

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

CAMPUS D'ALCOY

TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**“Diseño del sistema de transmisión de un monoplaza de
competición Formula Student (FSAE)”**

Autor:

D. Salvador Giner Grau

Dirigido por:

Dr. Octavio Ángel Fenollar Gimeno

Dr. Vicent Borrás Fombuena

Septiembre 2017

RESUMEN

“Diseño del sistema de transmisión de un monoplace de competición Formula Student (FSAE)”

En el presente proyecto se desarrollará el diseño de un sistema de transmisión de un vehículo para la Formula Student. Este sistema transmitirá la fuerza del motor a las ruedas traseras por medio de una cadena que conectara el piñón de salida del motor a una corona.

Además se diseñará y optimizará un soporte para poder instalar un diferencial autoblocante en el tren trasero, lo que mejorara el comportamiento del vehículo durante las pruebas dinámicas.

SUMMARY

“Design of the system of transmission of a single-seater of competition Formula Student (FSAE)”

In the present project there was developing the design of a system of transmission of a vehicle for the Formula Student. This system will transmit the force of the engine to the back wheels by means of a chain that was connecting the pine kernel of exit of the engine to a crown.

In addition a support was designing and optimizing to be able to install a self-lock differential in the rear wheel assembly, which was improving the behaviour of the vehicle during the dynamic tests.

RESUM

“Diseny del sistema de transmissió d’un monoplaça de competició formula Student (FSAE)”

En el present projecte es realitzarà un sistema de transmissió d’un vehicle per a la Formula Student. Aquest sistema serà l’encarregat de transmetre la força del motor a les rodes posteriors mitjançant una cadena que connectarà el pinyó d’eixida del motor a una corona.

Amés es dissenyarà y s’optimitzarà un suport per poder instal·lar un diferencial autoblocant al tren posterior, el que millorarà el comportament del vehicle durant les proves dinàmiques.

Índice

RESUMEN	2
SUMMARY.....	4
RESUM.....	6
LISTADO DE IMAGENES	10
LISTADO DE TABLAS	12
CAPITULO I. INTRODUCCIÓN	14
I.1. OBJETIVO	16
I.2. LA COMPETICIÓN. FORMULA STUDENT.....	17
I.2.1. PRUEBAS	18
Pruebas estáticas.....	18
Pruebas dinámicas	18
I.2.2. NORMATIVA REFERENTE A LA TRANSMISIÓN	19
I.3. TRANSMISIÓN.....	21
I.3.1. TIPOS DE TENSORES PARA CADENA DE RODILLOS.....	22
I.4. DIFERENCIAL	24
I.4.1. TIPOS DE DIFERENCIALES.....	25
I.4.1.1. Diferencial libre	25
I.4.1.2. Diferenciales de deslizamiento limitado.....	26
I.4.1.2.1. De discos.....	26
I.4.1.2.2. Salisbury Axel.....	27
I.4.1.2.3. Diferencial Torsen.....	27
I.4.1.2.4. Diferencial viscoso.....	29
CAPITULO II. DISEÑO.....	30
II.1. RELACION DE TRANSMISIÓN.....	32
II.1.1. Modificación de la caja de cambios.....	33
II.1.2. Elección del piñón y la corona	35
II.1.2.1. Calculo de la velocidad lineal del monoplaza	35
II.2. CADENA	41
II.2.1. Cálculo de la cadena.....	42
II.3. ACOPLAMIENTO DE LA CORONA	47
II.3.1. Diseño del acoplamiento.	47
II.3.2. Análisis estático del acoplamiento para la corona	50

II.3.2.1. Optimización del acoplamiento para la corona.....	56
II.4. PORTADIFERENCIAL	59
II.4.2. Elección de los rodamientos.....	59
II.4.3. Diseño del porta diferencial.....	61
II.4.3.1. Análisis estático del porta diferencial.....	64
CAPITULO III. PLIEGO DE CONDICIONES.....	72
MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN.....	74
CAPÍTULO IV. PRESUPUESTO	78
PRESUPUESTO	80
CAPITULO V. CONCLUSIONES.....	84
CONCLUSIÓN	86
BIBLIOGRAFÍA	88
BIBLIOGRAFÍA	90
PLANOS	92
Índice de planos.....	94

LISTADO DE IMAGENES

Imagen 1. Eventos de la competición y localización geográfica.....	17
Imagen 2. Detalle de cómo debe de fijarse la protección de la cadena.....	19
Imagen 3. Verificación de fugas en inclinación de 45°, en las pruebas estáticas.....	20
Imagen 4. Detalle de la transmisión por cadena de rodillos de un Formula Student. ...	21
Imagen 5. Varios tipos de tensores de argollas.....	22
Imagen 6. Porta diferencial equipado con tensores excéntricos.....	23
Imagen 7. Tensor de pletinas separadoras.....	23
Imagen 8. Recorrido de las ruedas del vehículo al trazar una curva.....	24
Imagen 9. Partes de un diferencial libre.....	25
Imagen 10. Diferencial de deslizamiento limitado de discos.....	26
Imagen 11. Diferencial de deslizamiento limitado Salisbury Axel.....	27
Imagen 12. Diferencial de deslizamiento limitado tipo Torsen.....	28
Imagen 13. Diferencial de deslizamiento limitado tipo Torsen II.....	28
Imagen 14. Diferencial de deslizamiento limitado tipo viscoso.....	29
Imagen 15. Trazado de un circuito de la FSAE, en la prueba Endurance de resistencia.	33
Imagen 16. Cilindro desmodrómico de una caja de cambios de motocicleta.....	34
Imagen 17. Curvas de Par y potencia de una Honda CBR 600 RR, con escape de serie y con uno deportivo.....	35
Imagen 18. Grafica que representa la relación entre la velocidad máxima y los cambios de marchas del monoplaza.....	36
Imagen 19. Esquema de las medidas de un neumático.....	37
Imagen 20. Esquema de una transmisión por cadena.....	41
Imagen 21. Esquema de los eslabones de una cadena.....	41
Imagen 22. Esquema que engloba los factores de la expresión para el cálculo de los eslabones de la cadena.....	42
Imagen 23. Paso en mm de los diferentes tipos de cadena de rodillos.....	43
Imagen 24. Half link de una cadena de rodillos.....	44
Imagen 25. Cuadro para la obtención del coeficiente B del cálculo de la cadena.....	45
Imagen 26. Esquema y medidas de la corona de la empresa JTSprockets a instalar en el monoplaza.....	48
Imagen 27. Detalle del diferencial a instalar en el monoplaza y del eje nervado donde se instalará el acoplamiento.....	48
Imagen 28. Diseño inicial del acoplamiento para la corona.....	49
Imagen 29. Ensamblaje del acoplamiento con los pasadores a modo de pernos para la simulación de esfuerzos.....	51
Imagen 30. Sujeciones del acoplamiento de la corona para el análisis estático.....	52
Imagen 31. Aplicación del par torsor generado por el motor.....	53
Imagen 32. detalle del mallado del acoplamiento para su análisis.....	54
Imagen 33. Tensión de Von Mises generadas en el acoplamiento.....	55
Imagen 34. Factor de seguridad alcanzado en el acoplamiento de la corona en el diseño inicial.....	56
Imagen 35. Factor de seguridad del acoplamiento usando aluminio 6063-T6 para su fabricación.....	57

Imagen 36. Variables a modificar en el análisis de diseño del acoplamiento.	58
Imagen 37. Escenarios simulados por el programa en el análisis de diseño del acoplamiento.	59
Imagen 38. Esquema de las reacciones que aparecen en cada rodamiento.	60
Imagen 39. Conjunto del porta diferencial y elementos que lo forman.	63
Imagen 40. Detalle del acoplamiento del motor que actuara como tensor de cadena. ..	64
Imagen 41. Sujeciones y conectores del conjunto del porta diferencial.	65
Imagen 42. Medida del ángulo de aplicación de la fuerza de la cadena en el ensamblaje de todo el conjunto de la transmisión.	66
Imagen 43. Cargas que actúan en el porta diferencial.	67
Imagen 44. Mallado del conjunto porta diferencial para su análisis estático.	68
Imagen 45. Distribución de tensiones en el porta diferencial.	69
Imagen 46. Factor de seguridad del porta diferencial tras el análisis estático.	70
Imagen 47. Montaje de los rodamientos en los soportes del porta diferencial.	74
Imagen 48. Montaje de los acoplamientos del motor en los soportes del porta diferencial.	74
Imagen 49. Montaje del diferencial en los soportes del porta diferencial.	75
Imagen 50. Montaje de la placa trasera en el porta diferencial.	75
Imagen 51. Montaje de la corona en su acoplamiento.	76
Imagen 52. Montaje de la corona con su acoplamiento en el conjunto del porta diferencial.	76
Imagen 53. Montaje final de la transmisión, unión del conjunto porta diferencial al motor.	77

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Relaciones de transmisión de la caja de cambios del motor.....	32
Tabla 2. Reducción del eje primario del motor en cada marcha.....	36
Tabla 3. Resultados de la relación de transmisión total (r_T) para cada relación.....	38
Tabla 4. Velocidad máxima que alcanzaría e monoplaa a régimen de máxima potencia del motor con una r_t de 17/45.....	39
Tabla 5. Velocidad máxima que alcanzaría e monoplaa a régimen de máxima potencia del motor con una r_t de 14/40.....	39
Tabla 6. Valores del par de diseño de la transmisión para cada relación.	50
Tabla 7. Piezas que componen el conjunto de la transmisión.....	77
Tabla 8. Presupuesto general del proyecto.	81
Tabla 9. Tornillería necesaria.	82

CAPITULO I. INTRODUCCIÓN

I.1. OBJETIVO

Este proyecto contiene los pasos necesarios para el cálculo y el diseño de una transmisión funcional para un vehículo tipo formula y su principal objetivo es el de servir como base para que futuros equipos primerizos de la escuela, puedan crear su propio monoplaza con mayor facilidad y competir en la Formula Student, ya que desgraciadamente nuestro equipo, EPSA ERT (Engineering Racing Team), no pudo formar parte de esta competición por falta de fondos.

Todo el diseño se ha realizado a partir de las condiciones propuestas por la SAE para la competición, que están reflejadas en una normativa oficial, que se actualiza cada temporada en algunos apartados. Este proyecto se ha realizado siguiendo la normativa de la temporada 2017-2018, por lo que hay que tener en cuenta que se deberá revisar si se hace uso de éste en un futuro.

Decir, también, que al tratarse del primer prototipo a diseñar, el equipo acordó que se daría mayor importancia a la fiabilidad del vehículo y la facilidad de fabricación que al diseño y a la innovación, por lo que siempre que sea posible, se hará uso de componentes comerciales.

Por último hay que remarcar que esta competición se basa en la experiencia y es aconsejable pedir información a los demás equipos para evitar errores innecesarios. Una buena forma de recopilar información y hablar con otros equipos es asistir como público a los eventos de la competición. Nuestro equipo tuvo la suerte de asistir al evento Formula Student Spain, que se celebra en el circuito de Catalunya (Montmeló), la temporada 2015-2016 y 2016-2017, allí pudimos contactar con otros equipos que muy abiertamente nos acogieron en sus boxes y nos aconsejaron sobre qué tipo de componentes usar, además de darnos datos de importancia que fueron vitales para la realización de este proyecto.

I.2. LA COMPETICIÓN. FORMULA STUDENT

La Formula Student, también conocida como fórmula SAE, es una competición en la que participan estudiantes de universidades de todo el mundo, en la que cada universidad forma un equipo completo de competición encargado de diseñar y construir, desde cero, un monoplaza funcional para poder competir.

Esta competición tiene origen en 1981 cuando la SAE (Society of Automotive Engineers) crea la formula SAE, competición que tenía lugar en Texas, USA, todos los años.

La Formula SAE fue creciendo y en 1998, en Reino Unido, aparece al celebrarse una demostración de los coches americanos contra los europeos. Es entonces cuando el IMechE (Institution of Mechanical Engineers) colaborando con la SAE y el IET (Institution of Engineering & Technology) crean la Formula Student. Aprovechándose la normativa de la SAE, que es la que siguen los equipos para la elaboración de los vehículos de las diferentes modalidades.

Gracias a la formula Student, los estudiantes pueden aplicar los conocimientos adquiridos y estar más en contacto con el mundo laboral, ya que se simula una experiencia real de trabajo. Además ayuda a aprender a formar parte de un equipo y favorecer al alcance de sus objetivos.

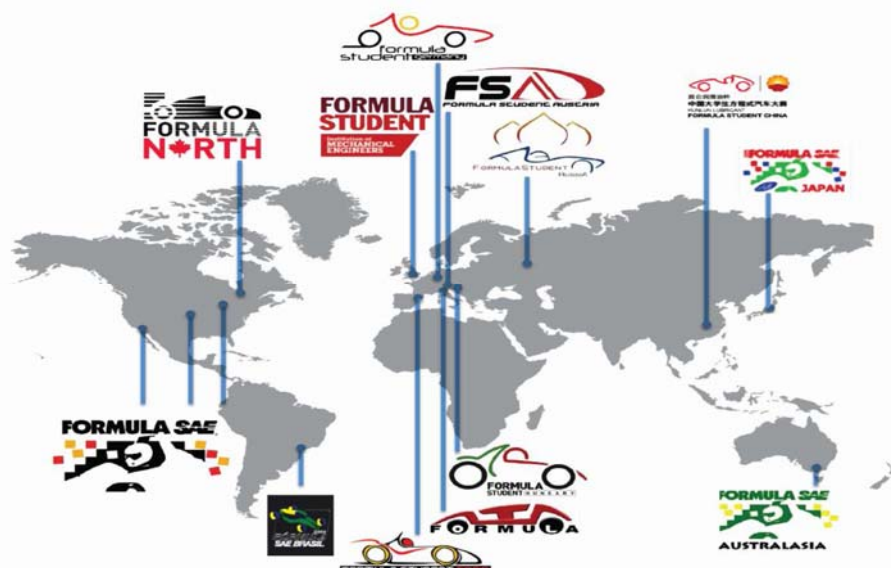


Imagen 1. Eventos de la competición y localización geográfica.

I.2.1. PRUEBAS

Pruebas estáticas

Las pruebas estáticas forman un total de 325 puntos y tienen como objetivo, comprobar que el vehículo ha sido construido siguiendo las especificaciones de la normativa, facilitada por la SAE, para la competición[1]. Además de asegurar que el equipo ha instalado todos los componentes de seguridad necesarios que mantendrán al piloto seguro en caso de accidente.

Las pruebas estáticas se dividen en tres fases:

Engineering Design (150 puntos): En esta prueba el equipo debe explicar a los jueces cada una de las decisiones tomadas en relación al diseño del vehículo.

Presentation (75 puntos): Consiste en vender la empresa que forma el equipo, ofreciendo a los inversores el vehículo como artículo de compra.

Cost and Manufacturing (100 puntos): El equipo deberá presentar un informe con el coste del vehículo y un presupuesto para poder fabricarlo en una empresa. A menor coste de producción del vehículo mayor puntuación.

Pruebas dinámicas

Las pruebas dinámicas abarcan 675 puntos de la puntuación total (1000 puntos). En estas pruebas se mide la fiabilidad del vehículo y se pone a prueba el trabajo realizado por cada uno de los equipos.

Las pruebas dinámicas constan de cinco fases:

Autocross (150 puntos): Consiste en dar una vuelta al circuito en el menor tiempo posible.

Acceleration (75 puntos): Se acelera desde parado y se recorrerán 75 m midiendo el tiempo necesario.

I. Introducción

Skid Pad (50 puntos): Se debe recorrer un circuito en forma de "8" en el menor tiempo posible.

Efficiency (100 puntos): En esta prueba se comprueba el consumo del combustible del vehículo. A menor consumo, mayor puntuación en la prueba.

Endurance (300 puntos): Es la fase más importante de las pruebas dinámicas. Los pilotos, haciendo relevos, deberán recorrer con el vehículo 22Km en un circuito en el menor tiempo posible.

I.2.2. NORMATIVA REFERENTE A LA TRANSMISIÓN

Por lo referente a la transmisión, en la normativa no aparecen muchas restricciones.

Se puede usar cualquier tipo de transmisión, ya sea por cadena por correa, cardan, etc...

Los elementos móviles de la transmisión deberán estar cubiertos por una carcasa de protección, que deberá cubrir la cadena tal y como se muestra en la imagen inferior.

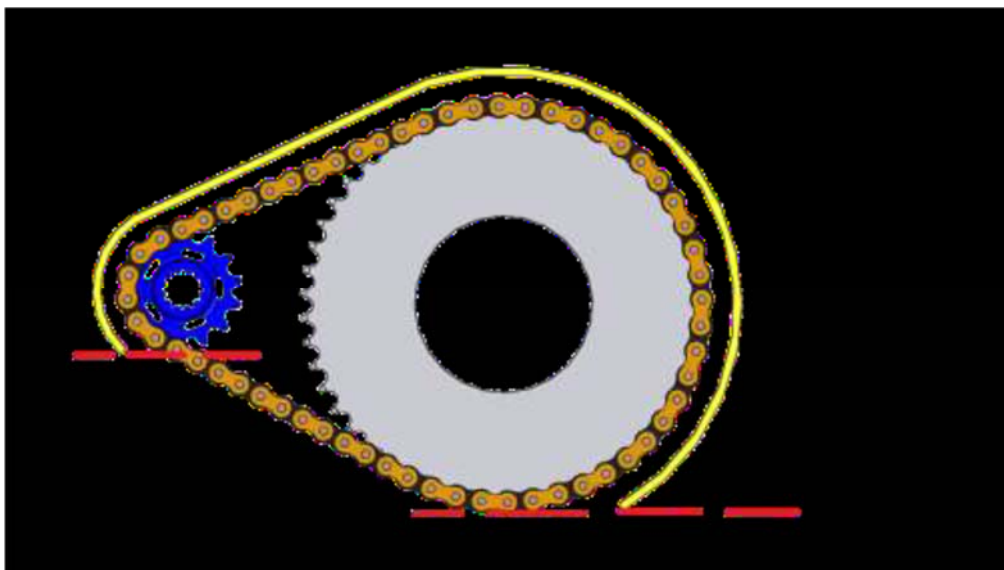


Imagen 2. Detalle de cómo debe de fijarse la protección de la cadena.

Además, este protector no podrá estar perforado y deberá estar fabricado en acero de 2.66 mm de grosor y tener un ancho de tres veces el ancho de la cadena a instalar, en el caso de que usemos una transmisión por cadena de rodillos.

Si por el contrario, usamos una transmisión por correa, el protector podrá fabricarse en Aluminio Aleado 6061-T16 de 3 mm de grosor y deberá de tener un ancho igual a 1.7 veces el ancho de la correa.

I. Introducción

Deberemos asegurarnos de que el protector, ya sea para cadena metálica o para correa, pueda soportar la fuerza ejercida por los dedos de una persona.

Por último se verificará que los líquidos de la transmisión y de los diferentes componentes que la forman, permanecen encerrados y no se producen fugas, ya que una de las pruebas de integridad, es la de inclinar el vehículo en una balanza a 45°, lo que puede favorecer la aparición de filtraciones que no permitirían al coche continuar con las siguientes pruebas.



Imagen 3. Verificación de fugas en inclinación de 45° en las pruebas estáticas.

I.3. TRANSMISIÓN

La transmisión de un vehículo, es la encargada de, como su propio nombre indica, transmitir la fuerza del motor a las ruedas motrices, que en el caso de un monoplaza para la Formula Student, son las traseras.

Existen diversos tipos de transmisión y todas ellas cumplen la misma función, aunque no todas son válidas para el uso y las condiciones que se dan en este tipo de competiciones.

La mayoría de equipos usan una transmisión por cadena de rodillos que conecta el piñón de salida de la caja de cambios del motor a una corona, que a su vez está conectada a un diferencial.



Imagen 4. Detalle de la transmisión por cadena de rodillos de un Formula Student.

Este tipo de transmisión requiere de un mantenimiento periódico y de elementos auxiliares como tensores, que garantizan una óptima tensión de la cadena de rodillos, que es fundamental para que la transmisión funcione correctamente.

A pesar del mantenimiento que se le ha de hacer a estas transmisiones, como es el engrasado periódico de la cadena, nosotros nos decantaremos por el uso de éstas, ya que permiten una mayor transmisión de fuerzas a altas vueltas. Además, otras ventajas que presentan, es que los componentes que la forman no tienen un coste muy elevado y su cálculo es más sencillo, al igual que su diseño.

I.3.1. TIPOS DE TENSORES PARA CADENA DE RODILLOS

Existen diferentes tipos de tensores, cada equipo puede elegir la configuración que más se adapte al diseño de su transmisión. Estos tensores permiten cambiar la distancia entre los ejes del piñón y la corona de la transmisión, lo que provoca un aumento de la tensión de la cadena.

Entre los tensores más usados en la Formula Student se encuentran estos:

Tensores de argollas: estos tensores poseen dos tornillos, uno a cada lado, mediante los cuales podemos aumentar o disminuir la distancia entre las argollas que están dispuestas al final de cada perno. Esto nos permite aumentar la tensión de la cadena.



Imagen 5. Varios tipos de tensores de argollas.

Tensores excéntricos: con estos tensores se aumenta la distancia entre el piñón y la corona al girar una pieza excéntrica que, normalmente, va situada en el porta diferencial de monoplaza y es la encargada de sujetar el diferencial (ver imagen 6).

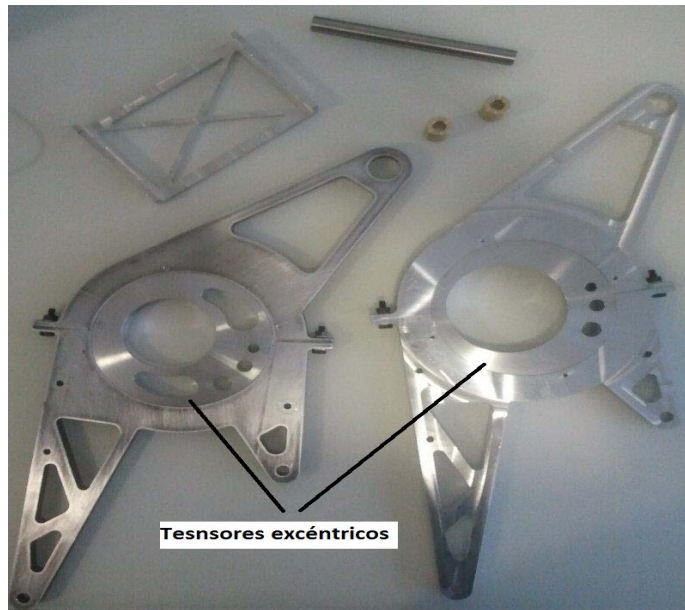


Imagen 6. Porta diferencial equipado con tensores excéntricos.

Tensores de pletinas separadoras: su funcionamiento se basa en la superposición de placas o pletinas que ayudan a aumentar la distancia entre los ejes del piñón y la corona, lo que tensa la cadena de transmisión.



Imagen 7. Tensor de pletinas separadoras.

I. Introducción

En nuestro caso, el tipo de tensor elegido es el de pletinas separadoras, ya que es el que permite un diseño más sencillo y más fiable en comparación con los demás tipos de tensores. De esta manera se adoptan las medidas impuestas por el equipo de primar la fiabilidad frente al diseño y el detalle.

