



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Diseño y justificación de la transmisión entre la caja de cambios y los neumáticos para el prototipo experimental de coche de carreras para la competición “Formula Student”

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Benítez Sánchez, Víctor

Director: Lucas Rodríguez, Miguel



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Cartagena, 20/06/2021



ÍNDICE

1	UPCT RACING TEAM Y FORMULA STUDENT	4
1.1	Competición Formula Student.	4
1.1.1	Base histórica.	4
1.1.2	Normativa.....	5
1.1.3	Pruebas en Formula Student a superar.....	9
1.2	UPCT Racing Team.....	11
1.2.1	Inicios, Politécnica y equipo hacen historia.	11
1.2.2	Valores UPCT Racing Team.....	16
1.2.3	Estructura UPCT Racing Team	16
1.2.4	Sector empresarial y eventos.....	18
1.2.5	Justificación del presente TFG.....	25
2	TIPOS DE TRANSMISIONES.....	26
2.1	Tipos de transmisiones en Formula Student.....	26
2.2	Sistema tensor.....	26
2.2.1	Sistema de rótulas roscadas.....	27
2.2.2	Sistema excéntrico	27
3	DISEÑO Y CÁLCULOS.....	29
3.1	Restricciones y consideraciones previas.	29
3.2	Justificación del sistema de transmisión elegido.	30
3.3	Cálculos	32
3.4	Definición de componentes.	38
3.4.1	Piñón de arrastre.....	39
3.4.2	Cadena.....	42
3.4.3	Engranaje trasero.	43
3.4.4	Diferencial.	46
3.4.5	Porta coronas.	47
3.4.6	Contradiente, fijación axial.	47
3.4.7	Soportes de diferencial y sistema tensor	49
3.4.8	Buje.....	53
3.4.9	Elección del método de junta.....	55
3.4.10	Adaptación de componentes al buje	56



3.4.11	Palieres.....	57
3.4.12	Protectores del sistema de transmisión.....	57
3.4.13	Herramientas de ayuda.....	59
4	SISTEMA VERSÁTIL Y FUTURO PRÓXIMO.....	61
5	BIBLIOGRAFÍA.....	62
6	ANEXOS.....	63



1 UPCT RACING TEAM Y FORMULA STUDENT

1.1 Competición Formula Student.

La Formula Student, también conocida como Formula SAE, es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la ingeniería a través de una competición donde miembros de un equipo universitario diseñan, construyen, desarrollan y compiten con un vehículo monoplace.

1.1.1 Base histórica.

La primera competición comenzó en 1979, en la universidad de Houston. El concepto original era que los estudiantes construyeran un vehículo monoplace de chasis tubular, con jaula protectora antivuelco y con un motor de cilindrada 600cc. Sin embargo, la normativa original de esta competición limitaba mucho la libertad en cuanto al diseño, por lo que, en la siguiente, se le dio un mayor margen para diseñar el coche monoplace.

Esta se llevó a cabo en el año 1981, en la universidad de Texas, dando lugar a la primera edición de la Fórmula SAE (Society of Automotive Engineerings), donde participaron seis equipos con un total de cuarenta alumnos.

Desde entonces, ha ido creciendo, siendo en 1998 cuando se celebró en Warwickshire una edición británica conocida como Formula Student, siendo esta su variante europea. Actualmente, se celebran competiciones en numerosos países, utilizándose en toda la misma normativa base original de la Fórmula SAE, y llegando a albergar hasta 120 equipos y más de 2.000 estudiantes. La primera competición de un equipo español en Fórmula Student fue el de la universidad Politécnica de Madrid en el año 2002, mientras que el UPCT Racing Team nació en el año 2009.



Figura 1.1 Prototipo de Formula Student de University of Texas at Arlington, 1986.

Actualmente la iniciativa Fórmula Student consiste en una competición en la que estudiantes de ingeniería participan a nivel mundial en el diseño, desarrollo y construcción de un coche de competición monoplace, el cual será evaluado por su potencial, innovación, coste y consumo. Finalmente, mediante diversas pruebas puntuables se decide cuál es el mejor.



Se trata de un proyecto educacional que permite a los estudiantes universitarios enfrentarse a nuevas experiencias que relacionan un proyecto real con la aplicabilidad de los conceptos que aprenden en las aulas. Por tanto, uno de los principales objetivos es mejorar la habilidad de enfrentarse a los problemas, fomentar las soluciones creativas y garantizar la seguridad en la pista durante esta competición. Asimismo, también se evaluará a los estudiantes, tanto teórica, como prácticamente.

1.1.2 Normativa.

La competición Formula Student se desarrolla en base a una normativa que tiene como principal objetivo la seguridad de todos sus integrantes e igualar la competitividad entre sus participantes. Para ello hace uso de una normativa que se debe cumplir en todo momento y se ha de tener en cuenta en el desarrollo de cualquier prototipo inscrito en la competición.

La normativa vigente se divide en diferentes apartados. A continuación, se presenta la estructura de dicha normativa para conocer y comentar en detalle las partes afectadas en este proyecto.

GR - General

Apartado compuesto por objetivos principales de la normativa basados en la seguridad dentro de la competición.

AD - Administrative Regulations

Se compone principalmente de todos los aspectos administrativos para formar parte de la competición, registro en la misma y emplazamiento.

DR - Document Requirements

Se enumeran las necesidades de los documentos solicitados por la competición junto con las penalizaciones dentro de los mismos.

V - Vehicle Requirements

En este apartado la competición fija características principales sobre geometrías generales del prototipo. Estas características restrictivas se basan en el piloto, la suspensión y neumáticos.

F - Chassis and Structural

Se citan las restricciones a tener en cuenta para el diseño del chasis como estructura metálica. En este apartado se fijan parámetros geométricos de diseño para el chasis completo.

T - Technical Aspects

Apartado dividido en diferentes aspectos del diseño para el monoplaça. Entre estas divisiones se encuentra el tren de potencia sobre el que se trabaja dentro desarrollo de este proyecto, por tanto, se exponen a continuación en el apartad T.5



T.5 Powertrain

T.5.1 Transmisión y accionamiento

Se puede utilizar cualquier transmisión y tren motriz.

T.5.2 Protectores del tren motriz

T.5.2.1 *Equipo de transmisión final de alta velocidad expuesto, como transmisiones variables continuas (CVT), piñones, engranajes, poleas, convertidores de par, embragues, transmisiones por correa, transmisiones por embrague y motores eléctricos, deben estar equipados con escudos de dispersión destinados a contener las piezas del tren de transmisión en caso de avería.*

T.5.2.2 *El protector de cadena debe:*

- a.** *Estar fabricado con material sólido (no perforado).*
- b.** *Cubrir la cadena o correa desde el piñón de arrastre hasta el piñón/corona/correa de arrastre o polea.*
- c.** *Empezar y terminar a una altura no superior a la del punto más bajo del piñón/correa/polea como en la imagen.*

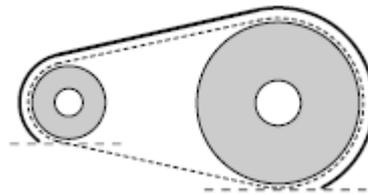


Figura 1.2 Geometría de protector de cadena

T.5.2.3 *Los paneles de la carrocería u otras cubiertas existentes son aceptables como protectores cuando se construyen según [T.5.2.7](#) / [T.5.2.8](#)*

T.5.2.4 *Los miembros del bastidor o los componentes existentes que superen los requisitos de material del escudo de dispersión pueden ser utilizados como parte del protector.*

T.5.2.5 *Los protectores pueden estar compuestos por múltiples piezas. Los huecos deben ser inferiores a 3 mm.*

T.5.2.6 *Si el bastidor del motor cuenta con una cubierta como protector, ésta cubierta puede utilizarse como parte del sistema de protección.*



T.5.2.7 Los protectores para las cadenas deben:

- a. Ser de acero de 2,66 mm (0,105 pulgadas) de espesor mínimo (no se permiten alternativas).*
- b. Tener un ancho mínimo igual a tres veces el ancho de la cadena.*
- c. Estar centrado en la línea central de la cadena.*
- d. Permanecer alineados con la cadena bajo todas las condiciones.*

T.5.2.8 Los protectores para las correas deben:

- a. Estar hechos de una aleación de aluminio 6061-T6 de 3,0 mm de espesor como mínimo*
- b. Tener una anchura mínima igual a 1,7 veces la anchura de la correa.*
- c. Estar centrado en la línea central de la correa*
- d. Permanecer alineado con la correa bajo todas las condiciones.*

T.5.2.9 Elementos de fijación

Todos los elementos que fijan los protectores deben tener 6mm o 1/4" de diámetro mínimo o ser Sujetadores críticos, ver T.8.2.

T.5.2.10 Protectores de dedos

- a. Deben cubrir cualquier parte de la transmisión que gire mientras el vehículo está parado con el motor en marcha.*
- b. Deben ser de un material suficiente resistente para resistir las fuerzas de los dedos.*
- c. Puede utilizarse un material de malla o perforado, pero debe impedir el paso de un objeto de 12 mm de diámetro a través de la protección.*

T.8 Fasteners

T.8.2 Requisitos de los elementos de fijación críticos

T.8.2.1 *Cualquier elemento de fijación crítico debe cumplir, como mínimo, uno de los siguientes requisitos:*

- a. Grado SAE 5*
- b. Grado métrico 8.8*
- c. Especificaciones AN/MS*
- d. Equivalente o mejor que lo anterior, según lo aprobado por una Cuestión de Reglas o en la Inspección Técnica*



T.8.2.2 Todos los sujetadores críticos roscados deben ser uno de los siguientes

- a.** Cabeza hexagonal
- b.** Accionamiento hexagonal empotrado (tornillos de cabeza hueca, Allen)

T.8.2.3 Todas las fijaciones críticas deben estar aseguradas contra el aflojamiento involuntario mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo.

T.8.2.4 Debe sobresalir un mínimo de dos roscas completas de cualquier tuerca de seguridad.

T.8.2.5 Algunas aplicaciones de fijaciones críticas tienen requisitos adicionales que se indican en la sección T8.3.

T.8.3 Mecanismos de bloqueo positivo

T.8.3.1 Los mecanismos de bloqueo positivo se definen como aquellos que:

- a.** Los inspectores técnicos/miembros del equipo pueden ver que el sistema está en su sitio (visible).
- b.** No dependen de la fuerza de sujeción para aplicar la característica de bloqueo o antivibración.

****Esto significa que, si el elemento de fijación comienza a aflojarse, el dispositivo de bloqueo garantiza la ubicación del elemento fijado de forma segura.**

T.8.3.2 Los mecanismos de bloqueo positivo aceptables incluyen, pero no se limitan a:

- a.** Cableado de seguridad correctamente instalado
- b.** Pasadores de chaveta
- c.** Tuercas de seguridad de nylon (cuando la temperatura no supere los 80°C)
- d.** Tuercas de bloqueo de par de torsión predominante

****Las arandelas de seguridad, los pernos con parches de nylon y los compuestos de bloqueo de roscas (Loctite®), NO cumplen el requisito de bloqueo positivo.**

T.8.4 Requisitos para todas las fijaciones

Los extremos del sistema tensor ajustable deben estar sujetos con una contratuerca para evitar que se aflojen.

VE - Vehicle and Driver Equipment

Se definen los equipamientos necesarios de prototipo y piloto que deben poseer en su estado adecuado para superar este apartado de la normativa.



IC - Internal Combustion Engine Vehicles

Para el caso de un motor de combustión se fijan las restricciones que afectan al departamento de motor como pueden ser las restricciones de admisión junto con los sistemas eléctricos implementados.

EV - Electric Vehicles

Este apartado menciona de manera similar que el apartado 8 adaptándose a un prototipo de carácter eléctrico.

IN – Technical

Para la competición la redacción de las normas viene aplicada a la práctica en este apartado que dictaminará la influencia en las futuras pruebas realizadas por Formula Student. Se trata de una revisión donde se garantiza que se cumplen con todos los apartados de normativa.

S - Static Events

El conjunto de normativa que llevan a cabo la ejecución de pruebas estáticas se recoge en este apartado de la norma.

D - Dynamic Events

Se mencionan las restricciones de las pruebas en las que el prototipo se encuentra en movimiento.

Como resumen de la normativa para el diseño a tener en cuenta en este proyecto, se obtiene una serie de restricciones de tipo geométrico en los elementos de transmisión y las fijaciones para dichos componentes que se tendrán en cuenta para los apartados de diseño.

1.1.3 Pruebas en Formula Student a superar.

En cada competición los prototipos son evaluados por jueces a través de distintas pruebas para conocer las características del monoplaza y evaluarlas posteriormente. Para llevar a cabo esta puntuación se ponderan las pruebas con un total de 1000 puntos, entre todas estas se dividen en dos subgrupos: estáticas y dinámicas.

1.1.3.1 Pruebas estáticas.

Conjunto de pruebas que no requieren que el monoplaza esté en movimiento. Este grupo representa un total de 325 puntos y se compone de:

- Presentación: uno o varios miembros del equipo exponen un plan de negocio a los jueces, en el que argumentan y defienden por qué interesa apostar por la fabricación en serie de su monoplaza frente al del resto de participantes (75 puntos).



- Análisis de coste y manufactura: un tiempo antes de que se realice la competición, el equipo debe presentar un informe en el que se contabilicen los costes de fabricación de todas y cada una de las piezas que componen el vehículo (costes de materiales, procesos de fabricación, moldes, herramientas, etc.). A partir de estos datos se simulan los costes para la fabricación de 1.000 vehículos, y un equipo de jueces contrastará la información del documento con el monoplaza presentado (100 puntos).
- Diseño: se evalúa el diseño general del monoplaza, los criterios que se han seguido para tomar las decisiones y conocimientos de los responsables de cada sección (150 puntos).

1.1.3.2 Pruebas dinámicas

Se trata de un grupo de test en el que se valora el tiempo obtenido en la realización de cada una de las pruebas que componen este apartado. Reciben un total de 675 puntos sobre la puntuación total y son los siguientes:

- Aceleración: en esta prueba se cronometra el tiempo que tarda el monoplaza en recorrer 75 metros en línea recta acelerando desde el reposo, llevándose a cabo en cuatro intentos (dos por piloto). La recta es de 75m de largo y 4'9m de ancho, delimitada por conos. Recibe una puntuación de 100 puntos en función de los tiempos máximos ejercidos por el resto de prototipos.
- Skidpad: en un circuito en forma de ochos delimitado por conos, se cronometra el tiempo necesario para realizar los dos círculos del ocho, en los dos sentidos, a la máxima velocidad posible sin tocar los conos. Evaluándose así la estabilidad y el paso por curva de los vehículos. Se llevan a cabo cuatro intentos (dos por piloto). El circuito tiene dos círculos de 15'25m de radio interior y 21'25m de radio exterior (75 puntos).

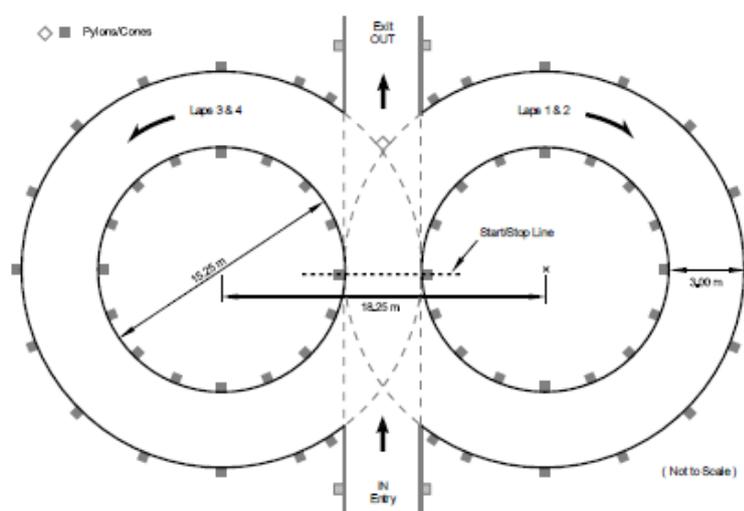


Figura 1.3 Geometría a seguir en Skydpad.



- **Autocross:** Se realizan dos vueltas seguidas en un circuito de 805 metros, a través de cuatro intentos, al igual que en las pruebas anteriores. El circuito está delimitado por conos y en esta prueba se evalúa la maniobrabilidad del coche a una velocidad media entre 40 y 48 km/h (125 puntos).
- **Resistencia:** en esta fase se evalúa la resistencia y la respuesta del vehículo a largo funcionamiento. Consiste en mantener el coche en funcionamiento hasta llegar a 22km, parando obligatoriamente a los 11 km para cambiar de piloto, apagando el motor y volviéndolo a arrancar. Se trata de la última prueba de la competición, y es la que suele determinar cuál es el equipo ganador, siendo además la única prueba en la que hay más de un monoplaza simultáneamente en la pista (275 puntos).
- **Eficiencia:** se mide la energía que ha necesitado el vehículo para completar los 22km durante la prueba de resistencia. Para poder puntuar en esta prueba es necesario haber completado al menos la primera mitad, y que el tiempo del equipo no supere en un determinado porcentaje al del más rápido (100 puntos).

1.2 UPCT Racing Team.

1.2.1 Inicios, Politécnica y equipo hacen historia.

En 2008, un grupo de jóvenes estudiantes de la Universidad Politécnica de Cartagena, de distintas especialidades de ingeniería deciden unir sus conocimientos para comenzar el ambicioso proyecto de formar parte de la competición mundial conocida como Formula Student, creando un coche de competición monoplaza. Así, se forma el primer equipo de la universidad que participa en dicha competición, el UPCT Racing Team.

Desde sus inicios, el equipo contó con una gran cantidad de alumnos que trabajaron desinteresadamente durante todo el curso para conseguir un objetivo común de crear un prototipo para Formula Student.

En 2010, para el primer prototipo del equipo, se trabajó muy duro en el diseño del monoplaza *FS11*, para presentar un motor de combustión de 600cc. Gracias a esto, los integrantes de dicho equipo adquirieron muchísima experiencia, cosechando a su vez buenos resultados en la competición. Este trabajo solo tuvo un fallo, que generó problemas hidráulicos en los frenos del monoplaza.



Figura 1.4 Prototipo FS11 presentado en 2010

La primera competición que vivió el equipo en sus comienzos fue la de Silverstone. En ella, futuros ingenieros e ingenieras tuvieron la ocasión de experimentar por primera vez la tensión y emoción de la competición de primera mano.



Figura 1.5 Circuito de Silverstone

Tras la experiencia adquirida después de la construcción del primer coche, el segundo prototipo superó todas las expectativas posibles debido principalmente a las mejoras planteadas en el sistema de frenos y motor creando un prototipo funcional como modelo de pruebas para posteriores implementaciones, convirtiéndose en la imagen del equipo durante tres largos años.



Figura 1.6 Equipo y prototipo presentado en 2011

Con este prototipo, se compitió en los circuitos de Silverstone y Cataluña.

Cuando se fueron renovando los miembros del equipo, se apostó por la innovación. Por tanto, tras una gran campaña en el ámbito de coches de combustión, se dio un salto al prototipo eléctrico.

Desde el inicio, esto supuso muchas complicaciones añadidas para el equipo como la gestión del gran esquema eléctrico y el desarrollo de la caja de baterías, pero que lograron superarse una vez más con iniciativa, ingenio y creatividad, lo que supuso la creación del *FS15*, primer monoplaza con motor eléctrico del UPCT Racing Team.



Figura 1.7 Prototipo FS15

En la siguiente temporada, se decidió fabricar un segundo prototipo eléctrico, en lugar de reaprovechar el anterior con mejoras y modificaciones. Suponía un riesgo, pero este año, gracias al esfuerzo de los estudiantes, se consiguió por primera vez terminar el diseño y fabricación del mismo en un solo curso.



Figura 1.8 Prototipo eléctrico E46.

En la siguiente etapa, el equipo se decide llevar a cabo la elaboración del tercer prototipo eléctrico, presentando una renovación de diseño que incluya mejoras en casi todos los ámbitos. Entre las mejoras se destaca un nuevo paquete aerodinámico y una mejor



disposición sobre las medidas exteriores del prototipo para mejorar su comportamiento en pista. En esta ocasión, equipo y prototipo vuelven a presentarse de nuevo a competición en el circuito de Montmeló.



Figura 1.9 Prototipo eléctrico de 2018 en Montmeló

En la siguiente temporada, se inicia el trabajo en el sexto prototipo, en el cual se decide volver de nuevo al campo de los vehículos de combustión, tras haberse centrado durante varios años en los prototipos de motor eléctrico, debido a varias consideraciones, entre ellas la de dificultades de financiación. El motor de combustión que se seleccionó y utilizó fue el de la moto Honda CBR RR, teniendo 600cc.



Figura 1.10 Prototipo de combustión presentado en 2019

Finalmente, y para centrar el objeto del presente trabajo, indicar que actualmente se está trabajando en mejoras de este último prototipo indicado y llevando a cabo su puesta a punto.

También indicar que, como expectativas de futuro, el equipo apuesta por seguir superándose a sí mismo en cada temporada siguiente y por ello se apuesta en la elaboración de dos prototipos, uno de combustión y otro de motor eléctrico.

1.2.2 Valores UPCT Racing Team

La validez principal de este equipo, lo que hace que sea una iniciativa atractiva y llena de ilusión, reside en que permite la puesta en práctica de conocimientos adquiridos en la formación teórica clásica, añadiendo a ello el aprendizaje del trabajo diario. Que potencia la colaboración entre equipos y departamentos, para que el conjunto llegue a un punto final común y válido.

De esta forma se crean valores de esfuerzo y compromiso para innovar y obtener resultados reales que se ven recompensados con la satisfacción de fabricar un monoplaza en cualquiera de sus sentidos. Formar parte de este proyecto significa crecer personalmente y optar a un futuro profesional ligado al cualquier sector que envuelve este proyecto.

1.2.3 Estructura UPCT Racing Team

Por razones prácticas, para que la cantidad de trabajo de cada miembro del equipo sea asequible, la organización se divide en diferentes departamentos. Cada uno de ellos se centra en una función concreta del diseño, pero todos colaborando entre ellos para que dicho trabajo, puesto en conjunto, permita la creación del prototipo.



Esta subdivisión por departamentos es la siguiente:

- Departamento eléctrico: encargado del diseño de toda la parte de electricidad del prototipo.
- Departamento de marketing: encargado de la búsqueda de patrocinadores, publicidad, representación mediática, etc.
- Departamento motor: responsable de optimizar y aprovechar al máximo dicha parte de vehículo.
- Departamento de transmisión: que debe diseñar la unión del motor a las ruedas transmisoras.
- Departamento de suspensión: que debe optimizar los datos de neumáticos, sus mecanismos de sujeción y dictaminar el comportamiento del prototipo.
- Departamento de dirección: para unir neumáticos con el control de dirección por el piloto.
- Departamento de chasis: cuya responsabilidad es asegurar una estructura ligera, pero que soporte sin problemas todos los demás elementos y sus esfuerzos.
- Departamento de carrocería: que debe cubrir todo el chasis y los mecanismos con una envoltura aerodinámica de buen rendimiento.
- Departamento de frenos: que garantizará un buen funcionamiento de dicho mecanismo.

En cuanto al proceso de trabajo se siguen los siguientes pasos:

- El trabajo del equipo debe basarse en una normativa común que establece los requisitos a cumplir, y prima la seguridad del piloto.
- Una vez analizada esta normativa se asientan los conceptos teóricos basados en ella, a partir de los cuales se pueda realizar el proyecto.
- Se realiza un diseño 3D preliminar del monoplaza.
- Con este diseño se realizan una serie de simulaciones para comprobar el correcto funcionamiento teórico del mismo.
- Tras el diseño y la verificación teórica mencionados, llega el momento de la fabricación de las piezas.
- Por último, se procede al montaje y ensamblaje de las mismas.

El equipo actualmente está presente en la competición, dentro de la categoría de combustión interna y se encarga del desarrollo completo de todos los componentes, siendo de vital importancia colaboraciones con diferentes organismos como diversas empresas patrocinadoras junto con la Universidad Politécnica de Cartagena, para la fabricación y/o adquisición de algunos componentes.



1.2.4 Sector empresarial y eventos.

El compromiso con los patrocinadores y el profundo agradecimiento por su apoyo, obliga a llevar su marca a todos los rincones posibles a los que el equipo tenga acceso.

Mediante las redes sociales, como Instagram, Facebook o Twitter, el equipo permanece siempre activo e interactuando con los seguidores, para darse a conocer. Esto permite conectar con más gente de manera no presencial, llegando en algunos casos hasta un alcance de unos 1500 usuarios.

Asimismo, también se asiste a numerosos eventos, en los que se llevan rótulos con todos los patrocinadores del proyecto, y mostrando los prototipos realizados hasta el momento gracias a esos recursos obtenidos en su mayor parte por dicho patrocinio.

A continuación, se enumerarán una pequeña parte de eventos a los que se ha asistido para darse a conocer, de manera que sirva de ejemplo a la implicación:



Imagen 1.1 Presentación en el paseo marítimo de Cartagena.



Imagen 1.2 Taller de exposición.



Imagen 1.3 Asistencia UPCT Racing Team a JUEGOS REPSOL.

Presentación con un grupo de miembros de UPCT Racing Team en los *JUEGOS REPSOL*, que consistía en realizar unos juegos sobre la eficiencia energética en el puerto de nuestra ciudad. Gracias a esta experiencia, se consiguió como premio ir al circuito de Cheste.



Imagen 1.4 Exposición en salón de actos de la universidad.



Imagen 1.5 Workshop ofrecido por UPCT Racing Team.

Se asistió a una serie de conferencias y charlas sobre gran variedad de temas industriales en la Feria Tecnológica “Cartagena por la Ingeniería”, además de llevar a cabo el Formula Student National Workshop.



Imagen 1.6 Visita a nuestro lugar de trabajo.

Los miembros del Taller de Robótica Talliot vinieron a visitar las instalaciones del equipo, donde se tuvo la oportunidad de enseñarles en qué consistía el proyecto, y explicar el funcionamiento del equipo y del monoplaza que se estaba diseñando.



Imagen 1.7 Participación a evento de interés social.

El equipo tuvo participación en el Campus de Inclusión Social para personas con discapacidad.

Otro ejemplo de ello, es el Campus de la Ingeniería, situado en la Universidad Politécnica de Cartagena, en el que los viandantes y visitantes pudieron disfrutar de las explicaciones, así como de una exposición del prototipo actual y demás artículos de competición de primera mano.



Imagen 1.8 Evento Campus de la Ingeniería.



Imagen 1.9 Visita de institutos.



Imagen 1.10 Exposición sobre el equipo.

Visitas de distintos institutos de la Región de Murcia para conocer el proyecto, ofreciéndonos la posibilidad de poder explicarles toda la labor desarrollada.



Imagen 1.11 Visita de interés político.



Imagen 1.12 Entrega de enmienda.

El partido político Movimiento Ciudadano de Cartagena, también realizó una visita institucional para hacer entrega de una enmienda.

En el patio de la facultad Muralla del Mar de la universidad, se realizó una feria en conjunto con todas las asociaciones que pertenecen a la misma.



Imagen 1.13 Quedada de equipos de competición UPCT.



Imagen 1.14 Asistencia a SeCyT.



Imagen 1.15 Participación en SeCyT.

Como evento anual de asistencia obligatoria por interés cultural se asiste junto con todas las asociaciones de la Región de Murcia a la Semana de la ciencia y la tecnología (SeCyT).



Imagen 1.16 Asistencia a la radio local.



Imagen 1.17 Asistencia a medio de comunicación televisivo.

Representantes del equipo estuvieron en varios medios de comunicación a lo largo de la temporada, explicando el esfuerzo y dedicación desempeñados.

De nuevo se estuvo presente en el patio de industriales junto con otras universidades españolas revisando y corrigiendo los diseños de los monoplazas de cara a la competición de agosto.



Imagen 1.18 Interacción con otras universidades.

Junto a estos, se pueden encontrar otros numerosos ejemplos del sacrificio, esfuerzo, constancia y dedicación que requiere por parte de los integrantes del equipo el hecho de seguir cada año diseñando un nuevo monoplaza, y compaginando todo esto con unos estudios de ingeniería. A pesar de ello, la motivación del equipo empuja a continuar, dándolo a conocer y promoviendo estos proyectos.

Todos los eventos son motivo de agradecimiento por el crecimiento que aportan al equipo y estos no serían posibles sin la presencia empresarial que ha permitido desarrollar este proyecto. Como muestra de ello, las empresas son participes de la creación de estos eventos dando la oportunidad de promocionar el prototipo junto a ellas.



1.2.5 Justificación del presente TFG.

Una vez determinado el objetivo y la configuración del UPCT Racing Team, es necesario centrar todo el desarrollo del diseño en un punto concreto del prototipo actual, ya que de aquí en adelante este informe se centrará en el tren de potencia de la transmisión del vehículo debido a que la representación de diseño, cálculo, fabricación y puesta en marcha de los componentes de la transmisión constituye a todas luces el desarrollo de una tesis fin de grado. Este trabajo tiene la idea de justificar cada decisión de diseño y poder servir como base para su mejora en años posteriores.

