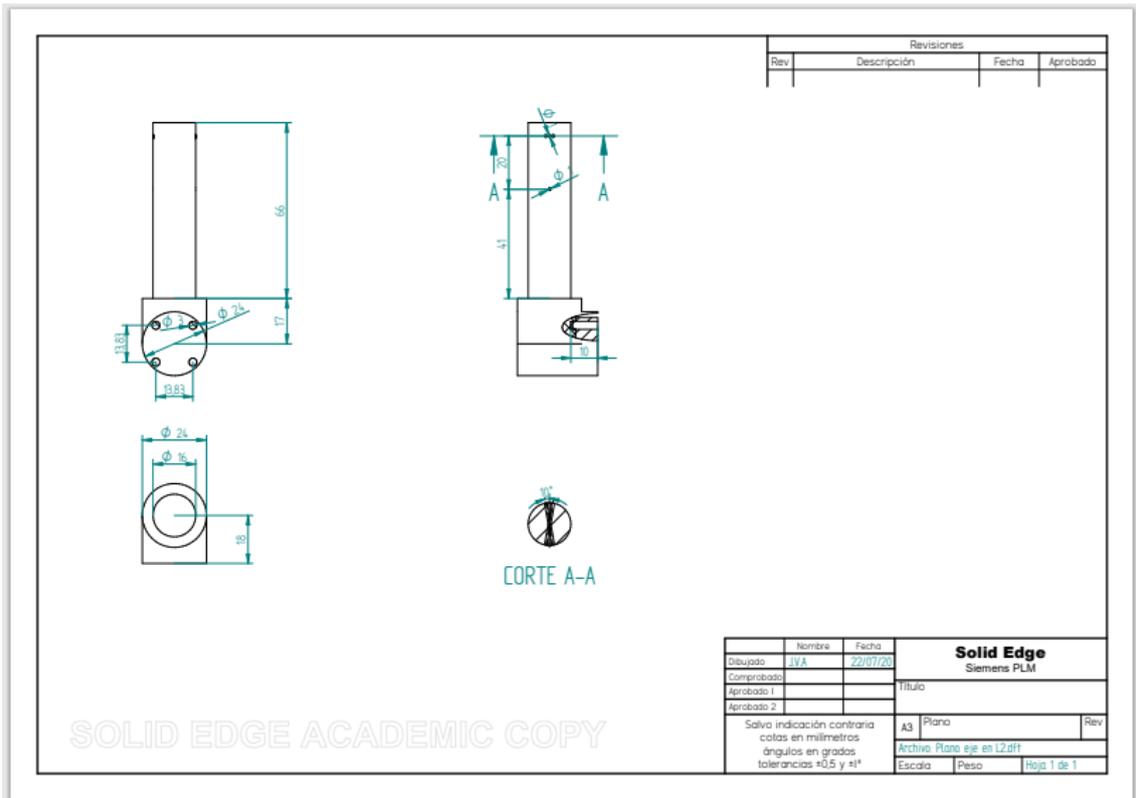
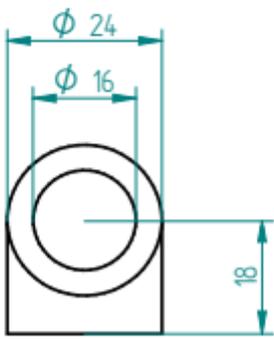
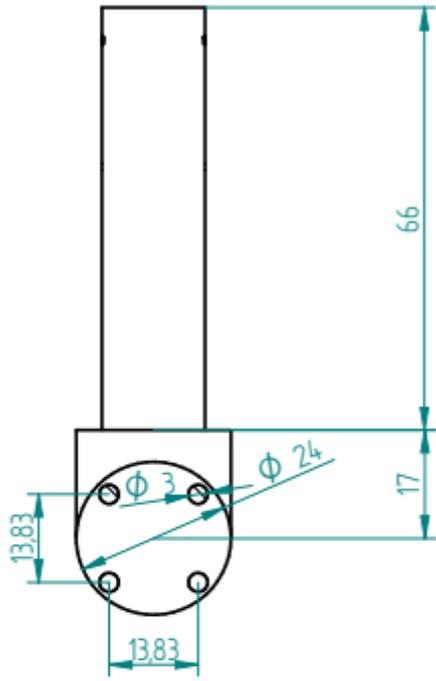