Otra buena opción para un equipo primerizo, sería utilizar tensores de argollas, ya que se encuentran bastantes modelos en el mercado y tienen un precio económico. El mayor inconveniente de su uso es que hay que ensayarlos para corroborar el buen funcionamiento, ya que son propensos al fallo, según nos han indicado varios equipos de la competición. Lo que supone un mayor tiempo para el proceso de fabricación y diseño del vehículo.

I.4. DIFERENCIAL

El diferencial es un elemento mecánico que forma parte de la transmisión de los vehículos. Este mecanismo está formado por engranajes en su interior, que transmiten el movimiento del eje de transmisión, que viene del motor, a las ruedas [2].

Al entrar en una curva, la rueda que permanece en el interior de ésta describe un arco más corto que la rueda que está en el exterior (ver imagen 8), por lo que al recorrer una mayor distancia, la rueda exterior necesita girar a más velocidad para compensarse con la rueda interior, que al recorrer menor distancia tiene una menor velocidad.

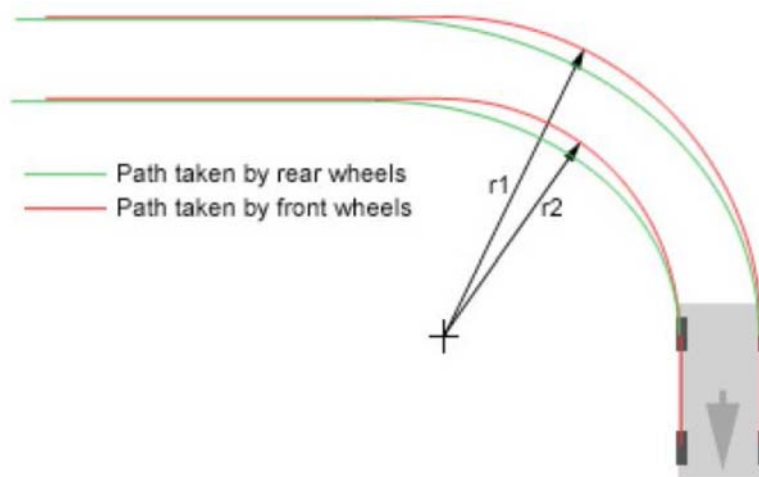


Imagen 8. Recorrido de las ruedas del vehículo al trazar una curva.

El diferencial ayuda a mejorar la estabilidad y el agarre del vehículo en las curvas, ya que permite que las ruedas giren a velocidades distintas al trazarlas.

I. Introducción

En la Formula Student, normalmente, los monoplazas están equipados con un mecanismo diferencial, ya que permite un mayor control y mejora la estabilidad en las zonas de curvas reviradas, que son muy comunes en los circuitos donde se llevan a cabo las pruebas dinámicas.

I.4.1. TIPOS DE DIFERENCIALES

I.4.1.1. Diferencial libre

Este tipo de diferencial está formado por engranajes cónicos, que son los encargados de transmitir el movimiento del eje de transmisión a las ruedas.

Como podemos apreciar en la siguiente imagen, el eje de transmisión del vehículo se une a la corona del grupo diferencial por medio de uno de estos engranajes. La corona transmitirá el movimiento a los satélites y estos a las ruedas motrices por medio de los semiejes del coche.

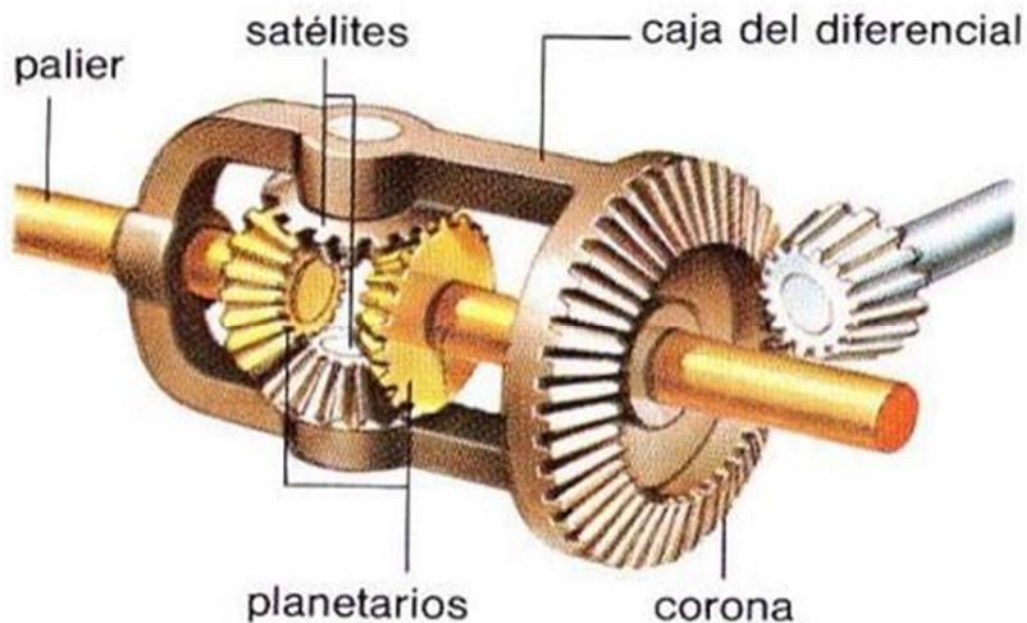


Imagen 9. Partes de un diferencial libre.

I. Introducción

Este tipo de diferenciales tienen como inconveniente que transmiten más potencia a la rueda que menos resistencia opone. En el caso de perder adherencia en una de las ruedas, el diferencial no mandará potencia a dicha rueda pero sí a la otra, por lo que el vehículo tendrá dificultades para mantenerse en la calzada y trazar la curva.

I.4.1.2. Diferenciales de deslizamiento limitado

Este tipo de diferenciales se basan en la fricción mecánica para poder regular la velocidad de cada rueda al trazar una curva. Existen diferentes tipos de diferenciales de deslizamiento limitado o LSD.

I.4.1.2.1. De discos

Los LSD de discos funcionan mediante la fricción entre un conjunto de discos de acero similar a los discos de un embrague. Estos discos se encuentran lubricados y bloquean los semiejes del vehículo al aplicarles una carga, según las condiciones de funcionamiento. La aplicación de esta carga se puede hacer de varias maneras. Una forma es precargando los discos mediante un muelle helicoidal impidiendo así que permanezcan solidarios. La otra forma de precargar los discos, se consigue gracias a la forma del tallado de los engranajes helicoidales, que carga los discos a medida que aumenta el par.



Imagen 10. Diferencial de deslizamiento limitado de discos.

I. Introducción

Cambiando la configuración de los muelles se puede ajustar la precarga en los discos, algunos modelos permiten al usuario cambiar la precarga según las condiciones en las que va a funcionar el diferencial. Esta configuración se consigue modificando los ángulos de presión de los engranajes.

1.4.1.2.2. Salisbury Axel

Este diferencial es una variante del diferencial de discos, también es conocido como diferencial de rampas. El funcionamiento de este tipo de diferenciales es similar al anterior caso, en esta variante, el eje de los satélites descansa sobre unas rampas que lo empujan según el par al que se somete el diferencial. Mediante esta configuración, la repartición del par varía según si estamos acelerando o reteniendo el vehículo.

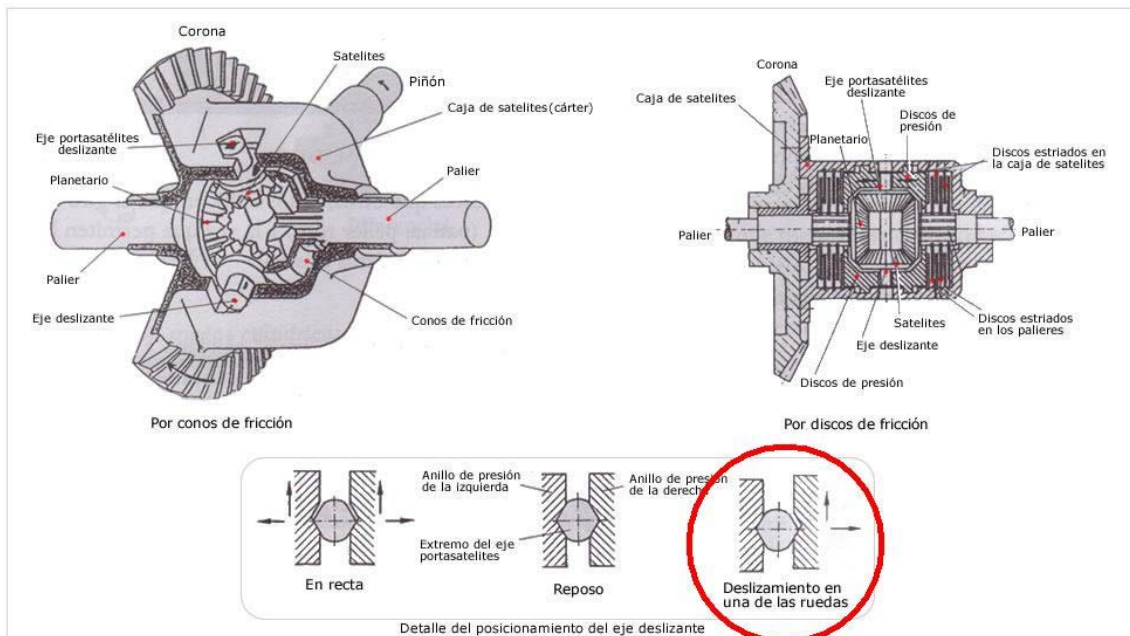


Imagen 11. Diferencial de deslizamiento limitado Salisbury Axel.

Al igual que ocurre con el diferencial de discos, existen varias configuraciones en la precarga. El usuario puede cambiar los juegos de discos y la inclinación de las rampas.

1.4.1.2.3. Diferencial Torsen

Este tipo de diferenciales usan combinaciones de trenes de engranajes en los que aparecen helicoidales y de diente recto que sustituyen a los satélites de los diferenciales libres convencionales. Estos engranajes se cargan según el par que entra en el diferencial.

I. Introducción

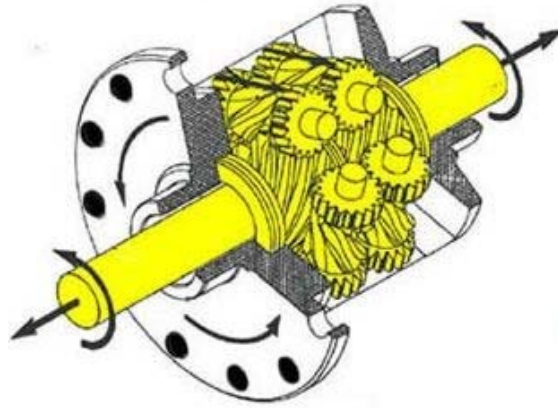


Imagen 12. Diferencial de deslizamiento limitado tipo Torsen.

Si perdemos adherencia en una de las ruedas, este diferencial actuará dando el par de la de la rueda que gira más rápido a la que tiene una velocidad de giro más lenta multiplicado por la relación de pares entre las ruedas o TBR (Torque Bias Ratio). Es decir, con un TBR 2:1 estaremos mandando el 33% del par a un neumático y el 66% restante al otro.

A diferencia de los otros modelos de LSD, solo puede ser modificado por el fabricante, que diseñará el diferencial con un TBR específico. Los valores más habituales del TBR se encuentran entre 2,5:1 y 6 o 7:1.

Otra variante de este tipo de diferencial es el Torsen II, en el que se reduce la fricción, por lo tanto el TBR, gracias a un cambio de orientación de los ejes de los engranajes. Los valores del TBR para estos modelos varían entre 1.8:1 y 3:1.

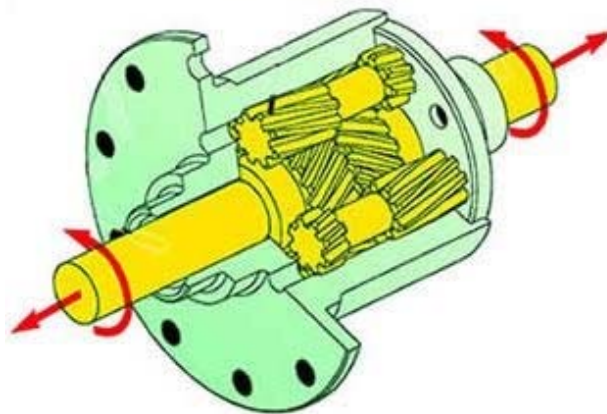


Imagen 13. Diferencial de deslizamiento limitado tipo Torsen II.

I. Introducción

4.1.2.4. Diferencial viscoso

El funcionamiento de este tipo de diferenciales se basa en la utilización de un fluido especial, que aumenta su viscosidad con la temperatura. Este mecanismo, combina un diferencial libre al que se le añaden unos juegos de discos, los cuales permanecen cerca unos de otros pero sin llegar a tocarse. Como ocurre con los demás LSD, transmite más par a la rueda que más lento gira.

Uno de los inconvenientes principales es que a medida que la temperatura del fluido de su interior aumenta pierden capacidad de transmitir par.

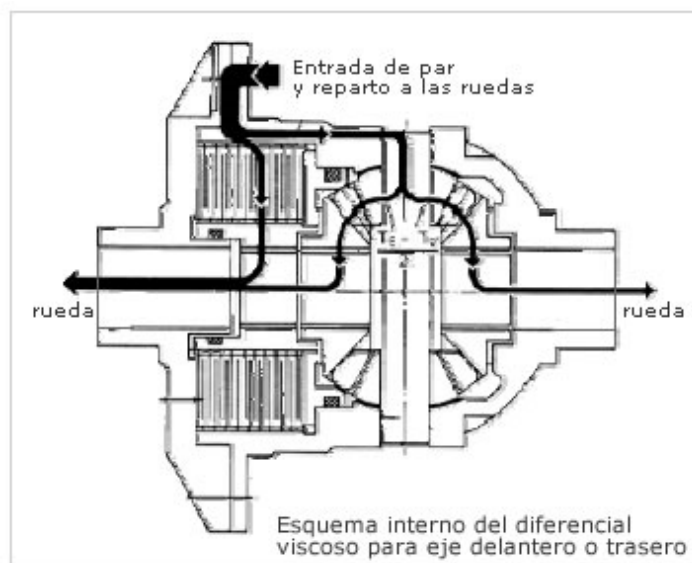


Imagen 14. Diferencial de deslizamiento limitado tipo viscoso.

En la Formula Student el tipo de diferencial más usado es el de deslizamiento limitado, concretamente el de rampas, ya que, además de ser el más efectivo y el que proporciona un mejor comportamiento del vehículo, nos permite modificar fácilmente la carga de los juegos de discos según las condiciones en las que vayamos a rodar.

Nosotros nos decantaremos, también, por el uso de este tipo de diferencial, ya que, a pesar de tener un precio más elevado, es el que ofrece un mejor comportamiento. Además existen empresas que proporcionan y fabrican este tipo de diferenciales específicamente para la FSAE, lo que nos garantiza un funcionamiento óptimo y un menor tiempo de diseño y fabricación del monoplaça.

El diferencial que usaremos para el diseño y los cálculos en este proyecto será el LSD para la FSAE que la empresa DREXLER- Motorsport [3] fabrica expresamente para ésta competición

CAPITULO II.

DISEÑO

II.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

En esta parte del proyecto vamos a proceder con la elección de los componentes y el diseño propiamente dicho de la transmisión del monoplaza.

El motor elegido para el vehículo, es el de una Honda CBR 600 RR. Este motor monta una caja de cambios de 6 velocidades, cuyas relaciones de transmisión son las siguientes.

Marcha	Relación de transmisión (Rt)
1	0,375
2	0,516
3	0,621
4	0,710
5	0,793
6	0,857

Tabla 1. Relaciones de transmisión de la caja de cambios del motor.

Además de estas relaciones de transmisión, hay que tener en cuenta la relación entre el piñón de salida de la caja de cambios y la corona que va conectada a éste mediante la cadena, ya que también influye en la velocidad de rotación que pueda alcanzar la rueda trasera en una determinada marcha.

Normalmente, los circuitos de los eventos de la FSAE donde se alcanzan mayores velocidades son los de la prueba Endurance, que se caracterizan por tener un trazado compuesto por curvas cerradas y rectas cortas, en las que los monoplazas más competitivos suelen alcanzar unos 100/105 Km/h.

Si observamos la siguiente imagen, podremos ver el trazado de un circuito estándar de la prueba Endurance y en qué zonas se utiliza cada marcha del vehículo. En este caso, el equipo que lo recorrió disponía de 5 velocidades, aunque la quinta marcha se utiliza en pocas ocasiones y en un periodo muy corto de tiempo a final de recta.

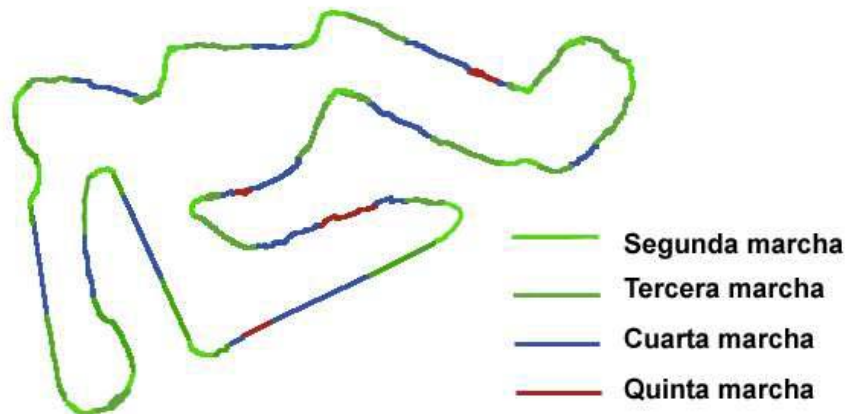


Imagen 15. Trazado de un circuito de la FSAE, en la prueba Endurance de resistencia.

Si tenemos en cuenta las relaciones de transmisión de serie del motor de la motocicleta, vemos que están pensadas para alcanzar la máxima velocidad en la sexta marcha, pudiendo alcanzar, al régimen de vueltas óptimo o a máxima potencia del motor, entre 250-270 Km/h. Es por esto que debemos modificar las relaciones de transmisión para poder aprovechar al máximo la potencia de nuestro motor en este tipo de circuitos y no obligar al piloto a hacer cambios de marcha innecesarios.

Viendo esto, nuestro objetivo será que el vehículo alcance una velocidad punta de 120 Km/h en la última marcha y unos 100/105 en la antepenúltima girando en el régimen de máxima potencia del motor, que en nuestro caso se produce a las 13500 rpm.

Hay que tener en cuenta que las prioridades del equipo, al ser el primer año, son la facilidad de fabricación y la eficacia en pista del vehículo, por lo que las modificaciones que practiquemos a la caja de cambios deben de garantizarnos cumplirlas.

II.1.1. Modificación de la caja de cambios

Por un lado y visto que no se utilizarán todas las marchas de las que dispone la caja de cambios de nuestro motor, se ha optado por modificar el cilindro desmodrómico de la caja de cambios que actúa de selector de marchas.

II. Diseño



Imagen 16. Cilindro desmodrómico de una caja de cambios de motocicleta.

Esta modificación de la caja de cambios del motor corresponde a otro proyecto, pero básicamente, lo que se ha hecho es impedir que se engranen la 5ª y 6ª marcha, pudiendo utilizar solo las cuatro primeras relaciones. De esta manera, conseguimos reducir la velocidad que podrá alcanzar el monoplaza y además disminuir el número de cambios que tendrá que realizar el piloto.

Otro inconveniente que tenemos es que el orden en el que se acoplan las relaciones en una motocicleta convencional es 1ª-N-2ª-3ª-4ª-5ª-6ª. Si se deja este orden, el piloto debería de pasar por el punto muerto (N) antes de poder engranar la segunda marcha, lo que dificultaría la conducción del vehículo. Además el equipo propuso el instalar un cambio accionado por levas en el volante, lo que dificultaría aún más el paso de 1ª a 2ª, ya que el salto entre la primera relación y el punto muerto es muy pequeño y podría darse el caso de que el piloto engranara el punto muerto en vez de la 2ª marcha.

La solución más sencilla a adoptar sería la de trasladar el punto muerto (N) al final, después de la 4ª marcha. Estas modificaciones, como se ha dicho anteriormente, forman parte de otro proyecto y no entraremos en detalle.

Finalmente, el problema del orden de accionamiento de las marchas queda solucionado, teniendo como resultado el siguiente orden de relaciones: 1ª-2ª-3ª-4ª-N.

Por otro lado, aunque con estas modificaciones se consigue disminuir la velocidad máxima que alcanzaría el vehículo, aun no conseguimos el objetivo deseado, ya que la velocidad máxima que se alcanzaría sería menor que alcanza la motocicleta en 4ª velocidad pero superior a los 120 Km/h. La solución a este problema es modificar la relación entre el piñón de salida del motor y la corona de la transmisión.

II.1.2. Elección del piñón y la corona.

II.1.2.1. Cálculo de la velocidad lineal del monoplaça

Para la elección de la relación de transmisión entre el piñón de salida del motor y la corona, deberemos tener en cuenta la velocidad máxima a la que podrán girar las ruedas en cada marcha y relacionarla con las revoluciones del motor en el régimen óptimo de funcionamiento.

Cada motor, según su curva de par y potencia, posee un régimen de giro óptimo. Para una correcta configuración de la caja de cambios, las relaciones deben permitir que el vehículo alcance la mayor velocidad en dicho régimen óptimo, ya que es donde el motor transmite la máxima potencia a las ruedas.

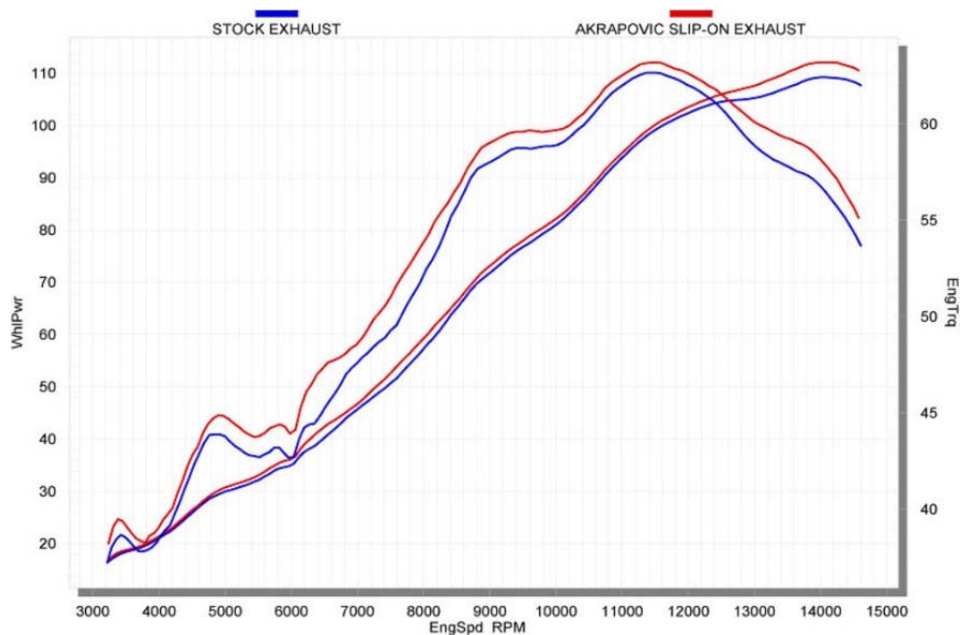


Imagen 17. Curvas de Par y potencia de una Honda CBR 600 RR, con escape de serie y con uno deportivo.