Para el progreso de este proyecto se tendrán diferentes restricciones de diseño y fabricación limitadas a la normativa actual de la competición, basada en sistemas seguros y justificables. Otra restricción principal e importante a tener en cuenta será el presupuesto que limita la fabricación y/o compra de algunos elementos de la transmisión. También tiene que estar presentes la influencia del peso de los componentes para una reducción del tiempo por vuelta.

A partir de las restricciones anteriores se tratará de desarrollar una transmisión completa eficiente, funcional y competitiva a partir de los cálculos formulados junto con la ayuda de algunas herramientas de diseño como SolidWorks y de cálculo básico como Excel para la representación gráfica de algunos datos.



2 TIPOS DE TRANSMISIONES.

2.1 Tipos de transmisiones en Formula Student.

Entre los equipos que compiten con prototipos de combustión se presentan los diferentes tipos de transmisión que se pueden emplear:

- **Transmisión de engranajes:** este sistema se compone de engranajes conectados entre sí para conducir la potencia hasta el eje trasero a través del enlace entre sus dientes.
- **Transmisión de polea y correa:** se trata de un sistema que permite conectar dos o más ruedas que giran por la fricción que genera una correa con ellas mismas. Actualmente está poco implementado debido a un aumento del coste material de componentes que sería necesario para llevar a cabo el desarrollo de esta transmisión de manera eficiente y asequible.
- **Transmisión de engranajes rectos:** este conjunto comunica potencia por medio de engranajes en cascada hasta el eje trasero. Actualmente no se emplea un sistema de este tipo por el peso adicional de la cantidad de engranajes que supondría llegar hasta eje trasero entre otros motivos. Derivado de este principio de transmisión se utiliza una cadena para unir y suplir engranajes en cascada, permitiéndose así conectar eje motor y eje trasero. La simplicidad, economía de componentes y su eficiencia hacen de este sistema el más empleado por la mayoría de equipos en la competición además de presentar una mayor capacidad de transmisión para altos valores de par y potencia en intervalos cortos de tiempo con grandes oscilaciones en su valor.
- **Sistema de corona o planetario:** se trata de una ampliación de un conjunto de transmisión por engranajes. En este caso, el sistema está definido por un engranaje recto en el motor y una corona en el eje trasero con engranajes dentados colocados en su interior llamados satélites, se utiliza con el objetivo de aumentar la relación de transmisión con el mismo volumen que otros sistemas y reducir la velocidad. Presenta una mayor complejidad de cálculo junto con mayor volumen de componentes y costes para reducir la velocidad a costa de ampliar el par.

2.2 Sistema tensor.

Una vez definidos los diferentes sistemas de transmisión queda pendiente indiferentemente del método empleado, utilizar un conjunto mecánico para permitir el ajuste entre el eje motor y el eje empleado para transmitir potencia a las ruedas. Este nuevo sistema se empleará para diferentes objetivos ya sea de tensar los sistemas definidos o modificar esta distancia por necesidades de diseño, montaje o accesibilidad al conjunto de transmisión. En cualquier caso, se hace necesario y se muestran en los siguientes apartados algunos ejemplos empleados para dicho fin.



2.2.1 Sistema de rótulas roscadas.

Se trata de un conjunto con sujeciones al chasis donde se ancla este mecanismo capaz de accionarse para acercar o alejar el eje trasero al motor (con posición invariable) por medio de una varilla roscada en cada soporte del sistema de transmisión con una rótula roscada a derechas y otra rótula roscada a izquierdas imitando el funcionamiento de una argolla. De esta forma se puede modificar la distancia entre centros de los engranajes, tanto en el eje horizontal como en el vertical, dependiendo del diseño y las restricciones presentes.



Figura 2.1 Tensor por rótulas roscadas.

2.2.2 Sistema excéntrico

Este sistema de transmisión acerca o aleja el eje trasero al eje motor por medio de un casquillo insertado en los soportes de la transmisión de forma que al girarlo se modifica la posición del eje trasero debido a la excentricidad de este casquillo. Este conjunto se suele emplear en soportes del sistema de transmisión que incluyen el propio soporte del motor, de esta forma se simplifica el montaje y se minimizan posibles desalineaciones entre elementos, pero se incrementa el coste de forma considerable al tener que mecanizar un elemento de mayor tamaño como los soportes y el sistema para desplazar el eje trasero.

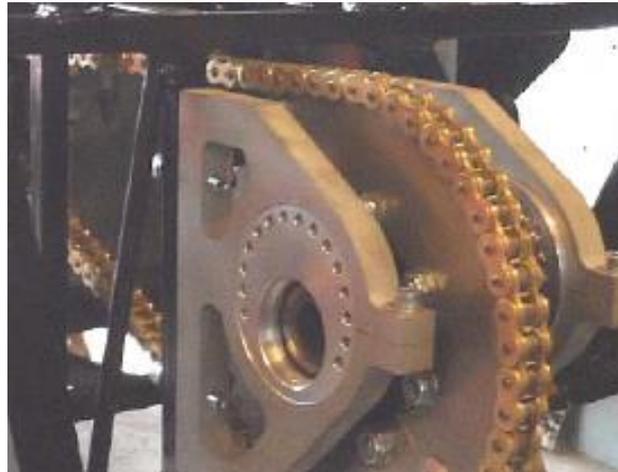


Figura 2.2 Tensor excéntrico.

En general el sistema tensor por rótulas roscadas, crea un sistema sencillo de emplear y fácil de adaptar, por ello se implementará y se desarrollará en función de las restricciones según se define en el apartado cálculos.



3 DISEÑO Y CÁLCULOS.

El objetivo de este proyecto se basa en un diseño eficiente del sistema de transmisión, siendo capaz de alcanzar resultados notables en las distintas pruebas de la competición.

Para el desarrollo del proyecto en el aspecto económico se trató de reducir al máximo los costes en la medida de lo posible garantizando un nivel de calidad de componentes acordes con las necesidades de la competición y el UPCT Racing Team. Para ello se consideró la reutilización de componentes de los prototipos anteriores, pudiendo así conservar la viabilidad del actual. En algunos casos concretos se determina su compra debido a que se garantiza un avance tecnológico para el diseño de este año y para el desarrollo de años posteriores.

Un punto importante que se tuvo en cuenta fue la versatilidad y ajuste de algunos componentes para dotar al prototipo de una correcta adaptabilidad a ciertas condiciones exigidas por la competición o por el propio carácter de cada una de las pruebas. Estas condiciones principalmente se basan en las necesidades de par con el objetivo de modificar el momento, velocidad y comportamiento en pista del prototipo. De esta forma se crea un conjunto adaptable e interconectado capaz de modificarse ante cualquier cambio de normativa, componentes o necesidades de diseño futuras.

3.1 Restricciones y consideraciones previas.

Para poder definir un sistema de transmisión que se ajuste a lo citado anteriormente, se deben conocer las restricciones y datos de partida ya que estos pueden ofrecer una serie de ventajas que favorezcan algún sistema en concreto.

En cualquier sistema de transmisión que se pueda elegir se conoce la posición del motor y la geometría del chasis definida por los compañeros de equipo que trabajan en estas partes. Para conocer esta ubicación del motor en el chasis los miembros del equipo indican la posición, dirección y magnitud de las fuerzas ejercidas al chasis y la rigidez torsional adoptada por límites elásticos de los materiales y la propia normativa de la competición.

Además de la ubicación del piñón, se tiene en cuenta la posición del eje de las ruedas sobre la que centrar la mayoría de componentes de la transmisión. Esta posición de las ruedas es un dato facilitado por los compañeros que trabajan en la suspensión dentro del departamento de dinámica del equipo, pues son los cálculos iniciales sobre ancho de vía y longitud del prototipo y los cálculos de suspensión los que marcan la geometría de los trapecios traseros. Por ello las posiciones del primer eje motriz y la del eje conducido quedan fijadas en el espacio.

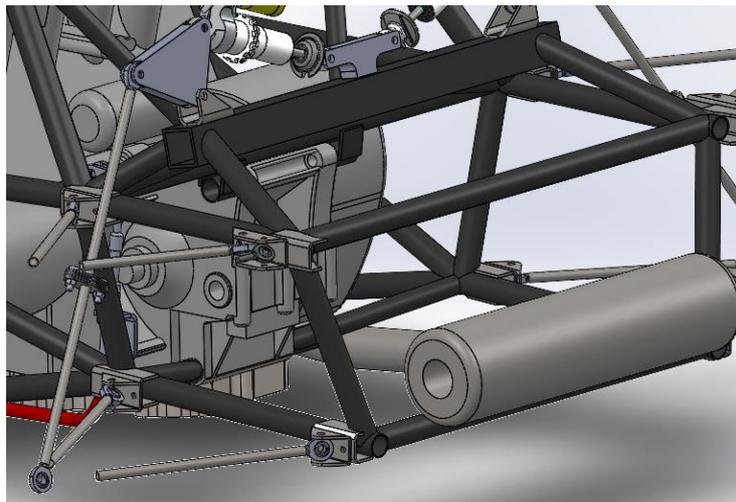


Figura 3.1 Disposición inicial trasera.

Otro punto de partida determinante para el diseño de la transmisión es la parametrización de la curva de par y potencia en función de las revoluciones del motor una vez aplicadas las restricciones en la admisión de la competición. Esta curva es facilitada por los compañeros de motor y se evalúan las condiciones de par y potencia necesarias para obtener notables resultados en las pruebas de competición junto con un funcionamiento eficiente del monoplaza.

Una vez fijados los datos iniciales no se pueden pasar por alto las restricciones propias de la normativa que se basan en la seguridad estructural para garantizar la integridad personal del prototipo y de la propia competición. De esta normativa fijada por Formula Student se tiene en cuenta principalmente el espacio geométrico necesario para las protecciones obligatorias definido en el apartado 1.6.2.

3.2 Justificación del sistema de transmisión elegido.

Para poder definir un sistema de transmisión óptimo, y claramente utilizando el diseño del monoplaza anterior como referencia, y una vez valorados los conjuntos existentes de potencia junto con las restricciones presentes se opta por un sistema de transmisión compuesto por un engranaje recto en el eje motor y otro engranaje recto en el eje trasero conducido accionado por una cadena.

El principal motivo para esta elección se basa en la simplicidad material y económica de los componentes junto con unas altas prestaciones mecánicas. Entre estas prestaciones la principal reside en la alta resistencia a la tracción de la cadena a la vez de una larga vida útil frente a una opción de polea y correa. Se descarta un sistema planetario de corona debido a que el motor de Honda CBR 600 RR entrega condiciones de par y potencia aptas para engranajes rectos sin la necesidad de ampliar más aun el par entregado a las ruedas. Adicionalmente, el motor presenta un descenso excesivo en la velocidad lineal del prototipo junto con el aumento de componentes y por tanto una reducción de tiempo por vuelta por el incremento del peso añadido.

Con respecto a las restricciones geométricas citadas anteriormente, este sistema de transmisión se adapta al espacio condicionado por el diseño actual y seleccionando un



sistema tensor de rótulas roscadas permite evitar colisiones con elementos de suspensión junto a una mejor accesibilidad a su ajuste.

El método de transmisión y tensor seleccionados evitan un mecanizado de gran tamaño para los soportes del resto de componentes del tren motriz, favoreciendo así el presupuesto del equipo y la viabilidad del sistema empleado. Como desventaja de utilizar este tipo de soportes, está la adecuada rigidez y precisión que ofrece un bloque mecanizado. Para garantizar la eficiencia en este sentido con el método elegido, se tiene en cuenta el diseño de componentes en chapa plegada con el fin de adoptar de nuevo una rigidez y seguridad del conjunto sin poner en riesgo la viabilidad del mismo.

Echando un vistazo a los diseños de los prototipos previos, se observa que anteriormente los sistemas de transmisión empleados por el equipo en prototipos de combustión interna, se basaron en sistemas de engranajes conectados por cadena.

Con respecto al prototipo anterior del UPCT Racing Team, se mejora el sistema de transmisión a través de una serie de cambios como la geometría de los engranajes y la variación del número de dientes para modificar las condiciones de par. Este cambio en la geometría se debe a que anteriormente la misma pertenecía a la serie comercial y original distribuida por Honda. Se cambia de serie a otra comercial con menor ancho de cara en los engranajes con el objetivo de reducir los efectos de la fuerza centrífuga en la cadena, la inercia y aunque con menor importancia, pero siempre presente, el peso del conjunto por una sección menor en piñón de arrastre, cadena y engranaje trasero.

En el eje trasero, el engranaje conducido, al utilizar una serie más comercial como la 520, se pueden elegir modelos con menor peso y mayor variedad en su número de dientes. De esta forma se fomenta el desarrollo de una transmisión versátil frente a futuras modificaciones.

El cambio en el número de dientes en el piñón motriz, implica disponer de una versión más pequeña del componente mecánico que posteriormente dictamina el tamaño del engranaje conducido. En definitiva, se puede conseguir el mismo par en un espacio más reducido. Consecuentemente se considera esto una importante ventaja a medio y largo plazo en el desarrollo tecnológico del equipo abriendo las puertas de una reducción del tamaño de la rueda para conseguir un prototipo más liviano y adaptado a Formula Student.

Además, entre los cambios se encuentra la sustitución de los elementos encargados de transmitir la potencia a la rueda a partir del eje trasero. Estos elementos denominados bujes se reemplazan por unos comerciales más ligeros y preparados para adaptar cualquier acople al eje trasero.



3.3 Cálculos

Una vez definido el sistema de transmisión se procede al cálculo teórico para dimensionar los componentes afectados y que caracterizan el conjunto del tren motriz. Esta caracterización viene dada por el número de dientes de engranajes conductor y conducido al que se denomina relación de transmisión. Este parámetro es necesario para conocer el par que llega a las ruedas y desplazar el prototipo con ciertas propiedades. Previamente a esta relación se tiene como dato la siguiente grafica de motor:

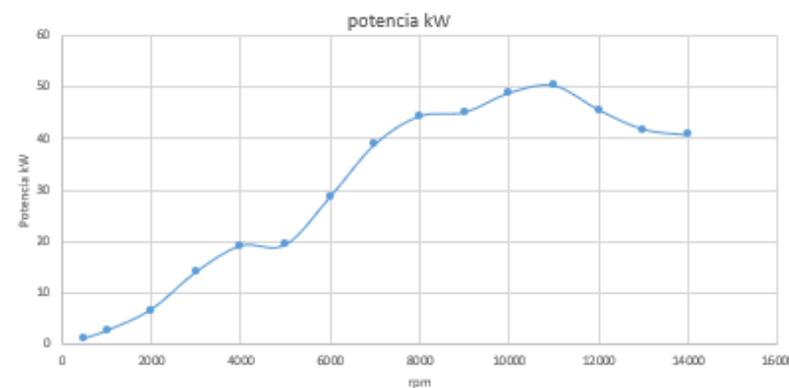


Figura 3.2 Curva potencia-rpm motor.

A partir de estos datos se parametrizan los valores para trabajar en intervalos de 1000 rpm y tener valores para cada régimen del motor.

Gráfica motor		
Cigüeñal		
rpm	Potencia kW	Par Nm
500	1,14	21,76
1000	2,63	25,10
2000	6,75	32,25
3000	14,07	44,78
4000	19,22	45,89
5000	19,38	37,01
6000	28,75	45,76
7000	39,01	53,21
8000	44,49	53,11
9000	45,22	47,98
10000	49,03	46,82
11000	50,43	43,78
12000	45,69	36,36
13000	41,88	30,77
14000	40,80	27,83

Figura 3.3 Datos parametrizados.

Con estos intervalos de motor claros se comienza a dar valores a los datos necesarios para el cálculo posterior. Para ello se hace la colocación teórica del motor en su ubicación del chasis y se observa cuál es su posición y plano medio sobre el que situar su emplazamiento y distancia entre centros a partir de la geometría del chasis y la posición de las ruedas calculadas en la sección de dinámica, y cuyos datos han sido aportados por el equipo correspondiente del UPCT Racing Team.

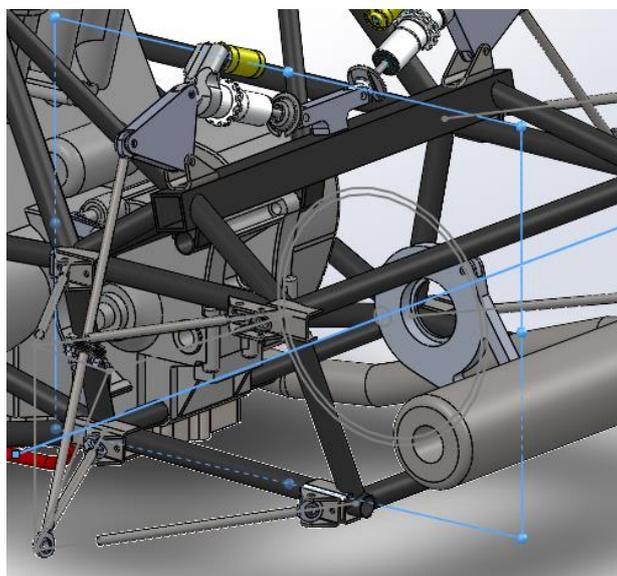


Figura 3.4 Posición coaxial de transmisión y plano de trabajo.

Para seguir ubicando componentes de la transmisión ahora que se conoce su posición exacta se deben conocer sus dimensiones. Para ello se observa el manual de taller de HONDA CBR 600 RR, en el que se refleja que la transmisión corresponde a la serie 5XX, donde el valor de 5 corresponde a $\frac{5}{8}$ de pulgada y los siguientes dos dígitos al ancho de cara de los engranajes. Para dimensionar estos componentes se evalúan los esfuerzos que aguanta la transmisión para definir el conjunto de piñón, cadena y engranaje trasero. Para ello se tiene el dato del motor de 53 kW en el eje del cigüeñal que, evaluando para cada marcha, se obtiene la velocidad y par en el piñón.

Manual Honda CBR 600 RR 2005				
caja de cambios				
marcha	nº dientes Motriz	nº dientes Conducida	C/M	Valor relación de transmisión
primera	12	32		0,375
segunda	16	31	16/32	0,516129032
tercera	18	29	18/29	0,620689655
cuarta	22	31	22/31	0,709677419
quinta	23	29	23/29	0,793103448
sexta	24	28	24/28	0,857142857
perdidas de potencia engranajes caja			3%	
tiempo cambio=		0,5 seg		

Figura 3.5 Relación de dientes por marcha.



primera		
rpm	potencia kW	Par Nm
187,50	1,11	56,28
375,00	2,55	64,92
750,00	6,55	83,42
1125,00	13,64	115,82
1500,00	18,65	118,71
1875,00	18,80	95,74
2250,00	27,89	118,37
2625,00	37,84	137,65
3000,00	43,16	137,38
3375,00	43,86	124,10
3750,00	47,55	121,10
4125,00	48,92	113,25
4500,00	44,32	94,05
4875,00	40,63	79,58
5250,00	39,57	71,98

Figura 3.6 Ejemplo de datos obtenidos para el piñón en la primera marcha.

El piñón de la serie 5xx tiene un radio primitivo donde se centra la fuerza obtenida en el ramal de la cadena por medio de la relación: $ParMotor = F \times RadioPrimitivo = \frac{Potencia}{w}$; donde la velocidad angular será la menor a la cual el motor proporciona un par necesario para vencer los valores de aceleraciones requeridos. Esos datos de aceleración son los equivalentes para realizar la prueba de aceleración de Formula Student en un intervalo de 4,5 – 6 segundos. De este modo se trabaja en un proceso de cálculo reiterativo hasta conocer el número de dientes de cada engranaje.



rpm	Tensión cadena N	potencia kW
500,00	1484,98	1,11
1000,00	1713,11	2,55
2000,00	2201,12	6,55
3000,00	3055,99	13,64
4000,00	3132,28	18,65
5000,00	2526,13	18,80
6000,00	3123,44	27,89
7000,00	3631,92	37,84
8000,00	3624,91	43,16
9000,00	3274,51	43,86
10000,00	3195,26	47,55
11000,00	2988,21	48,92
12000,00	2481,58	44,32
13000,00	2099,78	40,63
14000,00	1899,22	39,57

Figura 3.7 Valores obtenidos de tensión en la cadena para el régimen motor.

Posteriormente para calcular la relación de transmisión necesaria con el engranaje trasero se ve cuál es el par necesario a vencer por el conjunto del vehículo a partir del centro de gravedad con un comportamiento como barra biapoyada, calculando sus reacciones en los ejes para posteriormente calcular su fuerza de fricción en cada rueda junto con su par de rozamiento o par resistente. Además, se tendrán en cuenta los datos de sustentación de la carrocería (Idealmente de un modelo a pequeña escala simulado en el túnel de viento con graficas de sustentación en función de la velocidad. En las condiciones actuales se suprime este dato por su ausencia, complejidad de cálculo y poca relevancia en el dato calculado final). La suma de estos pares de rozamiento dará una fuerza que con el radio del neumático e igualando a masa por aceleración se tendrá la aceleración del prototipo requerida para cumplir con la restricción impuesta. Se puede incluir la fuerza horizontal en función de la velocidad del viento y se observará la fuerza vertical y horizontal a vencer para compararlas e incluirlas a las gráficas de motor en rpm y par motor para saber los intervalos de funcionamiento de cada marcha. Puesto que estos datos no están definidos totalmente, se estima aproximadamente un 20% de pérdidas de potencia en rueda tal y cómo se ha desarrollado en prototipos anteriores. Para más exactitud con la obtención de las pérdidas de potencia, los datos teóricos de aceleración y velocidad obtenidos en este estudio, se dejan a servicio del resto de compañeros del equipo para comparar estas referencias con lo obtenido de forma real en pista. Con respecto a estas pérdidas, a este estudio se sumarán a los esfuerzos provocados por el peso del vehículo y el rozamiento de sus neumáticos. Para esto, se tiene cada relación de dientes de la caja de cambios obteniendo pares y velocidades de cada marcha.

Una vez definidos los parámetros de la resistencia y la aceleración requeridas se obtuvo un valor de relación de transmisión óptimo para seleccionar la corona a colocar en el prototipo. Además, se dimensionó el ancho de los componentes piñón, cadena y corona. Con esto calculado se obtienen los pares de funcionamiento y con ello las fuerzas que actúan en cada componente. Simulando las fuerzas, se dimensionan los elementos dentro de las medidas



comerciales de 520-525-530 y se verifica que la serie 520 es apta para su uso en este sistema de transmisión.

Con estos valores definidos se puede hacer un cálculo para verificar que la relación de transmisión obtenida cumple con las restricciones y objetivos necesarios. Para ello se adjuntan las siguientes graficas de donde se obtienen los valores de par posteriormente utilizados para calcular la aceleración del prototipo incluyendo una pérdida de tiempo del piloto de 0,5 segundos en el cambio de marcha.

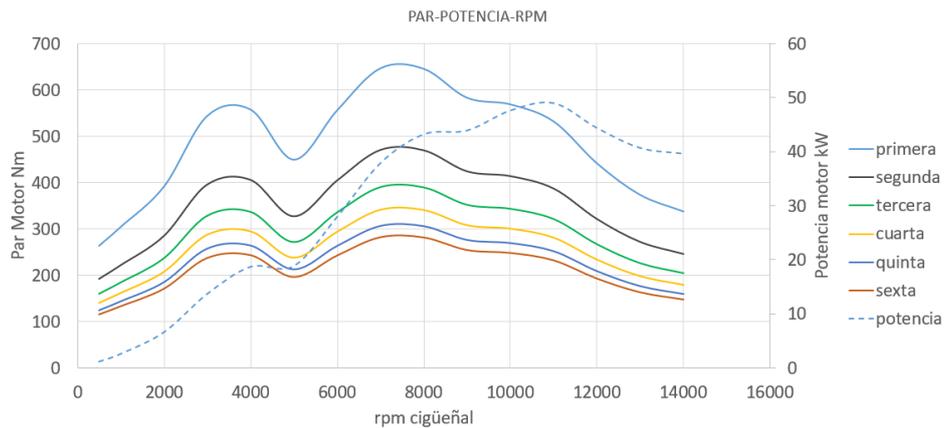


Figura 3.8 Gráfica de datos finales del vehículo en todas sus marchas.

Para este cálculo de aceleración será necesaria la mayor aceleración, en definitiva, la curva con mayor pendiente. Aparentemente, de los datos iniciales de motor serán interesantes los puntos en los que la representación del par es ascendente en el mayor tiempo y mayor régimen de giro posibles. Para concretar más detalladamente, se estudió mediante iteraciones cual es el punto óptimo para soltar el embrague, obteniendo el máximo par y a posteriori cual es el punto óptimo para cambiar de marcha.

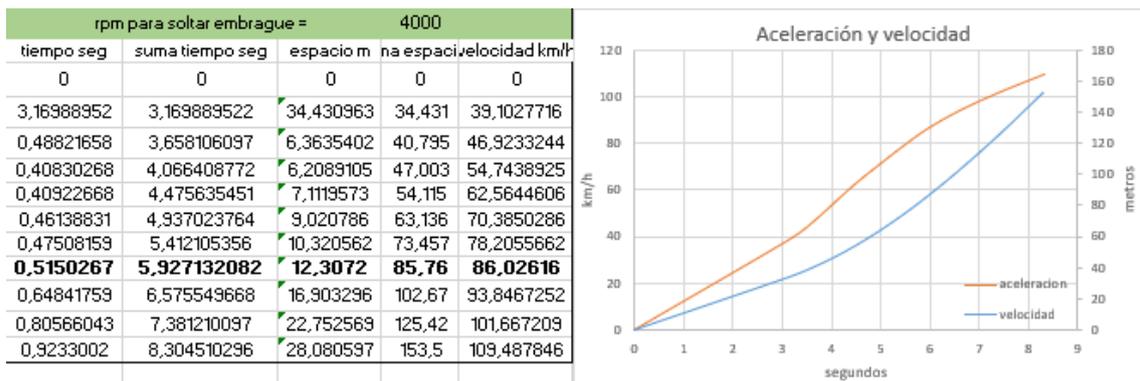


Figura 3.9 1ª Iteración.



rpm para soltar embrague = 5000				
tiempo seg	suma tiempo seg	espacio m	na espaci	velocidad km/h
0	0	0	0	0
2,92929993	2,929299932	38,181248	38,181	46,9233244
0,40830268	3,337602607	6,2089105	44,39	54,7438925
0,40922668	3,746829285	7,1119573	51,502	62,5644606
0,46138831	4,208217598	9,020786	60,523	70,3850286
0,47508159	4,68329919	10,320562	70,843	78,2055662
0,5150267	5,198325917	12,3072	83,15	86,02616
0,64841759	5,846743503	16,903296	100,05	93,8467252
0,80566043	6,652403931	22,752569	122,81	101,667209
0,9233002	7,575704131	28,080597	150,89	109,487846

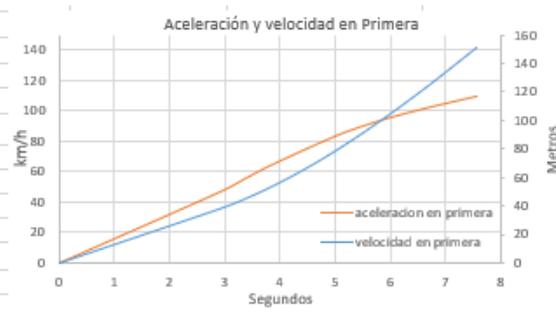


Figura 3.10 2ª Iteración.

rpm para soltar embrague = 6000				
tiempo seg	suma tiempo seg	espacio m	na espaci	velocidad km/h
0	0	0	0	0
2,85811434	2,858114338	43,462307	43,462	54,7438925
0,40922668	3,267341017	7,1119573	50,574	62,5644606
0,46138831	3,72872933	9,020786	59,595	70,3850286
0,47508159	4,203810921	10,320562	69,916	78,2055662
0,5150267	4,718837648	12,3072	82,22	86,02616
0,64841759	5,367255234	16,903296	99,126	93,8467252
0,80566043	6,172915663	22,752569	121,88	101,667209
0,9233002	7,096215862	28,080597	149,96	109,487846

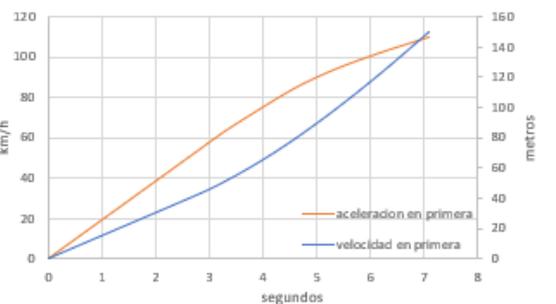


Figura 3.11 3ª Iteración.

rpm para soltar embrague = 7000				
tiempo seg	suma tiempo seg	espacio m	na espaci	velocidad km/h
0	0	0	0	0
3,27380904	3,273809036	56,895582	56,896	62,5644606
0,46138831	3,735197349	9,020786	65,916	70,3850286
0,47508159	4,210278941	10,320562	76,237	78,2055662
0,5150267	4,725305668	12,3072	88,54	86,02616
0,64841759	5,373723253	16,903296	105,45	93,8467252
0,80566043	6,179383682	22,752569	128,2	101,667209
0,9233002	7,102683882	28,080597	156,28	109,487846

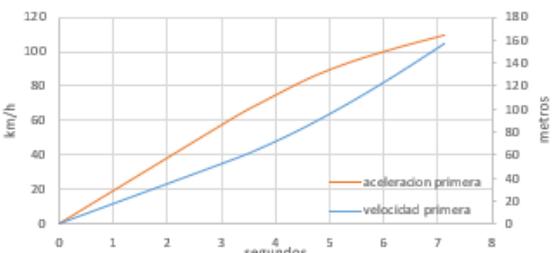


Figura 3.12 4ª Iteración.

rpm para soltar embrague = 8000				
tiempo seg	suma tiempo seg	espacio m	na espaci	velocidad km/h
0	0	0	0	0
4,15248986	4,152489857	81,186977	81,187	70,3850286
0,47508159	4,627571449	10,320562	91,508	78,2055662
0,5150267	5,142598176	12,3072	103,8	86,02616
0,64841759	5,791015761	16,903296	120,72	93,8467252
0,80566043	6,59667619	22,752569	143,47	101,667209
0,9233002	7,51997639	28,080597	171,55	109,487846

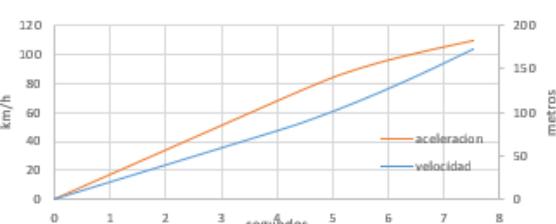


Figura 3.13 5ª Iteración.