Fig.5d La figura anterior muestra el plano del eje en L



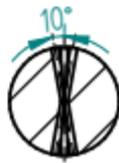
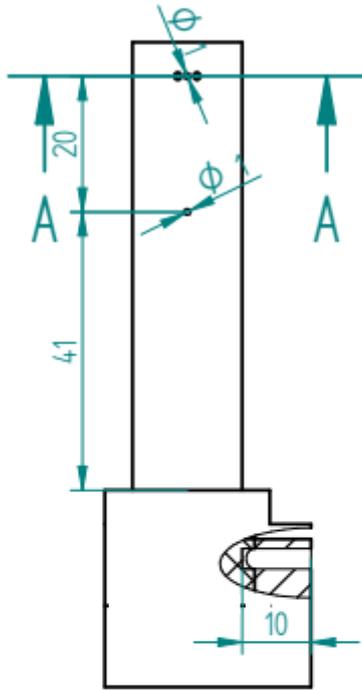


Fig.5.2d Las figuras anteriores muestran las vistas del plano del eje en L ampliadas.

Sistema de dirección

-Soporte de la cremallera

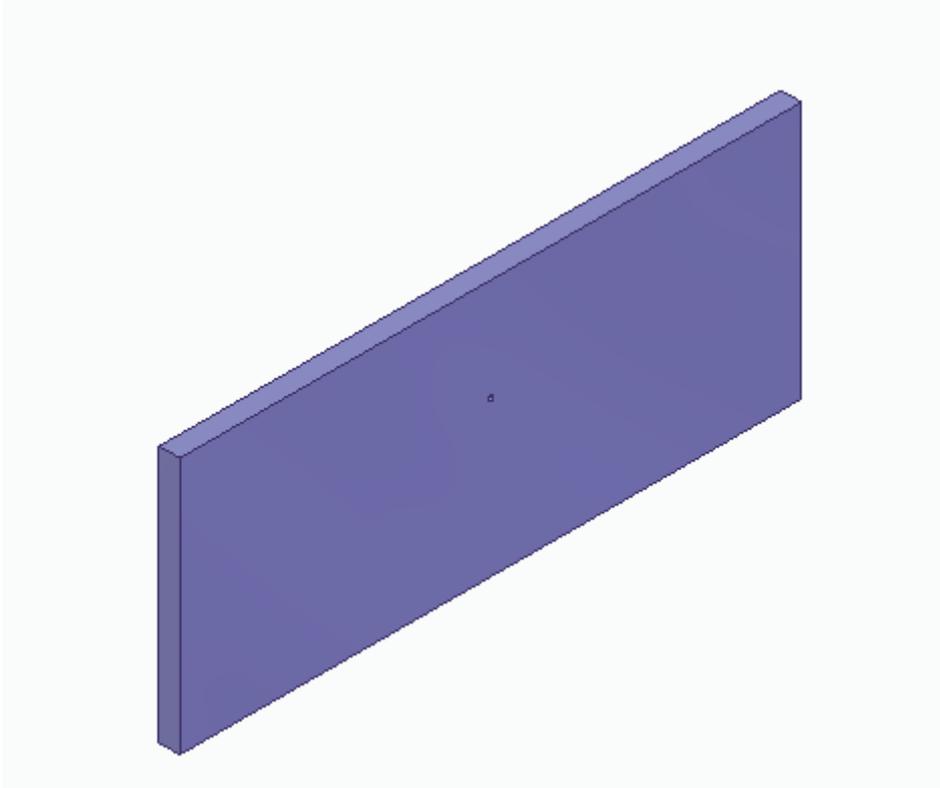


Fig. 6c. La figura anterior muestra una imagen en 3D del soporte de la cremallera.