Si representamos en un eje de coordenadas la velocidad lineal del vehículo y las revoluciones del motor, podemos establecer que velocidad se puede alcanzar con cada relación.

II. Diseño

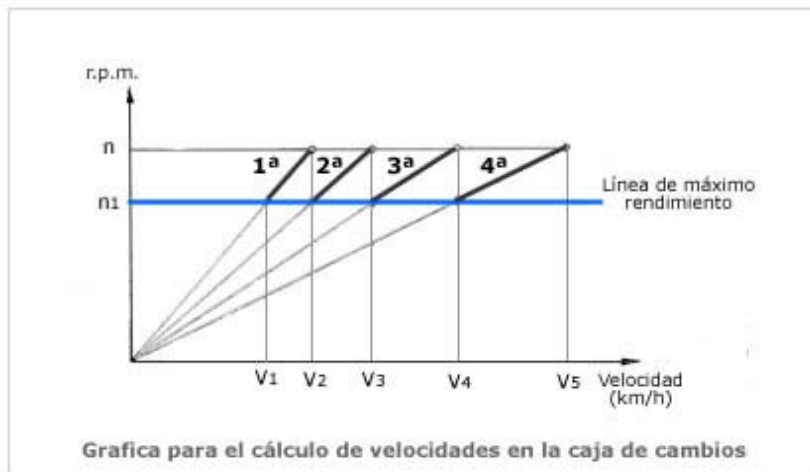


Imagen 18. Gráfica que representa la relación entre la velocidad máxima y los cambios de marchas del monoplaça.

De esta forma se asegura que con cada cambio de marcha se aprovecha toda la potencia del motor.

Con la ayuda de una hoja de cálculo iteraremos con diversas configuraciones de números de dientes del piñón y la corona de la transmisión, para así poder saber con certeza la relación de transmisión que nos permitirá alcanzar nuestro objetivo.

A partir de las relaciones de transmisión de cada marcha de la caja de cambios, especificadas en la ficha técnica del motor, y de las dimensiones de las ruedas, podemos calcular la velocidad a máxima potencia del monoplaça, es decir, la velocidad máxima que podremos alcanzar en cada marcha girando al régimen de máxima potencia del motor.

En primer lugar, a las relaciones de transmisión de cada una de las marchas del motor, anteriormente citadas, deberemos multiplicarle la reducción del eje primario del motor, que también influirá en este cálculo.

Marcha	Relación de transmisión (Rt)	Reducción primario
1	0,375	0,474
2	0,516	0,474
3	0,621	0,474
4	0,710	0,474
5	0,793	0,474
6	0,857	0,474

Tabla 2. Reducción del eje primario del motor en cada marcha.

II. Diseño

Como se ha dicho anteriormente, las dimensiones de las ruedas también influyen en el cálculo de la velocidad.



Imagen 19. Esquema de las medidas de un neumático.

En nuestro caso el neumático tiene unas medidas de 20.5/7 R13, es decir, un perfil (P) de 7 cm, un ancho (A) de 20.5 cm y equipa una llanta de 13".

Con estos datos hallaremos la constante k, que depende de las dimensiones de cada neumático. Esta constante nos servirá más adelante para el cálculo de la velocidad máxima del vehículo. Podremos calcular la constante mediante la siguiente expresión [4].

$$k = \frac{\pi * \varnothing * 60}{1000}$$

Donde:

Ø: Diámetro de la rueda, que es la suma del diámetro de la llanta (D) más el doble del perfil (P).

El objetivo de estos cálculos es el de hallar las rpm que tendrán las ruedas en cada marcha cuando el motor este girando en el régimen de máxima potencia, ya que este dato, junto con la constante k del neumático, será el que condicione la velocidad que podremos alcanzar con el monoplaza.

II. Diseño

A continuación deberemos obtener la relación de transmisión total (rT), es decir, la relación de transmisión que engloba cada reducción, desde la salida del cigüeñal a las ruedas. Podremos calcularla mediante la siguiente expresión.

$$rT = r_{t_{marcha}} * r_{t_{primario}} * r_{t_{transmisión}}$$

Donde:

$r_{t_{marcha}}$: Relación de transmisión de cada marcha de la caja de cambios.

$r_{t_{primario}}$: Relación de transmisión de la reducción del eje primario de la caja de cambios.

$r_{t_{transmisión}}$: Relación de transmisión entre el piñón de salida del motor y la corona.

Iteraremos con distintas configuraciones de dientes del piñón y la corona para obtener la relación de transmisión óptima que satisfaga nuestro objetivo.

En el primer caso comprobaremos la velocidad máxima que se alcanza si se usara el piñón y la corona de serie de la motocicleta, que en nuestro caso cumplen con una relación de 17/45.

Calcularemos el rT (relación de transmisión total).

Marcha	Relación de transmisión (Rt)	Reducción primario	RT
1	0,375	0,474	0,067
2	0,516	0,474	0,092
3	0,621	0,474	0,111
4	0,710	0,474	0,127
5	0,793	0,474	0,142
6	0,857	0,474	0,153

Tabla 3. Resultados de la relación de transmisión total (rT) para cada relación

Obtendremos el número de revoluciones de las ruedas a Potencia máxima, multiplicando la relación de transmisión total (rT) por el régimen de revoluciones en el que el motor entrega la máxima Potencia. En nuestro caso el motor produce 120 CV a 13500 rpm.

$$n^{\circ} \text{ rpm } P_{\text{máx.}} = rT * \text{rpm } P_{\text{máx.}}$$

II. Diseño

Como se ha dicho anteriormente nuestro neumático tiene unas medidas de 20.5/7 R13, si calculamos la constante “k” obtenemos un valor de 0.0754 con un diámetro de rueda (\emptyset) de 0.4002 m.

Para el cálculo de la velocidad de cada rueda multiplicaremos la constante k por el valor de las revoluciones a Pot. Máxima en cada marcha.

$$v \left(\frac{Km}{h} \right) = k * n^{\circ} rpm Pmax.$$

De esta manera se obtiene la velocidad máxima a la que podemos circular dentro del régimen de máxima potencia del motor. Para nuestro caso el valor de las velocidades con la relación 17/45 sería el siguiente.

Marcha	v (Km/h)
1	70
2	96
3	116
4	132
5	148
6	160

Tabla 4. Velocidad máxima que alcanzaría e monoplaza a régimen de máxima potencia del motor con una rt de 17/45.

Como vemos en 4ª marcha podemos alcanzar los 132 Km/h y en 3ª los 116 Km/h lo que nos indica que esta relación no cumpliría con nuestros requisitos, así que para reducir esta velocidad disminuiríamos el número de dientes del piñón y de la corona.

Tras hacer varias iteraciones vemos que la opción más viable es instalar un piñón de 14 dientes y una corona de 40. Los resultados de esta configuración se encuentran en la siguiente tabla.

Marcha	Relación de transmisión (Rt)	Reducción primario	RT	nº rpm a Pmax (rpm)	v (Km/h)
1	0,375	0,474	0,062	839,31	65
2	0,516	0,474	0,086	1155,18	89
3	0,621	0,474	0,103	1389,20	107
4	0,710	0,474	0,118	1588,37	123
5	0,793	0,474	0,131	1775,09	137
6	0,857	0,474	0,142	1918,42	148

Tabla 5. Velocidad máxima que alcanzaría e monoplaza a régimen de máxima potencia del motor con una rt de 14/40.

II. Diseño

Como podemos observar en la tabla anterior, la velocidad que se alcanza en 4ª son 123 Km/h y en 3ª 107 Km/h, esto nos indica que esta relación de transmisión entre el piñón y la corona sí que satisface nuestros objetivos. Aunque el valor sea ligeramente superior hay que tener en cuenta que los cálculos se han realizado suponiendo que la caja de cambios y todos los componentes de la transmisión y del motor tienen un rendimiento igual a 1, por lo que no se han tenido en cuenta las pérdidas por rozamiento y otras que pueden menguar el resultado.

La elección de estos componentes también se ha visto condicionada por la facilidad de encontrarlos en el mercado, ya que tal como se ha dicho anteriormente, se va a optar por el uso de componentes comerciales. De esta manera es posible reducir los costes, además del tiempo de diseño y de fabricación.

II.2. CADENA

Para transmitir la fuerza del motor a las ruedas motrices, utilizaremos una transmisión por cadena de rodillos, que conectará el piñón de salida del motor con la corona dentada.

Una transmisión por cadena está formada, básicamente, por tres elementos; la rueda conductora (rueda menor), que en nuestro caso es el piñón; la rueda conducida (rueda mayor), que corresponde a la corona y la cadena de rodillos, que es la encargada de transmitir la fuerza.

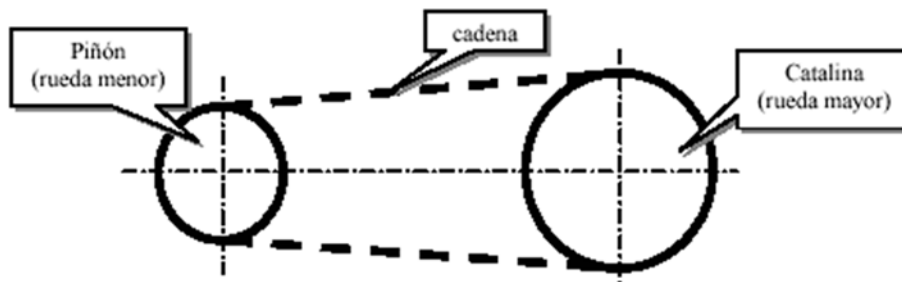


Imagen 20. Esquema de una transmisión por cadena.

La cadena de rodillos está formada por la unión de eslabones, que, en esencia, son dos placas metálicas unidas por dos bulones. La distancia entre cada eslabón se denomina paso. Para que el piñón y la corona engranen en la cadena y se pueda transmitir el movimiento sin dificultad y sin comprometer ninguno de sus elementos, estos deberán tener el mismo paso que la cadena.

El paso en las ruedas dentadas es igual a la separación existente entre sus dientes.

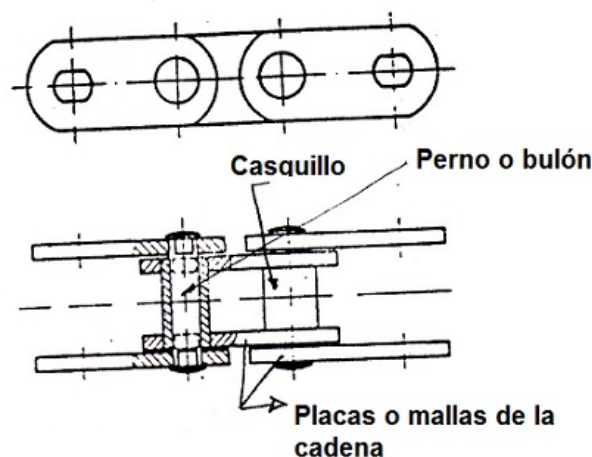


Imagen 21. Esquema de los eslabones de una cadena.

II. Diseño

En esta parte del proyecto vamos a calcular la distancia que habrá entre los ejes del piñón y la corona y el número de eslabones de la cadena necesarios para poder conectar ambos. Este cálculo lo realizaremos con la ayuda del catálogo de la empresa WIPPERMAN, en el que están detallados los pasos y las expresiones necesarias para realizarlo [5].

II.2.1. Cálculo de la cadena

En primer lugar, para el cálculo de la cadena necesitaremos saber la distancia mínima a la que deben estar los ejes del piñón y la corona. En nuestro caso ésta distancia mínima será de 165 mm, ya que a una distancia menor existen interferencias con el motor.

Una vez conocida esta distancia, podemos empezar con el cálculo del número de eslabones de la cadena, para el que emplearemos la siguiente expresión:

$$X = 2 * \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C * p}{a}$$

Donde:

X: longitud de la cadena en eslabones.

a: distancia entre ejes mínima en mm.

p: paso de la cadena en mm.

z1: número de dientes de la rueda pequeña (piñón).

z2: número de dientes de la rueda grande (corona).

C: coeficiente de la tabla, también se puede calcular como; $C = \left(\frac{z_1+z_2}{2\pi}\right)^2$

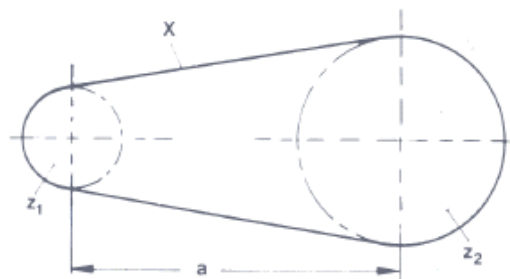


Imagen 22. Esquema que engloba los factores de la expresión para el cálculo de los eslabones de la cadena.

II. Diseño

Para averiguar el paso de la cadena observaremos la siguiente imagen, que recoge los pasos para cada tipo de cadena. En nuestro caso, elegiremos una cadena 520, que aunque tenga menos vida útil que las de paso mas grande como una 525, tiene un menor peso, lo que se traduce en una menor masa suspendida, que ayuda a que la rueda gire mejor al tener un menor rozamiento.

Model	SUBARU Chain No.	Pitch P	Width between roller link plates W	Roller diam. R	Ave. tensile strength lbs. kg.	Weight lbs/ft. kg/m.
77 series chains ▲ Quad staked riveting.						
420	420	12.70	0.262 6.40	0.306 7.77	4,200 1,900	0.37 0.55
425	425	12.70	0.313 7.95	0.312 7.94	4,200 1,900	0.43 0.64
428	428	12.70	0.313 7.95	0.335 8.51	4,200 1,900	0.47 0.70
428 H	428H	12.70	0.313 7.95	0.335 8.51	5,200 2,400	0.47 0.70
520	520	15.875	0.262 6.40	0.400 10.16	7,050 3,200	0.62 0.93
▲ 525	525	15.875	0.313 7.95	0.400 10.16	7,050 3,200	0.67 1.00
▲ 530	530	15.875	0.375 9.53	0.400 10.16	7,050 3,200	0.70 1.04
▲ 630	630	19.05	0.375 9.53	0.469 11.91	9,700 4,400	1.03 1.53

Imagen 23. Paso en mm de los diferentes tipos de cadena de rodillos.

El resultado final para un paso (p) de cadena de 15.875mm y un número de dientes de 14 y 40 para el piñón (z1) y la corona (z2), respectivamente, es de 50.8 eslabones, que redondeando al inmediatamente superior queda en 51 eslabones (X).

Para un óptimo funcionamiento de la cadena y evitar el fallo por rotura, los fabricantes y otros equipos nos recomiendan el uso de cadenas con un número de eslabones par, ya que si no, tendremos que instalar un eslabón acodado o "halflink" que tiene menor resistencia que la cadena. Por lo que elegiremos una cadena de 52 eslabones y calcularemos la distancia a la que quedarán los ejes de las ruedas dentadas para esta configuración.



Imagen 24. Half link de una cadena de rodillos.

La distancia entre los ejes de la transmisión viene dada por la siguiente expresión:

$$a = p(2 * X - z_1 - z_2) * B$$

Donde:

X: longitud de la cadena en eslabones.

a: distancia entre ejes mínima en mm.

p: paso de la cadena en mm.

z1: número de dientes de la rueda pequeña (piñón).

z2: número de dientes de la rueda grande (corona).

B: coeficiente función de $K = \frac{X-z_1}{z_2-z_1}$

El valor de B se deducirá del cuadro siguiente, dado en el catálogo, por interpolación.

II. Diseño

Coficiente «B»

K	B	K	B	K	B	K	B
13	0,24 991	2,7	0,24 735	1,54	0,23 758	1,26	0,22 520
12	990	2,6	708	1,52	705	1,25	443
11	988	2,5	678	1,50	648	1,24	361
10	986	2,4	643	1,48	588	1,23	275
9	983	2,3	602	1,46	524	1,22	185
8	978	2,2	552	1,44	455	1,21	090
7	970	2,1	493	1,42	381	1,20	0,21 990
6	958	2,0	421	1,40	301	1,19	884
5	937	1,95	380	1,39	259	1,18	771
4,8	931	1,90	333	1,38	215	1,17	652
4,6	925	1,85	281	1,37	170	1,16	526
4,4	917	1,80	222	1,36	123	1,15	390
4,2	907	1,75	156	1,35	073	1,14	245
4,0	896	1,70	081	1,34	022	1,13	090
3,8	883	1,68	048	1,33	0,22 968	1,12	0,20 923
3,6	868	1,66	013	1,32	912	1,11	744
3,4	849	1,64	0,23 977	1,31	854	1,10	549
3,2	825	1,62	938	1,30	793	1,09	336
3,0	795	1,60	897	1,29	729	1,08	104
2,9	778	1,58	854	1,28	662	1,07	0,19 848
2,8	758	1,56	807	1,27	593	1,06	564

Imagen 25. Cuadro para la obtención del coeficiente B del cálculo de la cadena.

Para un número de eslabones (X) de 52 la K nos da un valor de 1.4231. Determinaremos el valor de B por interpolación.

En el cuadro (imagen 25), para una K de 1.42 obtenemos una B de 0.23381, y para una K de 1.44 obtenemos un valor de B de 0.23455. Interpolando obtenemos:

$$B = 0.23381 + \frac{(1.4231 - 1.42) * (0.23455 - 0.23381)}{1.44 - 1.42} = 0.233925 \approx 0.23393$$

Utilizando éste valor del coeficiente B y un número de eslabones par igual a 52 (X) obtenemos una distancia entre ejes (a) de 178.3 mm. Ésta distancia es la que utilizaremos para el diseño de nuestra transmisión.

II. Diseño

Por último, decir que aunque hemos utilizado las expresiones del catálogo de la empresa WIPPERMANN, no encargaremos a esta empresa la fabricación de la cadena, solamente utilizamos estos cálculos para obtener las medidas. Esto se debe a que la fabricación de esta cadena a medida sería costosa, así que reduciremos los costes adquiriendo una cadena de motocicleta comercial de paso 520 de 60 eslabones, que posteriormente acortaremos y empalmaremos para dejarla en 52 eslabones.

Además gracias a adquirir una cadena comercial, nos aseguraremos que cumple con las especificaciones y soportará los esfuerzos sin problema. Siguiendo, de este modo las condiciones impuestas al principio del proyecto de primar la fiabilidad y el uso de componentes comerciales.

II.3. ACOPLAMIENTO DE LA CORONA

Para poder transmitir la fuerza de la cadena, la corona deberá de estar acoplada al diferencial. Para ello se ha diseñado un acoplamiento que unirá ambos.

El diferencial nos lo suministrará una empresa australiana llamada Drexler, esta empresa ésta especializada en la fabricación de componentes para la transmisión de vehículos de competición, y fabrica diferenciales específicamente diseñados para la Formula Student. Ésta empresa, junto al diferencial, nos ofrece la posibilidad de adquirir un acoplamiento para la corona fabricado por ellos.

Si se hace uso de este acoplamiento nos veríamos obligados a tener que fabricar la corona dentada, ya que sería difícil encontrar una corona en el mercado que encajara y que tuviera todas las especificaciones que deseamos. Además la fabricación de esta corona supondría un mayor coste general de la transmisión y un mayor tiempo empleado para la fabricación. Por lo que decidimos fabricar nosotros mismos el acoplamiento para la corona y utilizar una corona comercial.

Esta decisión está tomada en base a que la fabricación del acoplamiento es más sencillo y por lo tanto más económico que el de fabricar una corona dentada. Además el cálculo de los esfuerzos y el diseño general nos llevará menos tiempo que si tuviéramos que fabricar la corona desde cero.

II.3.1. Diseño del acoplamiento.

Para empezar con el diseño tendremos en cuenta las medidas de los agujeros para los pernos de sujeción de la corona a instalar y del eje nervado del diferencial donde irá encajado el acoplamiento.

En cuanto a las medidas de la corona y del piñón, la empresa que nos los va a suministrar no nos ha facilitado los planos, aunque en el catálogo [6] se encuentran algunas medidas que nos sirven para el diseño del acoplamiento y asegurarnos de que la corona encaje correctamente en él.

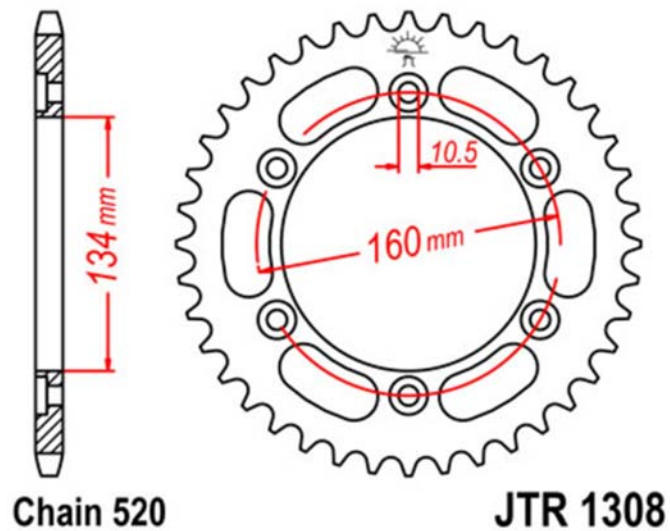


Imagen 26. Esquema y medidas de la corona de la empresa JTSprockets a instalar en el monoplaza.

Como podemos apreciar en la imagen anterior, los orificios para los pernos son de 10.5 mm de diámetro y están a una distancia de 80 mm del centro de la corona.

Como hemos dicho anteriormente, el acoplamiento para la corona va encajado en el eje nervado practicado en el mismo diferencial, así que deberemos asegurarnos de que el acoplamiento encaje correctamente.

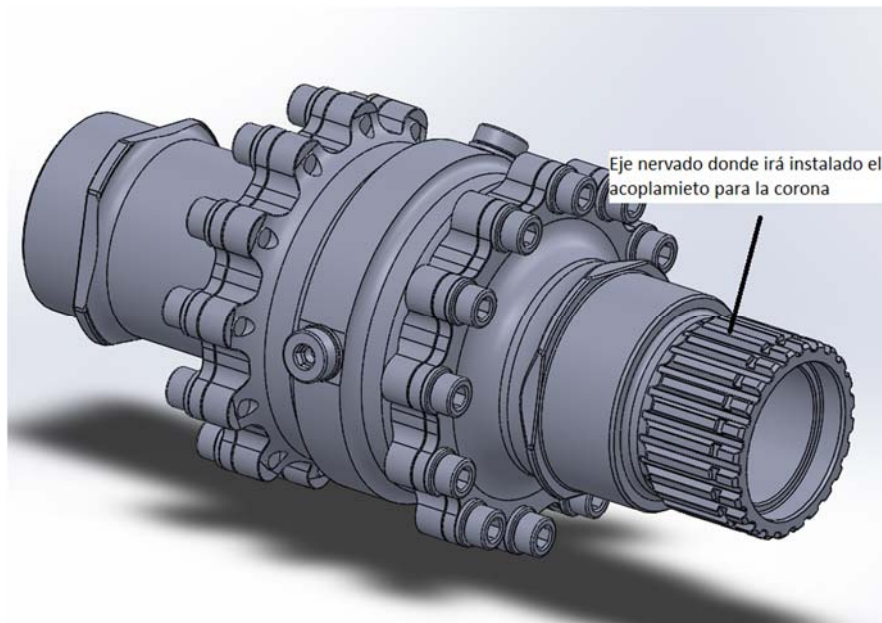


Imagen 27. Detalle del diferencial a instalar en el monoplaza y del eje nervado donde se instalará el acoplamiento.