De las anteriores iteraciones se dedujo que el mejor régimen de motor para el par resistente que existe, es a las 6000 rpm debido a que se alcanza más distancia en menos tiempo puesto que se trabaja justo por debajo del punto con más aceleración que el motor. Este punto de máxima aceleración será el que se explorará al máximo para sacar el mayor rendimiento.



Para verificar lo anterior y obtener conclusiones se realiza una gráfica en la que se soltó el embrague a estas revoluciones y se hizo el cambio de marcha a las revoluciones exactas en función del par resistente para obtener de nuevo en la siguiente marcha el punto del motor con la máxima aceleración. Además, se introduce el tiempo de subida de una marcha y las pérdidas de potencia entre los engranajes de la caja de cambios. El resultado fue el siguiente:

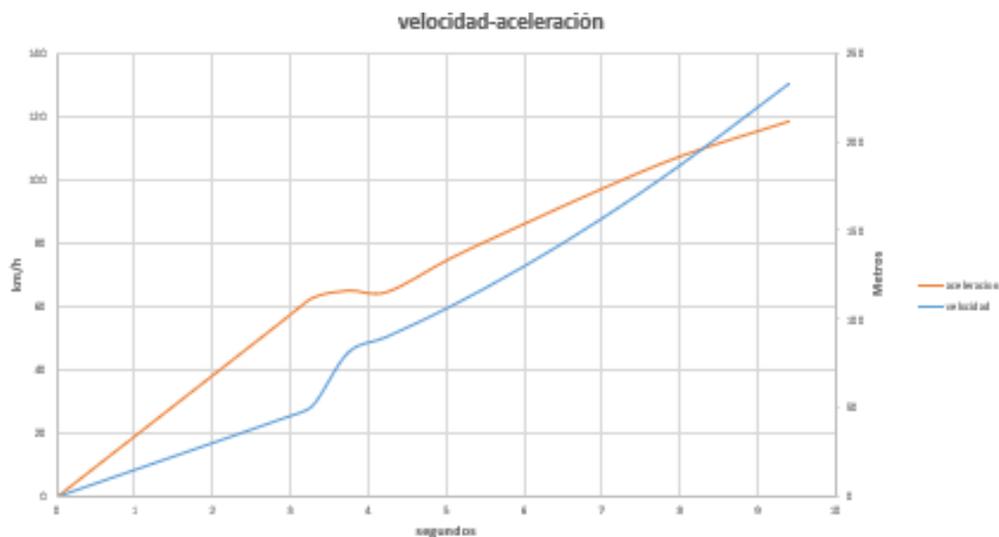


Figura 3.14 Gráfica cambio de marcha.

Finalmente se dan por buenos los resultados obtenidos de las iteraciones con los valores de un piñón de arrastre con 14 dientes y un engranaje trasero de 47 dientes. Como conclusión de este cálculo es importante recordar que los valores teóricos no tienen en cuenta las pérdidas de potencia asociadas a la carrocería y al complejo cálculo junto con su comportamiento que tienen los neumáticos con el asfalto. Esto se debe a la dificultad en su obtención más allá de la forma práctica experimental y la necesidad de contrastar estos valores con los teóricos de este estudio. Por ello, ante esta ausencia de datos se recomienda esperar a futuros test de pista y con el prototipo prácticamente realizado, y poder cuantificar estos valores ausentes.

3.4 Definición de componentes.

En base a los apartados anteriores en los que se citan todas las restricciones y a los cálculos realizados se procede a continuación a definir de forma detallada los componentes de la transmisión implementados.



3.4.1 Piñón de arrastre.

El piñón o engranaje motriz es el principal componente de la transmisión debido a que recibe la potencia directamente del motor, lo que convierte a este primer elemento en un condicionante del conjunto. Se ubica en un eje estriado a la salida de la caja de cambios en la parte más alejada de este eje para retirar del bloque motor el plano sobre el que ubicar el sistema de transmisión.

Debido a la importancia de este componente, se diseña un piñón de 15 dientes para cumplir con los datos obtenidos en el apartado de cálculos y se comprueba que es capaz de resistir los esfuerzos máximos provocados por el motor en los dientes del engranaje de la serie 520. Dicha comprobación junto con los ángulos de abrazamiento y distancia entre centros se realiza mediante la obtención de los esfuerzos representados en la siguiente figura:

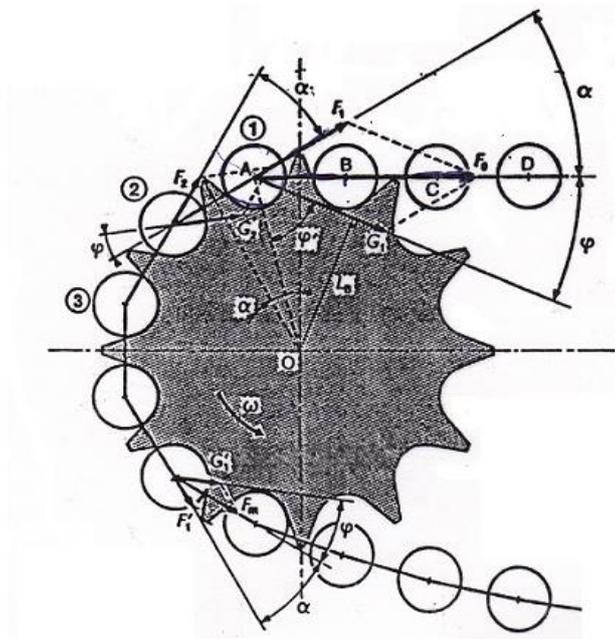


Figura 3.15 Esquema de engrane por cadena en engranaje.

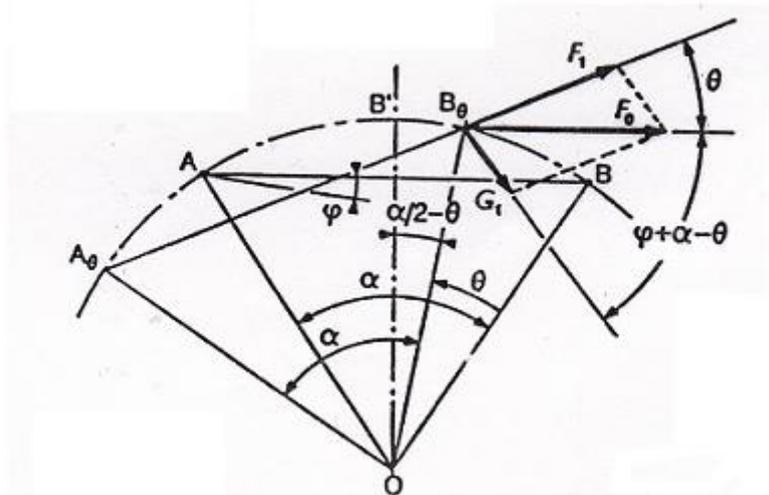


Figura 3.16 Diagrama vectorial de engrane por cadena en engranaje.

El cálculo representado en el esquema de las fuerzas en los dientes viene dado por la expresión 3.1:

$$F_n = F_0 \cdot \left[\frac{\text{sen } \varphi}{\text{sen}(\alpha + \varphi)} \right]^n$$

Expresión 3.1

Donde F_n corresponde con tantas fuerzas como dientes en el ángulo de abrazamiento se tengan y F_0 la fuerza máxima soportada por la cadena representada en el apartado cálculos. Por tanto:

- α : ángulo entre dientes = 25, 71°
- φ : ángulo comprendido entre dientes creado por el radio del bulón y el paso de los engranajes = 17. 79°.
- Paso 5/8 de pulgada, $p = 15.875\text{mm}$.
- Espesor del engranaje 20/80 de pulgada, $e = 6.35\text{mm}$.

De este modo se obtienen 2498.18 N en el primer diente, 1145.75 N en el segundo y 525.48 N en el tercero.

Para presentar un ensayo más representativo se aporta una simulación de elementos finitos con la ayuda del software SolidWorks. El ensayo presenta las direcciones de fuerzas y magnitudes calculadas anteriormente junto con un material AISI 4340 empleado habitualmente para este uso y coincidiendo con la equivalencia del material SCM420 que ofrece como dato el fabricante.

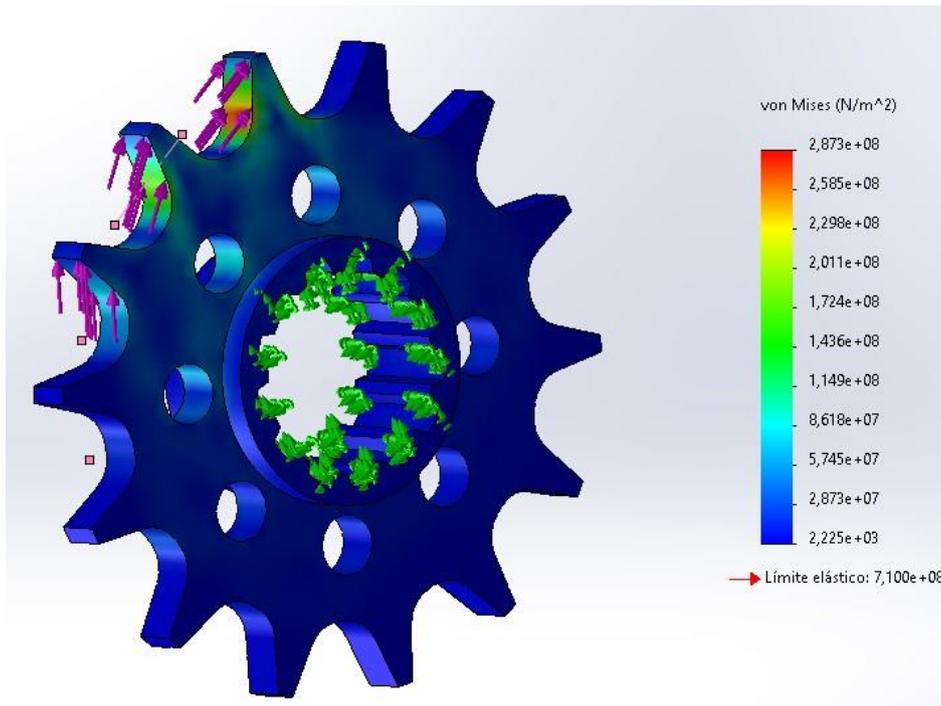


Figura 3.17 Ensayo a fluencia para el caso más restrictivo.

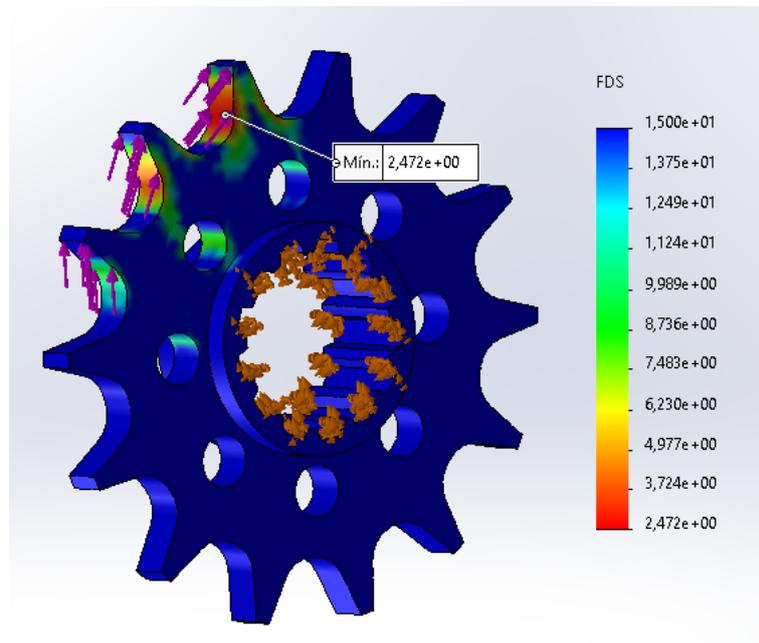


Figura 3.18 Valores del factor de seguridad.



Las tensiones son tan pequeñas que se pueden descartar los datos de fatiga. Sin embargo, un estudio de fatiga proporciona más información.

Figura 3.19 Mensaje de SolidWorks descartando ensayo a fatiga.

El ensayo se realiza en condiciones extremas de tensión en la cadena, pero en realidad el prototipo solo girará en ese régimen en contadas circunstancias, además con el fin de ajustar más el ensayo se supone que las caras del estriado interior tienen un mal ajuste y solo contactan las caras planas en sentido de giro del motor. De esta forma se reduce la cantidad de área para la misma fuerza y se ensaya un estudio más extremo con el fin de tener seguridad a fluencia en cualquier circunstancia.

Como resultado del estudio anterior se obtiene un valor mínimo del factor de seguridad válido para la función del piñón en esta transmisión verificado por la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\sigma (\text{Límite elástico})}{\sigma (\text{Von Misses})} = \frac{7,1}{2,873} = 2,472$$

3.4.2 Cadena.

La cadena es el nexo entre piñón y engranaje trasero, capaz de accionar el sistema desde el eje motor al eje trasero de las ruedas por medio de la transmisión del movimiento a los dos engranajes que componen la transmisión.

Como se ha definido anteriormente la serie comercial a utilizar por los engranajes, la cadena de dicha serie presenta las mismas condiciones y características para garantizar un engrane y una transmisión de movimiento eficiente. Para ello se consultan las medidas disponibles para la serie 520 y se observa que se tienen cadenas con resistencia a la tracción superiores a las obtenidas en el apartado de cálculos junto con un alto coeficiente de seguridad para este diseño. Se seleccionó la serie 520 por ser válida para soportar los esfuerzos, reducir el peso de la transmisión, la inercia sobre el eje trasero y el efecto de la fuerza centrífuga sobre la misma, reduciendo el peso para 106 eslabones en 480 gr y presentando una resistencia a la tracción de 35 kN.

Se siguió con la selección del tipo de cadena en función de los retenes. Para ello se observó un amplio mercado de componentes en función de la vida estimada que se requiera en el prototipo, sin retenes, con retenes en X,V,W,O..., el tipo de material del retén y la geometría afectaran a las pérdidas de potencia en la transmisión.

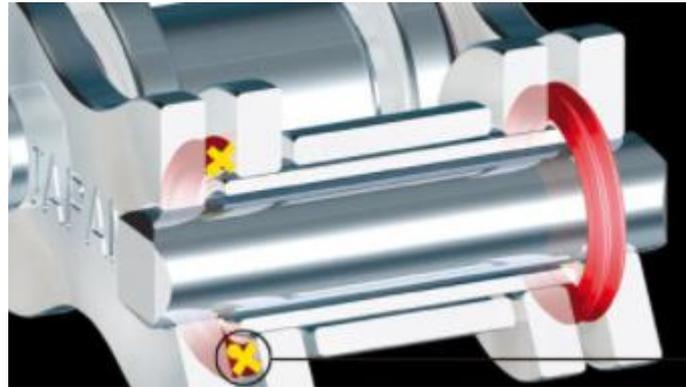


Figura 3.20 Ubicación y sección X de retenes en la cadena.

En general estos componentes se clasifican por su geometría, y debido a esta, sellan y garantizan una estanqueidad del lubricante para evitar desgaste y la elongación de la cadena por deformaciones derivadas de altas temperaturas y deformación plástica del material. Por ello se selecciona el tipo de retén que el fabricante asegura una vida útil frente a la elongación de cadena. Seleccionando retenes en X se tienen unas características intermedias entre vida útil de la cadena sin inclusiones por el doble contacto con las paredes que ofrece la sección en X frente a secciones en O, W o V. Además, los retenes en X frente a secciones en W, reducen en gran parte las pérdidas de potencia por dilataciones del acero durante el uso prolongado en las pruebas de competición, como la *endurance*. Por ello se selecciona una cadena 520 X2.

3.4.3 Engranaje trasero.

Se trata del engranaje conducido o trasero que recibe la potencia transmitida por el piñón a través de la cadena. Este componente a su vez, acciona el eje trasero para transmitir la potencia recibida a las ruedas.

Debido al aumento del número de dientes y la misma velocidad lineal se observa en los cálculos el aumento de par con una menor velocidad. Por ello este componente está solicitado a grandes esfuerzos y se procede a valorar la compra o diseño de una corona de 47 dientes de la serie 520 como reflejan los cálculos para vencer el par y presentar los valores de aceleración requeridos.

Observando el amplio mercado de coronas en torno a materiales y diseños, se opta por comprarla como opción más económica frente a un mecanizado. Se opta por una corona de aluminio 7075-T6 por tener propiedades mecánicas similares al acero y siendo suficientes para vencer los esfuerzos de fluencia y fatiga desarrollados por la transmisión.

- α : ángulo entre dientes = $360/47^\circ$
- φ : ángulo comprendido entre dientes creado por el radio del bulón y el paso de los engranajes = 17.79° .
- Paso 5/8 de pulgada, $p = 15.875\text{mm}$.
- Espesor del engranaje 20/80 de pulgada, $e = 6.35\text{mm}$.



De este modo se obtienen según la expresión 3.1: 2559.6 N en el primer diente, 1819.9 N en el segundo, 1293.9 N en el tercero, 920.5 N, 654,1 N, 465.1 N, 330.7 N, 235.1 N sucesivamente.

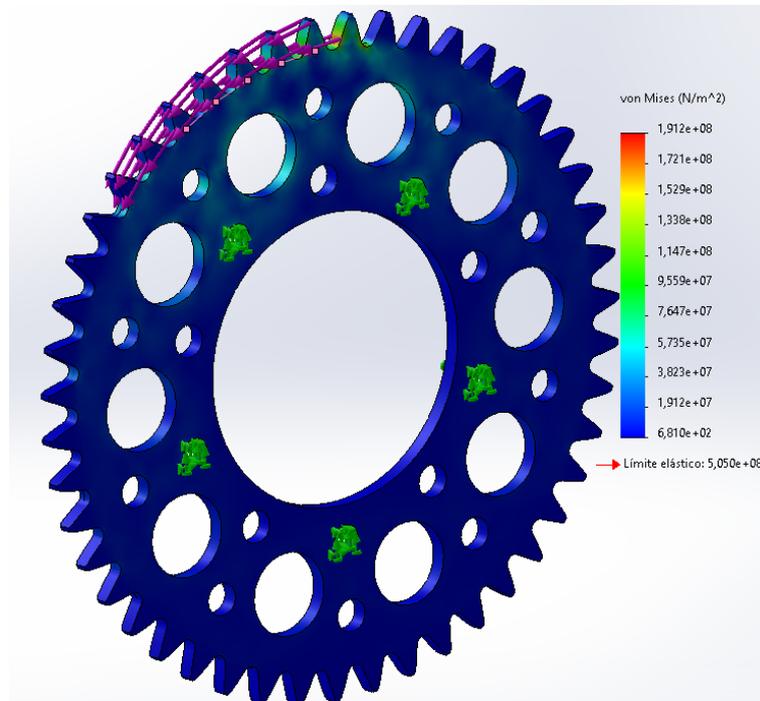


Figura 3.21 Ensayo a fluencia para el caso más restrictivo.

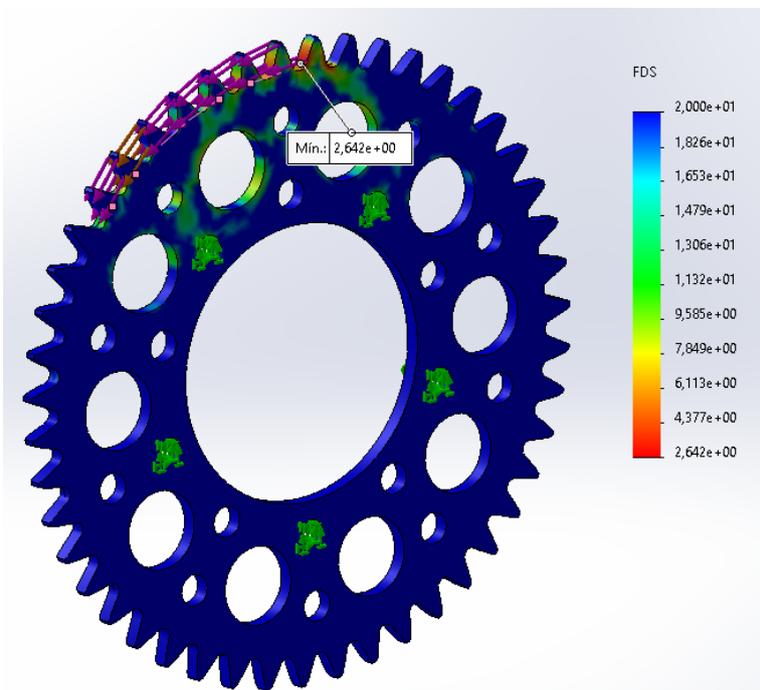


Figura 3.22 Valores del factor de seguridad.

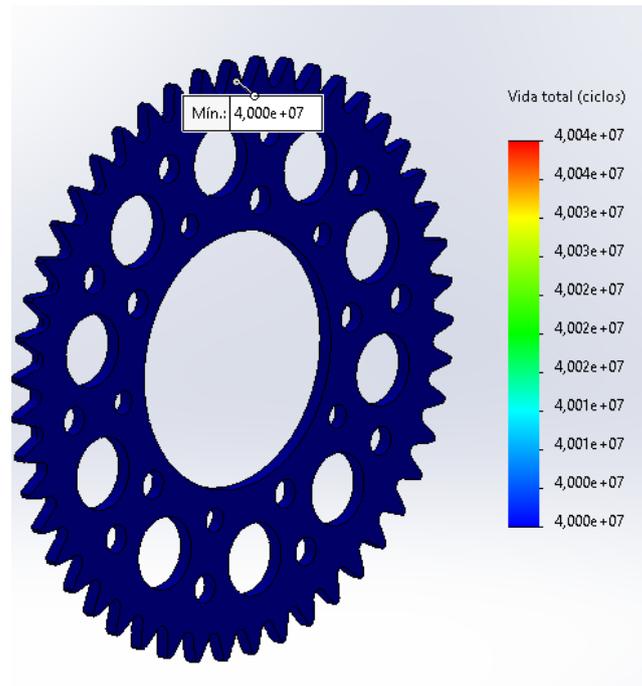


Figura 3.23 Ensayo a fatiga.

$$\eta = \frac{\sigma (\text{Límite elástico})}{\sigma (\text{Von Misses})} = \frac{5,05}{1,912} = 2,64$$

Como resultado de los ensayos se verifica que la relación de transmisión obtenida en el apartado de cálculos y el engranaje trasero seleccionado soportan los esfuerzos de fluencia y fatiga para 40 millones de ciclos (15,6 días de funcionamiento ininterrumpido a la máxima velocidad, según los cálculos de revoluciones para la sexta marcha) y se cumple con las necesidades requeridas en este tren de potencia.

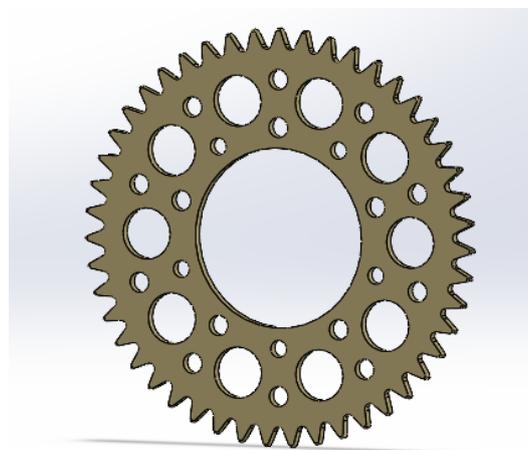


Figura 3.24 Engranaje Renthal 47 dientes.



3.4.4 Diferencial.

Se trata de un conjunto de elementos, principalmente engranajes, que resulta imprescindible para trazar las curvas, manteniendo la potencia en el eje trasero. El objetivo mecánico es producir una diferencia de velocidad en el giro de las ruedas durante el trazado de las curvas, evitando deslizamientos en las mismas a las que destina el par recibido del engranaje trasero.

Actualmente el equipo cuenta, de prototipos anteriores, con un diferencial de la marca Drexler del que se tiene conocimiento del modelo y mantenimiento necesario. Debido a su alto precio y a la revisión de sus prestaciones, no se plantea ninguna mejora en su sistema y se importa este componente junto con trípodes de su interior y soportes de los trípodes que se muestran a continuación.

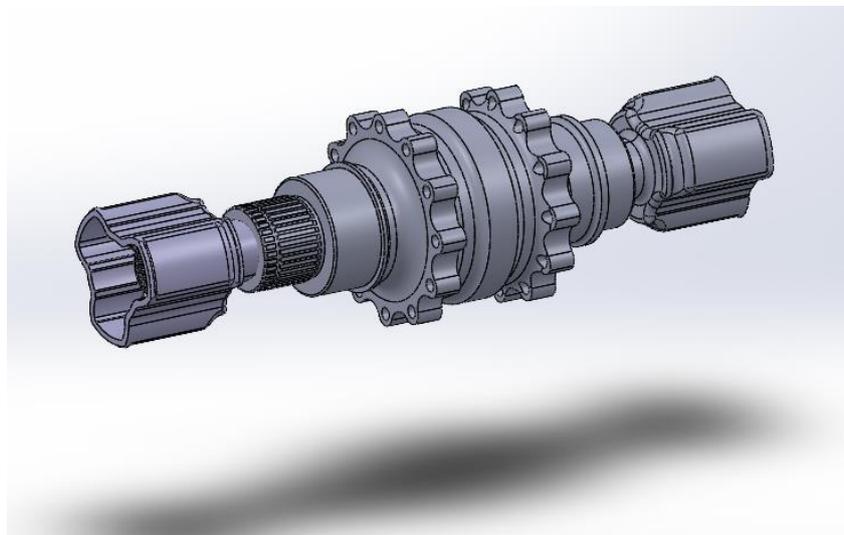


Figura 3.25 Diferencial Drexler V1 y soportes para trípodes.

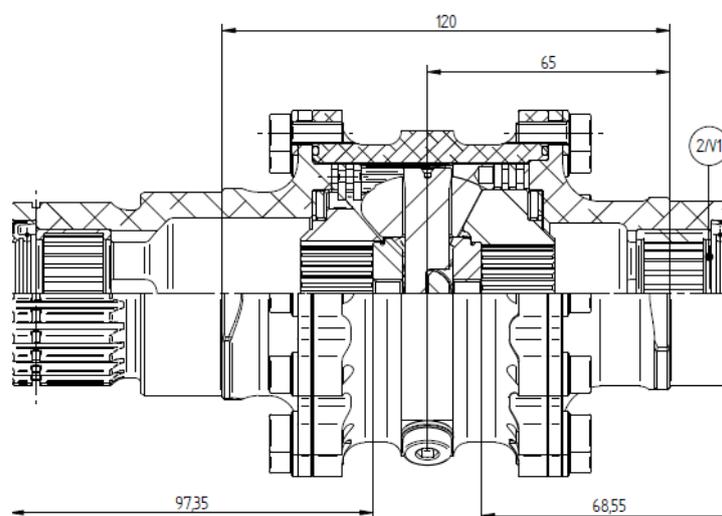


Figura 3.26 Plano general Diferencial Drexler V1.



3.4.5 Porta coronas.

Al elemento fijo sobre el que se montan diferentes tipos de engranajes traseros se le denomina porta coronas. Este componente permite ubicar el engranaje conducido en el estriado del diferencial y accionar el eje trasero. Se ha fabricado supliendo al existente en el equipo debido a que el modelo anterior no permitía el uso de engranajes comerciales. De este modo se restringían las posibilidades de cambiar la relación de transmisión y desviaba parte del presupuesto en mecanizado para engranajes traseros. Además, se diseña con taladros en diferentes diámetros para tener la posibilidad de reutilizar las coronas existentes si fuese necesario o cambiasen las condiciones de aceleración y velocidad en función del circuito o los pares de resistencia. El porta-coronas está fabricado en el material AISI 7075-T6 por tener propiedades mecánicas similares al acero y protegiéndolo contra la corrosión ambiental al tener una base de aleación como el aluminio.