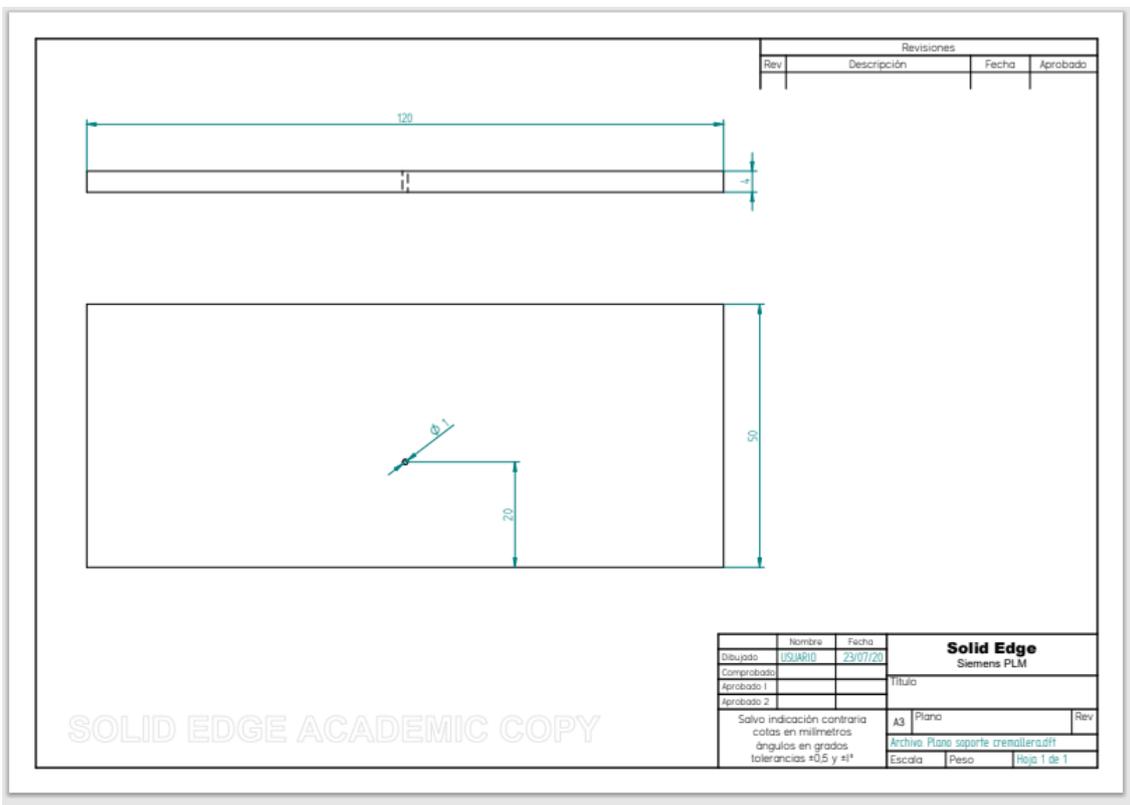


Fig.6d. La figura anterior muestra el plano del soporte de la cremallera.

Eje trasero

-Barra transversal trasera

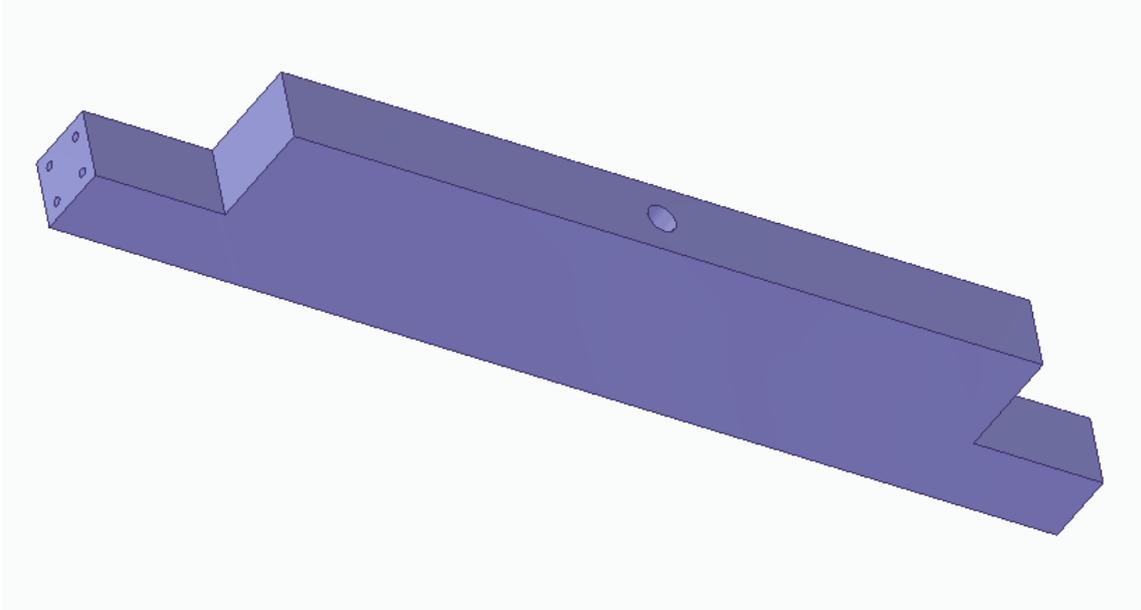


Fig.8c La figura anterior muestra una imagen en 3D de la barra transversal trasera