II. Diseño

Una vez conocidas estas medidas, se puede proceder al diseño inicial del acoplamiento de la corona. Para ello usaremos el programa SolidWorks.

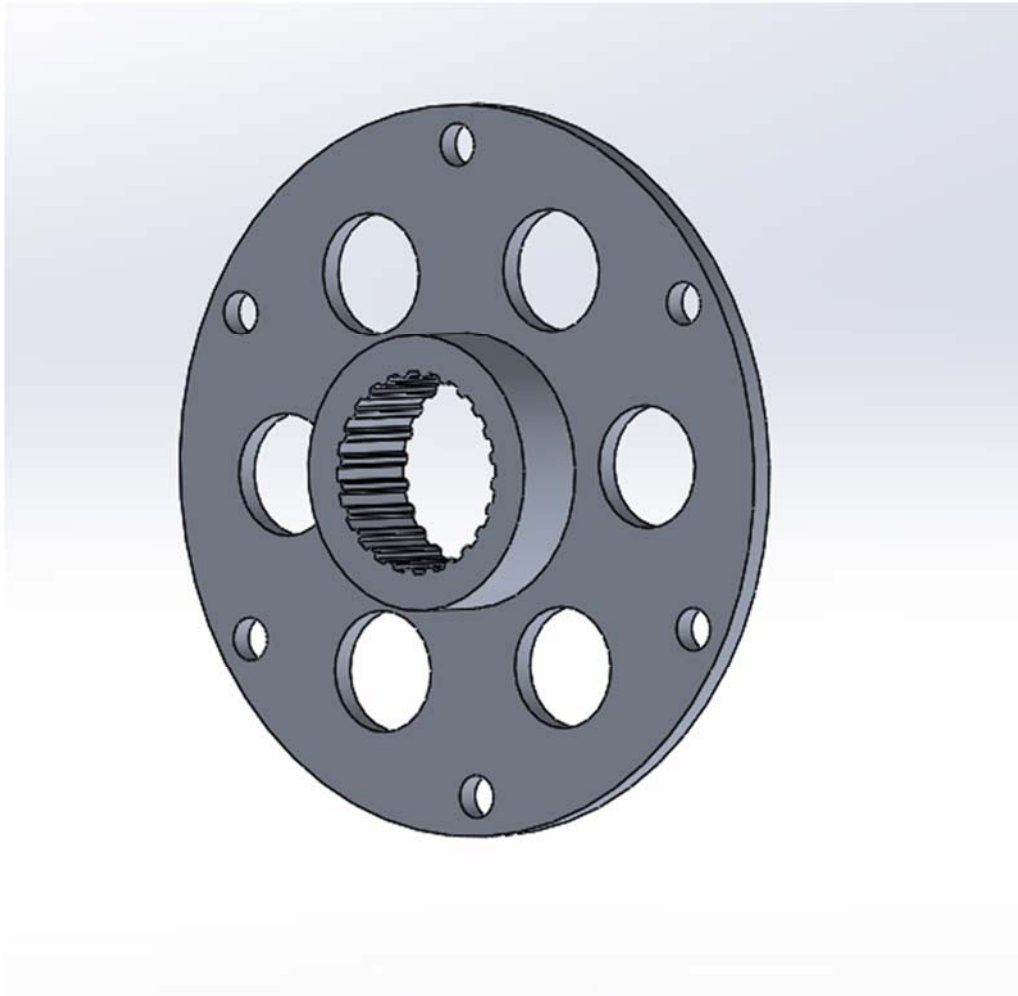


Imagen 28. Diseño inicial del acoplamiento para la corona.

Como podemos apreciar se trata de un diseño sencillo, ya que de este modo se reduce el tiempo de fabricación y nos aseguramos que la pieza soporte bien los esfuerzos, minimizando la aparición de zonas donde se originen generadores de tensiones no deseados.

Lo orificios más grandes tiene como finalidad únicamente la reducción de peso, mientras que los más pequeños son los orificios donde encajaran los pernos que sujetaran la corona.

II.3.2. Análisis estático del acoplamiento para la corona

Para asegurarnos de que la pieza diseñada soporta los esfuerzos a los que va a ser sometida y que su diseño es óptimo, vamos a proceder a realizar un análisis estático mediante la ayuda de los complementos de simulación del programa SolidWorks.

En primer lugar vamos a calcular los esfuerzos que soportará la pieza. Para ello deberemos calcular el par que transferirá el motor a la transmisión [7] [8].

Suponemos que el rendimiento de la transmisión es igual a la unidad, por lo que el par de entrada de la transmisión es el mismo que el par de salida entregado por el motor. Es decir:

$$T_{dis.transm.} = T_{e\ corona} = T_{s\ piñón} = \frac{T_{motor}}{i_{trans.}}$$

El par proporcionado por el motor se calcula a través de la potencia de éste y de la velocidad angular. Hay que tener en cuenta que este cálculo se hará al régimen de giro a máximo par del motor, ya que en este momento el motor nos entrega toda la fuerza.

$$P_{motor} = T_{motor} * \omega_{motor} = 66(Nm) * \frac{11250 * 2\pi}{60} = 77754.4\ Nm/s$$

Una vez obtenido el par proporcionado por el motor, sustituyendo en la primera ecuación obtenemos el par de diseño de nuestra transmisión.

$$T_{dis.transm.} = \frac{P_{motor}}{\omega_{motor} * i_{trans}}$$

Para cada marcha, es decir, para cada relación de nuestra transmisión obtendremos un valor de par de diseño, elegiremos el mayor de ellos para el análisis de los componentes de la transmisión.

Marcha	Tdis.transm (Nm)
1	1061,59
2	771,31
3	641,38
4	560,95
5	501,95
6	464,44

Tabla 6. Valores del par de diseño de la transmisión para cada relación.

II. Diseño

Como hemos dicho anteriormente, estos cálculos se han hecho basándonos en que los componentes de la transmisión y la caja de cambios poseen un rendimiento igual a 1, además nuestro motor, al restringirse el diámetro de la brida de la admisión, no proporcionara toda la potencia que es capaz de transmitir. Es por esto que decidimos usar un par de diseño de la transmisión igual a 900 Nm. Este valor es cercano al obtenido mediante los cálculos. Además se ha determinado, como requisito, que el factor de seguridad en todos los componentes que se diseñen para la transmisión no sea inferior a 5, por lo que de esta manera nos aseguramos que los componentes cumplan con su cometido sin comprometer su integridad.

Una vez calculados los esfuerzos, podemos introducirlos en el programa y empezar en análisis. Esta pieza, soportará un esfuerzo torsional que vendrá dado por la fuerza de la cadena, las zonas que más sufrirán serán los orificios donde se colocan los pernos, por lo que ensayaremos la pieza para ver cómo se comportaría en caso de que la transmisión se bloquease y las paredes de los orificios de la propia pieza, entraran en contacto con los pernos.

En primer lugar dibujaremos unos cilindros que actuaran como los pernos de sujeción de la corona, que encajaremos en el acoplamiento.

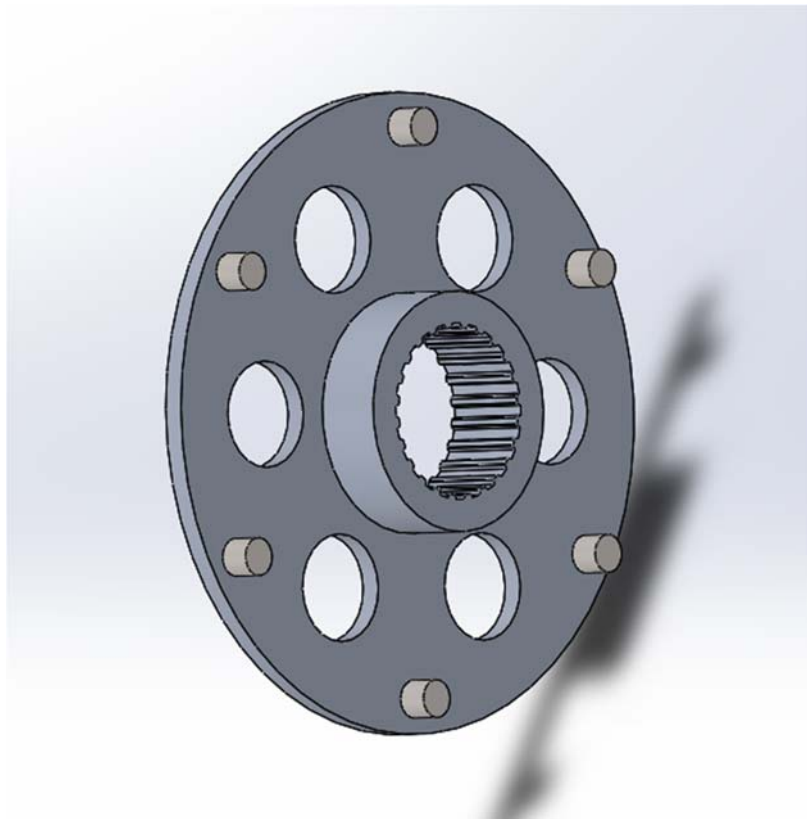


Imagen 29. Ensamblaje del acoplamiento con los pasadores a modo de pernos para la simulación de esfuerzos.

II. Diseño

Después, definiremos el material de cada componente. Para la corona, en este primer análisis, elegiremos como material el aluminio 7075-T6 y para los pasadores elegiremos el material del que están fabricados los pernos que usaremos para el montaje, que en este caso son pernos de grado 10.9 o superior que están fabricados en acero de bajo carbono aleado y templado.

Una vez elegido el material colocaremos las fijaciones. En este caso, como queremos comprobar lo que ocurriría si se bloqueara la transmisión fijaremos el acoplamiento por un extremo y también fijaremos los pernos para ver qué ocurre si estos chocan con la pieza al aplicar la torsión.

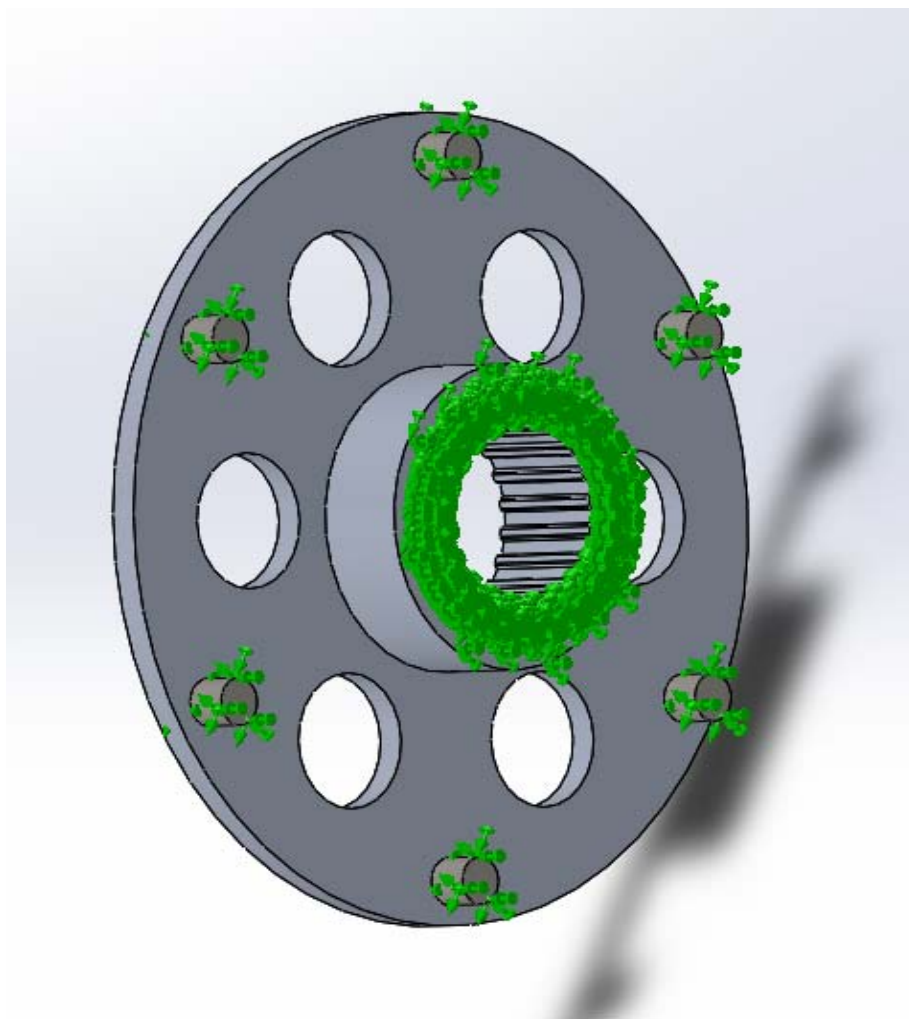


Imagen 30. Sujeciones del acoplamiento de la corona para el análisis estático.

II. Diseño

Una vez fijados los componentes aplicaremos las cargas, en este caso aplicaremos una fuerza de torsión de 900 Nm, que corresponde a la fuerza que ejercerá la cadena sobre los elementos de la transmisión, tal y como se muestra en la imagen.

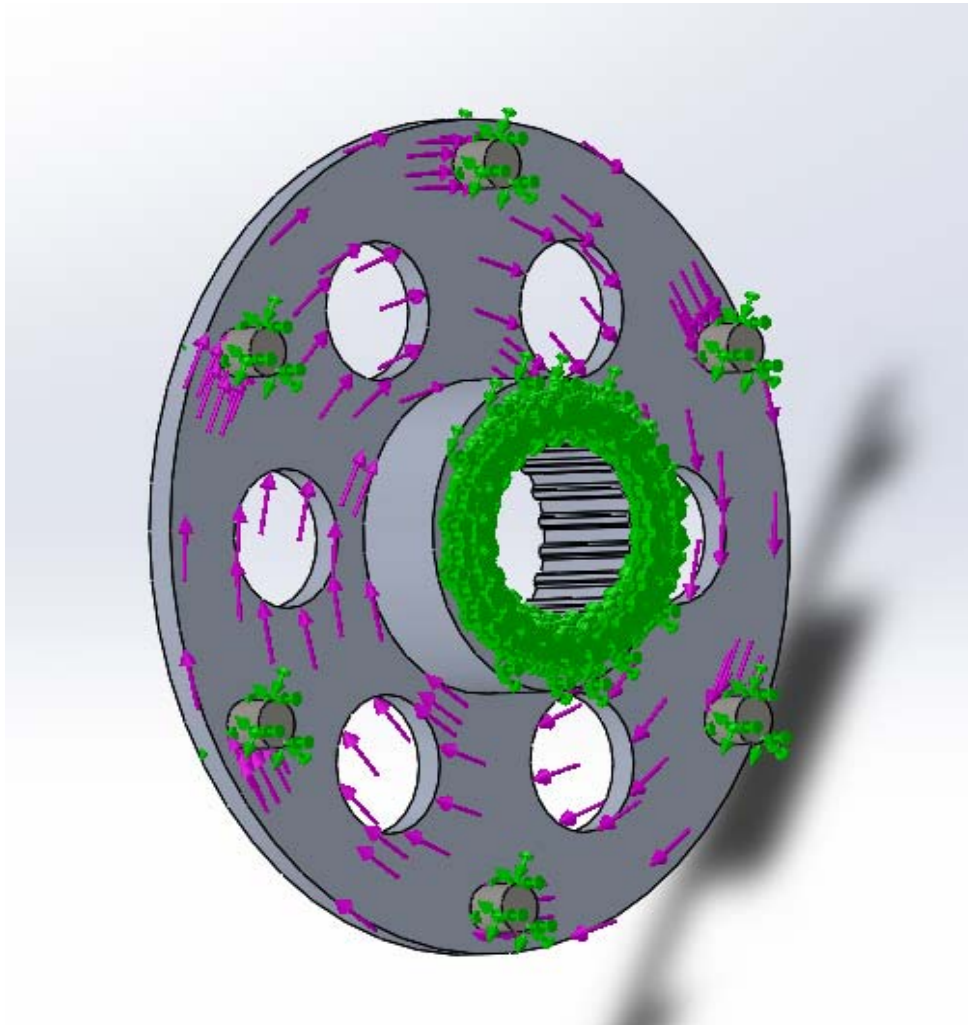


Imagen 31. Aplicación del par torsor generado por el motor.

Seguidamente crearemos la malla, que corresponde a todos los puntos que utilizará el programa para calcular las tensiones que se generan en la superficie de la pieza. Utilizaremos una malla con un refinamiento medio, ya que si utilizásemos un refinamiento más fino el ensayo sería más preciso pero se necesitaría más tiempo para completarlo, de este modo utilizamos bastantes puntos para obtener un análisis fiable con la ventaja que el tiempo de cálculo es menor.

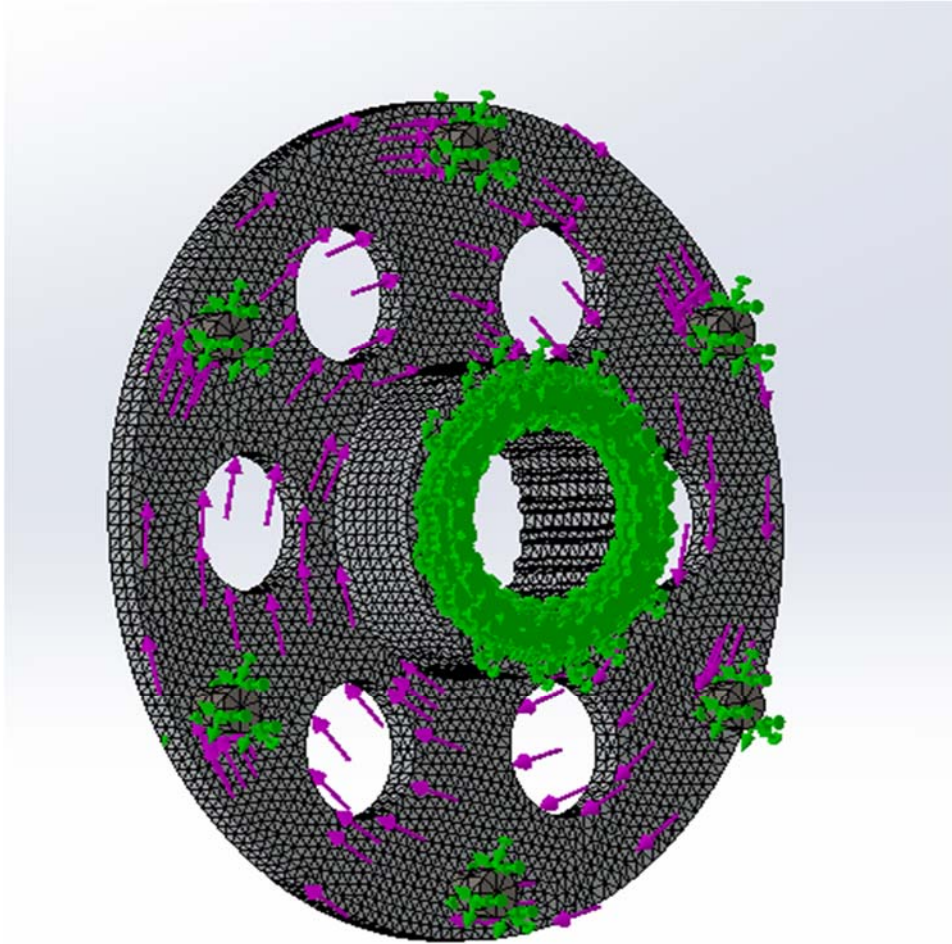


Imagen 32. detalle del mallado del acoplamiento para su análisis.

Finalmente, se procederá al análisis del componente, en el que calcularemos las tensiones de Von Mises que se generan así como el factor de seguridad que será clave para determinar si la pieza cumple con las condiciones impuestas o no.

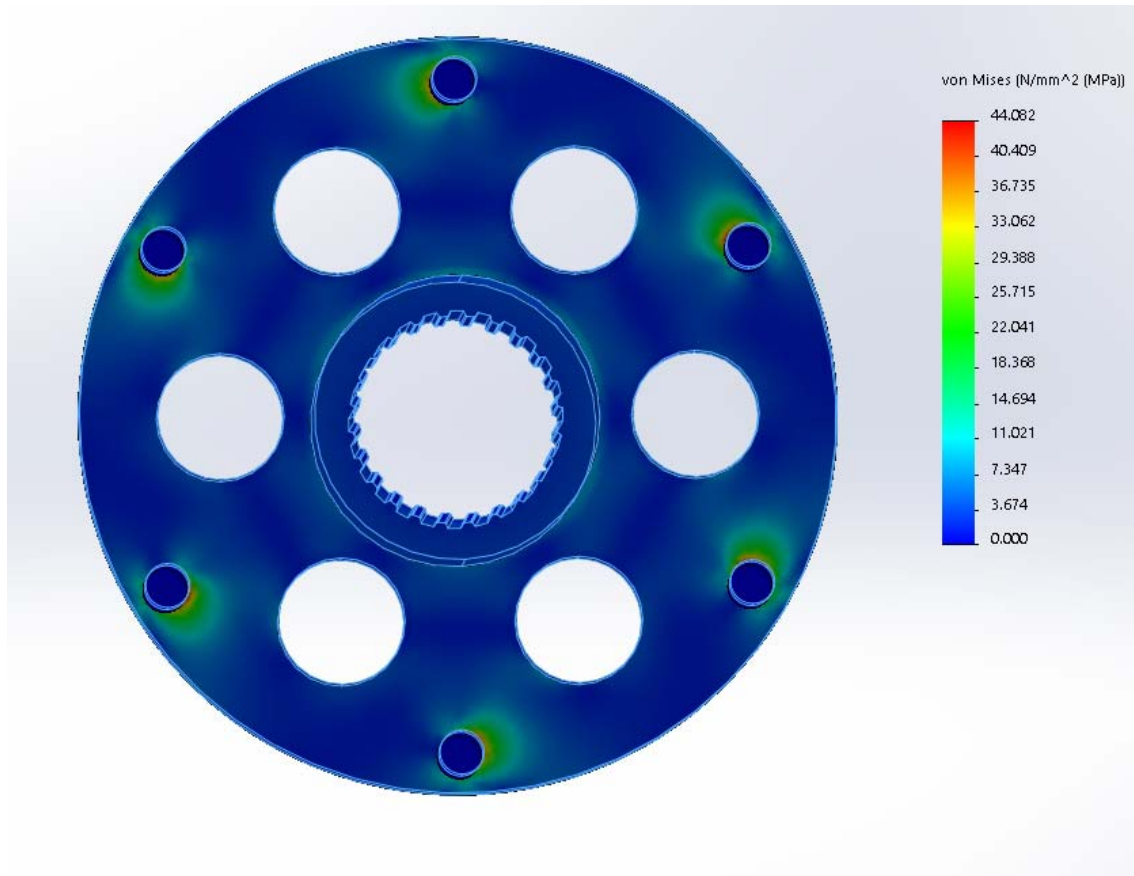


Imagen 33. Tensión de Von Mises generadas en el acoplamiento.