Se encuentra ubicado en el diferencial. Acaba en la ranura para colocar un elemento, evitando así desplazamientos derivados de inercias en curva y vibraciones.

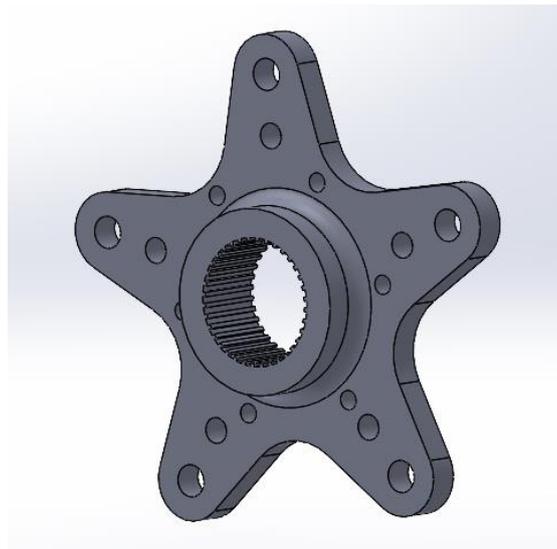


Figura 3.27 Porta coronas.

3.4.6 Contradiante, fijación axial.

Colocados la mayoría de elementos sobre el eje trasero para soportar unos esfuerzos de torsión, surge la necesidad de evitar desplazamientos laterales en dirección axial de estos componentes. Para ello el diferencial cuenta con una ranura y hace uso de un elemento de fijación. Dicha ranura presenta unas restricciones geométricas para un componente mecánico de 2mm de espesor junto con un diámetro representado en el plano inferior como $D2 = 38\text{mm}$ y $D1 = 40\text{mm}$ sobre la base exterior de dicho estriado.

A la confrontación de elementos mecánicos que impiden estos movimientos derivados de vibraciones o paso por curva se le denomina contradiante. El componente de fijación



mecánica empleado está registrado en la normativa DIN con la numeración 471 y siendo conocido como anillo de fijación.

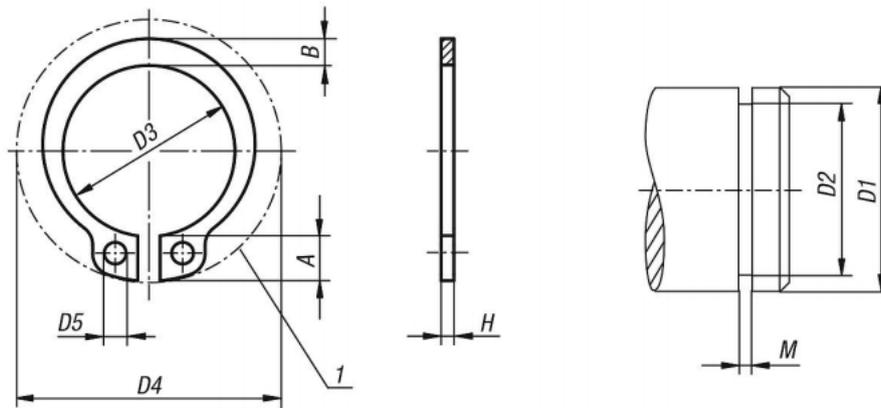


Figura 3.28 Plano general de elemento de fijación.

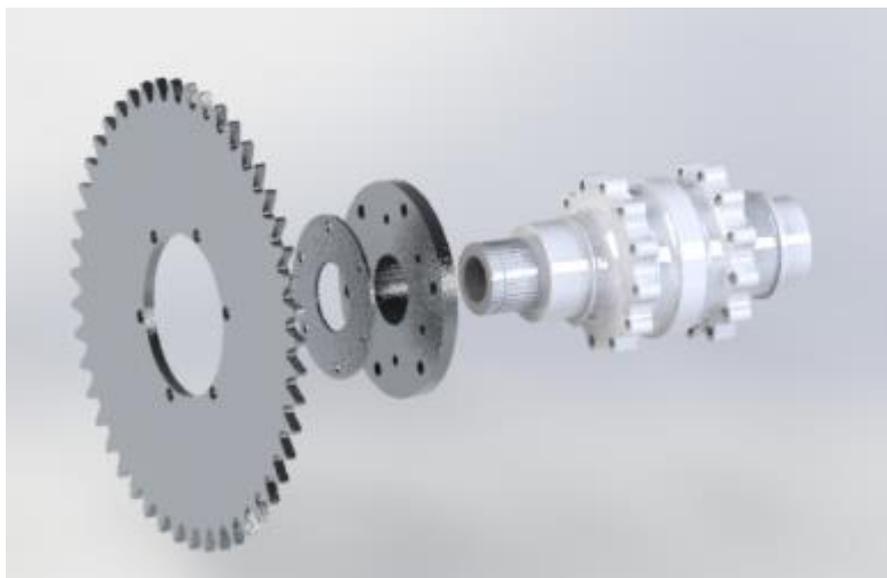


Figura 3.29 Conjunto explosionado del prototipo 2018-2019 anterior.

En la figura anterior se observa una vista explosionada del prototipo anterior con tres elementos sustituidos. Correspondiente a este apartado de contradiente, cabe destacar que la fijación anterior se atornillaba en el porta-coronas y es válido como elemento de fijación axial, pero para el nuevo porta-coronas, no se dispone de estos taladros en la anterior configuración y se descarta su empleo por la necesidad de fabricar por mecanizado esta arandela con la geometría del estriado. El nuevo método de fijación cumple con las necesidades y rebaja el presupuesto empleado en este sistema.



3.4.7 Soportes de diferencial y sistema tensor

Como se definió en el apartado 3.2 Justificaciones de cálculo, la transmisión cuenta con unos soportes ajenos al soporte motor por evitar sobrecostes de mecanizado, por tanto, se trata de definir un sistema de fijación sencillo, funcional y que ofrezca las necesidades requeridas.

Para reunir estas características las restricciones ofrecen dos posibilidades capaces de diseñar un mecanismo tensor por rótulas roscadas con anclajes al chasis.

3.4.7.1 Posibilidad A.

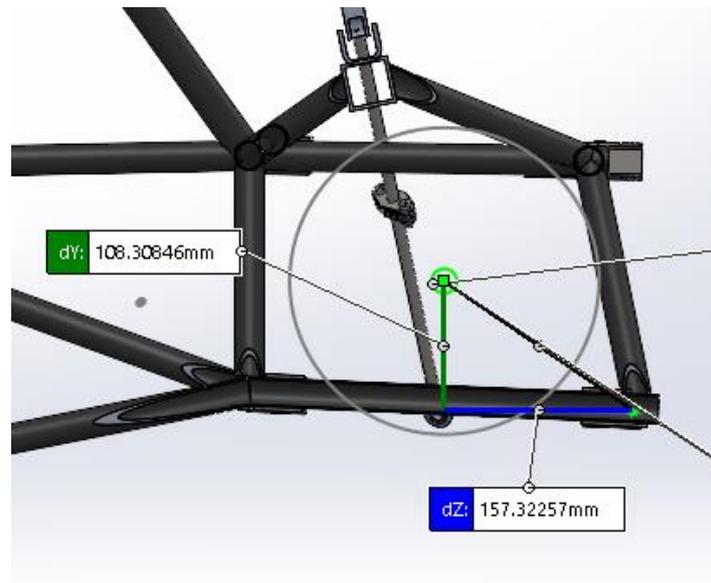


Figura 3.30 Anclaje de soportes.

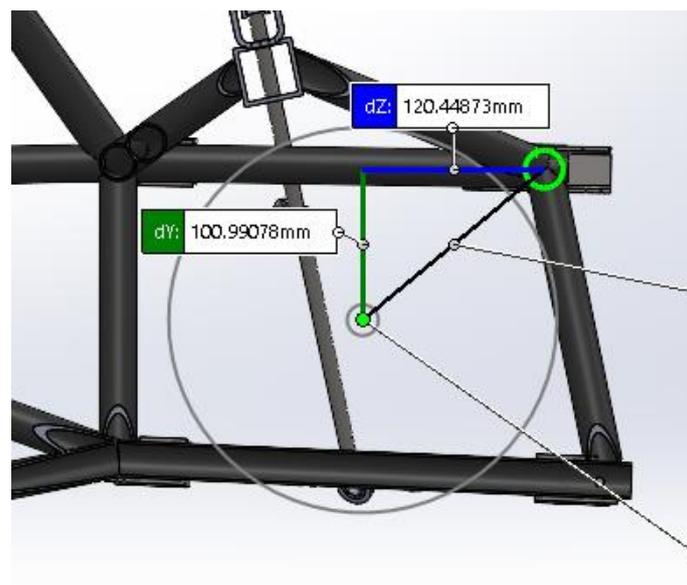


Figura 3.31 Anclaje de soportes.



3.4.7.2 Posibilidad B.

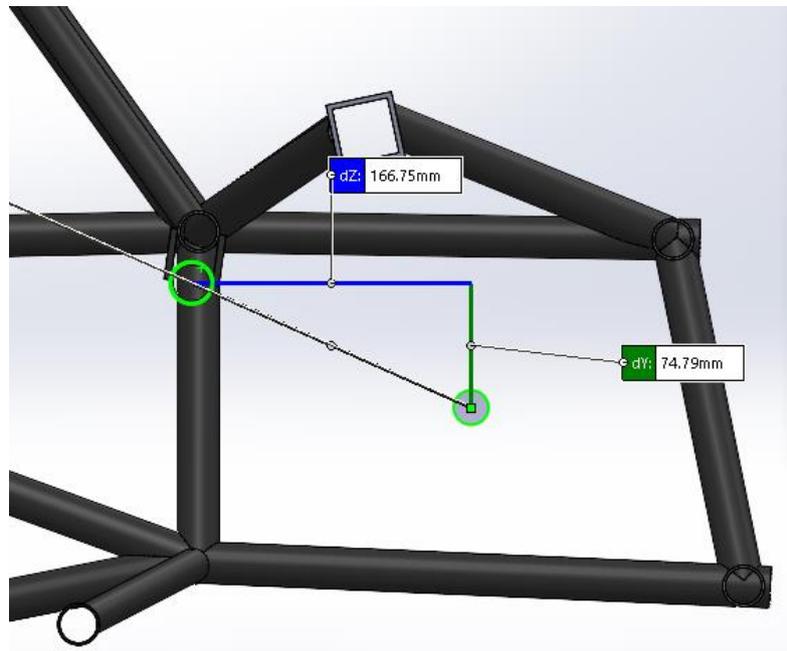


Figura 3.32 Anclaje de soportes

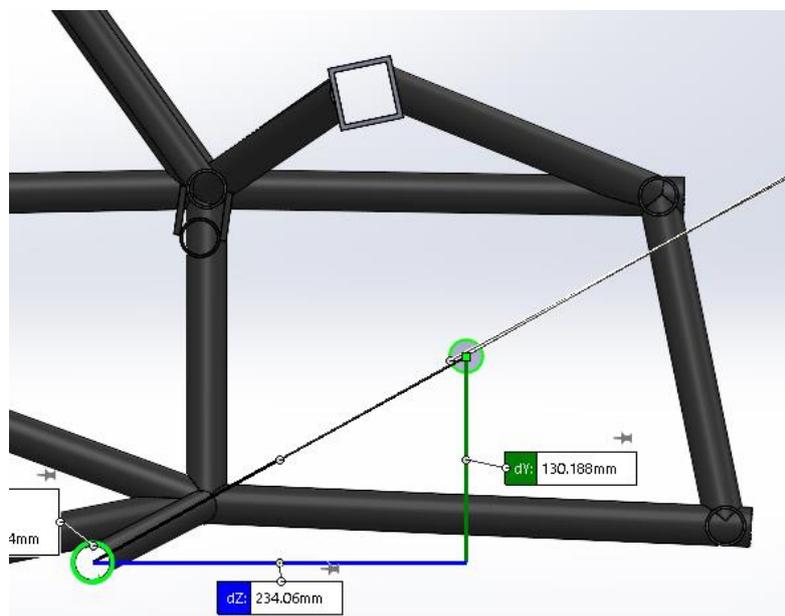


Figura 3.33 Anclaje de soportes.

En las anteriores figuras se exponen los puntos de anclaje para ubicar el mecanismo tensor y los soportes de la transmisión. Se descarta la posibilidad B debido a la necesidad de anclar estas fijaciones a las del motor. En el apartado 3.2 se justifica por qué no se utiliza este tipo de anclajes y llegados a este punto se podría evitar un sobrecoste de mecanizado al no tener que hacerlo en los dos soportes juntos por sus dimensiones, pero fabricándolos por separado y uniéndolos se necesitaría una geometría tan



particular que sería necesario emplear un tocho de material para mecanizar, lo que volvería a provocar problemas económicos con el nuevo mecanizado.

La posibilidad A ofrece una mayor accesibilidad ante cualquier situación de maniobra requerida, además de presentar menos distancia entre sujeciones minimizando el coste material y procesos de fabricación.

Una vez definidos los puntos de anclaje al chasis se tendrá dimensionado el soporte de la transmisión a falta de crear el mecanismo capaz de ajustar una distancia entre centros de al menos 4-5 eslabones y desplazar en el eje horizontal el eje trasero para el montaje de los componentes y poder ajustar la posición de funcionamiento de todo el sistema.

El ajuste entre centros que presenta el sistema tensor se diseña con el objetivo de fijar la posición de funcionamiento del eje trasero en posición concéntrica con la rueda y así eliminar pérdidas de potencia en los elementos de transmisión.

Este sistema se acciona por la rotación de unos casquillos roscados con sección hexagonal para proceder de forma sencilla a su ajuste. En un extremo presenta una rótula con rosca métrica a derechas y en otro extremo otra rótula con rosca a izquierdas para modificar la distancia entre centros. Actualmente la normativa de la competición actúa en este sistema según sus apartados T.8.3 y T.8.4 haciendo de uso obligatorio la utilización de contratueras como mecanismo de bloqueo que impida que se desajuste el sistema. Por ello en el diseño se requiere dejar espacio para insertar tuercas y ofrecer la solución a la normativa y cumplir con la seguridad del conjunto. Se emplearán tuercas con rosca métrica de nylon (DIN 985) para cumplir con los apartados de normativa citados.

Una vez definidos el sistema tensor y los soportes, se fija la unión de componentes con un accesorio de chapa plegada a modo de brida y sujeto entre pernos para garantizar un correcto acople entre elementos.

Las fuerzas que soporta este sistema deben ser soportadas por rótulas roscadas o piruletas como las de la siguiente figura:



Figura 3.34 Rótula roscada o piruleta.

Las piruletas a emplear aseguran un área roscada en el interior del caso más desfavorable capaz de soportar los esfuerzos que derivan al chasis. Esta fuerza llega a dicho punto por medio de 2 pletinas por piruleta de 6 mm soldadas concéntricas y



paralelas con una distancia de seguridad para introducir una arandela de la misma métrica (M8) que las piruletas y poder articular un mínimo de error en cualquier desviación del montaje minimizando así el esfuerzo cortante absorbido por las mismas y alargando la vida útil del sistema.



Figura 3.35 Soportes y sistema tensor temporada 2018-2019.

Derivado de las fuerzas absorbidas por el sistema y con objeto de mejorar el prototipo anterior dotándolo de rigidez estructural frente a una solución de diseño como es el mecanizado, se procede a diseñar un componente mecánico capaz de unificar el conjunto de transmisión. Del mismo modo y como consecuencia de esta rigidez, el nuevo componente reducirá los efectos de las vibraciones y posibles desalineaciones de elementos debido a que mantendrá fija la posición entre un soporte derecho y otro izquierdo.

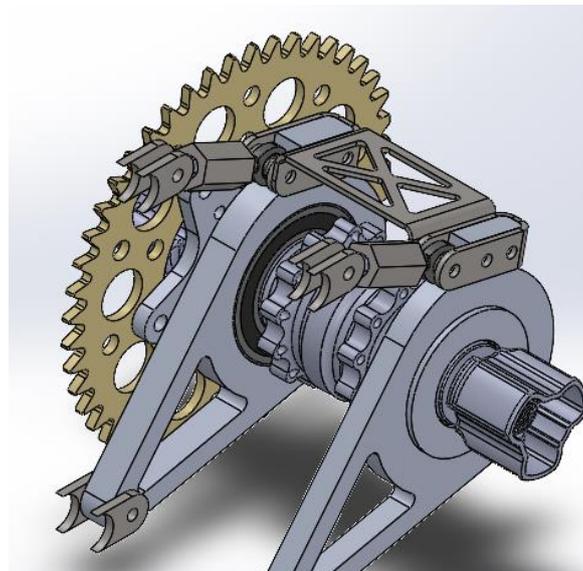


Figura 3.36 Conjunto de soportes y tensor.

Sobre el montaje del sistema, el conjunto presenta la ventaja de tener más sencillez en la fabricación y accionamiento, pero implica tener exactitud en el montaje para dotar al sistema de simetría.



3.4.8 Buje.

Este es el elemento mecánico sobre el que se montan diferentes elementos como los rodamientos para colocar una mangueta con sus accesorios. Desde el punto de vista de la transmisión le llegará el par a través de un eje llamado palier que a su vez encaja en una junta homocinética o un trípode como los del diferencial para posteriormente hacer girar el buje y consecuentemente llanta y rueda solidarias con él.

Después de varios años usando los mismos bujes (Figura 3.31) y debido a la problemática de todos los años de encontrar juntas homocinéticas compatibles con el sistema, se opta por una inversión a largo plazo en estos componentes. Se encuentra de forma comercial una solución compatible con las necesidades del equipo capaz de ser reutilizado en años posteriores solo con la posibilidad de cambiar la longitud de los palieres. Incluso sería capaz de incorporarse un sistema de transmisión con homocinéticas como se desarrollaban en años anteriores con una adaptación a este componente.

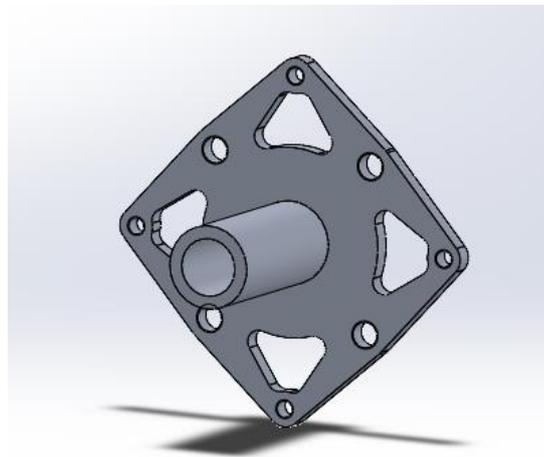


Figura 3.37 Buje temporada 2018-2019.

En la figura anterior se aprecia el buje que se ha usado en el UPCT Racing Team durante varias temporadas. Este elemento carece de una rosca en su eje para sujetar los componentes que están apoyados en él como los rodamientos para la mangueta. Se valoró mecanizar esta pieza para roscar el eje, pero con un diámetro de 35 mm y las normativas DIN exigidas no permiten margen al uso de tuercas comerciales. Este diseño necesitaba un roscado en su eje y mecanizar una tuerca para estas dimensiones, limitándose únicamente al uso de homocinéticas con altos pesos por ser un componente de un turismo de calle. Debido a este peso extra y la dificultad de encontrar una junta que se adapte a este componente, se decide invertir en unos nuevos bujes de pequeño tamaño y versátiles con diferentes sistemas.



Figura 3.38 Junta homocinética o junta de transmisión empleada por el equipo en años anteriores.

Después de una valoración entre el diseño con su posterior mecanizado (además de un posible tratamiento térmico) y una compra del buje se opta por la compra de los mismos siendo la opción más económica y versátil.

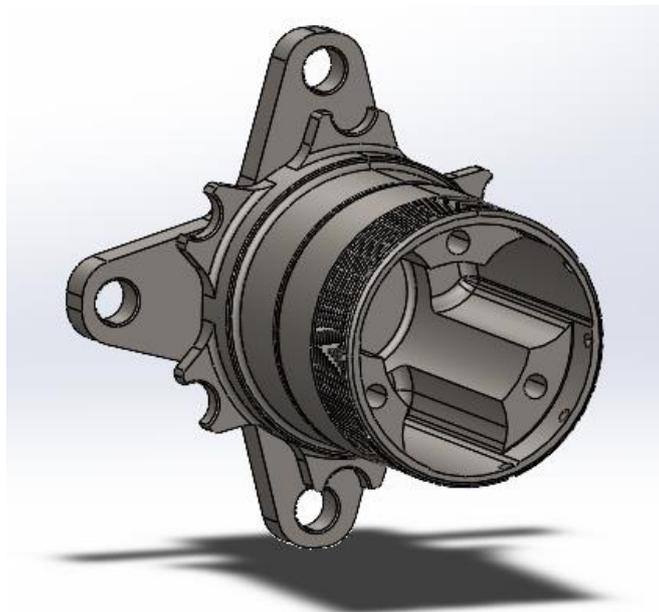


Figura 3.39 Bujes seleccionado.

Esta adquisición aumenta los gastos del departamento, pero entre los motivos de su compra además de su adaptación a cualquier sistema, se encuentra la posibilidad de reutilizarlo cuando el equipo cambie a un perfil de rueda más pequeño como la mayoría de los prototipos de la competición. De esta forma se crea una transmisión reutilizable junto con el piñón de tamaño reducido.

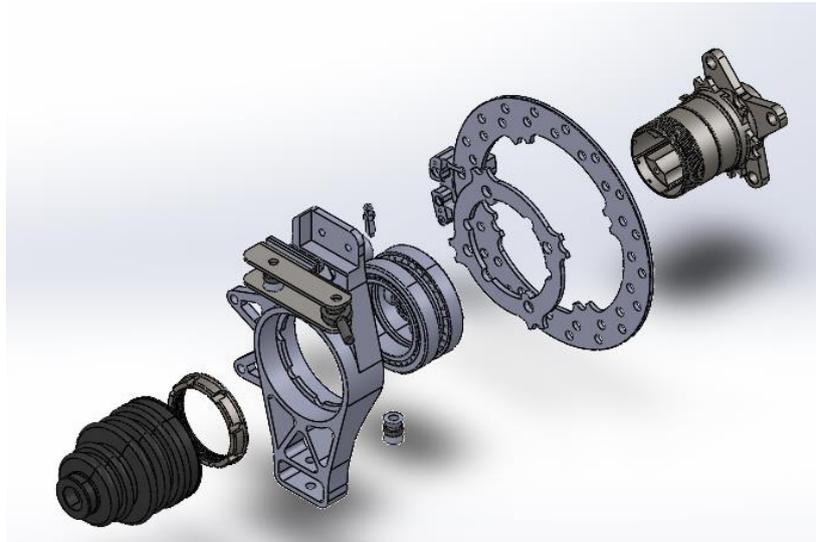


Figura 3.40 Explosión de componentes montados sobre el buje.

3.4.9 Elección del método de junta.

Anteriormente se ha nombrado que el equipo utilizaba un método de transmisión compuesto por una junta homocinética en el buje. Con la compra de este nuevo sistema existen otros métodos para realizar esta unión entre el palier y la rueda trasera.

- Unión por trípode: El palier se introduce en el trípode que tiene una cavidad en el buje para alojarlo y hacer girar el eje trasero.

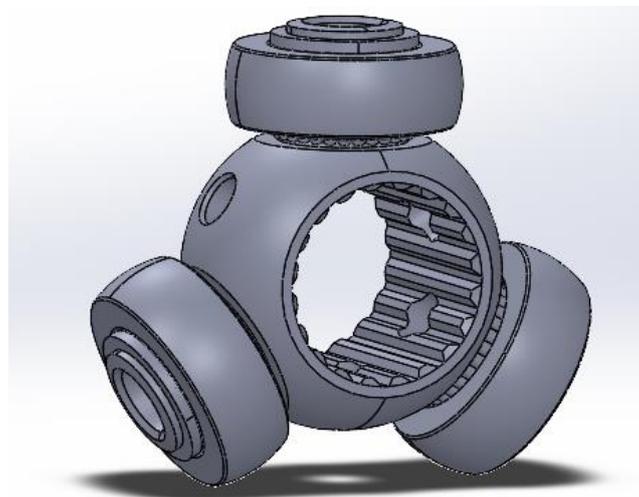


Figura 3.41 Trípode para buje.

- Unión por trípode y junta homocinética: se trata de un sistema mixto que ofrece la posibilidad de incluir una junta de transmisión como en la Figura 3.37 al buje a través de una adaptación que presenta la misma geometría que el trípode. Actualmente es un sistema poco desarrollado, solo presenta una ligera ventaja cuando la transmisión está inclinada y se precisa una junta



homocinética para superar esta mayor inclinación que un trípode no puede sobrellevar.

Entre estas dos posibilidades se decanta el diseño por el uso de trípodes por ser menos pesado, poder prescindir de la junta de transmisión y crear un sistema más sencillo y compacto con menos componentes al tener una transmisión completamente concéntrica en su eje trasero.

3.4.10 Adaptación de componentes al buje

Para la implementación de los bujes adquiridos y la compatibilidad con las pinzas y discos de freno actuales se opta por crear una adaptación que funcional con ambos sistemas. Esta opción reduce los costes de fabricación y rediseño del sistema de frenos junto con la necesidad de comprar nuevos componentes. El desarrollo de discos de freno más pequeños supone una inversión del equipo por la necesidad de crear más par de rozamiento con un radio menor. Por ello se presenta esta opción con el objetivo de conservar datos y componentes.

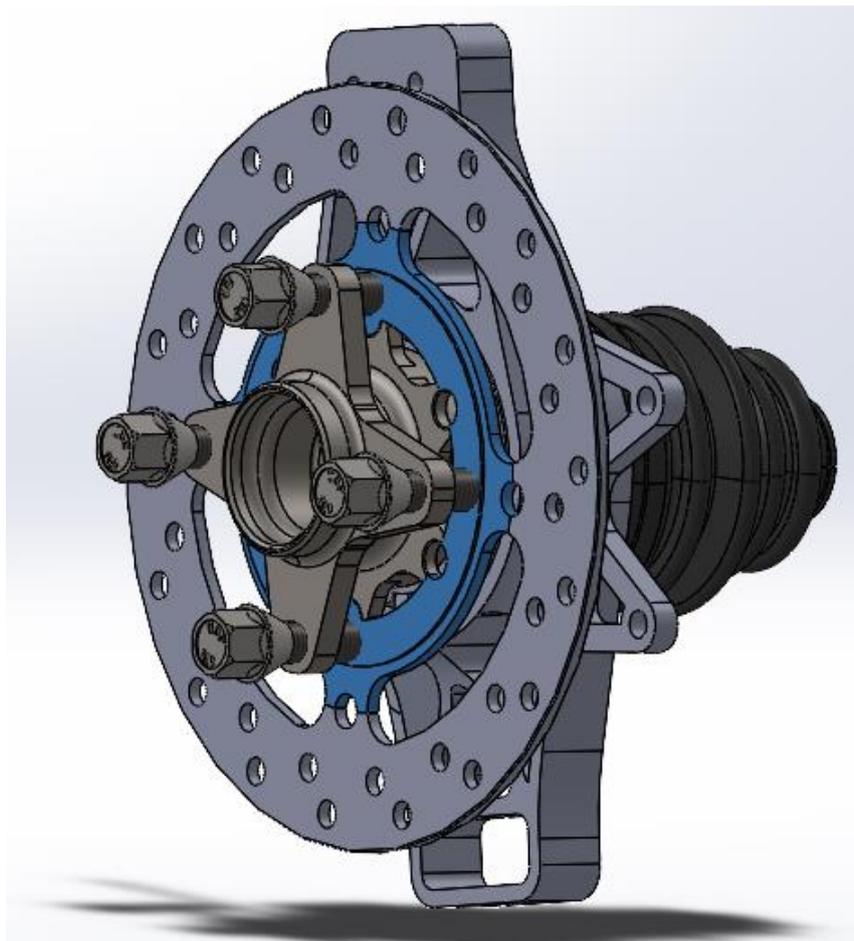


Figura 3.42 Ensamblaje rueda trasera.



3.4.11 Palieres.

El palier es el eje de la transmisión ubicado en la línea imaginaria que une el centro de la rueda derecha con el de la rueda izquierda. El palier permite trasladar el giro del diferencial al buje. Este movimiento con estos componentes se realiza por medio de un estriado en cada extremo del palier donde se aloja un trípode para absorber alguna desviación o inclinación de los componentes sin llegar a dañar la transmisión.

Los palieres son fabricados para cada prototipo debido a la variación del ancho total del monoplaza. Se fabrican por mecanizado debido a los estriados en los extremos de los mismos y se descarta la compra de comerciales a pesar de ser una mejor vía económica por no encontrarlos de las medidas exactas del ancho de vía mencionado anteriormente.

Se podría optar por unos palieres huecos si el presupuesto lo permitiese para reducir el peso de conjunto y presentar únicamente esfuerzos de origen torsional. Se descarta la inclinación de palieres por la proximidad de la barra de suspensión, por lo que restringe la geometría de la transmisión a una inclinación de 0º eliminando los esfuerzos cortantes y haciendo posible la utilización de unos nuevos palieres huecos resistentes a torsión.