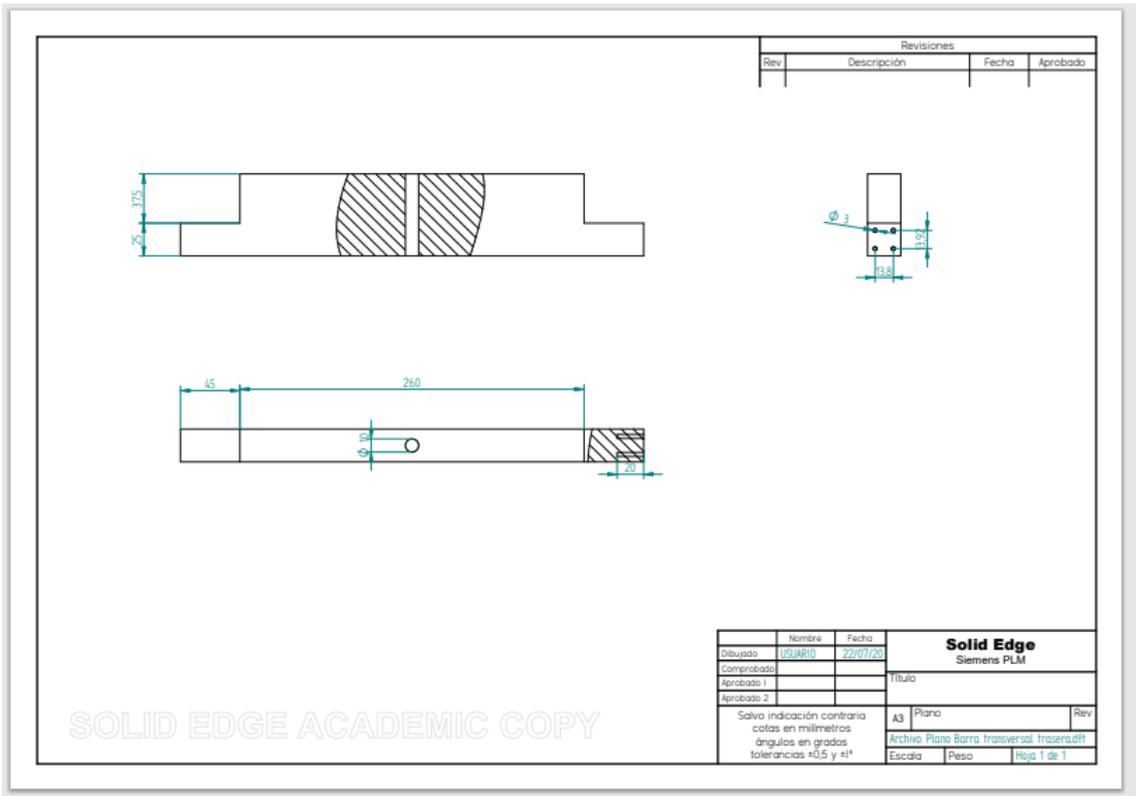


Fig.8d La figura anterior muestra el plano de la barra transversal trasera.

Objetivos de desarrollo sostenible

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible son básicamente 17 objetivos propuestos por los Estados Miembros de las Naciones Unidas en 2015. Los objetivos tienen como fin mejorar la situación del planeta respetando sus límites, terminando con la pobreza y aumentando el bienestar de la gente. El plazo propuesto para cumplir estos objetivos es antes del 2030, por ello, en el año 2019 los líderes mundiales hicieron un llamamiento a la acción para motivar a la población a implicarse en el cumplimiento de los plazos y objetivos establecidos.

Uno de los objetivos que más tiene que ver con el tema de este trabajo es el objetivo número 4 (calidad de la educación). El presente TFG tiene un fin didáctico y emplea una forma teórica/práctica o visual ya que contiene tanto un desarrollo teórico en un formato clásico y un diseño de una maqueta a partir de la cual se pueden visualizar los principios explicados en dicho desarrollo. Una forma de mejorar la calidad de la enseñanza es precisamente llevando a cabo estrategias innovadoras que aseguren el conocimiento teórico completándolo con una visión real sobre dicha teoría.

Otro de los ODS que tiene una relación con este trabajo es el objetivo número 9 (industria innovación e infraestructura). Una de las industrias más importantes del mundo es la industria del automóvil y una de las partes más significativas de dicha industria va ligada concretamente a la geometría de la dirección. Para lograr y comprobar los objetivos establecidos en relación a la geometría de la dirección se llevan a cabo diversas simulaciones, para realizar dichas simulaciones se suelen emplear prototipos o vehículos semejantes a los que se quiere definir. Otra alternativa útil para realizar estas simulaciones es el uso de maquetas diseñadas con características concretas para llevar a cabo simulaciones sobre la geometría de la dirección (En este TFG se diseña precisamente una maqueta para llevar a cabo simulaciones sobre la geometría de la dirección). El empleo de maquetas constituye una innovación que permite evitar el desmonte de coches y ahorrar combustible colaborando así con la lucha contra la contaminación (objetivo13) y avanzando hacia el cumplimiento de los ODS.