Como vemos en la imagen la máxima tensión que se genera en el componente es de 44.082 MPa, justo en la zona de contacto entre los pernos y las paredes de los orificios del acoplamiento para la corona. El límite elástico del aluminio 7075-T6 es de 505 MPa [9], por lo que la pieza soportará los esfuerzos sin problemas.

Pasaremos ahora a comprobar si el factor de seguridad de la pieza es superior o igual al valor impuesto anteriormente.

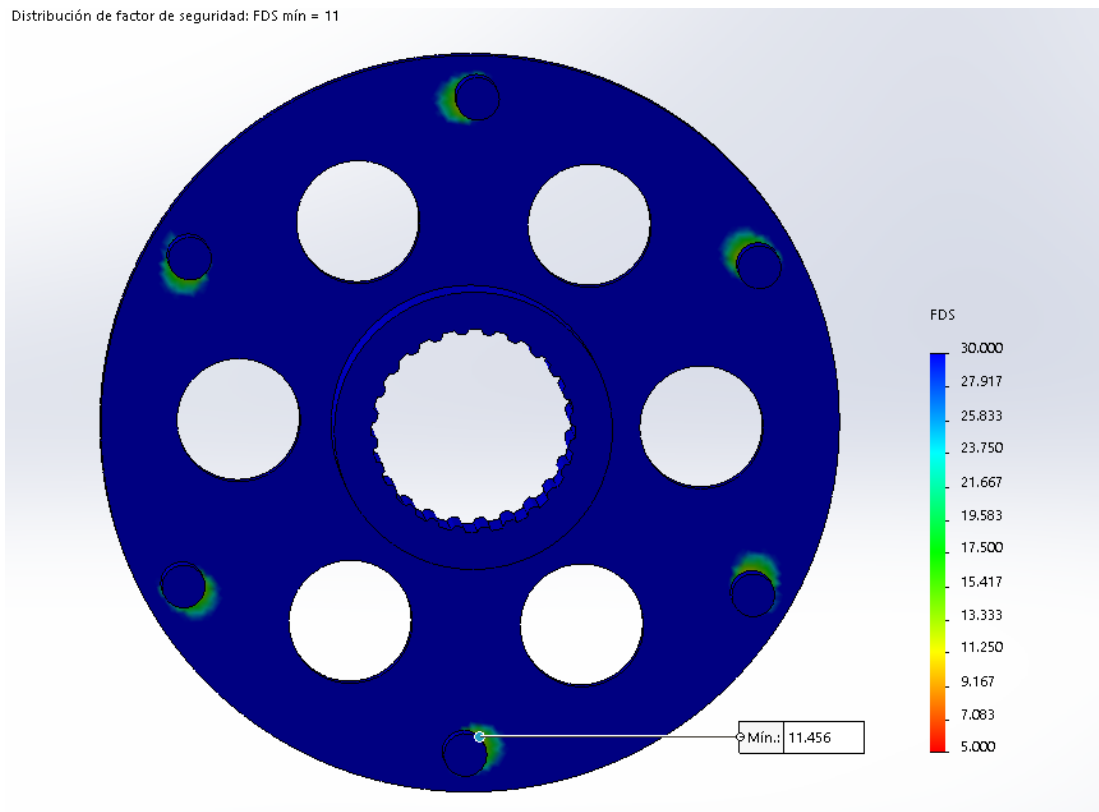


Imagen 34. Factor de seguridad alcanzado en el acoplamiento de la corona en el diseño inicial.

Como vemos en la imagen superior, el factor de seguridad mínimo es de valor 11, por lo que también cumple con los objetivos, ya que el factor de seguridad mínimo requerido es 5.

Aunque el factor de seguridad está dentro de lo permitido, la pieza está sobredimensionada, ya que dicho factor es muy alto, así que seguidamente procederemos con la optimización del acoplamiento para la corona, lo que nos ayudara a rebajar este factor de seguridad y ajustarlo más al deseado.

II.3.2.1. Optimización del acoplamiento para la corona

Para proceder a la optimización del componente, vamos a cambiarle el material del que estará fabricado, pasando de aluminio 7075-T6 a uno de una calidad un poco inferior, como es el 6063-T6.

El objetivo principal de esta optimización es la de disminuir el peso del componente y la de ajustar el factor de seguridad al deseado.

II. Diseño

Las tensiones que se generan son las mismas que en el caso anterior. El valor máximo de la tensión es de 44.082 Mpa y el límite elástico del aluminio 6063-T6 es de 215 Mpa por lo que sabemos que la pieza será capaz de soportar los esfuerzos.

Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 4.9

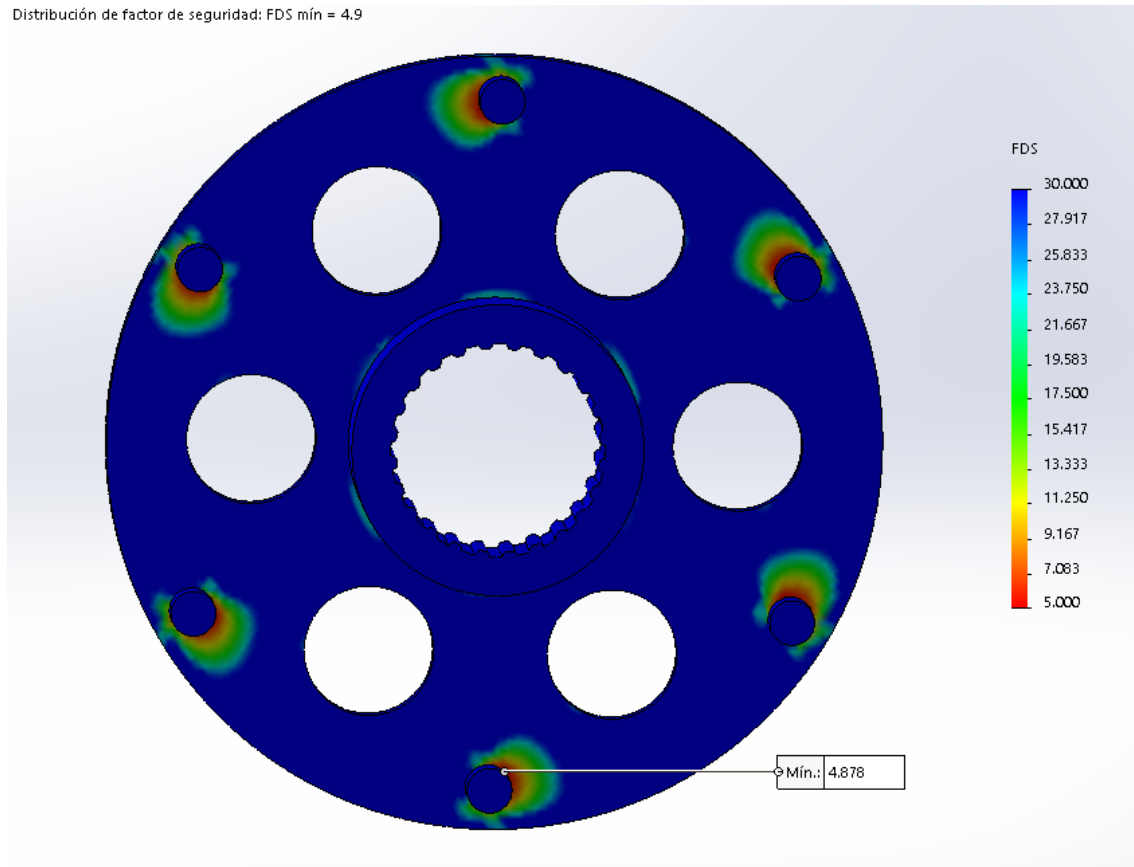


Imagen 35. Factor de seguridad del acoplamiento usando aluminio 6063-T6 para su fabricación.

Como podemos apreciar en la imagen superior, solamente cambiando el material hemos conseguido disminuir el factor de seguridad de 11 a 4.9.

Utilizando este material, conseguimos ajustar el factor de seguridad prácticamente al deseado, aunque sea un poco menor a 5 sería suficiente para asegurar un óptimo comportamiento de la pieza.

El inconveniente del uso de este material es que el peso total de la pieza no se reduce mucho, ya que las densidades de los dos materiales son practicante las mismas y simplemente reducimos el valor del factor de seguridad. Es por esto, que se opta por seguir utilizando el aluminio 7075-T6 y optimizar el diseño del acoplamiento para además de ajustar el factor de seguridad al deseado, disminuir el peso de la pieza, que aunque no sea uno de los requisitos es recomendable, ya que, en este caso existe un amplio margen de mejora sin llegar a comprometer la fiabilidad de la pieza.

II. Diseño

Para optimizar el diseño inicial, utilizaremos el complemento “Análisis del Diseño” de SolidWorks. Este complemento de simulación, nos permitirá generar escenarios donde se modifican las variables del diseño inicial para así ajustar el factor de seguridad y disminuir el peso total del conjunto.

En primer lugar lo que haremos será definir qué variable queremos modificar, que en nuestro caso será el ancho del acoplamiento. Como restricciones indicaremos al programa que el factor de seguridad mínimo será 5, y como objetivo marcaremos el de minimizar la masa.

Si observamos la siguiente imagen podemos ver cómo quedaría la tabla de variables del análisis.

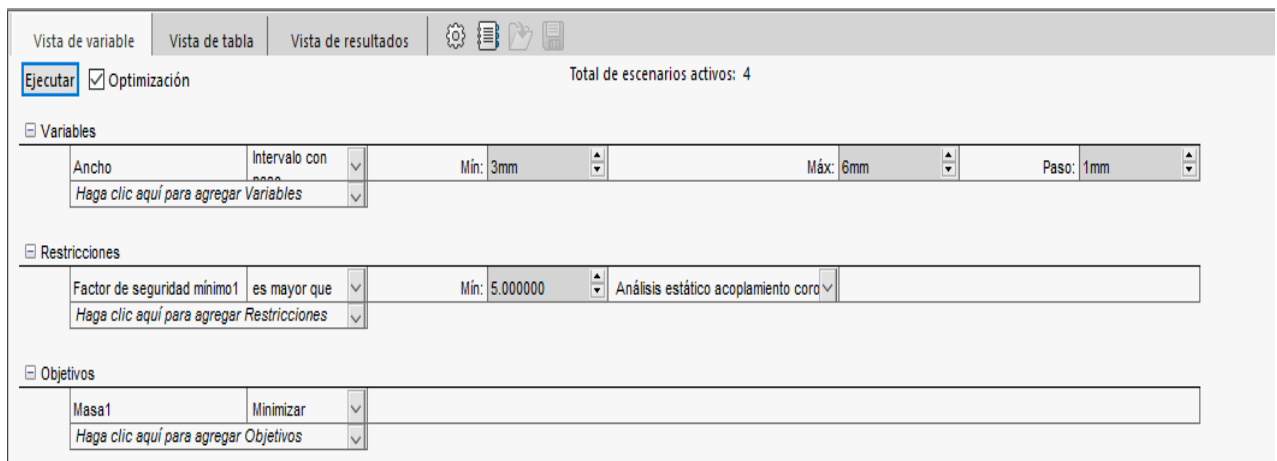
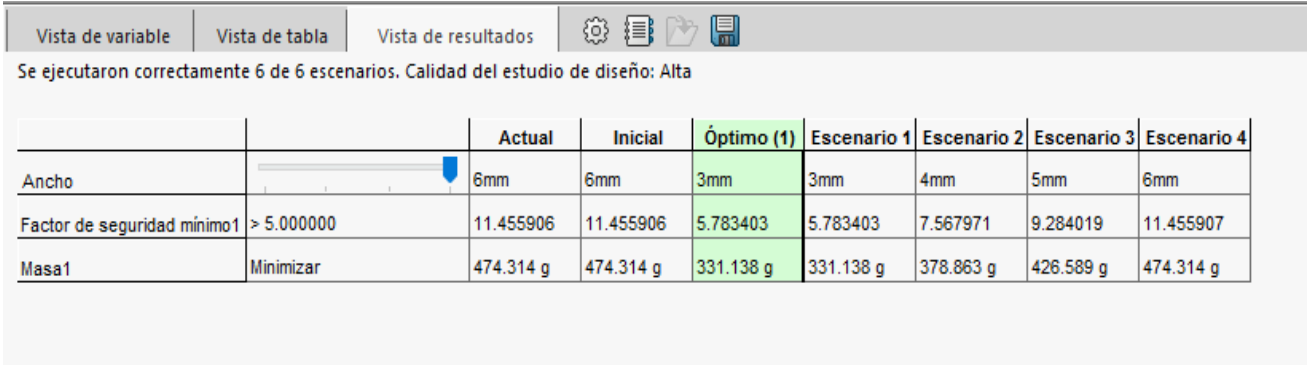


Imagen 36. Variables a modificar en el análisis de diseño del acoplamiento.

Como podemos apreciar en la imagen 36, el valor máximo del ancho del acoplamiento es 6, ya que éste es el valor del diseño inicial y sabemos que por encima de éste la pieza queda sobredimensionada.

Una vez cargadas todas las variables podemos ejecutar el ensayo. A continuación el programa nos mostrara los escenarios óptimos.

II. Diseño



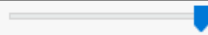
		Actual	Inicial	Óptimo (1)	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4
Ancho		6mm	6mm	3mm	3mm	4mm	5mm	6mm
Factor de seguridad mínimo1	> 5.000000	11.455906	11.455906	5.783403	5.783403	7.567971	9.284019	11.455907
Masa1	Minimizar	474.314 g	474.314 g	331.138 g	331.138 g	378.863 g	426.589 g	474.314 g

Imagen 37. Escenarios simulados por el programa en el análisis de diseño del acoplamiento.

Finalmente, después de realizar los ensayos, vemos que el espesor que podemos dar al acoplamiento, haciendo que este cumpla con todos los requisitos, es 3 mm ajustando el valor del factor de seguridad al deseado, bajando de 11 a 5.8. Además, gracias a esta optimización hemos conseguido rebajar la masa del conjunto de 474.31 g del modelo inicial, a 331.14 g.

II.4. PORTADIFERENCIAL

Para sujetar el conjunto del diferencial y la corona en su lugar se va a diseñar un soporte que se anclará directamente al motor. Este soporte, permitirá que el diferencial se sujete y permanezca apoyado sobre unos rodamientos que permitirán su giro. Además, este soporte del diferencial, nos servirá también para tensar la cadena de rodillos en caso de que pierda su tensión de trabajo óptima con el paso del tiempo.

II.4.2. Elección de los rodamientos

Para elegir los rodamientos, deberemos saber que carga soportarán. Estas vendrán dadas por la fuerza de la cadena y el peso del propio diferencial.

La fuerza de la cadena la calcularemos mediante la siguiente expresión.

$$F_{cadena} = \frac{T_{dis. transm.}}{D_{corona}/2} = 9000 N$$

II. Diseño

Donde:

F_{cadena} : Fuerza ejercida por la cadena

$T_{dis. transm}$: Par de diseño de la transmisión (900 Nm)

D_{corona} : Diámetro primitivo de la corona (200 mm)

No incluiremos en el cálculo el peso del diferencial (2 Kg), ya que este en comparación con la fuerza que ejerce la cadena, apenas influye en el resultado final.

La distancia que separa cada rodamiento de la cadena no es la misma, por lo que la fuerza que soportará cada uno será distinta. Véase en la siguiente imagen.

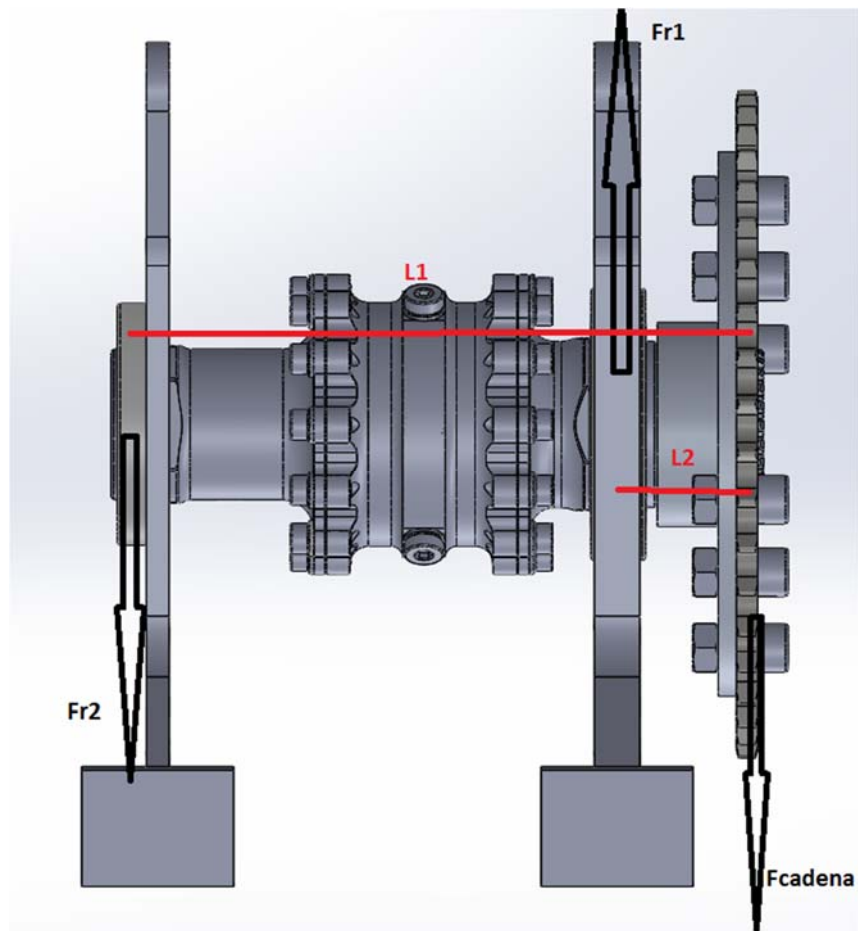


Imagen 38. Esquema de las reacciones que aparecen en cada rodamiento.

II. Diseño

Para obtener los valores de cada reacción haremos un sumatorio de fuerzas y momentos, ya que se trata de un problema estático.

$$\sum_i \bar{M}_i = 0$$

$$\sum_i \bar{F}_i = 0$$

Sabiendo que la distancia L1 es de 162.5 mm y L2 es de 31.2 mm calcularemos las reacciones en cada rodamiento.

$$Fr1 = 11138.6 \text{ N}$$

$$Fr2 = 2138.6 \text{ N}$$

Una vez conocidas las cargas que soportaran cada uno de los rodamientos, elegiremos el tipo de rodamiento a instalar. En este caso, como las cargas solo presenten componente radial y las revoluciones de trabajo son altas, elegiremos rodamientos rígidos de bolas.

Para averiguar qué modelo de cada rodamiento necesitamos, utilizaremos el catálogo de la empresa que va a suministrarnoslos, que en este caso es SKF Bearings.

Viendo la carga estática que van a tener que soportar los rodamientos, elegiremos para el soporte más alejado de la corona (soporte derecho) el rodamiento 6010 de diámetro exterior 80 mm y diámetro interior 50 mm, que es capaz de soportar 16 KN [10]. Para el soporte más cercano a la corona (soporte izquierdo) elegiremos el 6011 de diámetro exterior 90 mm e interior de 55 mm, este rodamiento puede soportar hasta 21.2 KN.

Elegimos estos rodamientos ya que soportaran sin problemas las cargas a los que están sometidos, permitiéndonos disponer de un margen de seguridad bastante amplio.

II.4.3. Diseño del porta diferencial

Como se ha dicho anteriormente en ese capítulo, se va a proceder al diseño de un soporte que contendrá todos los elementos principales de la transmisión, como son; el diferencial, la corona y el acoplamiento para ésta. Este soporte mantendrá todos estos elementos en su lugar, convirtiéndolos en parte del vehículo.

II. Diseño

En la competición existen varios modelos de porta diferenciales, cada equipo diseña y fabrica el suyo dependiendo de la configuración del chasis de su vehículo, del motor y de qué tipo de diferencial vaya a instalar.

Además de servir de soporte del diferencial, nos serviremos de él para el tensado de la cadena, ya que se le pueden añadir tensores o piezas que actúen como tales para, en caso de que sea necesario, tensar la cadena para una óptima transferencia de potencia a las ruedas.

Básicamente el diseño de nuestro porta diferencial constara de cuatro partes, estas aparecen detalladas en la imagen inferior (imagen 39).

Se ha elegido este diseño teniendo en cuenta las restricciones del equipo descritas al principio del proyecto. Se ha primado la fiabilidad y la funcionalidad al diseño innovador, además de garantizar que el proceso de fabricación no va a suponer un problema y se finalizará en el menor tiempo posible.

Una cosa importante a tener en cuenta en este componente, es que su montaje y desmontaje debe ser sencillo y rápido, ya que para poder alcanzar cualquier componente de la transmisión deberemos manipular dicho soporte.

Por último decir también que, al estar unido a partes móviles de vital importancia para el funcionamiento del vehículo, se deberá prestar atención a que no interfiera en el funcionamiento de ninguna pieza de la transmisión, ya que esto puede ocasionar desperfectos graves que nos dejen fuera de la competición.

El diseño inicial del porta diferencial se puede ver en la imagen inferior, en la que también están enumerados los elementos que forman el conjunto.

- 1. Soporte porta diferencial derecho.**
- 2. Soporte por diferencial izquierdo.**
- 3. Placa de unión**
- 4. Soportes para el motor.**

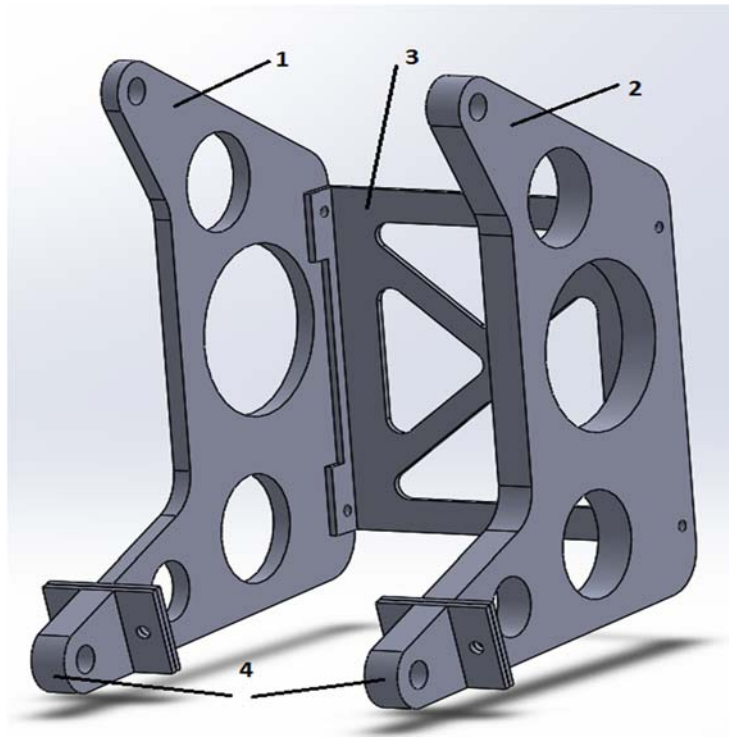


Imagen 39. Conjunto del porta diferencial y elementos que lo forman.