3.4.12 Protectores del sistema de transmisión.

Una vez definidos los elementos que componen la transmisión y los encargados de transmitir la potencia a las ruedas, se centra el diseño en la obtención de protectores para el sistema definido.

La normativa exige un protector de cadena. Para ello se llevó a cabo su diseño y fabricación a partir de corte por láser con un posterior doblado, para tapar las partes en movimiento del prototipo con el fin de garantizar la seguridad integral personal y estructural. Para su diseño se tuvieron en cuenta las restricciones de diseño geométricas y materiales en función de las características de la transmisión. Se optó por un diseño regulable con el fin de poder adaptarlo a cualquier condición de trabajo con variaciones en los distintos elementos. Esta condición se debe a motivos de Formula Student y es que no se puede permitir dejar de cumplir con normativa en el momento de competición si las circunstancias requieren modificar algún componente por motivos seguridad o necesidades de par en un momento en el que no se puedan fabricar nuevos elementos.

El sistema que recubre la cadena se divide en diferentes partes, tal y como permite la Formula Student. Para empezar, el primer tramo se ubica en un saliente que presenta el motor original sobre el que se montaba la anterior protección atornillada al bloque motor. Se reutilizan estos anclajes para ubicar un nuevo sistema dividido en varias secciones. Dichos anclajes necesitarán un sistema de bloqueo positivo como el que establece la norma en sus apartados T.8.3 y T.8.4. La normativa fija como elementos de bloqueo positivo las tuercas de nylon, pero se descarta su uso porque la propia normativa indica su no utilización donde la temperatura acceda a valores superiores a 80ºC.

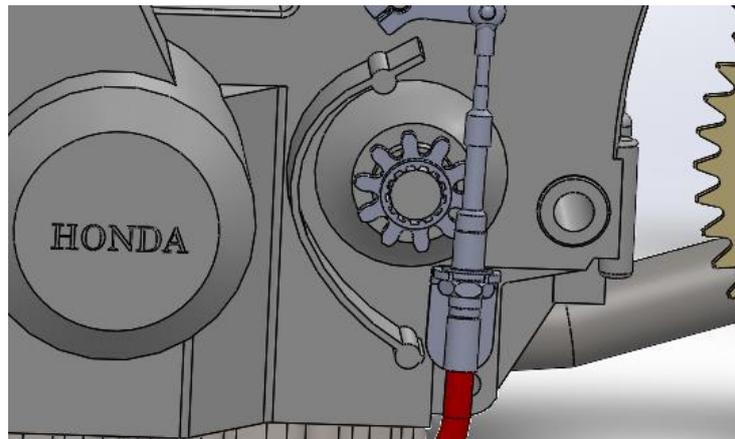


Figura 3.43 Bloque motor.

En primer lugar, se fabrica una cubierta para el piñón con la geometría para desplazar el plano a la distancia requerida por la normativa (tres veces el ancho de la cadena) y posteriormente se realiza una tapadera que permita dejar el piñón en el interior al mismo tiempo que prolonga una superficie de apoyo sobre la que fijar el resto de la protección para la cadena y corona.

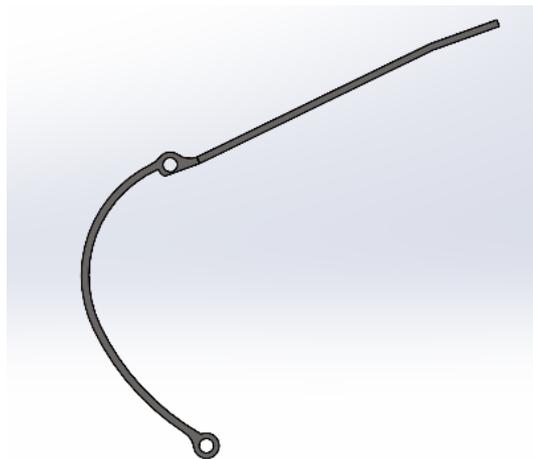


Figura 3.44 Espaciador para el hueco del piñón.

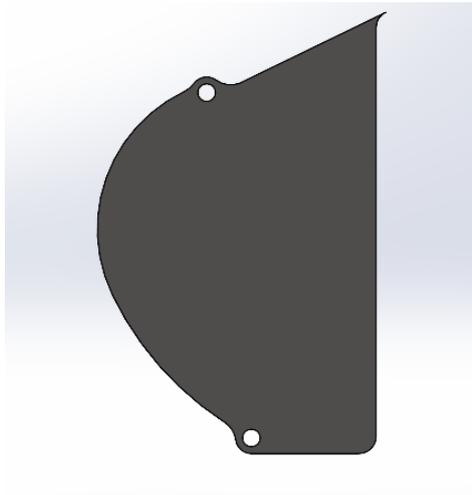


Figura 3.45 Tapadera para el protector de piñón.

Para el resto de componentes del protector se emplean elementos de chapa plegada en los espesores mayorados que fija la normativa, en este caso se escoge un espesor de 3 mm en acero al carbono atendiendo al apartado T.5.2.7 de la normativa. El elemento principal designado como 21-PT-A08-003 se decide plegarlo en la empresa de corte por láser debido a la precisión requerida para posicionar sus anclajes al chasis. Para estos anclajes se ubica mediante un marcado de láser su posición de pletinas por las que fijar este elemento al chasis reutilizando los tornillos del soporte tensor, evitando así la colocación, soldadura y posibles desajustes.

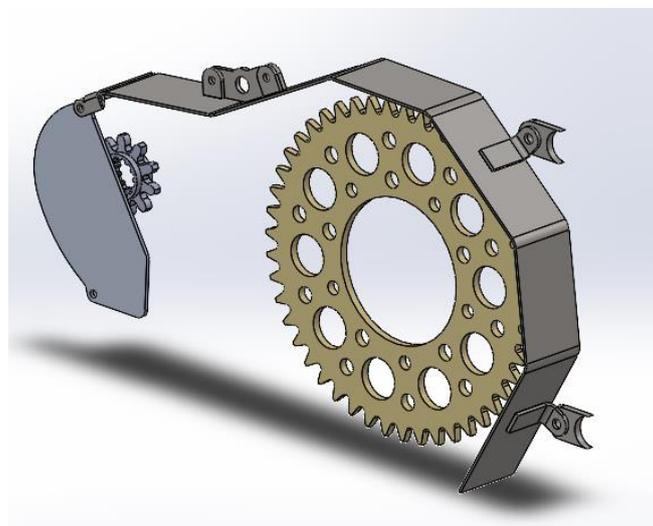


Figura 3.46 Sistema protector completo.

3.4.13 Herramientas de ayuda.

Dentro del diseño de transmisión en un conjunto se ven representados los componentes en una posición exacta y calculada teóricamente. Desde el proceso de diseño hasta la fabricación se crea un espacio temporal en el que los componentes se envían a las empresas para su diseño y vuelven al taller para su montaje. En este punto de la temporada todos los elementos a utilizar deben estar diseñados, para evitar problemas



de montaje y desviaciones. Se diseñan componentes capaces de facilitar el trabajo. Un claro ejemplo de ello, es la colocación de las pletinas de sujeción para los soportes, pues son elementos tan restrictivos en el conjunto completo que pueden dar numerosos problemas a la hora de soldarlos al chasis. Para evitar este problema se crean accesorios de chapa plegada con el objetivo de superponerlos al chasis y que ofrezcan la posición exacta de las pletinas dando acceso a su correcta ubicación.



Figura 3.47 Accesorio de ayuda para montaje.

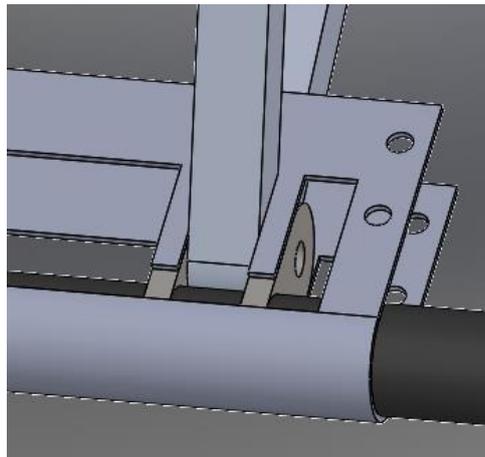


Figura 3.48 Accesorio de ayuda en posición de montaje.

Como ayuda y consulta se adjuntan planos de diseño para elementos implementados en el Anexo III.



4 SISTEMA VERSÁTIL Y FUTURO PRÓXIMO.

Como resultado de este trabajo se ha desarrollado un conjunto de componentes en base a ciertas restricciones y objetivos. Entre ellos se encuentra presente la idea de reutilizar componentes en años posteriores y por ello se establece la combinación de un sistema fácilmente desmontable y ajustable que permite la adaptación de la mayoría de componentes tanto para modificar elementos como para beneficiarnos del cambio en situaciones de competición cuando sea requerido en el menor tiempo posible.

Durante el diseño de la transmisión se ha pretendido crear un sistema compatible con los avances tecnológicos de los próximos años en el equipo formando una base tanto de componentes como teórica.

El desarrollo de un piñón con reducido tamaño implica poder utilizar unas relaciones de transmisión altas, capaces de generar mucho par incluso cuando se reduzca el perfil de rueda. Por ello a pesar de lo trabajado en este proyecto se recomienda para el desarrollo de los prototipos futuros investigar y centrar parte del presupuesto en fabricar un engranaje motriz de menor tamaño. A pesar de ello, el equipo puede contar con la reducción de este perfil de neumático puesto que sería compatible con estos componentes debido a que los pares resistentes disminuyen al reducir la distancia y conservando las mismas fuerzas resistentes. Como consecuencia de reducir el tamaño de la rueda y el engranaje motriz, el equipo podría tener acceso a componentes de transmisión más livianos en peso y geometría mejorando de nuevo los resultados en la competición Formula Student.



5 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Shigley 9th edition
- [2] Normativa Formula Student
- [3] <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>
- [4] <https://www.fsaeonline.com/>
- [5] <https://www.rcvperformance.com/>
- [6] https://sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2014-04-24_02-53-1197196.pdf
- [7] <http://www.lasermolina.com/>
- [8] http://dibujo.ramondelaguila.com/?page_id=2699
- [9] Race Car Design by DEREK SEWARD
- [10] Apuntes de las asignaturas: Mecánica de Máquinas, Diseño de Elementos de Máquinas, Diseño Industrial y Procesos de Fabricación.
- [11] <https://www.drexler-automotive.com/>



6 ANEXOS

ANEXO I: Hoja de cálculo y datos de la transmisión completa.

piñón																	
primera			segunda			tercera			cuarta			quinta			sexta		
rpm	potencia kW	Par Nm	rpm	potencia kW	Par Nm	rpm	potencia kW	Par Nm									
181,50	1,11	56,28	258,06	1,11	40,89	310,34	1,11	34,00	354,84	1,11	29,74	396,55	1,11	26,61	428,57	1,11	24,62
375,00	2,55	64,32	516,13	2,55	47,17	620,69	2,55	39,23	703,68	2,55	34,31	793,10	2,55	30,70	857,14	2,55	28,40
750,00	6,55	83,42	1032,26	6,55	60,61	1241,38	6,55	50,40	1419,35	6,55	44,08	1586,21	6,55	39,44	1714,29	6,55	36,50
1125,00	13,64	115,82	1548,39	13,64	84,15	1862,07	13,64	69,97	2129,03	13,64	61,20	2379,31	13,64	54,76	2571,43	13,64	50,67
1500,00	18,65	118,71	2064,51	18,65	86,25	2482,76	18,65	71,72	2838,71	18,65	62,73	3172,41	18,65	56,13	3428,57	18,65	51,94
1875,00	18,80	95,74	2580,64	18,80	69,56	3103,45	18,80	57,84	3548,38	18,80	50,59	3965,51	18,80	45,27	4285,71	18,80	41,88
2250,00	27,89	118,37	3096,77	27,89	86,01	3724,13	27,89	71,52	4258,06	27,89	62,55	4758,62	27,89	55,97	5142,85	27,89	51,79
2625,00	37,84	137,65	3612,90	37,84	100,01	4344,83	37,84	83,16	4967,74	37,84	72,73	5551,72	37,84	65,08	6000,00	37,84	60,22
3000,00	43,16	137,38	4129,03	43,16	99,81	4965,52	43,16	83,00	5671,42	43,16	72,59	6333,33	43,16	64,96	6857,14	43,16	60,10
3375,00	43,86	124,10	4645,16	43,86	90,17	5586,21	43,86	74,98	6387,10	43,86	65,58	7137,33	43,86	58,68	7714,28	43,86	54,29
3750,00	47,55	121,10	5161,29	47,55	87,98	6206,89	47,55	73,16	7096,77	47,55	63,99	7931,03	47,55	57,26	8571,42	47,55	52,98
4125,00	48,32	110,25	5677,42	48,32	82,28	6827,59	48,32	68,42	7806,45	48,32	59,84	8724,14	48,32	53,55	9428,57	48,32	49,55
4500,00	44,32	94,05	6193,55	44,32	68,33	7448,28	44,32	56,92	8516,13	44,32	49,70	9517,24	44,32	44,47	10285,71	44,32	41,15
4875,00	40,63	79,58	6709,67	40,63	57,82	8068,96	40,63	48,08	9225,80	40,63	42,05	10333,33	40,63	37,63	11142,85	40,63	34,82
5250,00	39,57	71,96	7225,81	39,57	52,30	8689,66	39,57	43,49	9935,48	39,57	36,03	11103,45	39,57	34,03	12000,00	39,57	31,49

Tabla I Revoluciones, potencia y par sobre el piñón motor.

primera							segunda						
rpm	par motor Nm	ar resistente	Nvel. lineal km/h	aceleración m/s ²	tiempo seg	espacio	rpm	ar motor Nm	par resistente Nm	vel. lineal km/h	aceleración m/s ²	tiempo seg	espacio
55,85	188,94	112,67	5,47	0,46	3,29	5,00	76,87	137,27	74,88	7,53	0,42	4,98	10,43
111,70	217,96	118,47	10,95	0,67	4,53	13,77	153,74	158,36	74,88	15,07	0,62	6,72	28,14
223,40	280,05	130,89	21,90	1,12	5,43	33,05	307,48	203,48	74,88	30,14	1,06	7,92	66,34
335,11	388,82	152,64	32,85	1,90	4,79	43,72	461,22	282,50	74,88	45,21	1,82	6,91	86,82
446,81	398,52	154,58	43,80	1,97	6,16	74,97	614,96	289,55	74,88	60,28	1,88	8,89	148,79
558,51	321,40	139,16	54,74	1,42	10,73	163,10	768,70	233,52	74,88	75,35	1,35	15,56	325,59
670,21	397,40	154,36	65,69	1,97	9,28	169,38	922,44	288,74	74,88	90,42	1,88	13,39	336,19
781,91	462,10	167,30	76,64	2,43	8,75	186,33	1076,18	335,74	74,88	105,49	2,33	12,58	368,76
893,62	461,20	167,12	87,59	2,43	10,03	244,02	1229,92	335,09	74,88	120,55	2,32	14,42	482,94
1005,32	416,62	158,20	98,54	2,10	13,01	358,01	1383,66	302,70	74,88	135,62	2,01	18,74	705,90
1117,02	406,54	156,19	109,49	2,03	14,97	455,25	1537,40	295,38	74,88	150,69	1,94	21,58	903,12
1228,72	380,20	150,92	120,44	1,84	18,16	607,68	1691,15	276,24	74,88	165,76	1,76	26,22	1207,30
1340,43	315,73	138,03	131,39	1,38	26,51	967,33	1844,89	229,40	74,88	180,83	1,31	38,47	1932,30
1452,13	267,16	128,31	142,33	1,03	38,51	1522,65	1998,63	194,11	74,88	195,90	0,97	56,31	3064,09
1563,83	241,64	123,21	153,28	0,84	50,53	2151,59	2152,37	175,57	74,88	210,97	0,79	74,36	4357,41

Tabla II Revoluciones, potencia y par sobre el engranaje trasero.

corona											
tercera					cuarta						
rpm	ar motor Nm	par resistente Nm	vel. lineal km/h	aceleración m/s ²	tiempo seg	rpm	ar motor Nm	par resistente Nm	vel. lineal km/h	aceleración m/s ²	tiempo seg
92,44	114,15	74,88	9,06	0,20	12,74	105,70	99,84	74,88	10,36	0,06	48,00
184,89	131,69	74,88	18,12	0,37	13,75	211,39	115,17	74,88	20,72	0,21	27,75
369,77	169,20	74,88	36,24	0,73	13,85	422,79	147,98	74,88	41,44	0,52	22,01
554,66	234,91	74,88	54,37	1,36	11,11	634,18	205,46	74,88	62,16	1,08	16,05
739,54	240,78	74,88	72,49	1,42	14,23	845,57	210,58	74,88	82,88	1,12	20,47
924,43	194,18	74,88	90,61	0,97	26,03	1056,97	169,83	74,88	103,60	0,73	39,26
1109,32	240,10	74,88	108,73	1,41	21,44	1268,36	209,99	74,88	124,32	1,12	30,86
1294,20	279,18	74,88	126,85	1,78	19,75	1479,75	244,18	74,88	145,04	1,45	27,83
1479,09	278,64	74,88	144,98	1,78	22,63	1691,15	243,70	74,88	165,76	1,44	31,90
1663,98	251,71	74,88	163,10	1,52	29,80	1902,54	220,15	74,88	186,48	1,22	42,57
1848,86	245,62	74,88	181,22	1,46	34,44	2113,93	214,82	74,88	207,20	1,17	49,38
2033,75	229,70	74,88	199,34	1,31	42,31	2325,33	200,90	74,88	227,92	1,03	61,37
2218,64	190,76	74,88	217,47	0,93	64,66	2536,72	166,84	74,88	248,64	0,70	98,08
2403,52	161,41	74,88	235,59	0,65	100,37	2748,11	141,17	74,88	269,36	0,46	163,59
2588,41	145,99	74,88	253,71	0,50	139,90	2959,51	127,69	74,88	290,08	0,33	245,86

Tabla III Revoluciones, potencia y par sobre el engranaje trasero.



quinta						sexta					
rpm	par motor Nm	tor resistente N	vel. lineal km/h	aceleración m/s	tiempo seg	rpm	par motor Nm	tor resistente N	vel. lineal km/h	aceleración m/s	tiempo seg
118,12	83,33	74,88	11,58	-0,04	-78,41	127,66	82,66	74,88	12,51	-0,11	-33,04
236,24	103,06	74,88	23,16	0,09	70,73	255,32	95,36	74,88	25,03	0,02	411,20
472,49	132,42	74,88	46,31	0,37	34,47	510,64	122,52	74,88	50,05	0,28	49,99
708,73	183,84	74,88	69,47	0,87	22,24	765,96	170,11	74,88	75,08	0,74	28,35
944,97	188,43	74,88	92,62	0,91	28,22	1021,28	174,35	74,88	100,10	0,78	35,81
1181,22	151,97	74,88	115,78	0,56	57,30	1276,59	140,61	74,88	125,13	0,45	76,89
1417,46	187,90	74,88	138,94	0,91	42,56	1531,91	173,86	74,88	150,15	0,77	54,05
1653,70	218,49	74,88	162,09	1,20	37,49	1787,23	202,17	74,88	175,18	1,04	46,61
1889,95	218,07	74,88	185,25	1,20	43,00	2042,55	201,78	74,88	200,21	1,04	53,47
2126,19	196,99	74,88	208,40	0,99	58,23	2297,87	182,27	74,88	225,23	0,85	73,38
2362,43	192,22	74,88	231,56	0,95	67,83	2553,19	177,86	74,88	250,26	0,81	85,80
2598,68	179,77	74,88	254,72	0,83	85,40	2808,51	166,34	74,88	275,28	0,70	109,34
2834,92	149,29	74,88	277,87	0,54	144,15	3063,83	138,13	74,88	300,31	0,43	194,81
3071,16	126,32	74,88	301,03	0,31	265,78	3319,15	116,88	74,88	325,34	0,22	403,68
3307,41	114,25	74,88	324,18	0,20	453,43	3574,47	105,72	74,88	350,36	0,12	835,24

Tabla IV Revoluciones, potencia y par sobre el engranaje trasero.

cambio de marchas							
ascendente							
primera-segunda							
valores de graficas	rpm	tiempo seg	tiempo suma seg	espacio m	suma espacio m	velocidad km	deceleracion m/s ²
rpm soltar embrag	5999,995117	0	0	0	0	0	
	6999,996094	2,858114338	2,858114338	43,46230669	43,46230669	54,743893	
	7999,99707	0,409226679	3,267341017	7,111957337	50,57426402	62,564461	
rpm finales camb	8315,598429	0,472920278	3,740261294	30,7552542	81,32951822	65,0326	
rpm iniciales camb	5999,995117	0,5	4,240261294	8,969811121	90,29932934	64,5826	-0,25
	6999,996094	0,826044024	5,066305318	17,28874179	107,5880711	75,346433	
	7999,99707	0,94176738	6,008072698	22,52661146	130,1146826	86,110225	
	8999,998047	0,971953837	6,980026535	26,15474261	156,2694252	96,874018	
	9999,995117	1,060810966	8,040837501	31,71759034	187,9870155	107,63777	
	11000	1,366460181	9,407297683	44,94196558	232,9289811	118,4016	

Tabla V Datos numéricos utilizados para la gráfica cambio de marcha.

Piñon serie 520		Corona serie 520	
numero de dientes=	14	numero de dientes=	47
paso=	15,875 mm	paso=	15,875 mm
ancho diente=	6,35 mm	ancho diente=	6,35 mm
diametro=	70,74437 mm	diametro=	237,4989638 mm
radio=	35,37219 mm	radio=	118,7494819 mm
modulo=	5,053169 mm	modulo=	5,053169443 mm
Relacion de Transmision=		3,357142857	

Tabla VI Datos utilizados para el cálculo de esfuerzos y diagrama vectorial de esfuerzos en el apartado cálculos.



Datos cadena	
Dist. Centros (mm) =	270,07
Ángulo abraz. (rad) =	0,7647
Ángulo abraz. (°) =	43,812
Ángulo plato (rad) =	3,495
Ángulo plato (°) =	200,252
Ángulo piñón (rad) =	2,788
Ángulo piñón (°) =	159,748
N° de eslabones =	65
Longitud cadena (cm) =	103,188

Tabla VII Datos y posición de la cadena.

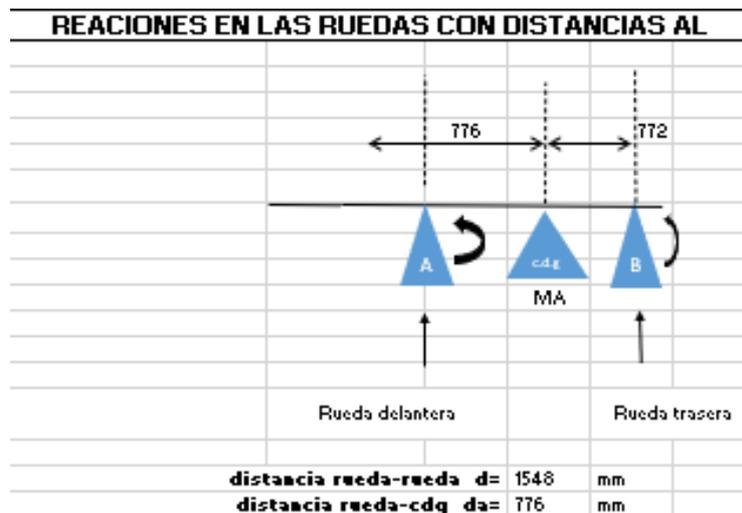


Tabla VIII Comportamiento biapoyado del prototipo para reacciones.

par resistente	
Masa =	320 kg
Par rozamiento (masa)=	74,88 Nm
coeficiente de rozamiento=	0,9
Radio Neumatico=	0,26 m

Tabla IX Par calculado para el rozamiento del prototipo según la figura comportamiento biapoyado del prototipo.



ANEXO II: CBOM

Este anexo presenta el formato del documento enviado a la competición Formula Student para la evaluación en costes y manufactura de todos los componentes del monoplaza. Los precios presentes en el documento son facilitados por la competición con el objetivo de presentar una igualdad entre los diferentes equipos para la evaluación de esta prueba.

El documento enviado se divide por columnas y filas. Para cada ensamblaje y piezas (por filas) se definen por columnas: origen del componente (compra o fabricado), procesos de fabricación, material y sujeciones. Todo ello en función de precios teóricos y cedidos por la competición para garantizar la correcta evaluación de esta prueba.

Como ejemplo de CBOM presentado a Formula Student, se muestra un documento previo a su envío que podría ser oficial si no hubiera ningún cambio hasta la fecha.



Axles				1	€ 13,96	21_PT_A01
Shield	m			1	€ 6,38	21_PT_A01_004
	M	Steel	4340 - kg	1,3695	€ 5,20	21_PT_A01_004
	P	Machining	cm^3	2,69519	€ 0,04	21_PT_A01_004
Shield	m			1	€ 7,58	21_PT_A01_005
	M	Steel	4340 - kg	1,7512	€ 5,20	
	P	Machining	cm^3	2,69519	€ 0,04	21_PT_A01_005
CV Joints/U Joints				4	€ 390,72	21_PT_A02
Rear hub	b			2	€ 0,00	21_PT_A02_001
Bellow for rear hub	b			2	€ 0,00	21_PT_A02_002
Bellow for tripod	b			2	€ 0,00	21_PT_A02_003
Kit CV joints	b			4	24,42	21_PT_A02_004
Hub bearing	b			2	€ 0,00	21_PT_A02_005
Hub nut	b			2	€ 0,00	21_PT_A02_006
Differential				1	€ 2.250,00	21_PT_A03
Differential	b			1	€ 2.250,00	21_PT_A03_001
Differential Bearings				1	€ 30,00	21_PT_A04
Bearing 6211-2z	b			1	€ 15,00	21_PT_A04_001
Bearing 61910-2RZ	b			1	€ 15,00	21_PT_A04_002
Differential Mounts				1	€ 107,77	21_PT_A05
Differential support D100	m			1	€ 18,02	21_PT_A05_001
	M	Aluminum	7075-T6 - kg	0,77807	€ 4,20	21_PT_A05_001_0
	P	Laser Cut	cm	127	0,01	21_PT_A05_001_0
	P	Machining	cm^3	294	0,04	21_PT_A05_001_0
	P	Drilled hole	M8	3	0,35	21_PT_A05_001_0
	F	Washer	M8	6	0,01	21_PT_A05_001_0
	F	Nut	M8	3	0,04	21_PT_A05_001_0
	F	Bolt	M8	3	0,16	21_PT_A05_001_0
Hexagonal chain tensioner	m			2	€ 2,92	21_PT_A05_002
	M	Steel	AISI-304 - kg	0,15578	€ 2,25	21_PT_A05_002_0
	P	Machining	cm^3	8	0,04	21_PT_A05_002_0
	P	Drilled hole	M6,75	1	0,35	21_PT_A05_002_0
	P	Threading	cm	4,2	0,1	21_PT_A05_002_0
Support plates	m			9	€ 18,40	21_PT_A05_003
	M	Steel	AISI-1020 - kg	0,03020	2,25	21_PT_A05_003_0
	P	Laser Cut	cm	16	0,01	21_PT_A05_003_0
	P	Drilled hole	M8	1	0,35	21_PT_A05_003_0
	P	Weld	cm	9	0,15	21_PT_A05_003_0



		F Washer	M8	1	0,01	21_PT_A05_003_0
		F Nut	M8	1	0,04	21_PT_A05_003_0
		F Bolt	M8	1	0,16	21_PT_A05_003_0
Differential support D72	m			1	€ 13,55	21_PT_A05_004
		M Aluminum	7075-T6 - kg	0,76	4,20	21_PT_A05_004_0
		P Laser Cut	cm	119	0,01	21_PT_A05_004_0
		P Machining	cm^3	186	0,04	21_PT_A05_004_0
		P Drilled hole	M8	3	0,35	21_PT_A05_004_0
		F Washer	M8	6	0,01	21_PT_A05_004_0
		F Nut	M8	3	0,04	21_PT_A05_004_0
		F Bolt	M8	3	0,16	21_PT_A05_004_0
Tensioning support D100	m			1	€ 3,36	21_PT_A05_005
		M Steel	AISI-304 - kg	0,11157	2,25	21_PT_A05_005_0
		P Laser Cut	cm	50	0,01	21_PT_A05_005_0
		P Drilled hole	M8	6	0,35	21_PT_A05_005_0
		P Sheet metal Process	R5mm	2	0,25	21_PT_A05_005_0
Tensioning support D72	m			1	€ 4,00	21_PT_A05_006
		M Steel	AISI-304 - kg	0,10773	2,25	21_PT_A05_006_0
		P Laser Cut	cm	49	0,01	21_PT_A05_006_0
		P Drilled hole	M8	6	0,35	21_PT_A05_006_0
		P Sheet metal Process	R5mm	2	0,25	21_PT_A05_006_0
		F Washer	M8	6	0,01	21_PT_A05_006_0
		F Nut	M8	3	0,04	21_PT_A05_006_0
		F Bolt	M8	3	0,16	21_PT_A05_006_0
Connection between supports	m			1	€ 4,05	21_PT_A05_007
		M Steel	AISI-304 - kg	0,17469	2,25	21_PT_A05_007_0
		P Laser Cut	cm	106	0,01	21_PT_A05_007_0
		P Drilled hole	M8	6	0,35	21_PT_A05_007_0
		P Sheet metal Process	R3,9mm	2	0,25	21_PT_A05_007_0

Chain/ Belt				1	€ 52,29	21_PT_A06
Sprocket	b			1	€ 0,00	21_PT_A06_001
Crown	b			1	€ 0,00	21_PT_A06_002
Sprocket adaptation	m			2	€ 0,24	21_PT_A06_003
	M	Steel	AISI 304 - kg	0,01989	2,25	21_PT_A06_003_0
	P	Laser Cut	cm	19	0,01	21_PT_A06_003_0
Clip for chain	b			2	3,50	?
Chain	b			1	44,82	?