Como podemos ver en la imagen, los soportes derecho e izquierdo del porta diferencial son de un espesor diferente, esto es debido a que las cargas a las que están sometidos son distintas, debido a la distancia que hay entre estos y la corona.

Anteriormente, se ha dicho que el porta diferencial actuara también como tensor para la cadena. Si nos remontamos al primer capítulo del proyecto, donde se explican los diferentes tipos de tensores para cadena que se usan en la FSAE, dijimos que uno de los más usados por los equipos primerizos es el tensor de pletinas. En nuestro diseño se ha integrado este tipo de tensor, ya que es el que presenta una mayor facilidad de montaje y nos permite fabricar un porta diferencial con un diseño sencillo y rápido de fabricar, requisitos indispensables en este proyecto.

El funcionamiento de este tensor es muy sencillo, básicamente se trata de ir añadiendo placas del grosor deseado entre los acoplamientos del motor y los soportes del diferencial (1,2 y 4). Estas placas, se sujetarán con la ayuda de dos pernos de métrica 6 y grado 10.9 o superior.

La utilización de pernos de grado 10.9 a 12.9 nos garantizan que la unión va a ser sólida y capaz de soportar los esfuerzos generados con un margen de seguridad amplio, ya que estos pernos son utilizados en automoción por su capacidad de soportar grandes esfuerzos.

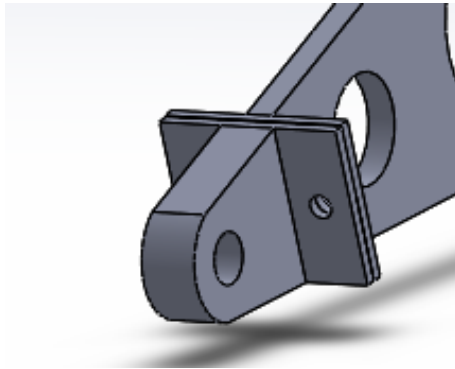


Imagen 40. Detalle del acoplamiento del motor que actuara como tensor de cadena.

En la imagen superior, podemos ver el acoplamiento del motor, que junto al del otro lado del porta diferencial, actuaran de tensor de la cadena modificando la distancia entre los ejes de piñón y la corona a medida que se añaden placas de separación.

II.4.3.1. Análisis estático del porta diferencial

Al igual que hemos hecho con el acoplamiento para la corona, vamos a aplicar al porta diferencial un análisis estático para comprobar que es capaz de soportar las cargas a las que va a ser sometido y asegurarnos que el factor de seguridad del conjunto es superior a 5, ya que es uno de los requisitos de equipo para los componentes que forman la transmisión.

En primer lugar, deberemos introducir en el programa el material del que se va a fabricar el porta diferencial. En este caso utilizaremos aluminio 7075-T6, ya que este material posee un límite elástico alto, y además es bastante ligero en comparación con otros materiales altamente resistentes como el acero.

Una vez seleccionado el material, pasaremos a indicar los contactos entre las caras de cada pieza que forma el conjunto. Para esto se aconseja hacer una vista explosionada, que nos ayudara a seleccionar cada una de las caras que estará en contacto.

Elegiremos para la simulación un contacto sin penetración en cada una de las caras en las que exista contacto.

Una vez seleccionado el tipo de contacto y las caras que van a presentarlo pasaremos a definir las sujeciones del modelo. En nuestro caso, el porta diferencial ira totalmente anclado al motor, tanto por la parte superior como por la inferior, así que pondremos las sujeciones en dichos orificios de unión, tal y como se muestra en la imagen inferior.

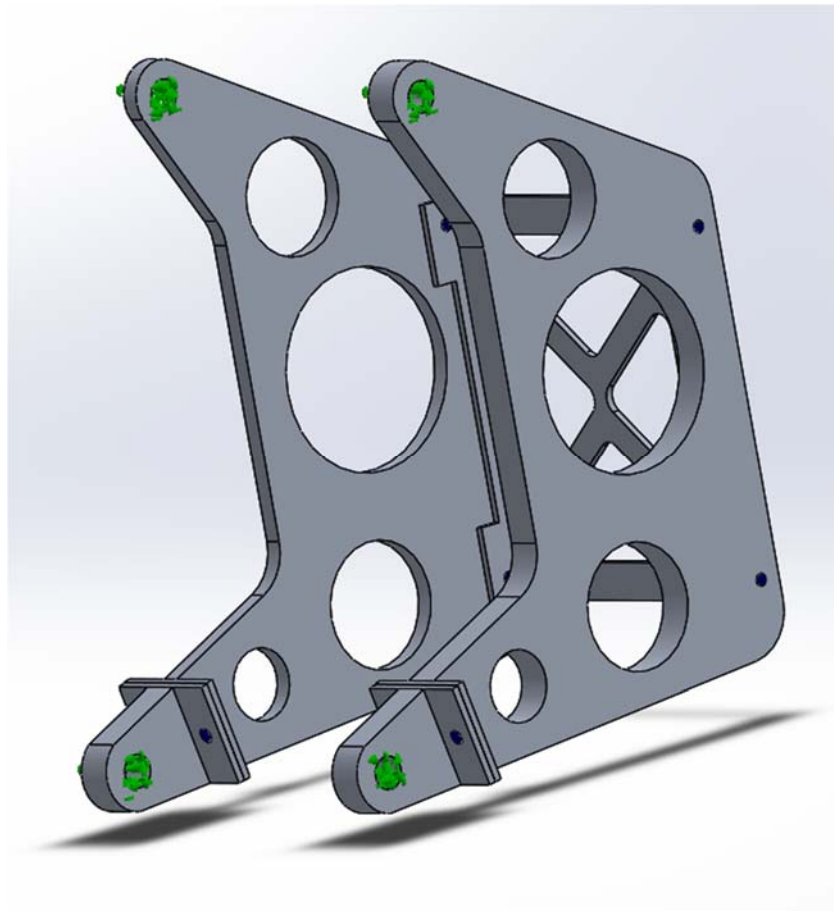


Imagen 41. Sujeciones y conectores del conjunto del porta diferencial.

Como podemos ver en la imagen, los orificios resaltados en verde corresponden a las sujeciones, es decir, representan cada uno de los anclajes que irán conectados al motor.

Los orificios resaltados en color azul oscuro representan los pasadores, que hemos introducido para simular las conexiones que servirán para unir las diferentes piezas que forman el diferencial y así obtener un análisis más preciso.

Ahora es el momento de aplicar las fuerzas que soportará el porta diferencial. Estos esfuerzos los hemos calculado anteriormente, en el apartado de los rodamientos, y corresponden a las fuerzas Fr_1 y Fr_2 , que tienen un valor de 11138.6 N y 2138.6 N respectivamente.

Estas cargas irán aplicadas en la dirección de la cadena, así que, para representarlas en la simulación, deberemos conocerla. Para ello, hemos dibujado un croquis simulando la cadena en el ensamblaje de todo el conjunto de la transmisión y se ha medido el ángulo que forma con una arista de referencia horizontal. Véase en la siguiente imagen.

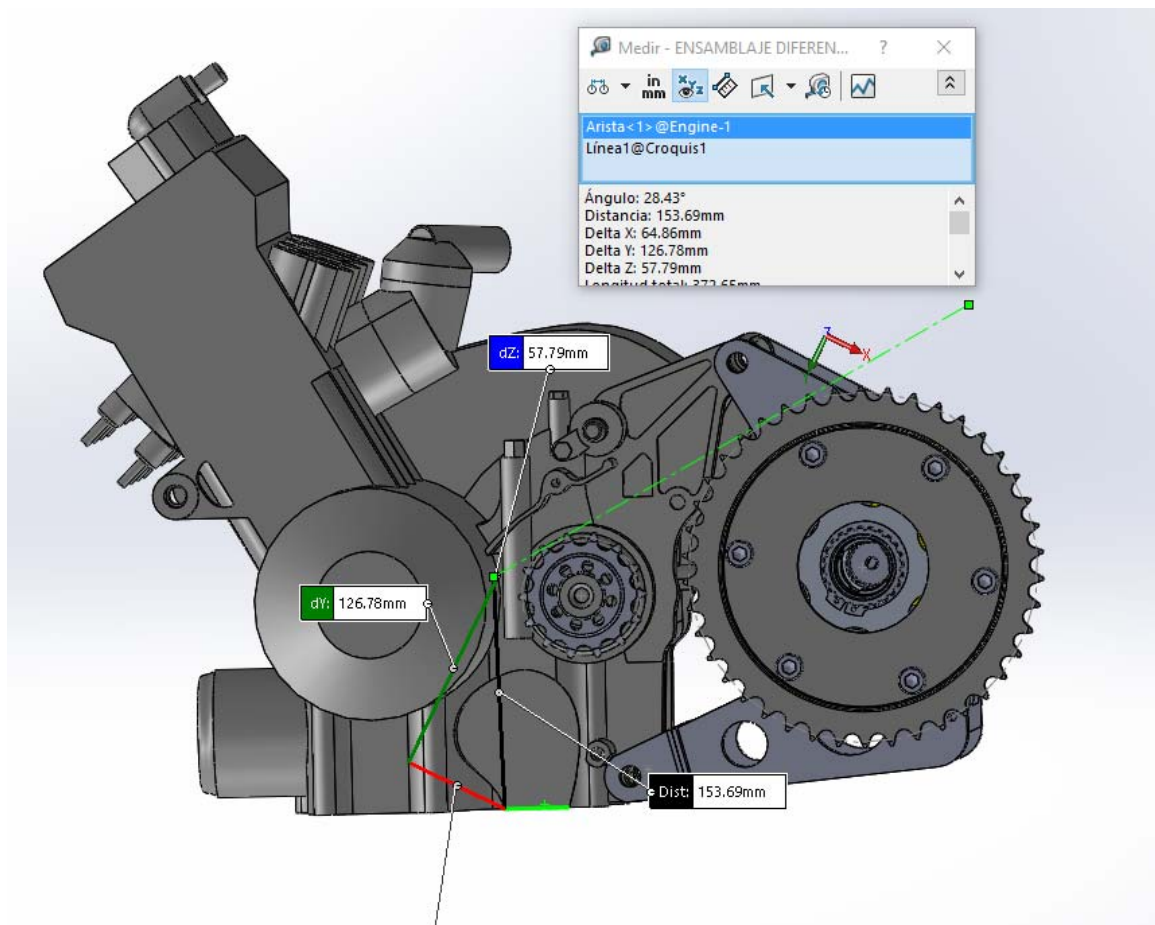


Imagen 42. Medida del ángulo de aplicación de la fuerza de la cadena en el ensamblaje de todo el conjunto de la transmisión.

Como vemos en la imagen el ángulo que forma la cadena es de 28.43° , así que este será el ángulo con el que se aplicaran las cargas en el porta diferencial.

A continuación colocaremos las cargas, estas estarán situadas en el interior de los orificios para los rodamientos de cada soporte. En el soporte izquierdo, colocaremos el valor de la carga Fr_1 en la dirección de la cadena, y en el soporte derecho colocaremos el valor de la carga Fr_2 en dirección opuesta a la anterior. En la imagen siguiente se puede observar como quedarían las cargas una vez situadas en el conjunto. De este modo, terminamos de definir el contorno de nuestro análisis estático.

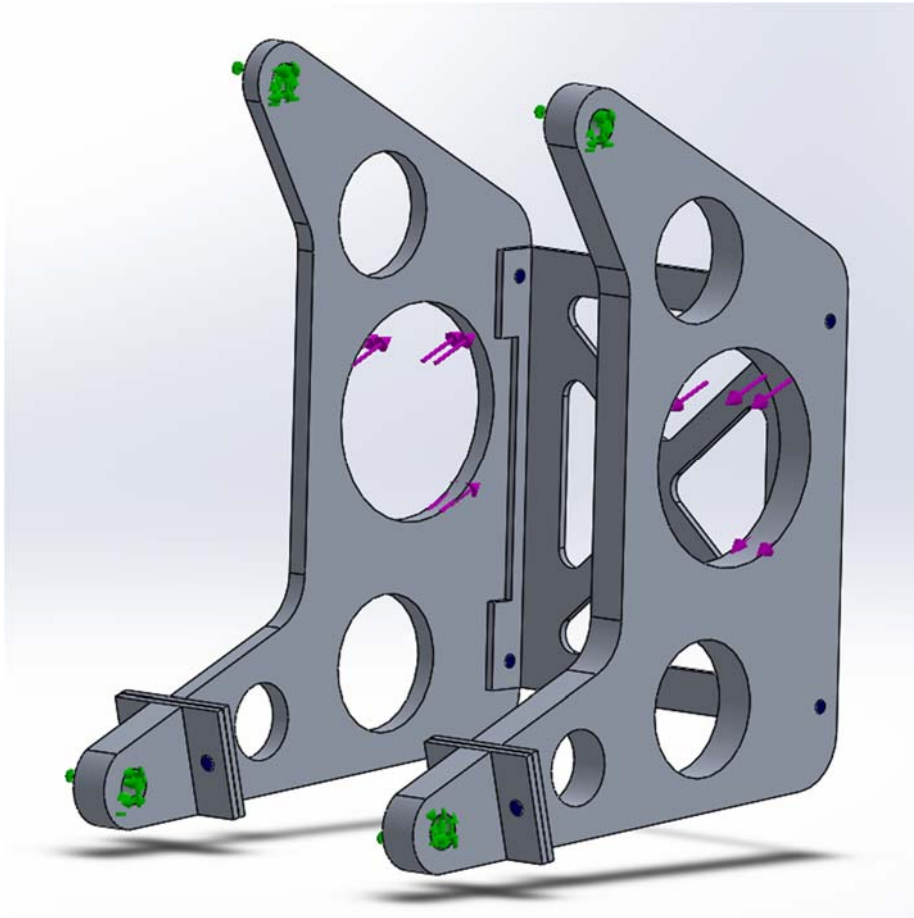


Imagen 43. Cargas que actúan en el porta diferencial.

Seguidamente, crearemos la malla de la pieza, esta malla equivale a todos los puntos de la superficie de la pieza que van a ser sometidos a la carga y por lo tanto, van a ser analizados. En este caso vamos a elegir un refinamiento de malla fino, para asegurarnos de que el análisis de esfuerzos sea preciso, ya que es una pieza de gran importancia y su simulación ha de ser lo más fiable posible.

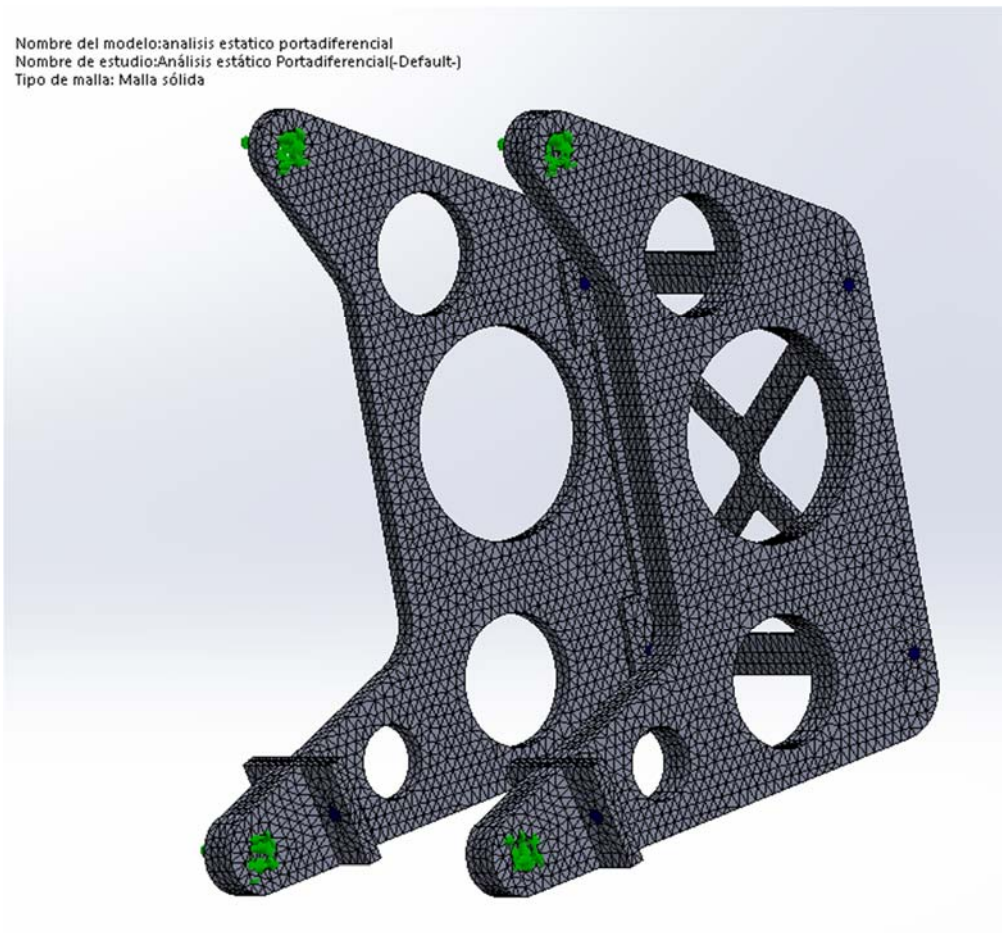


Imagen 44. Mallado del conjunto porta diferencial para su análisis estático.

Finalmente, una vez definidas todas las condiciones de contorno de la simulación, se puede proceder con el análisis del componente.

En primer lugar veremos cómo se reparten las cargas en la superficie de nuestra pieza, el programa nos devuelve la tensión de Von Mises en MPa, compararemos ésta con el límite elástico del material, para ver si el elemento es capaz de soportar los esfuerzos que se le aplican.

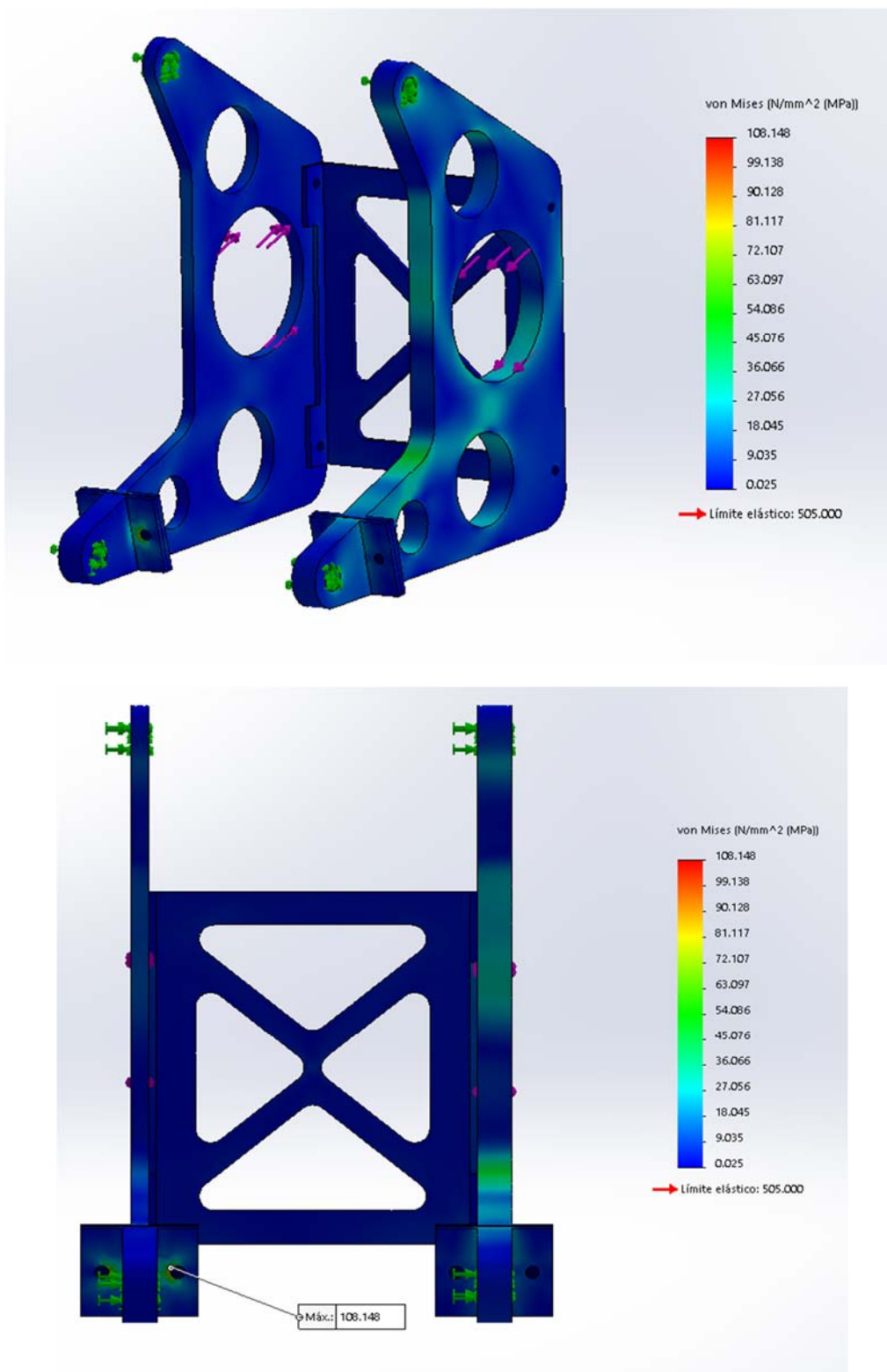


Imagen 45. Distribución de tensiones en el porta diferencial.

II. Diseño

Como vemos, en la imagen anterior, la tensión máxima que soportará la pieza es de 108.15 Mpa, el límite elástico del aluminio 7075-T6 es de 505 MPa, por lo que podemos afirmar que la pieza soportará los esfuerzos a los que estará sometida. Además las tensiones máximas se producen en los orificios donde irán los pernos que unirán los soportes del diferencial al motor, los pernos que vamos a utilizar para esas sujeciones serán de grado 10.9 fabricados en acero, cuyo límite de rotura es de 1040 MPa [11, 12], por los que también serán capaces de soportar las tensiones que se generan en dichas zonas.

Por último, vamos a analizar el factor de seguridad que presentara la pieza. Este se ve reflejado en la siguiente imagen.