Sprocket/Pulleys					1	€ 18,61	21_PT_A07
Drive Sprocket	b			1		€ 14,54	
Driven Sprocket	b			1		€ 26,86	
Crown holder	m			1		€ 15,19	21_PT_A07_001
	M	Aluminum	7075-T6 - kg	0,33128		4,2	21_PT_A07_001_0
	P	Laser Cut	cm	114		0,01	21_PT_A07_001_0
	P	Machining	cm^3	157,78251		0,04	21_PT_A07_001_0
	P	Drilled hole	M10	5		0,35	21_PT_A07_001_0
	P	Drilled hole	M8	5		0,35	21_PT_A07_001_0
	P	Drilled hole	M6	5		0,35	21_PT_A07_001_0
	F	Washer	M10	10		0,01	21_PT_A07_001_0
	F	Nut	M10	5		0,04	21_PT_A07_001_0
	F	Bolt	M10	5		0,16	21_PT_A07_001_0
Against tooth	m			1		€ 3,42	21_PT_A07_002
	M	Steel	AISI-304 - kg	0,0825		2,25	21_PT_A07_002_0
	P	Laser Cut	cm	58		0,01	21_PT_A07_002_0
	P	Machining	cm^3	3		0,04	21_PT_A07_002_0
	P	Drilled hole	M6	5		0,35	21_PT_A07_002_0
	F	Bolt	M6	5		0,16	21_PT_A07_002_0
Shields					1	€ 48,29	21_PT_A08
Sproket Shield	m			2		€ 2,68	21_PT_A08_001
	M	Steel	AISI-1020 - kg	0,03712		€ 2,25	21_PT_A08_001_0
	P	Laser Cut	cm	49		0,01	21_PT_A08_001_0
	P	Drilled hole	M6	2		0,35	21_PT_A08_001_0
Sproket Shield 2	m			1		€ 1,89	21_PT_A08_002
	M	Steel	AISI-1020 - kg	0,08834		€ 2,25	21_PT_A08_002_0
	P	Laser Cut	cm	48		0,01	21_PT_A08_002_0
	P	Drilled hole	M6	2		0,35	21_PT_A08_002_0
	F	Washer	M6	2		0,01	21_PT_A08_002_0
	F	Bolt	M6	2		0,16	21_PT_A08_002_0
Chain shield	m			1		€ 4,36	21_PT_A08_003
	M	Steel	AISI-1020 - kg	0,61518		2,25	21_PT_A08_003_0
	P	Laser Cut	cm	148,024		0,01	21_PT_A08_003_0
	P	Sheet metal Process	R10	5		0,25	21_PT_A08_003_0
	P	Sheet metal Process	R12	1		0,25	21_PT_A08_003_0
Chassis-shield plates	m			2		€ 4,04	21_PT_A08_004
	M	Steel	AISI-1020 - kg	0,02215		2,25	21_PT_A08_004_0
	P	Laser Cut	cm	16,669		0,01	21_PT_A08_004_0
	P	Drilled hole	M8	1		0,35	21_PT_A08_004_0
	P	Sheet metal Process	R4	1		0,25	21_PT_A08_004_0
	P	Weld	cm	8		0,15	21_PT_A08_004_0
Chassis-shield plates 2	m			1		€ 19,95	21_PT_A08_005
	M	Steel	AISI-1020 - kg	0,01331		2,25	21_PT_A08_005_0
	P	Laser Cut	cm	21		0,01	21_PT_A08_005_0



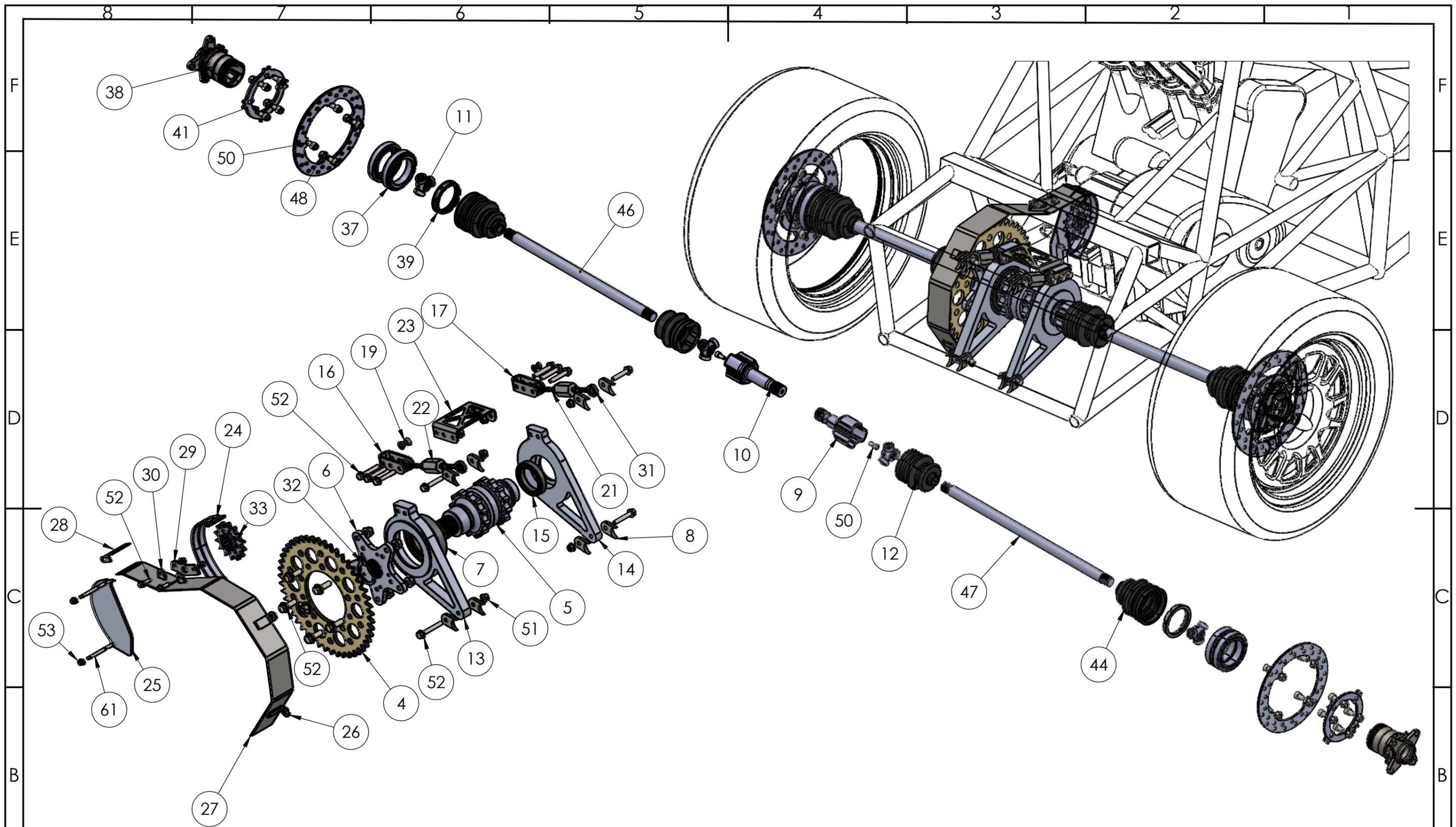
Chassis-shield plates 3		P Drilled hole	M6	1	0,35	21_PT_A08_005_0
		P Sheet metal Process	R21	1	0,25	21_PT_A08_005_0
		P Weld	cm	127,36	0,15	21_PT_A08_005_0
	m			1	€ 1,41	21_PT_A08_006_0
		M Steel	AISI-1020 - kg	0,04471	2,25	21_PT_A08_006_0
		P Laser Cut	cm	26,27	0,01	21_PT_A08_006_0
		P Drilled hole	M6	2	0,35	21_PT_A08_006_0
Chassis-shield plates 4		P Drilled hole	M12,7	1	0,35	21_PT_A08_006_0
	m			2	€ 13,96	21_PT_A08_007_0
		M Steel	AISI-1020 - kg	0,00768	2,25	21_PT_A08_007_0
		P Laser Cut	cm	9	0,01	21_PT_A08_007_0
		P Drilled hole	M6	1	0,35	21_PT_A08_007_0
		P Weld	cm	42	0,15	21_PT_A08_007_0
		F Washer	M6	2	0,01	21_PT_A08_007_0
		F Nut	M6	1	0,04	21_PT_A08_007_0
	F Bolt	M6	1	0,16	21_PT_A08_007_0	



ANEXO III: Planos de diseño, fabricación y montaje.

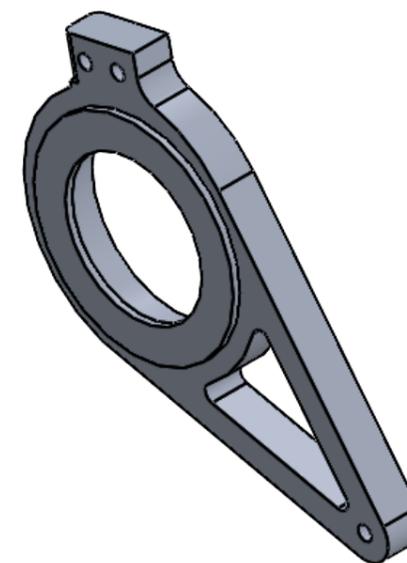
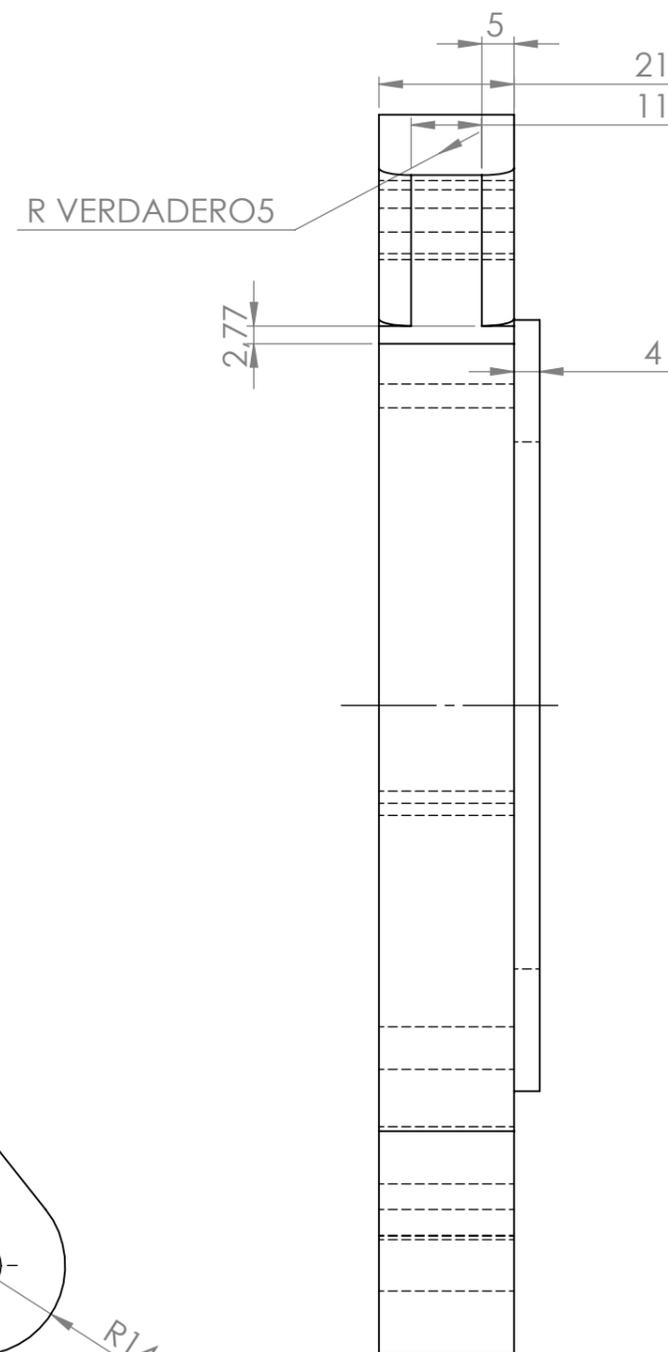
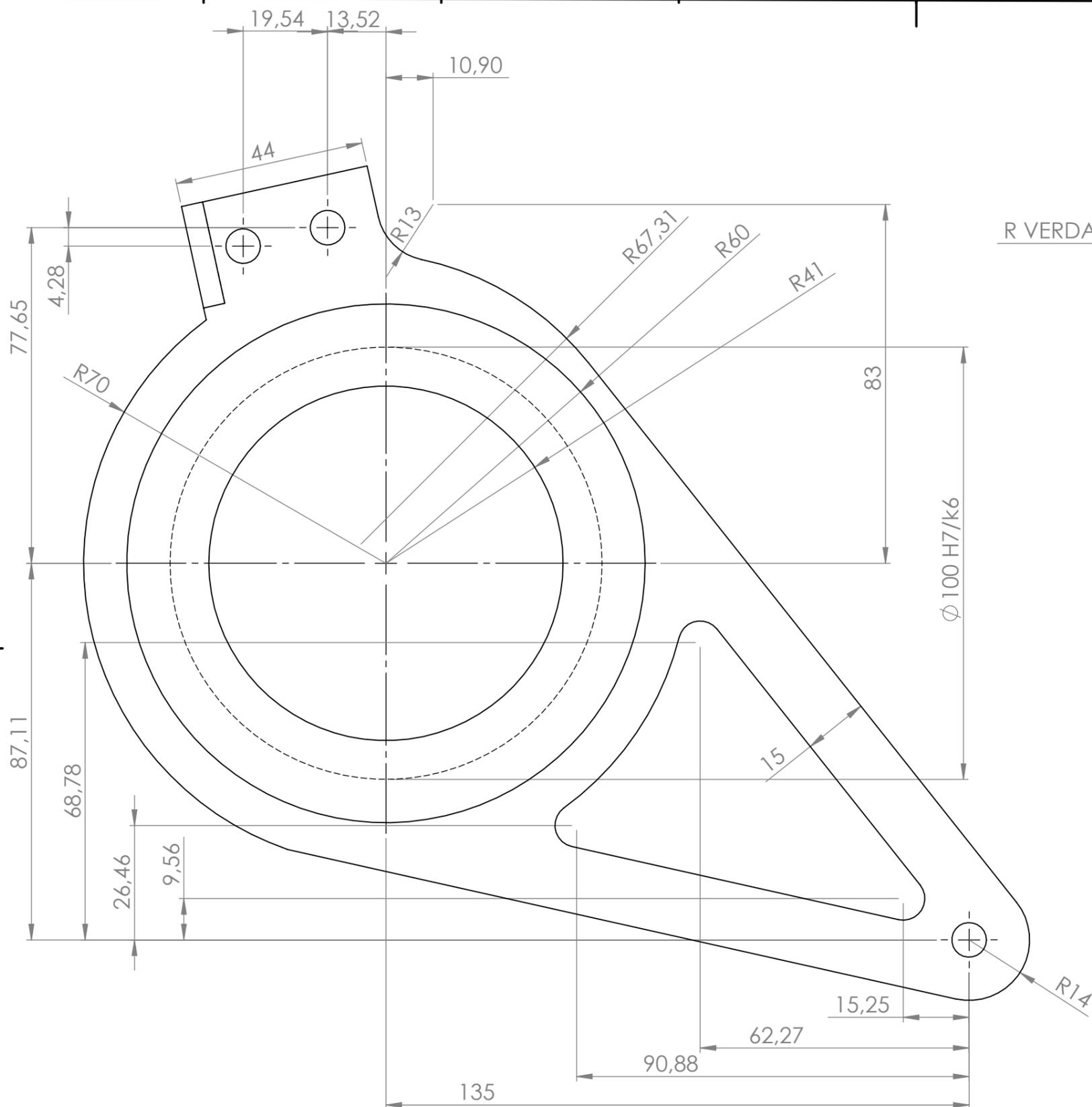
Índice de planos:

- 1. Despiece y montaje General plano 1.7**
- 2. Ensamblaje diferencial oficial cedido por Drexler para necesidades de montaje.**
- 3. 21_PT_A05_001 Soporte diferencial izquierdo.**
- 4. 21_PT_A05_004 Soporte diferencial derecho.**
- 5. 21_PT_A05_003 Pletina soldada a chasis.**
- 6. 21_PT_A05_005 Accesorio chapa plegada para tensor izquierdo**
- 7. 21_PT_A05_006 Accesorio chapa plegada para tensor izquierdo**
- 8. 21_PT_A05_007 Accesorio chapa plegada para rigidez de los soportes.**
- 9. 21_PT_A07_001 Porta coronas.**
- 10. 21_PT_A08_001 Recubrimiento protector piñón.**
- 11. 21_PT_A08_002 Tapadera frontal piñón.**
- 12. 21_PT_A08_003 Cubrecadenas.**
- 13. 21_PT_A08_004 Sujeción 1 cubrecadenas.**
- 14. 21_PT_A08_005 Sujeción 2 cubrecadenas.**
- 15. 21_PT_A08_006 Sujeción cubrecadenas-motor.**
- 16. 21_PT_A09_006 Accesorio 1 de ayuda a fabricación.**
- 17. 21_PT_A09_007 Accesorio 2 de ayuda a fabricación.**



Nº	REF	UDS Nº	Nº	REF	UDS Nº									
1	SUSPENSION	1	12	21_PT_A02_003	2	23	21_PT_A05_007	1	34	21WT_A07_003	2	45	21_SU_A06_002	1
2	MOTOR	1	13	21_PT_A05_001	1	24	21_PT_A08_001	2	35	21WT_A04_001	2	46	21_PT_A01_004	1
3	21_PT_A06_001	1	14	21_PT_A05_004	1	25	21_PT_A08_002	1	36	21WT_A07_001	8	47	21_PT_A01_005	1
4	21_PT_A06_002	1	15	21_PT_A04_001	1	26	21_PT_A08_004	2	37	21_PT_A02_005	4	48	DIN EN ISO 985 - M10 - N	17
5	21_PT_A03_001	1	16	21_PT_A05_005	1	27	21_PT_A08_003	1	38	21_PT_A02_001	2	49	21_BR_A04_001	1
6	21_PT_A07_001	1	17	21_PT_A05_006	1	28	21_PT_A08_005	1	39	21_PT_A02_006	2	50	DIN 912 M8 X 16 --- 16C	18
7	21_PT_A04_002	1	18	21_PT_A09_012	2	29	21_PT_A08_006	1	40	21_SU_A06_001	1	51	DIN EN 6927 - M6 - N	21
8	21_PT_A05_003	8	19	21_PT_A09_003	2	30	21_PT_A08_007	2	41	21BR_A04_002	2	52	DIN 6921 M10 X 30	17
9	21_PT_A01_001	1	20	21_PT_A09_004	2	31	21_PT_A09_013	2	42	21DISCO FRENO	1	53	DIN 939 - M6 X 60	2
10	21_PT_A01_002	1	21	M8	4	32	21_PT_A09_011	1	43	21_BR_A05_002	2			
11	21_PT_A02_004	4	22	21_PT_A05_002	2	33	21_PT_A06_004	1	44	21_PT_A02_002	2			

		UPCT Racing Team Universidad Politécnica de Cartagena		TITLE MONTAJE Y DESPIECE	
				ASSEMBLY ENSAMBLAJE GENERAL	
DESIGNED VICTOR		DNI XXXXXXXX-X		DATE 19/02/2019	
REVISED VICTOR		DNI XXXXXXXX-X		DATE 14/06/2021	
SIZE A3		SCALE 1:50		ALL DIMENSIONS IN mm	
CODE Ensamblaje completo 1.7				NUMBER OF PIECES 1	

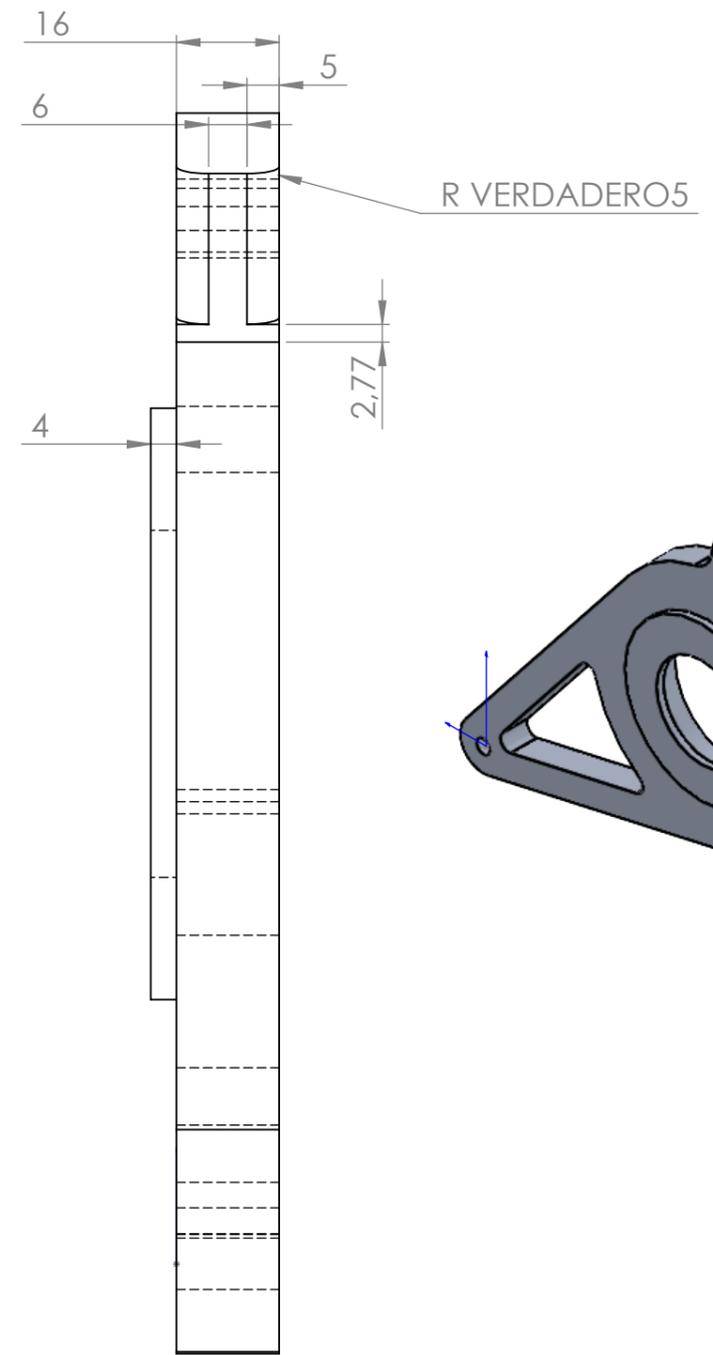
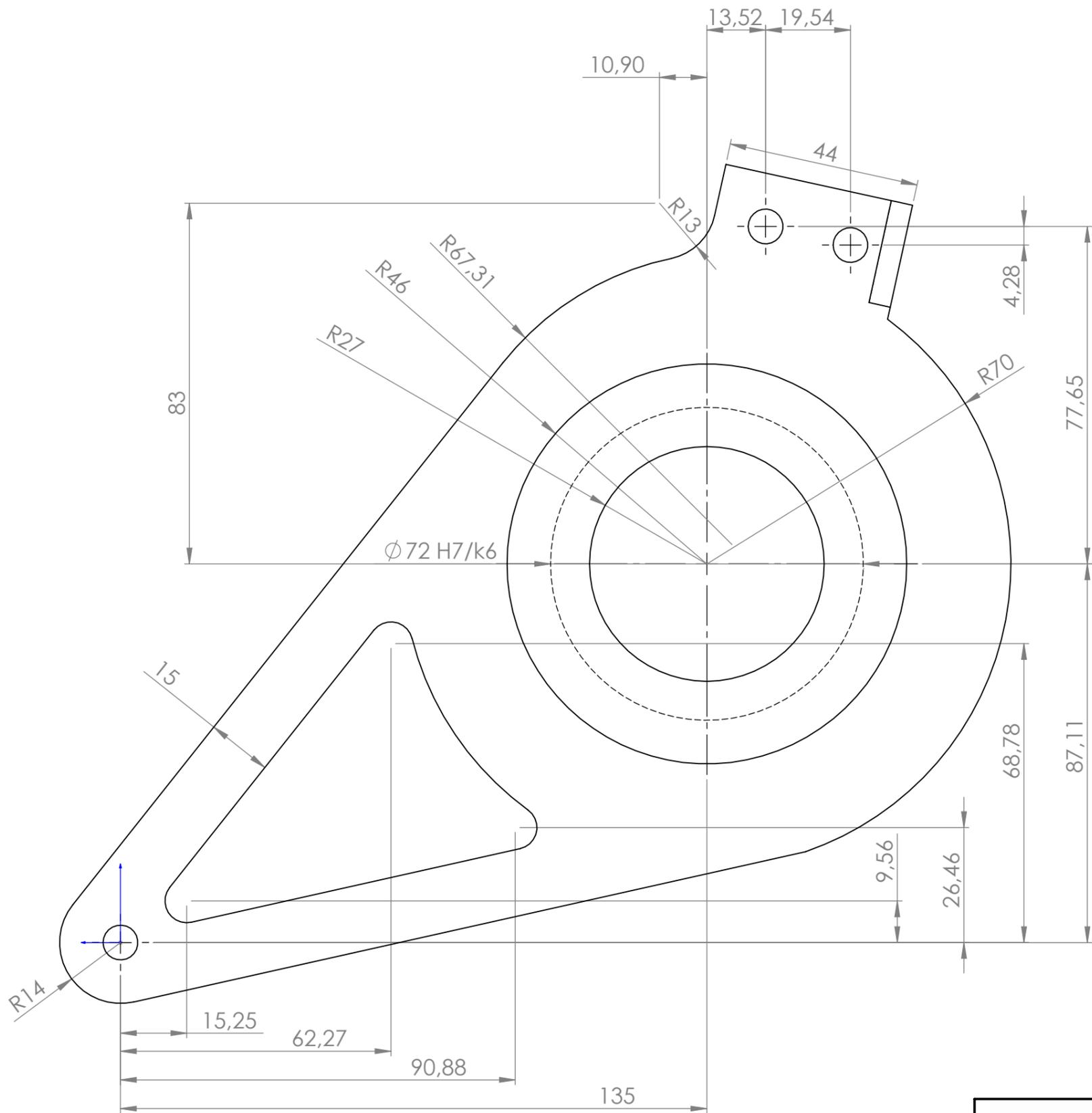


Redondeos interiores de Radio: 5mm
 Taladros de Diámetro: 8mm
 Ajuste sobre el diámetro interior de 100
 H7k6
 Material: 7075-T6

DESIGNED	Victor Benitez XXXXXXXX-X	12/03/2021
REVISED	Victor Benitez XXXXXXXX-X	03/06/2021

UPCT Racing Team Universidad Politécnica de Cartagena	
SIZE	A3
SCALE	1:1.1

TITLE	Soporte dif D100	
ASSEMBLY	PT_ASSEMBLY	
CODE	21_PT_A05_001	NUMBER OF PIECES 1



Redondeos interiores Radio: 5mm
 Ajuste sobre el diámetro interior de 72
 H7k6
 Taladros de Diámetro: 8mm
 Material: 7075-T6



UPCT Racing Team
 Universidad Politécnica de
 Cartagena

TITLE
 Soporte Dif D72
 ASSEMBLY
 PT_ASSEMBLY

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	12/03/2021
REVISED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
 A3
 SCALE
 1:1.1



CODE	NUMBER OF PIECES
21_PT_A05_004	1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

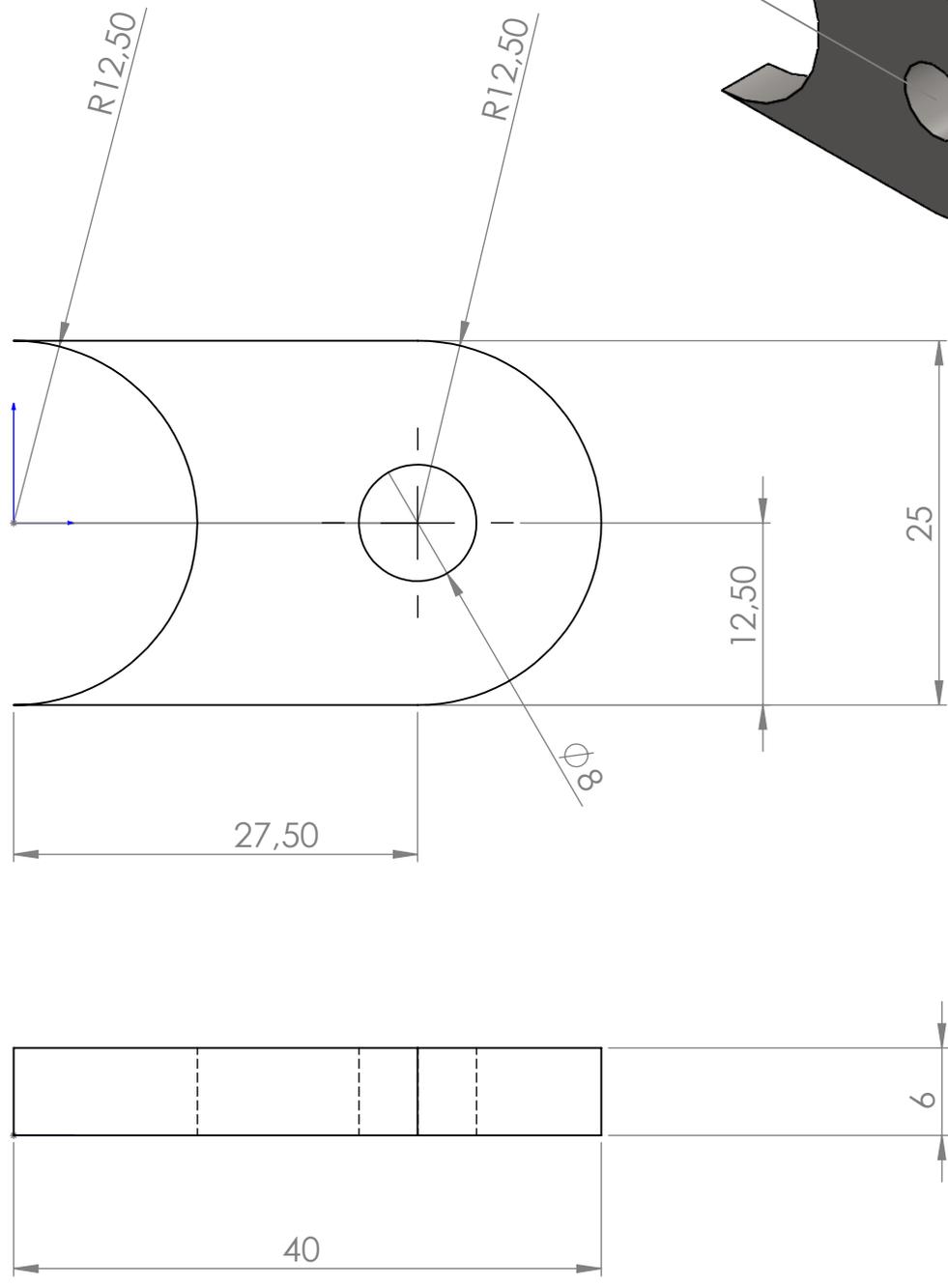
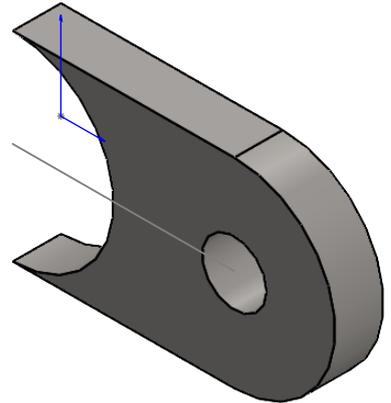
C

B

B

A

A



Material: 1020 o Similar



UPCT Racing Team
 Universidad Politécnica de
 Cartagena

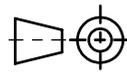
TITLE
 Pletina soportes y sistema tensor

ASSEMBLY
 Powertrain

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	12/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
 A4

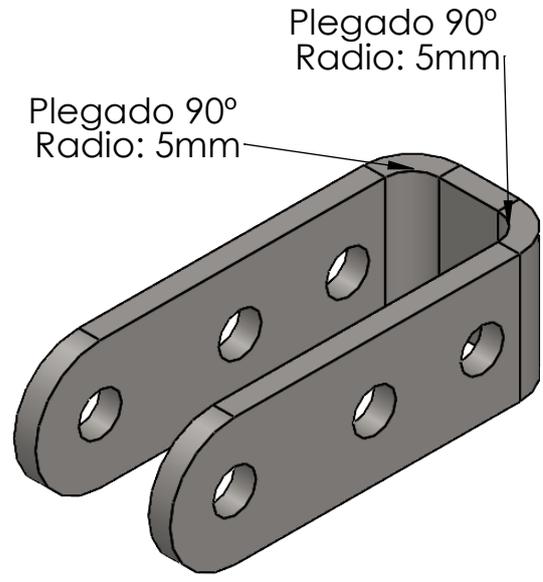
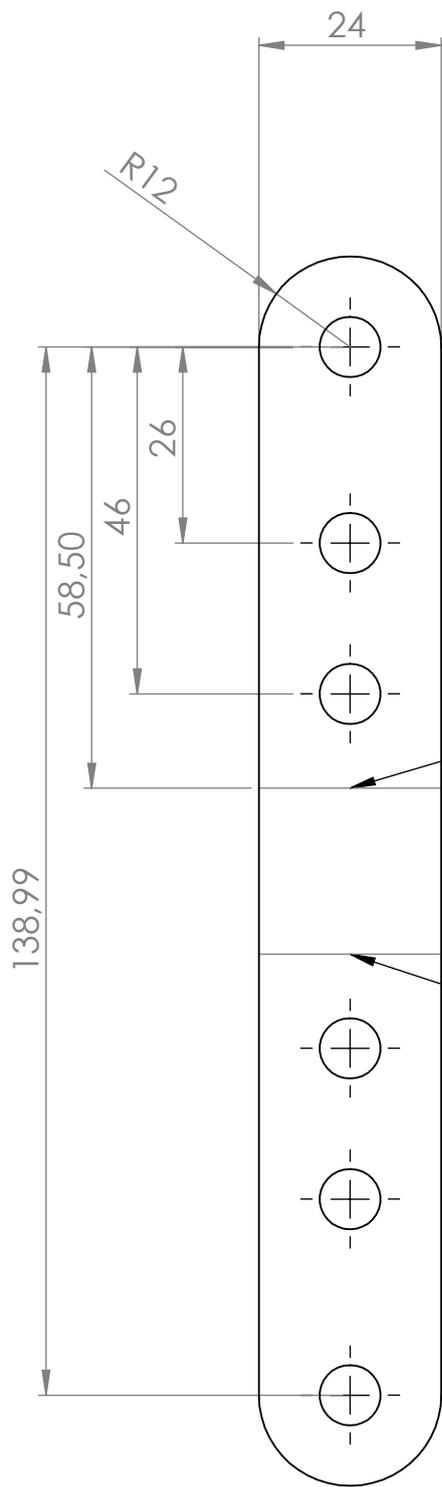
SCALE
 2:1



ALL DIMENSIONS
 IN mm

CODE
 21_PT_A05_003

**NUMBER OF
 PIECES**
 10



Plegado 90° Radio: 5mm

Plegado 90° Radio: 5mm

Taladros de Diámetro: 8mm
 Espesor: 4mm
 Material: 304



UPCT Racing Team
 Universidad Politécnica de
 Cartagena

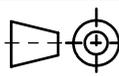
TITLE
 Soporte tensor D100

ASSEMBLY
 Powertrain

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	13/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
 A4

SCALE
 1:1



CODE
 21_PT_A05_005

NUMBER OF
 PIECES
 1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

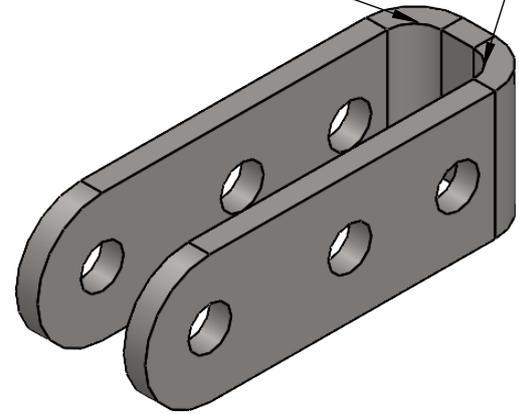
B

A

A

Plegado HACIA ARRIBA 90°
Radio: 5 mm

Plegado HACIA ARRIBA 90°
Radio: 5 mm



R12

24

58,50

46

26

133,99

Plegado HACIA ARRIBA 90°
Radio: 5 mm

Plegado HACIA ARRIBA 90°
Radio: 5 mm

Taladros de Diámetro: 8mm
Espesor: 4mm
Material: 304



UPCT Racing Team
Universidad Politécnica de
Cartagena

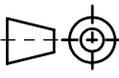
TITLE
Soporte tensor D72

ASSEMBLY
Powertrain

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	13/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
A4

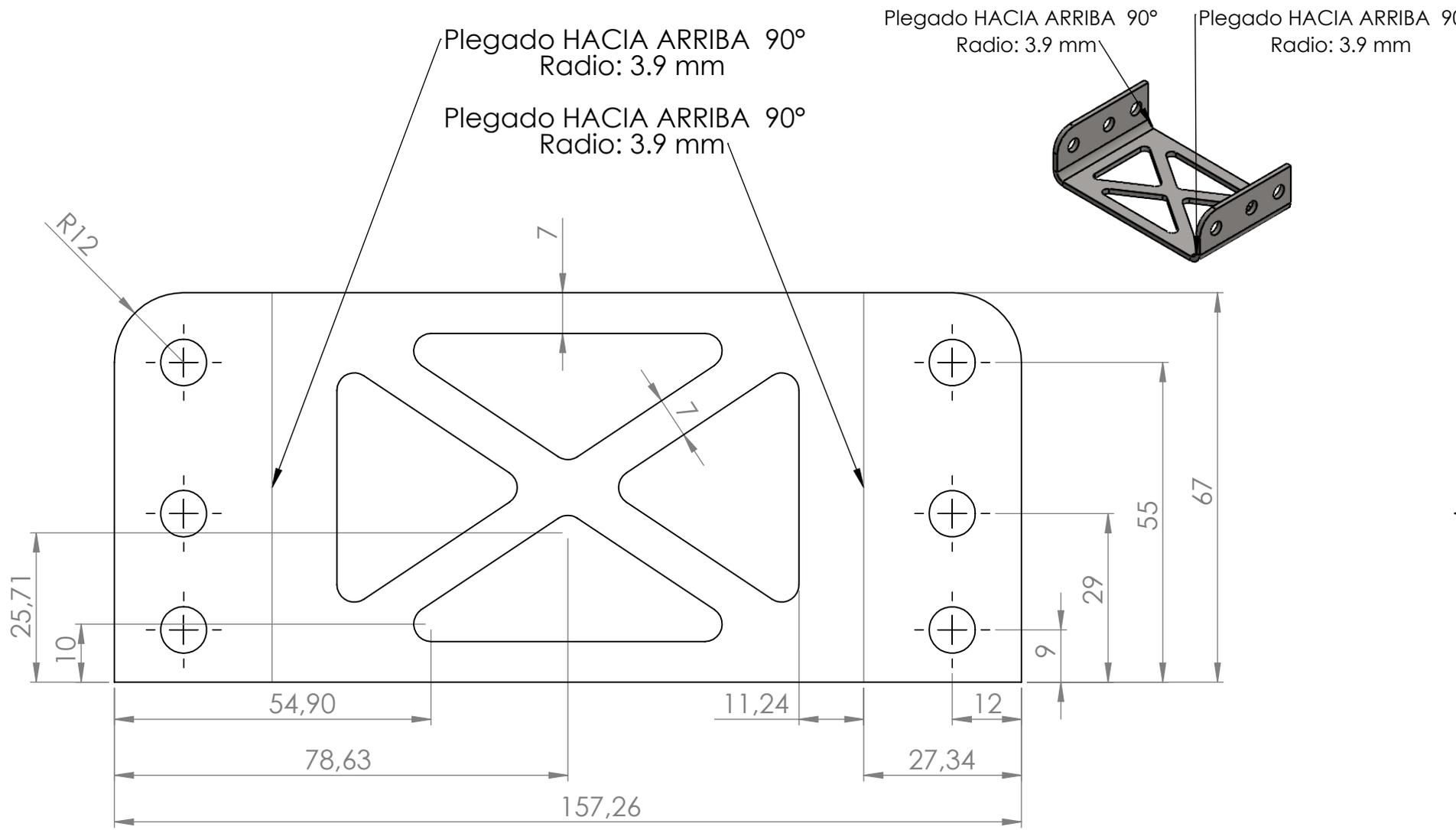
SCALE
1:1



ALL DIMENSIONS
IN mm

CODE
21_PT_A05_006

NUMBER OF
PIECES
1



Redondeos interiores de Radio: 3mm
 Taladros de Diámetro: 8mm
 Espesor: 3mm
 Material: 304



UPCT Racing Team
 Universidad Politécnica de
 Cartagena

TITLE
 Conexión entre soportes

ASSEMBLY
 PT_ASSEMBLY

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	14/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
 A4

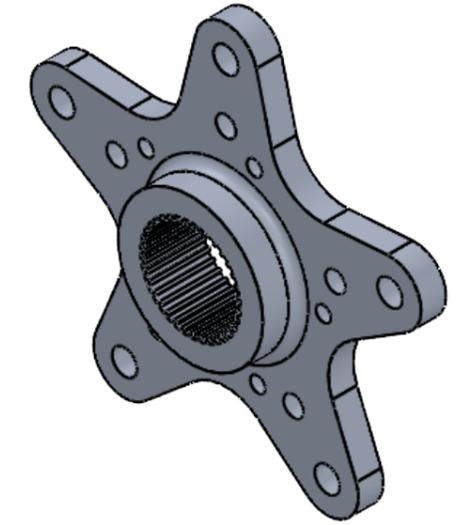
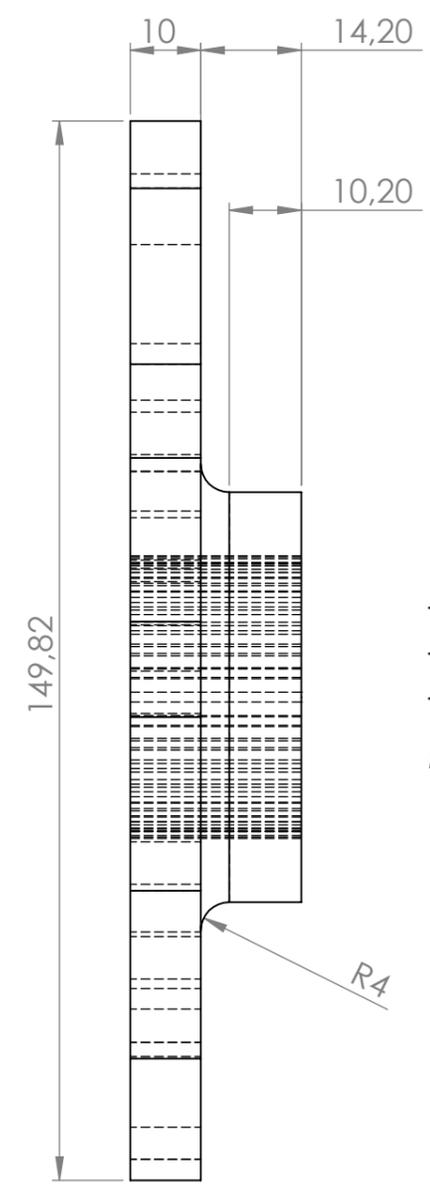
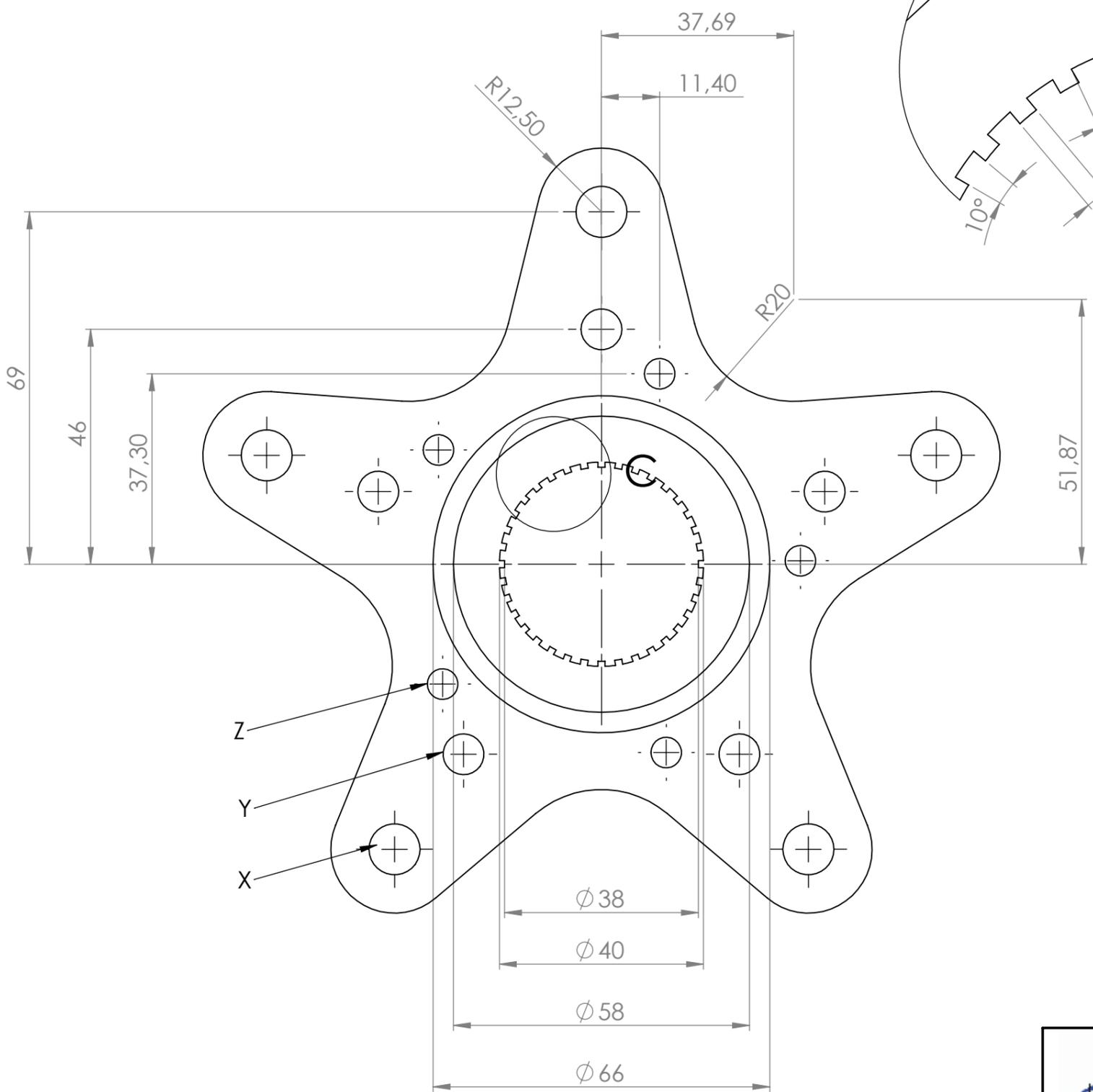
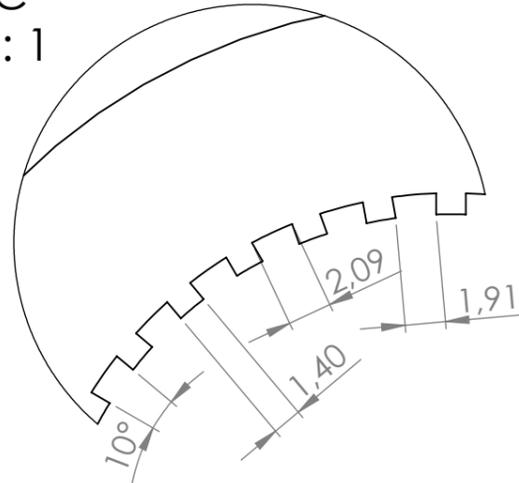
SCALE
 1:1



CODE
 21_PT_A05_007

NUMBER OF
 PIECES
 1

DETALLE C
ESCALA 3:1



Taladro X Diámetro: 10mm
 Taladro Y Diámetro: 8mm
 Taladro Z Diámetro: 6mm
 Material: 7075-T6

		UPCT Racing Team Universidad Politécnica de Cartagena		TITLE		Portacoronas	
				ASSEMBLY		PT_ASSEMBLY	
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	13/03/2021	SIZE	SCALE	ALL DIMENSIONS IN mm	CODE
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	03/06/2021	A3	1:1		21_PT_A07_001
							1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

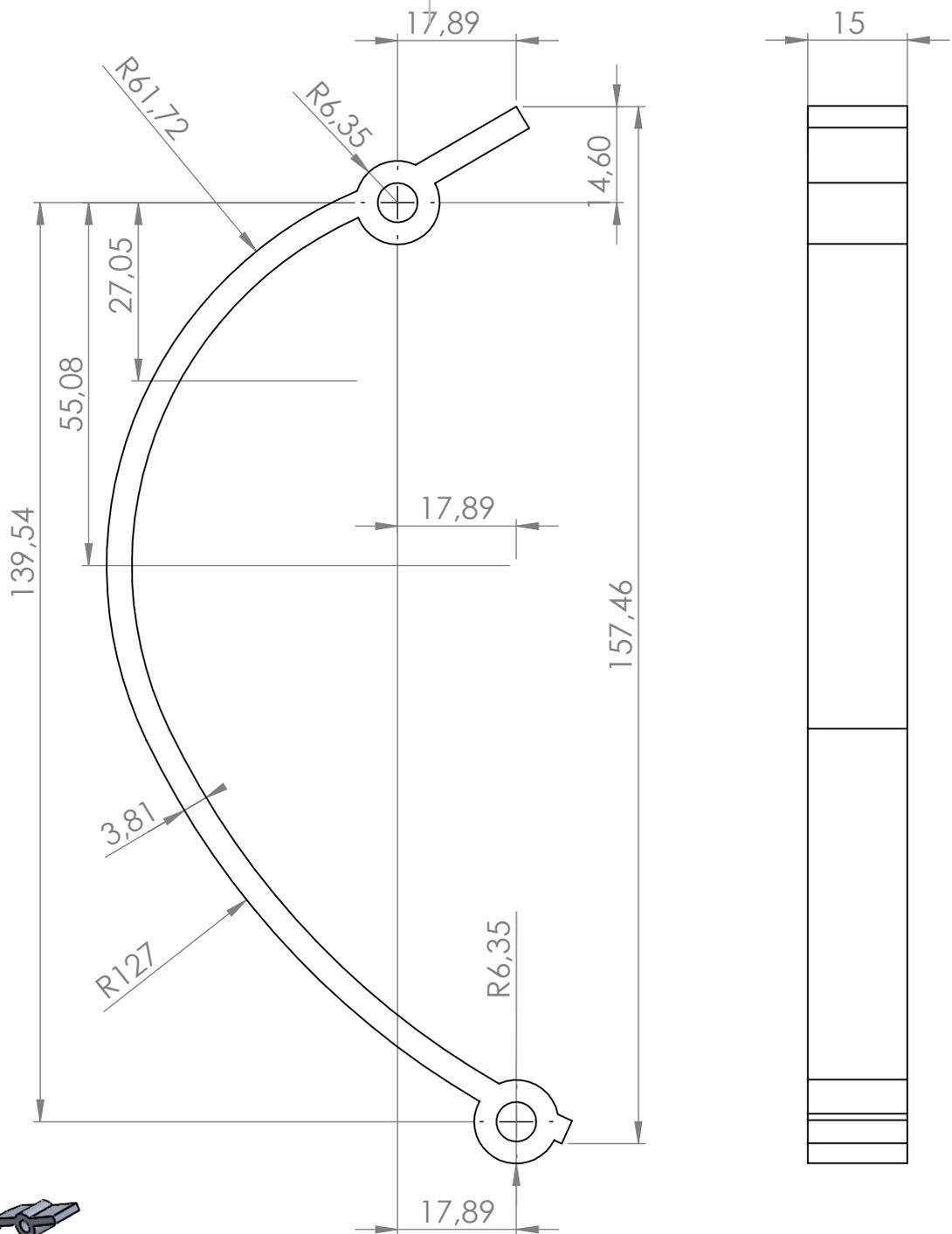
C

B

B

A

A



Espesor: 15 mm
 Taladros de Diámetro: 6mm
 Material: AISI 1020



UPCT Racing Team
 Universidad Politécnica de
 Cartagena

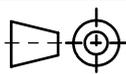
TITLE
 Contorno Protector Piñón

ASSEMBLY
 PT_ASSEMBLY

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	15/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
 A4

SCALE
 1:1

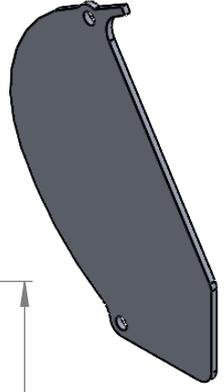
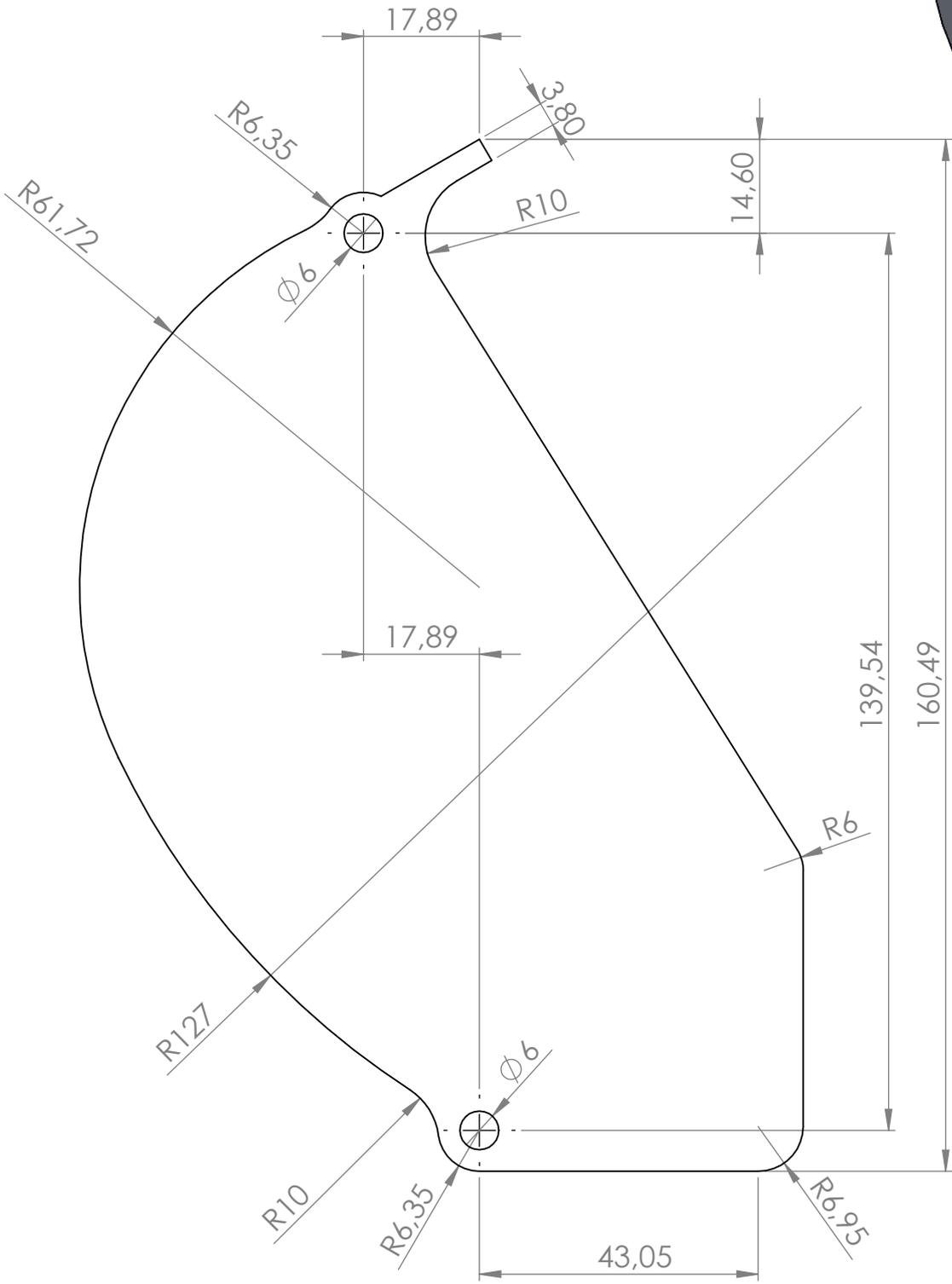