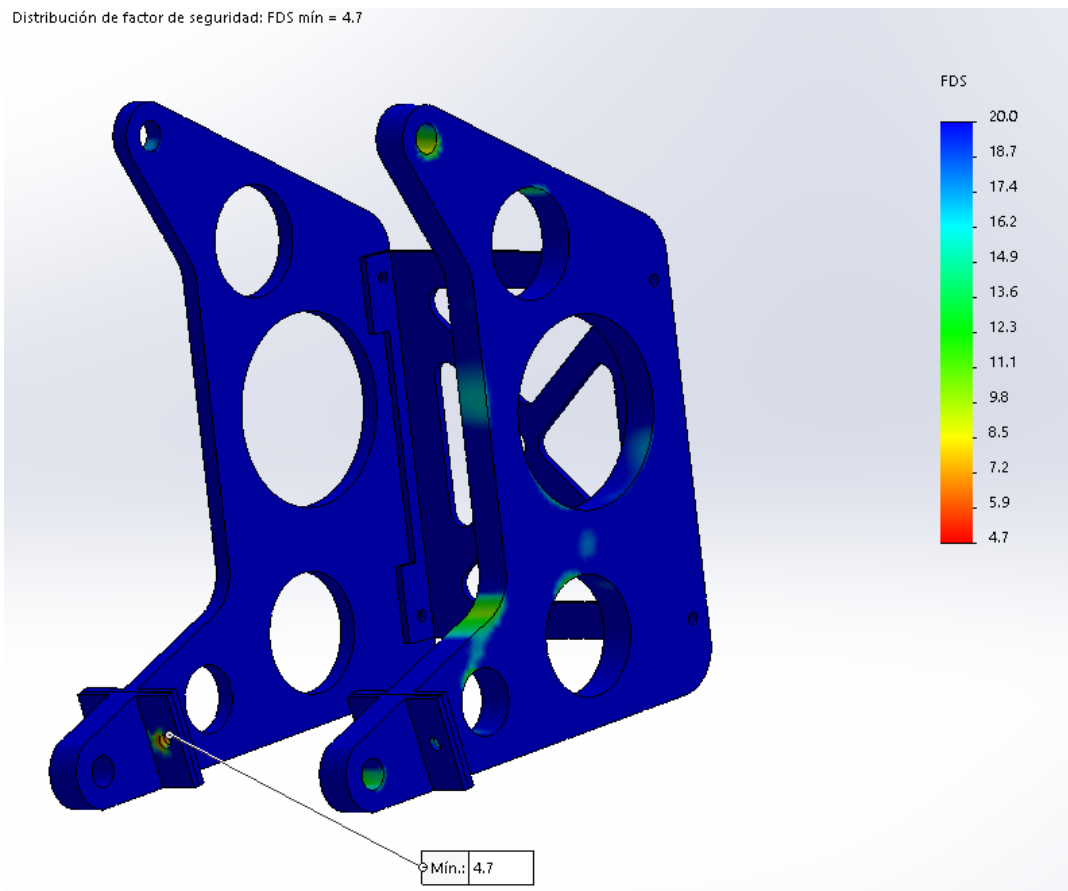


Imagen 46. Factor de seguridad del porta diferencial tras el análisis estático.

Como podemos observar en la imagen 46, el factor de seguridad mínimo tiene un valor de 4.7 y aparece en el orificio del perno de sujeción del soporte derecho con el acoplamiento del motor. Aunque este valor es inferior a 5, que es el requisito impuesto por el equipo para el factor de seguridad, es bastante cercano.

II. Diseño

Aunque el valor mínimo del factor de seguridad es inferior a 5, se va a dar como bueno este diseño del porta diferencial, ya que este valor mínimo aparece en una zona puntual, y pensamos que será suficiente para desempeñar todas las pruebas de la competición con seguridad.

Cambiando el material del diseño, aunque se consiguiera rebajar un poco el peso del conjunto, no cumpliríamos con las restricciones en cuanto al factor de seguridad.

Esta vez, no aplicaremos un análisis del diseño como en el caso del acoplamiento para la corona, ya que el factor de seguridad del porta diferencial ya se ajusta a las exigencias del equipo y una optimización del diseño con la que se reduzca la masa afectaría a éste disminuyendo su valor. Además, la optimización del peso de los componentes no prima sobre la fiabilidad, por lo que, como hemos dicho anteriormente este será el diseño final de nuestro porta diferencial, que presenta un peso total de 574.05g.

**CAPITULO III.
PLIEGO DE
CONDICIONES**

MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN

En esta parte del proyecto, se va detallar el proceso de montaje de los componentes que forman la transmisión.

En primer lugar, se encajarán los rodamientos (3,4) en los soportes del porta diferencial (1,2). Estas piezas van ensambladas con un ajuste fijo prieto [13], por lo que va a ser necesario el uso de una prensa.

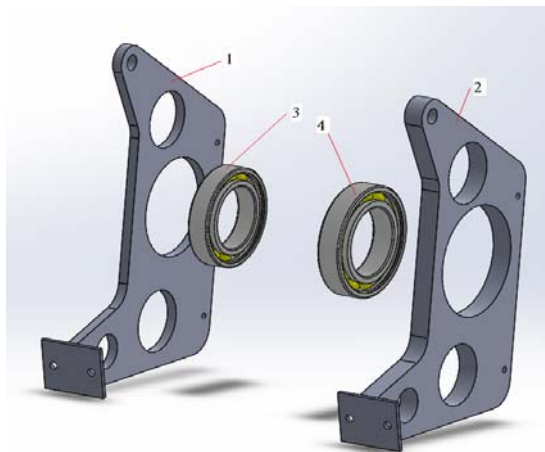


Imagen 47. Montaje de los rodamientos en los soportes del porta diferencial.

Seguidamente se atornillarán los acoplamientos del motor (5,6) en cada uno de los soportes del diferencial (1,2), estos soportes se fijaran con tornillos de cabeza Allen M6 y grado 10.9. Todas estas fijaciones tendrán un ajuste deslizante para una mayor facilidad de montaje, pudiendo deslizar los tornillos por los orificios correspondientes con las manos.

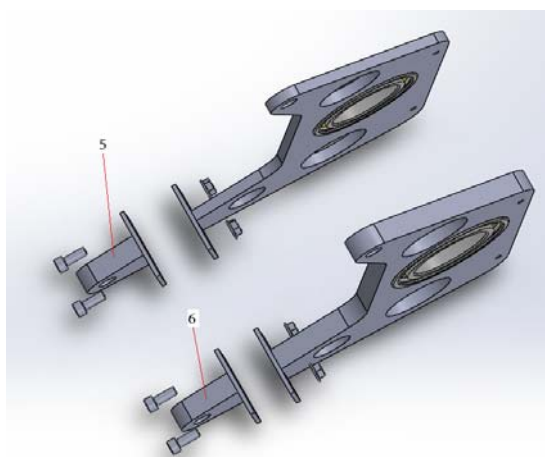


Imagen 48. Montaje de los acoplamientos del motor en los soportes del porta diferencial.

III. Pliego de condiciones

Una vez colocados los acoplamientos del motor, encajaremos el diferencial (7) en los cojinetes. El ajuste será de tipo fijo prieto, por lo que usaremos una prensa para llevarlo a cabo.

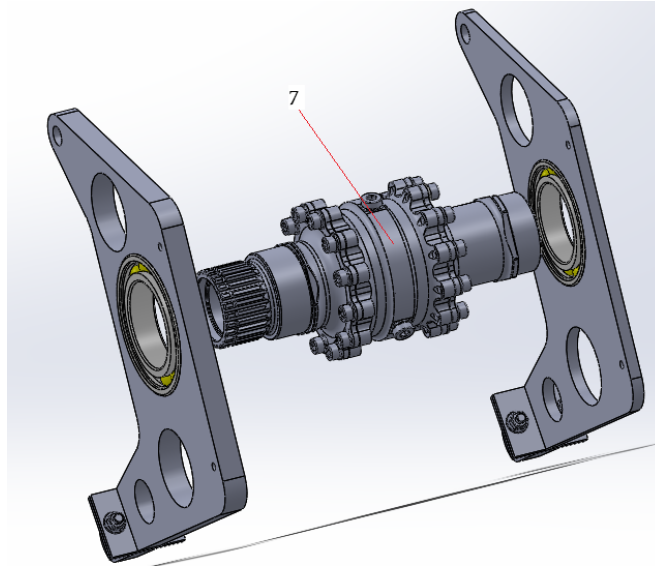


Imagen 49. Montaje del diferencial en los soportes del porta diferencial.

Posteriormente, se colocará la placa trasera (8) que dará rigidez al conjunto, ésta irá anclada a los soportes del porta diferencial (1,2) mediante tornillos M6. Todos los encajes tendrán un ajuste deslizante para poder colocar los tornillos con la mano.

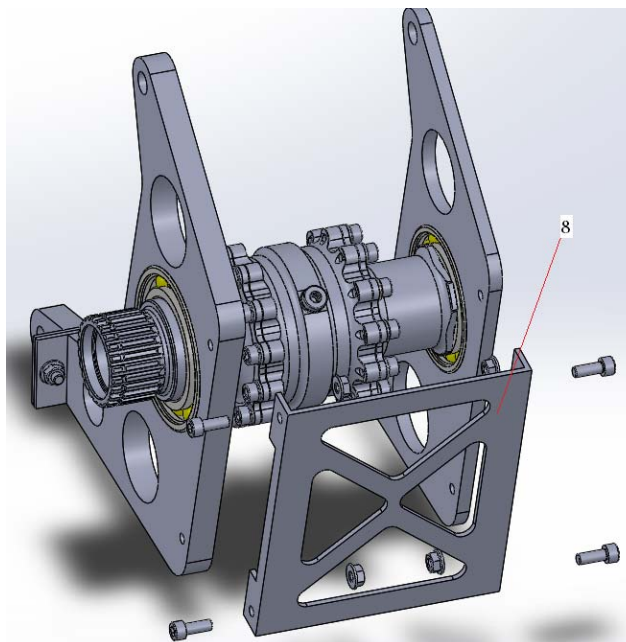


Imagen 50. Montaje de la placa trasera en el porta diferencial.

III. Pliego de condiciones

En paralelo a esta línea de montaje, se montará la corona (9) en el acoplamiento diseñado para ésta (10), los dos elementos se unirán con pernos M10. Todos los encajes tendrán un ajuste deslizante para poder colocar los tornillos con la mano.

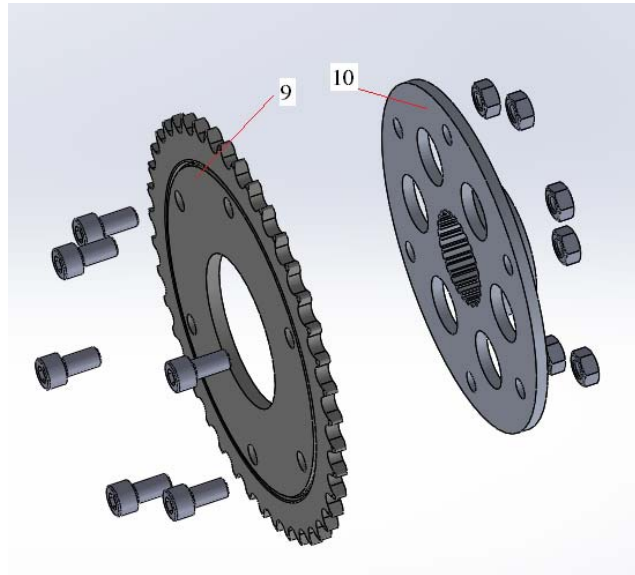


Imagen 51. Montaje de la corona en su acoplamiento.

Seguidamente, se ensamblará el conjunto formado por las piezas 9 y 10, citado anteriormente, con el conjunto formado por el diferencial y el porta diferencial completo (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7,8). La corona unida a su acoplamiento (9,10), se unirá al diferencial encajándose en el eje nervado y se sujetara todo con un "circlip" (11).

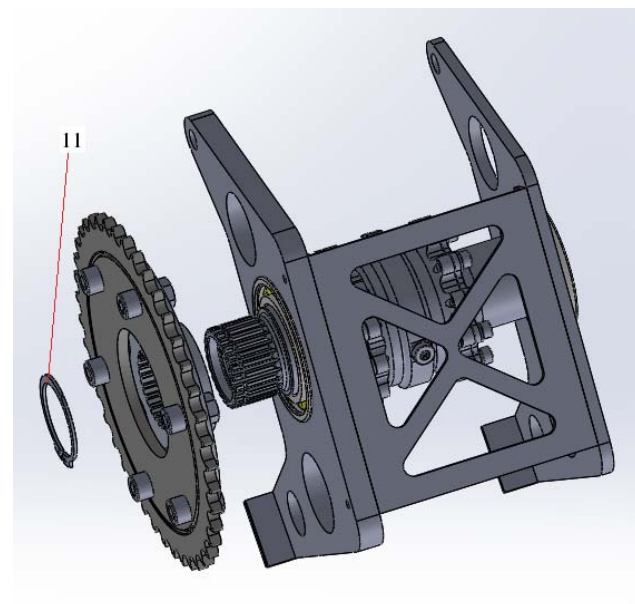


Imagen 52. Montaje de la corona con su acoplamiento en el conjunto del porta diferencial.

III. Pliego de condiciones

Finalmente, se unirá el conjunto de la transmisión al motor por medio de un perno pasante M13 en la parte inferior, y dos pernos M12 en la parte superior, tal y como vemos en la imagen (imagen 53). En este montaje todos los encajes tendrán un ajuste deslizante para poder colocar los tornillos con la mano.

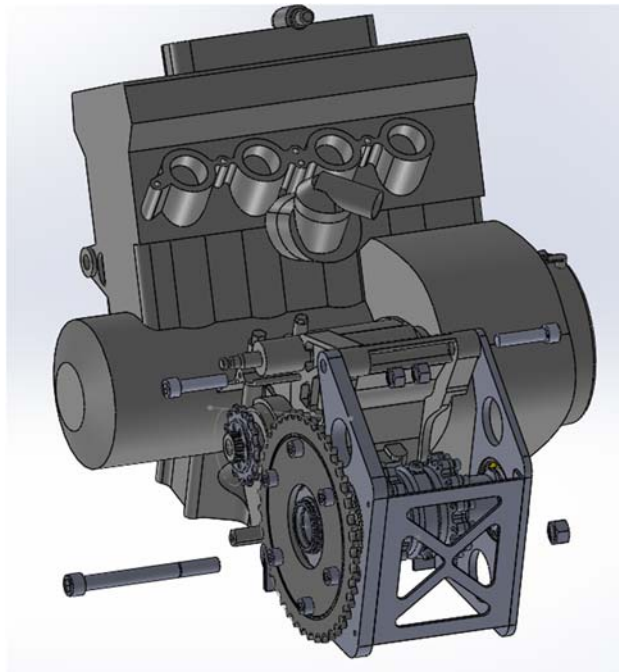


Imagen 53. Montaje final de la transmisión, unión del conjunto porta diferencial al motor.

Nº de pieza	Descripción
1	Porta diferencial izquierdo
2	Porta diferencial derecho
3	Rodamiento 6010
4	Rodamiento 6011
5	Acoplamiento motor
6	Acoplamiento motor
7	Diferencial
8	Placa trasera
9	Corona
10	Acoplamiento corona
11	Circlip

Tabla 7. Piezas que componen el conjunto de la transmisión

*Como se ha dicho anteriormente en el proyecto, debido a las cargas que soportaran los pernos, todos ellos deben ser de grado 10.9 o 12.9, según la normativa DIN.

CAPÍTULO IV. PRESUPUESTO

PRESUPUESTO

Es esta parte del proyecto, se va a detallar el presupuesto total del mismo. Hay que tener en cuenta que este presupuesto es orientativo, ya que mucho de sus componentes se podrán adquirir de forma gratuita si se llega a un acuerdo de patrocinio con la empresa que los suministra.

Descripción	Cantidad	Precio un.	Coste
Componentes comerciales	1		2.164,07 €
Rodamiento SKF 6010	1	34,12 €	34,12 €
Rodamiento SKF 6011	1	43,58 €	43,58 €
Corona Ref. JTR1308	1	44,25 €	44,25 €
Piñón Ref. JTF1269	1	23,11 €	23,11 €
Cadena RK520H 60 eslabones	1	14,13 €	14,13 €
Diferencial LSD FSAE Drexler 2016	1	2.004,68 €	2.004,68 €
Circlip	1	0,20 €	0,20 €
Componentes fabricados			117,96 €
Material porta diferencial soporte derecho Al7075-T6	1 tocho 3,71Kg	12 €/Kg	44,52 €
Material porta diferencial soporte izquierdo Al7075-T6	1 tocho 1,85Kg	12 €/Kg	22,20 €
Material placa trasera Al7075-T6	1 tocho 1,26Kg	12 €/Kg	15,12 €
Material acoplamiento motor Al7075-T6	1 tocho 0,28Kg	12 €/Kg	3,36 €
Material acoplamiento para la corona Al7075-T6	1 tocho 2,73Kg	12 €/Kg	32,76 €

IV. Presupuesto

Coste de fabricación			337,50 €
Soporte porta diferencial derecho	2h	45€/h	90,00 €
Soporte porta diferencial izquierdo	2h	45€/h	90,00 €
Placa trasera	1h	45€/h	45,00 €
Acoplamiento motor	2x0,5h	45€/h	45,00 €
Acoplamiento corona	1,5h	45€/h	67,50 €
Coste montaje			52,00 €
Ensamblaje rodamientos	1h	20€/h	20,00 €
Ensamblaje diferencial	0,5h	20€/h	10,00 €
Ensamblaje placa trasera	0,3h	20€/h	6,00 €
Ensamblaje corona	0,5h	20€/h	10,00 €
Ensamblaje transmisión-motor	0,3h	20€/h	6,00 €
COSTE TOTAL (SIN IVA)			2.671,53 €
IVA (21%)			561,02 €
COSTE TOTAL CON IVA			3.232,55 €

Tabla 8. Presupuesto general del proyecto.

Para la unión de todos los componentes se emplearan tornillos con sus respectivas tuercas, el precio de los cuales no constara en el proyecto, ya que se adquirirán conjuntamente con los de las demás disciplinas encargadas de la fabricación de las diferentes partes del vehículo.

No obstante, a continuación se detallará la cantidad y el tipo de cada tornillo y tuerca necesarios para el ensamblaje de la transmisión. Todos los tornillos serán de cabeza Allen y las tuercas serán hexagonales

IV. Presupuesto

Descripción	Cantidad
Tornillería	
Tornillo M6x30mm	4
Tornillo M6x15mm	4
Tornillo M10x20mm	6
Tornillo M12x50mm	2
Tornillo M13x180mm	1
Tuerca M6	8
Tuerca M10	6
Tuerca M12	2
Tuerca M13	1

Tabla 9. Tornillería necesaria.

CAPITULO V.

CONCLUSIONES

CONCLUSIÓN

El resultado final del proyecto da una sensación positiva.

Como se ha dicho en el objetivo del proyecto, éste servirá de base para futuros equipos de la escuela que, contando con un mayor apoyo y mejores condiciones que el nuestro, puedan llevar a cabo la construcción de un monoplaza funcional.

Los resultados obtenidos, aunque no vayan a ser puestos en práctica son correctos y aseguran un funcionamiento óptimo de los componentes y además, cumplen con todos los requisitos propuestos por la SAE y por los integrantes del equipo para la competición.

El diseño de los componentes se adecua a las limitaciones que podría tener un equipo primerizo, ya que su diseño es sencillo y fiable.

Por último, desde el punto de vista del autor, este tipo de proyectos universitarios como es la Formula Student, hacen aplicables todos los conocimientos adquiridos y son una buena herramienta para formarse de cara al futuro. Además, nos ofrecen la oportunidad de trabajar en un entorno donde la competitividad y las ganas de innovar están a la orden del día, y eso es vital para crear nuevos ingenieros con buenas aptitudes y dedicación por su trabajo.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

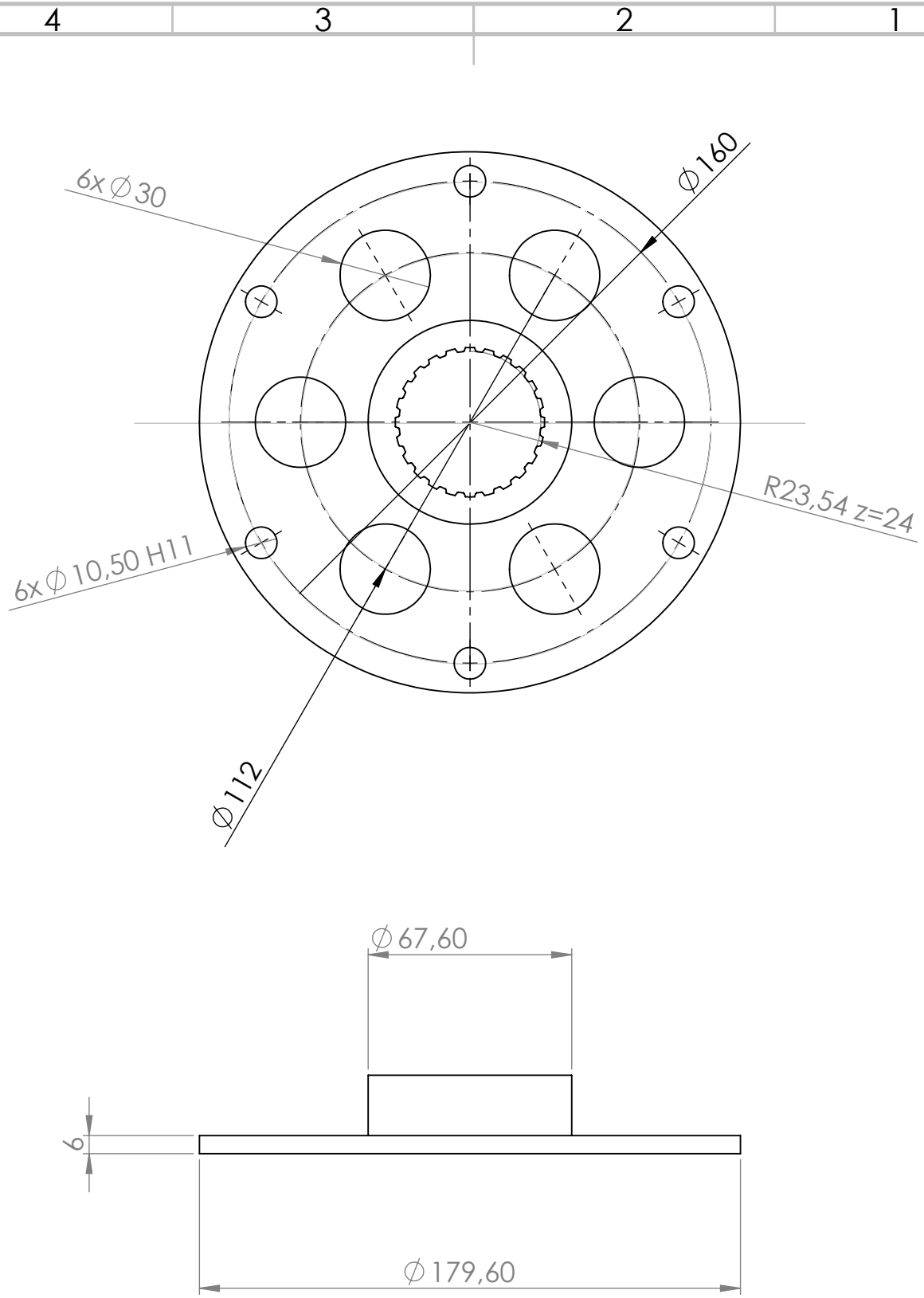
1. S.A.E, *Formula SAE Rules*. 2017.
2. LASHERAS, J. *Diferenciales de deslizamiento limitado: El Arte y la Ciencia*. 8000 vueltas.com, 2008.
3. DREXLER-Motorsport, 2017; Available from: <http://www.drexler-motorsport.com.au/Submenus/products/FormulasAE.html>.
4. Mecánica, A.a.l. *Cajas de cambio*. 2014 [cited JULIO 2017; Available from: <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios.htm>.
5. WIPPERMAN, *Main Catalog 2015*.
6. JTSprockets, *Power transfer 2016*.
7. S.Sánchez, A.Martínez, R.Pla, T.Boronat, *Problemes resolts del diseny de màquines*. 2015.
8. Budynas, R. and K. Nisbett, *Loose Leaf for Shigley's Mechanical Engineering Design*. 2014: McGraw-Hill Education.
9. Alcupla, *Propiedades mecánicas de las aleaciones de aluminio*.
10. SKF, *General Catalogue*, in *Ball Bearings*. 2003.
11. Hispanox, *Catálogo general 2017*.
12. AENOR, *Norma UNE-EN ISO 898-1*, in *Características mecánicas de los elementos de fijación de acero al carbono y de acero aleado. Parte 1: Pernos, tornillos y bulones con clases de calidad especificadas. Rosca de paso grueso y rosca de paso fino*. 2015.
13. A.Scorza, *Ajustes y Tolerancias*.