ALL DIMENSIONS
IN mm

CODE
 21_PT_A08_001

**NUMBER OF
PIECES**
 2

Espesor: 3mm
Material: AISI 1020



UPCT Racing Team
Universidad Politécnica de
Cartagena

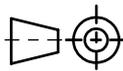
TITLE
Frontal Protector Piñón

ASSEMBLY
PT_ASSEMBLY

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	15/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE
A4

SCALE
1:1

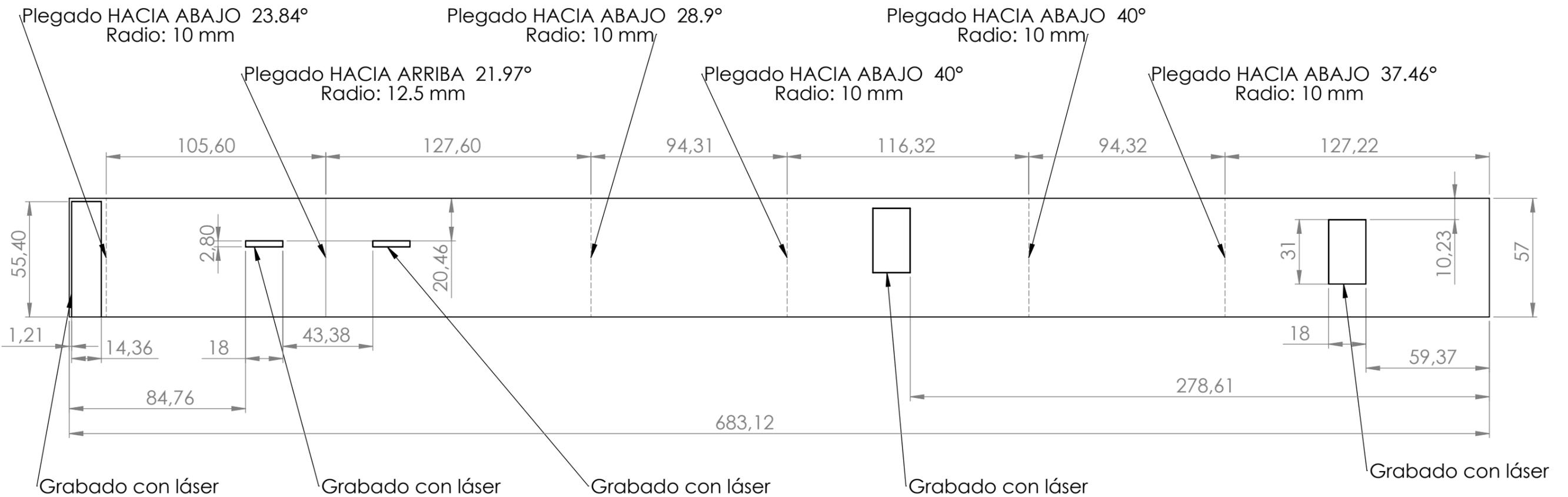
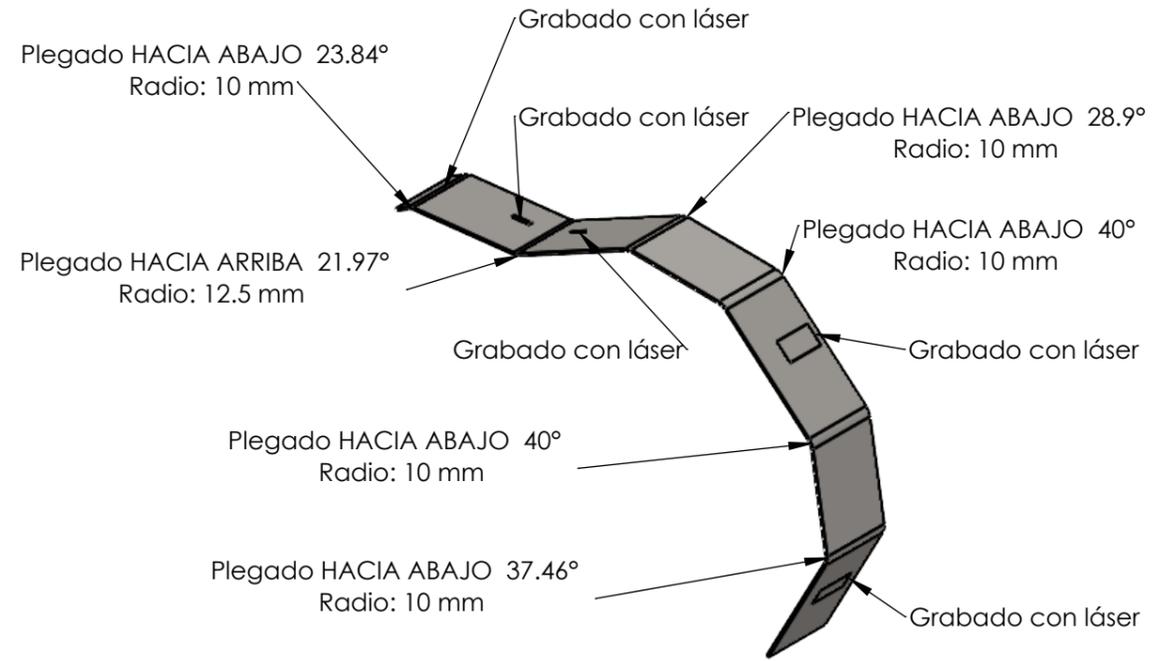


ALL DIMENSIONS
IN mm

CODE
21_PT_A08_002

**NUMBER OF
PIECES**
1

Todos los rectángulos interiores, que son grabados, están especificados en el DXF
 Espesor: 3 mm
 Material: 1020



		UPCT Racing Team Universidad Politécnica de Cartagena		TITLE Protector cadena				
				ASSEMBLY Powertrain				
	NAME	DNI	DATE	SIZE	SCALE	 ALL DIMENSIONS IN mm	CODE	NUMBER OF PIECES
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	18/03/2021	A3	1:2		21_PT_A08_003	1
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021					

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

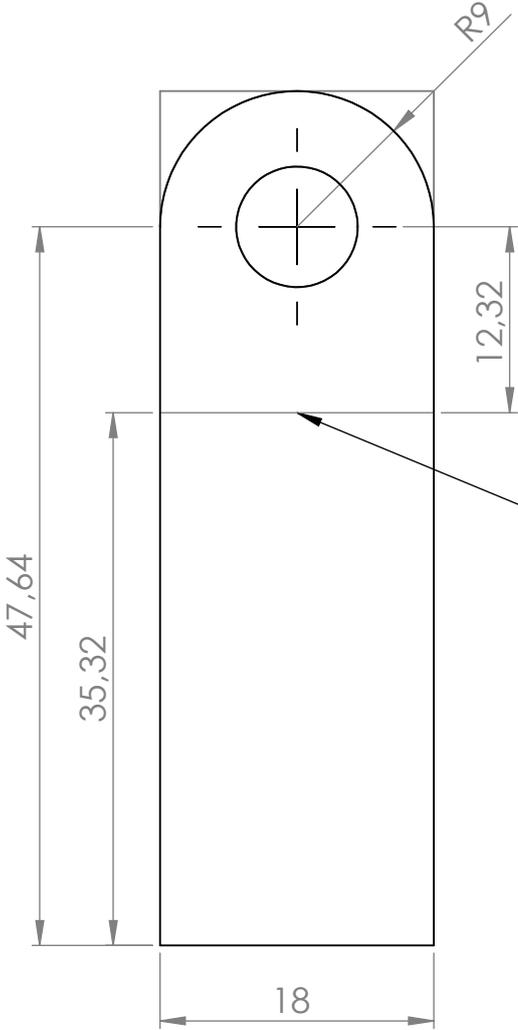
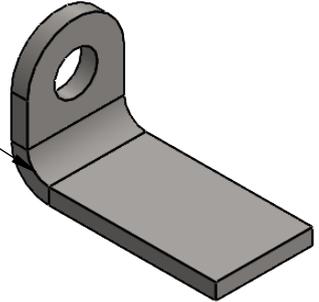
B

B

A

A

Plegado HACIA ARRIBA 90°
Radio: 4 mm



Plegado HACIA ARRIBA 90°
Radio: 4 mm

Espesor: 3mm
Taladro de Diámetro: 8mm
Material: 1020



UPCT Racing Team
Universidad Politécnica de
Cartagena

TITLE
Pletinas protector-chasis

ASSEMBLY
PT_ASSEMBLY

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	18/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE	SCALE
A4	2:1



CODE
21_PT_A08_004

NUMBER OF PIECES
2

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

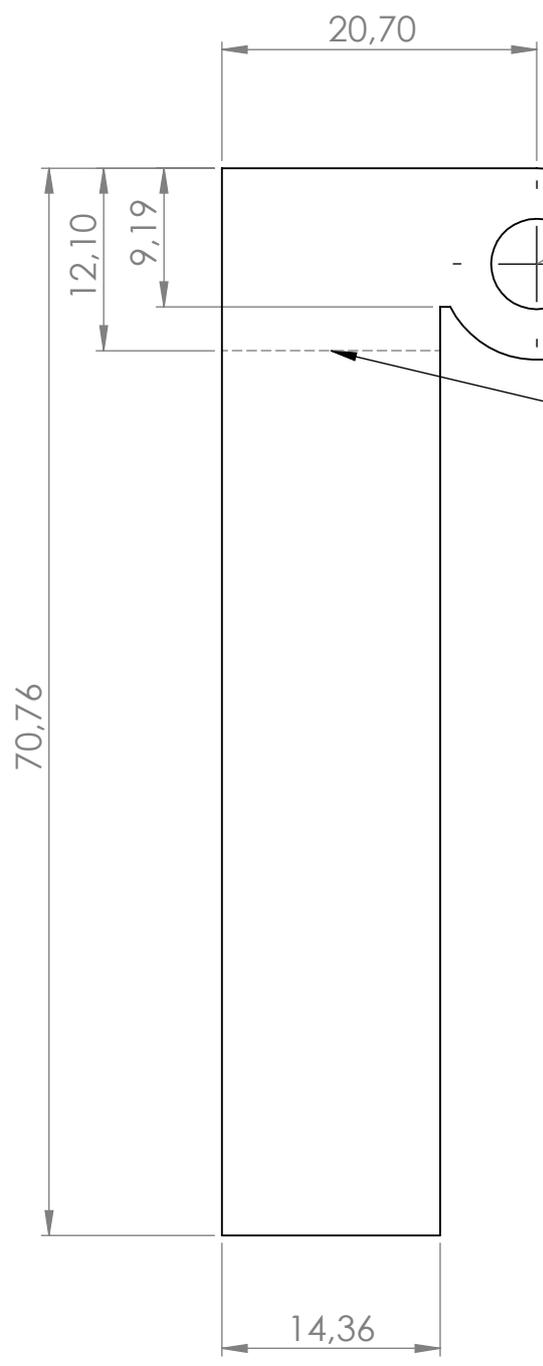
C

B

B

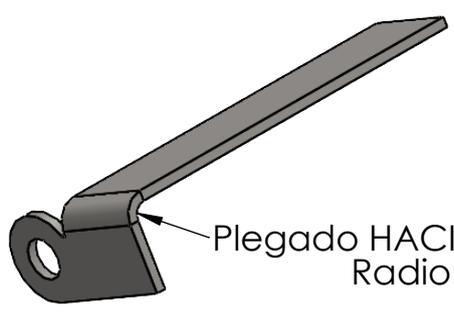
A

A



Plegado HACIA ABAJO 90°
Radio: 2 mm

Espesor: 1,5mm
Taladro de Diámetro: 6mm
Material: 1020



Plegado HACIA ABAJO 90°
Radio: 2 mm



UPCT Racing Team
Universidad Politécnica de
Cartagena

TITLE
Pletinas protector-chasis

ASSEMBLY
PT_ASSEMBLY

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	18/03/2021
REVISED	Victor Benítez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

SIZE	SCALE
A4	2:1

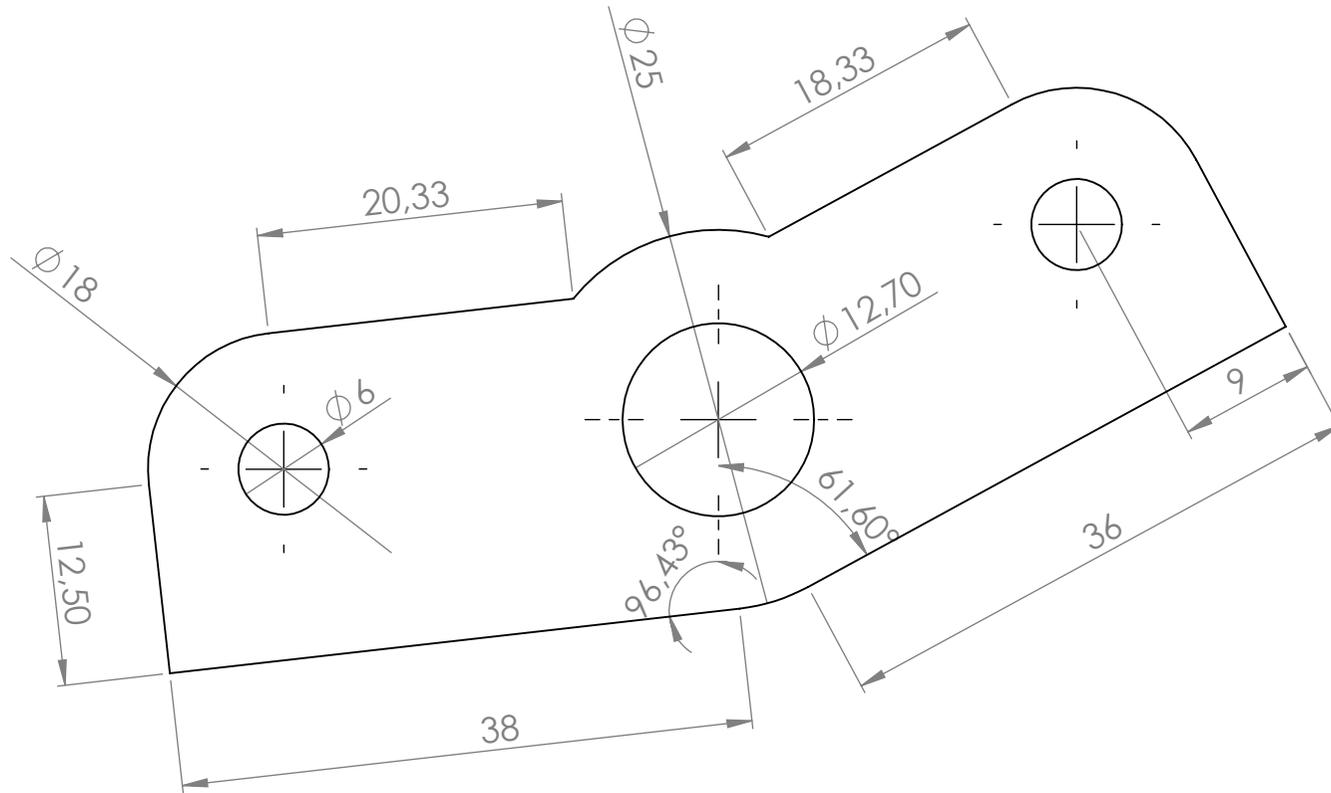
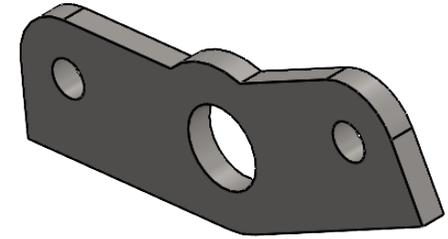


CODE
21_PT_A08_005

NUMBER OF PIECES
1

4 3 2 1

Espesor: 4mm
Material: 1020



UPCT Racing Team
Universidad Politécnica de
Cartagena

TITLE
Pletinas protector-chasis

ASSEMBLY
Powertrain

	NAME	DNI	DATE
DESIGNED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	18/03/2021
REVISED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	04/06/2021

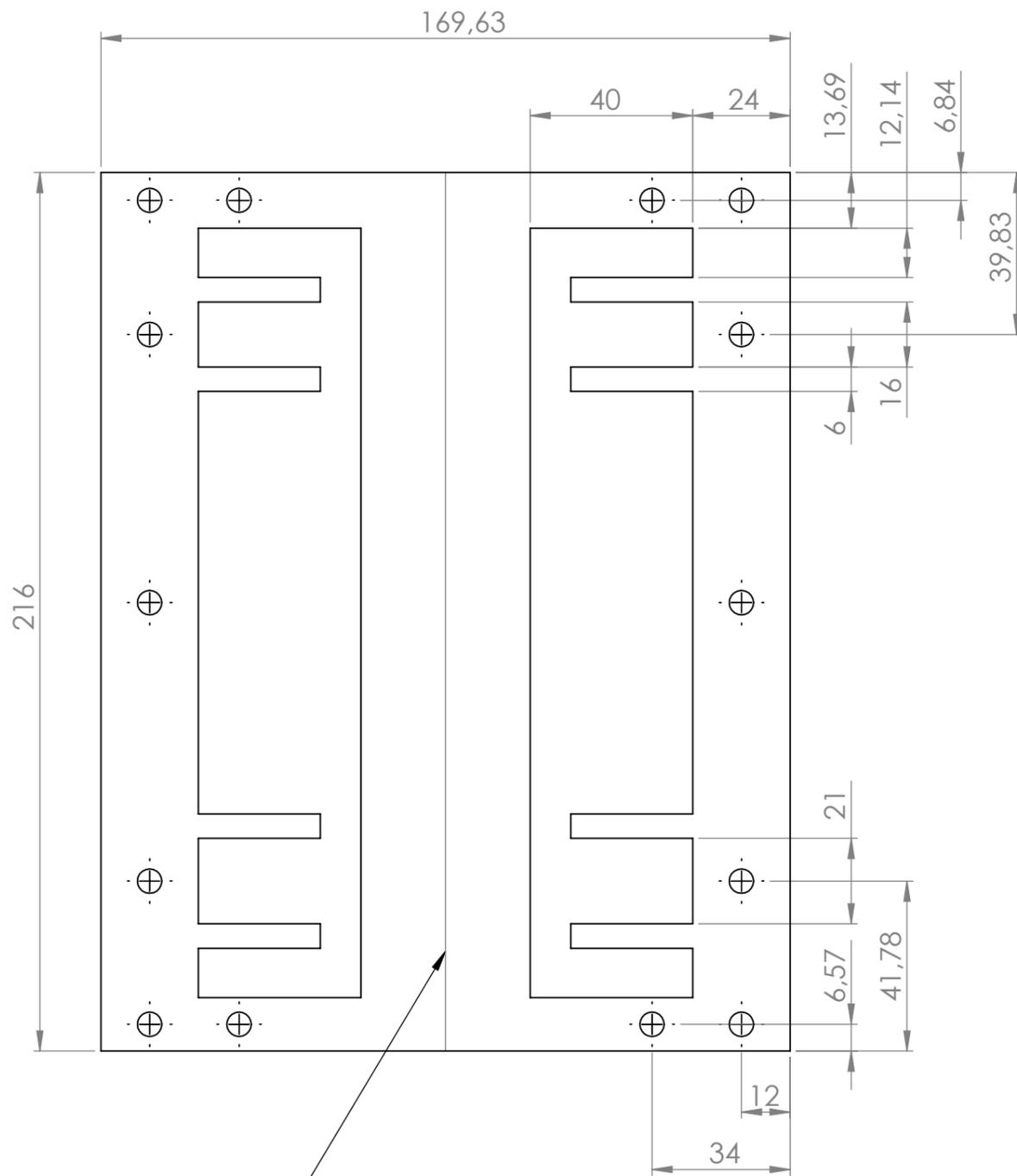
SIZE
A4

SCALE
2:1

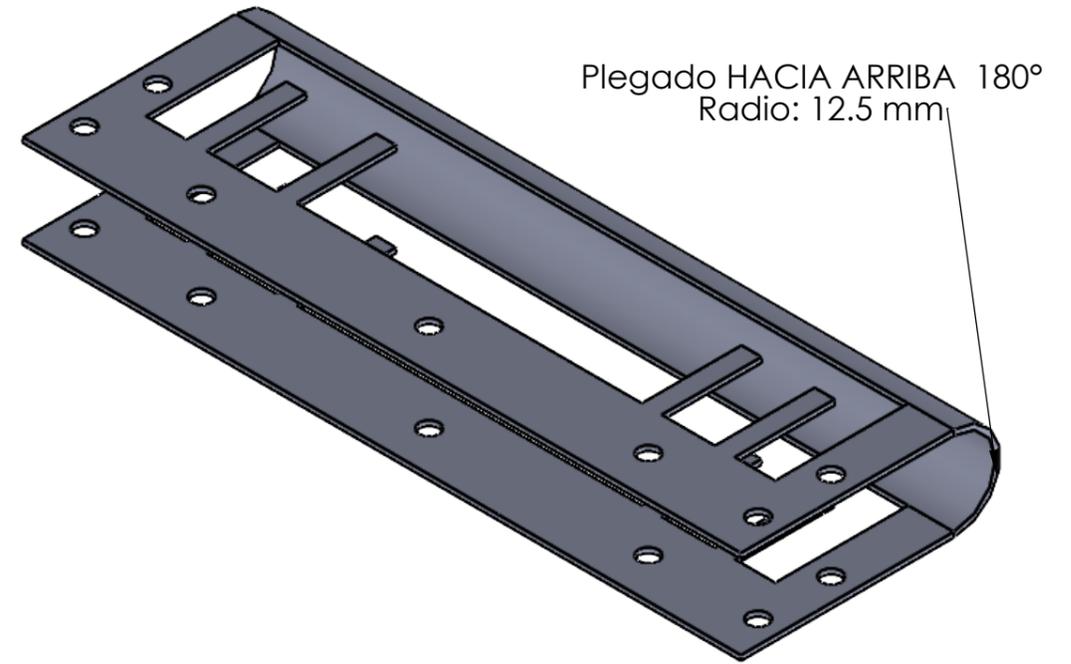


CODE
21_PT_A08_006

**NUMBER OF
PIECES**
1

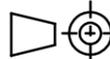


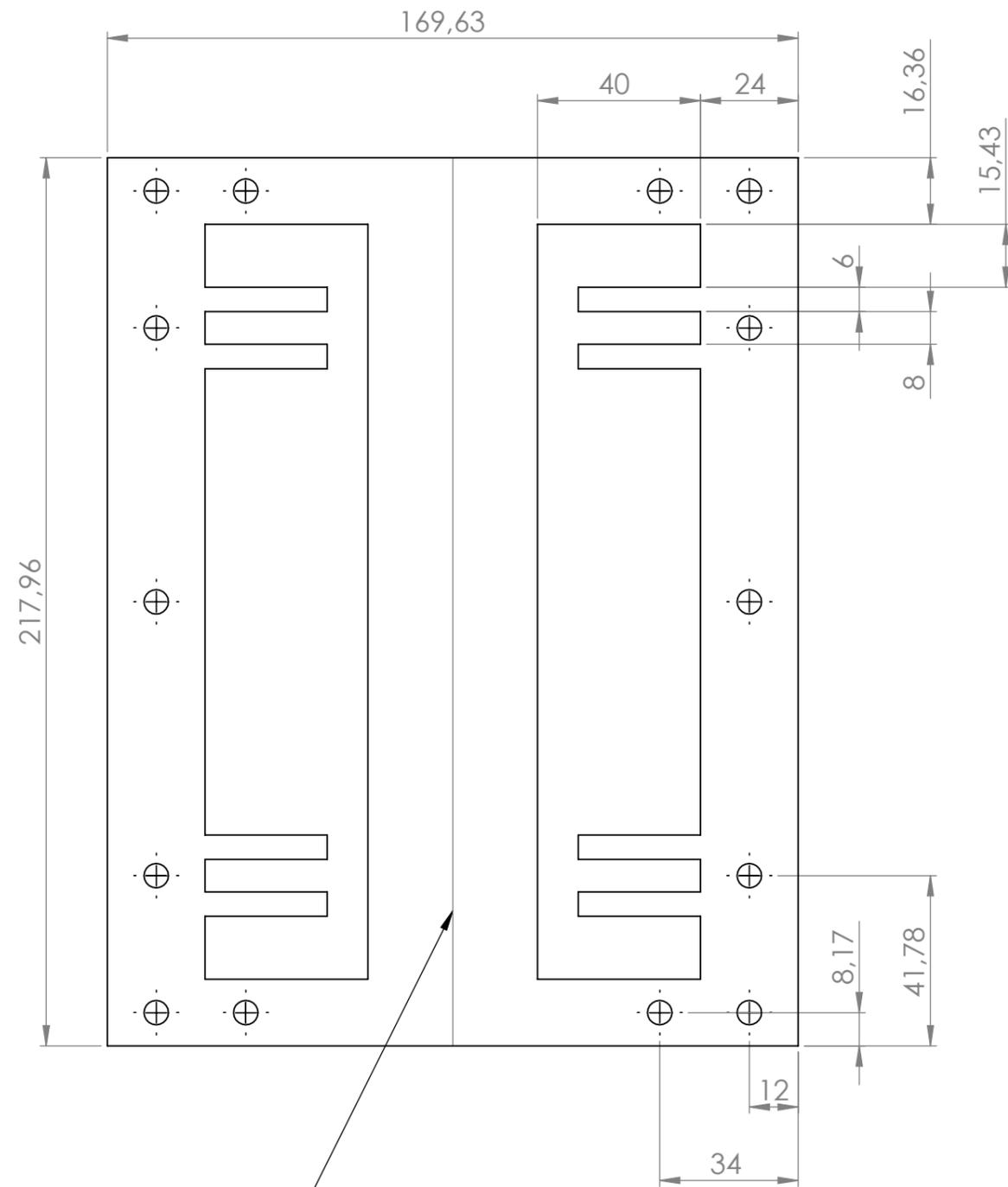
Plegado HACIA ARRIBA 180°
Radio: 12.5 mm



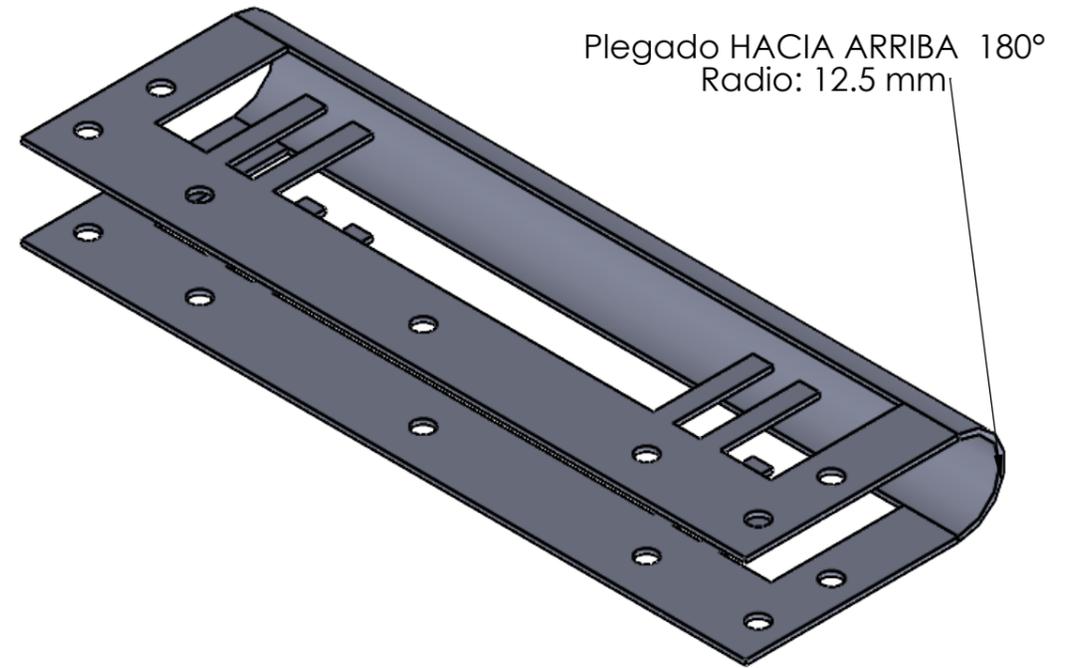
Plegado HACIA ARRIBA 180°
Radio: 12.5 mm

Espesor: 1,5mm
Material: 1020
Taladros de Diámetro: 6mm

		UPCT Racing Team Universidad Politécnica de Cartagena		TITLE Ayuda a soldador abajo				
				ASSEMBLY Powertrain				
DESIGNED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	19/03/2021	SIZE	SCALE	 ALL DIMENSIONS IN mm	CODE 21_PT_A09_006	NUMBER OF PIECES 1
REVISED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	04/06/2021	A3	1:1,5			



Plegado HACIA ARRIBA 180°
Radio: 12.5 mm



Plegado HACIA ARRIBA 180°
Radio: 12.5 mm

Espesor: 1,5mm
Material: 1020
Taladros de Diámetro: 6mm

		UPCT Racing Team Universidad Politécnica de Cartagena		TITLE Ayuda a soldador arriba				
				ASSEMBLY Powertrain				
DESIGNED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	19/03/2021	SIZE	SCALE	 ALL DIMENSIONS IN mm	CODE	NUMBER OF PIECES
REVISED	Victor Benitez	XXXXXXXX-X	04/06/2021	A3	1:1,5		21_PT_A09_007	1