PLANOS

Índice de planos

Acoplamiento para la corona.....	97
Acoplamiento motor.....	98
Placa trasera.....	99
Porta diferencial izquierdo.....	100
Porta diferencial derecho.....	101

*Como todas éstas piezas van a ser obtenidas mediante Fabricación Asistida por Ordenador (CAM), solo aparecen en los planos las cotas más relevantes para la empresa, por lo que no hay necesidad de definir las piezas por completo.



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 CANTIDAD: 1

ACABADO:
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Salvador Giner		17/07/17
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:
Transmisión FSAE

N.º DE DIBUJO
Acoplamiento corona

A4

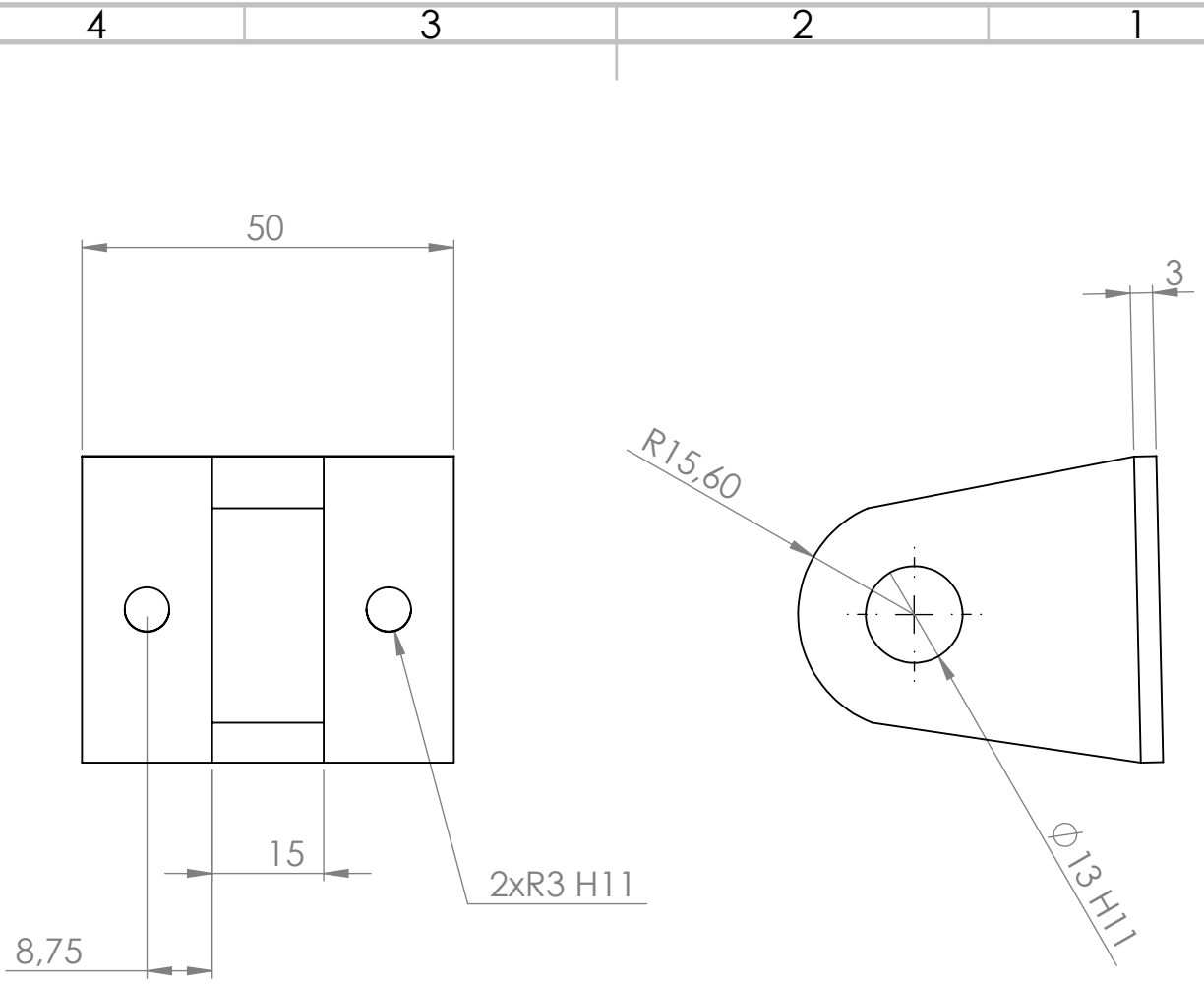
OBSERVACIONES
 Todos los agujeros son pasantes

MATERIAL:
Al 7075-T6

PESO: 331.14 g

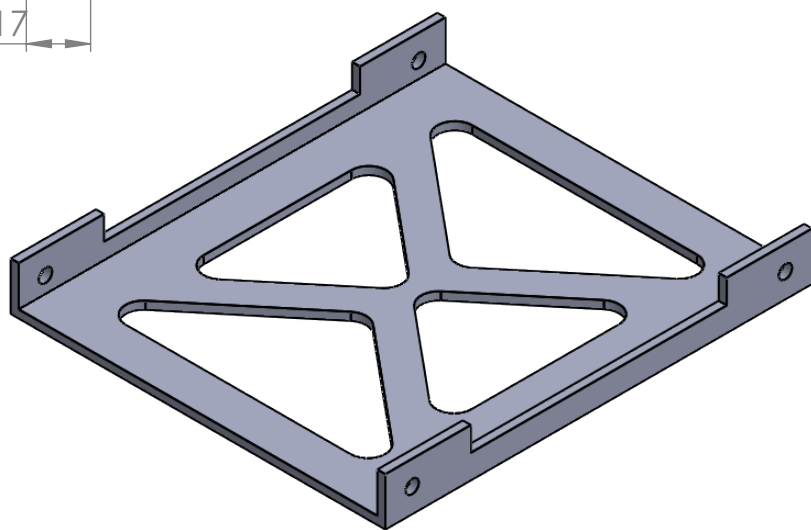
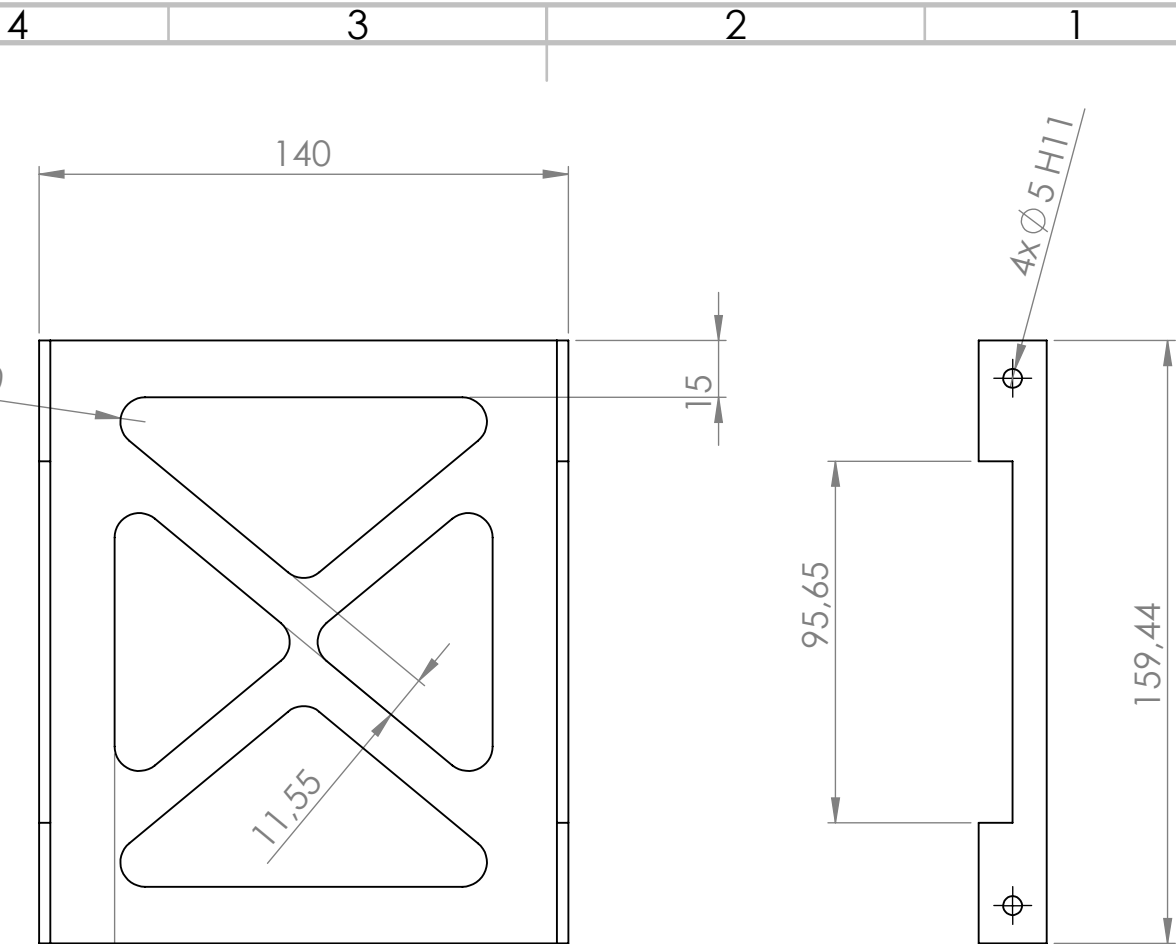
ESCALA: 1:2

HOJA 1 DE 1

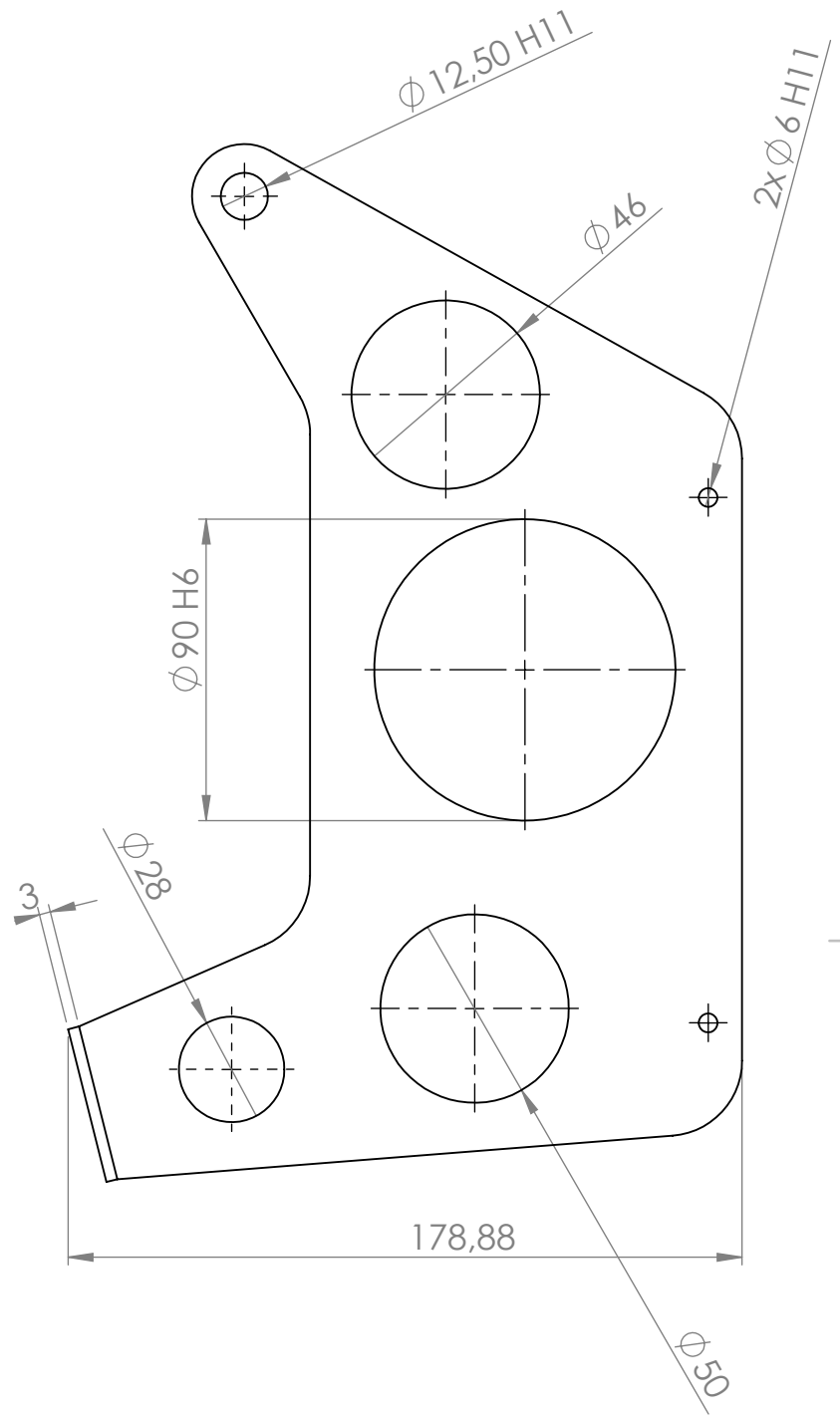
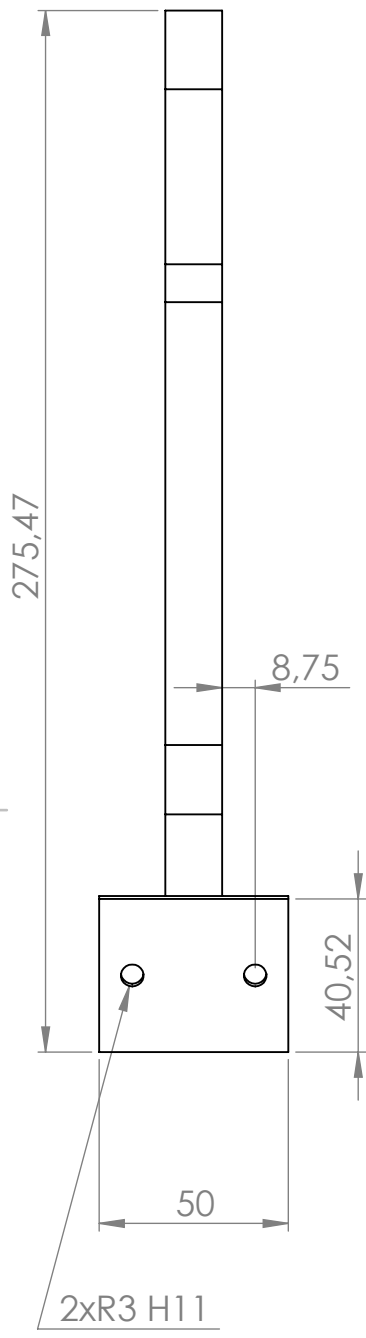



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
CANTIDAD: 2					

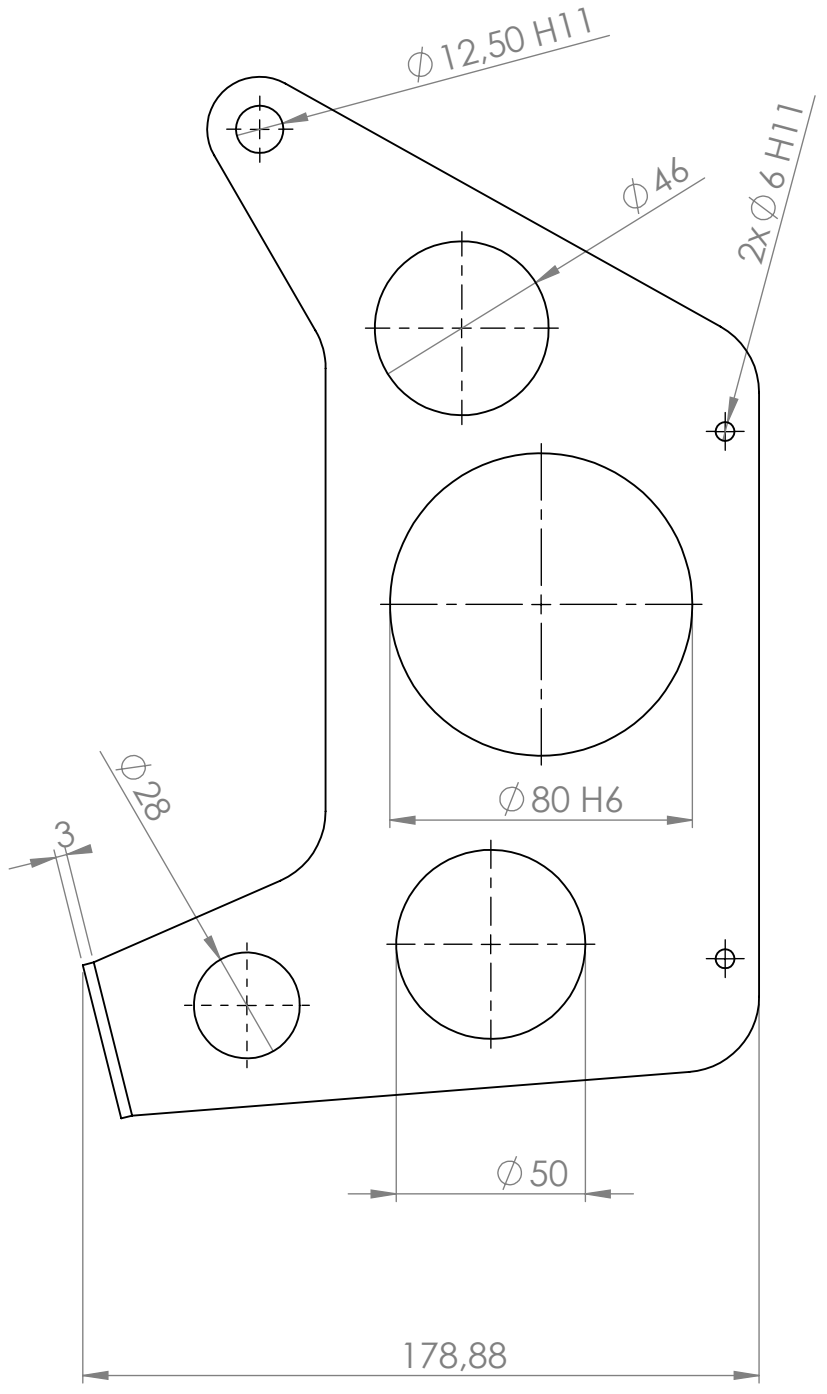
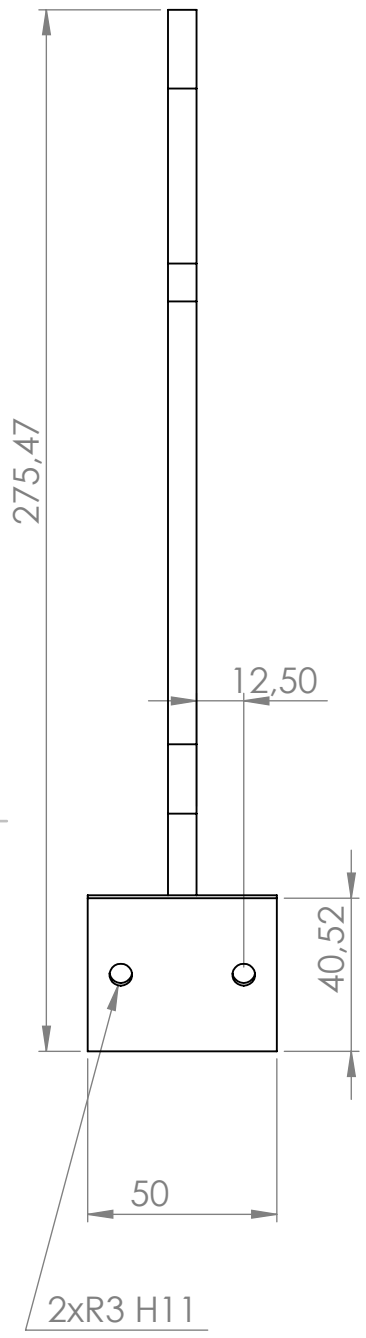
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: Transmisión FSAE	N.º DE DIBUJO Acoplamiento motor	A4
	DIBUJ.	Salvador Giner	17/07/17			
	VERIF.					
	APROB.					
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Al 7075-T6	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1
OBSERVACIONES Todos los agujeros son pasantes Todas las aristas son tangentes				PESO:		



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI																		
CANTIDAD: 1																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Salvador Giner</td> <td></td> <td>17/07/17</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Salvador Giner		17/07/17	VERIF.			APROB.			FABR.			CALID.			TÍTULO:		A4
NOMBRE	FIRMA	FECHA																					
DIBUJ. Salvador Giner		17/07/17																					
VERIF.																							
APROB.																							
FABR.																							
CALID.																							
OBSERVACIONES Todos los agujeros son pasantes Todas las aristas son tangentes Espesor de la pieza 3mm			Transmisión FSAE																				
MATERIAL:			N.º DE DIBUJO																				
Al 7570-T6			Placa trasera																				
PESO:			ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1																		



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI																		
CANTIDAD: 1																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Salvador Giner</td> <td></td> <td>17/07/17</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Salvador Giner		17/07/17	VERIF.			APROB.			FABR.			CALID.			TÍTULO:	
NOMBRE	FIRMA	FECHA																					
DIBUJ. Salvador Giner		17/07/17																					
VERIF.																							
APROB.																							
FABR.																							
CALID.																							
OBSERVACIONES Todos los agujeros son pasantes Todas las aristas son tangentes Espesor de la pieza 15mm				Transmisión FSAE																			
				MATERIAL: Al 7075-T6																			
PESO:				N.º DE DIBUJO: Portadiferencial Izquierdo																			
ESCALA: 1:2				A4																			
HOJA 1 DE 1																							



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO:

CANTIDAD: 1

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
 CAMPUS D'ALCOI

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Salvador Giner		17/07/17
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

Transmisión FSAE

N.º DE DIBUJO

Portadiferencial derecho

A4

ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1

OBSERVACIONES

Todos los agujeros son pasantes

Todas las aristas son tangentes

Esesor de la pieza 7.50mm

MATERIAL:

Al 7075-T6

PESO:

