

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE MATRIZ CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico
Automotriz**

**“DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA A LAS
RUEDAS PARA UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA SAE CON MOTOR
ELÉCTRICO”**

Autor:

Anthony Israel Pardo Palacios

Director:

Ing. Jonatan Pozo Palacios

Cuenca, julio de 2016

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo, Anthony Israel Pardo Palacios, con documento de identificación N° 1104099492, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales, en virtud de ser autor del trabajo de grado intitulado “DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA A LAS RUEDAS PARA UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA SAE CON MOTOR ELÉCTRICO”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor, me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Anthony Israel Pardo Palacios

1104099492

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Anthony Israel Pardo Palacios, declaro que el presente trabajo de grado es de mi completa autoría, resultado del proceso de diseño y su correspondiente investigación, como establece la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana.

A través de la presente declaración, cedo los derechos de propiedad intelectual que correspondan a este trabajo a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo que establece la Ley de Propiedad Intelectual y la normativa institucional vigente.

Cuenca, junio de 2016.



Israel Pardo Palacios

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

Certifico que el proyecto técnico titulado “**Diseño del sistema de transmisión de potencia a las ruedas para un vehículo tipo Fórmula SAE con motor eléctrico**”, realizado por el estudiante Israel Pardo Palacios, fue dirigido por mi persona.

Cuenca, Junio de 2016



Ing. Jonatan Pozo Palacios

DEDICATORIA

A mi madre y a toda mi familia. A los buenos amigos encontrados en el camino.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Israel Pardo Palacios', with a horizontal line drawn underneath the signature.

Israel Pardo Palacios

RESUMEN

El presente proyecto pretende encontrar la forma más adecuada de transmitir la potencia a las ruedas de un vehículo tipo Formula SAE eléctrico, tanto como los componentes que se utilizarán con este fin. Algunos de estos elementos serán seleccionados para la adquisición, y otros, se diseñarán para una posterior construcción.

En la primera parte, se investiga y analiza el fundamento teórico relacionado con el tema, desde la parte reglamentaria de la competencia y el vehículo Formula SAE eléctrico, las características propias y componentes de un sistema de transmisión para un monoplaza de este tipo, hasta el estado del arte en lo referente a los sistemas de transmisión usados en la competencia por equipos de élite.

A continuación, se define la metodología a usar para el diseño del sistema, basada en la que usa actualmente el UPS Racing Team. Se identifican las necesidades del vehículo, se seleccionan los sistemas y componentes con el apoyo de diversos criterios; se realizan los cálculos matemáticos necesarios y se plantean los elementos susceptibles de construcción, con el fin de responder a aquellas necesidades.

Posteriormente, usando modelado 3D en SolidWorks de todos los componentes, se realizan análisis por elementos finitos de los elementos diseñados para ser construidos, lo que permite comprobar el correcto funcionamiento y acople del sistema de transmisión y de los elementos diseñados.

En el siguiente apartado, se proponen los procesos de manufactura de los elementos diseñados, detallando principalmente los materiales seleccionados, dimensiones y los procedimientos a efectuarse para su elaboración.

Finalmente, se presentan los resultados obtenidos, las conclusiones del trabajo realizado y se ofrecen recomendaciones, con el fin de transitar satisfactoriamente por una investigación de similares características a futuro.

SUMMARY

This project aims to find the most appropriate way to transmit power from the motor to the wheels of a Formula SAE electric vehicle, as well as the components to be used for this purpose. Some of these items will be selected for acquisition and others will be designed for further construction.

Initially, the theoretical foundation related to the regulations of the FSAE competition is investigated and analyzed. Then the state of the art for SAE car transmissions is studied.

Later, the methodology used for the design of the transmission system is proposed. Formula SAE car needs are identified and the elements of the system are selected considering different design aspects.

Subsequently, Solidworks software is used to model the components and to simulate them using finite element analysis. This technique allows to determine the strength and displacement of all the elements considering extreme operating conditions.

In the following section, the manufacturing processes of the designed elements is proposed, detailing the selected materials, dimensions and the procedures for manufacturing.

Finally, the results obtained are presented, conclusions of these work and recommendations are offered, in order to help to success in a similar research in the future.

ÍNDICE GENERAL

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	II
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
RESUMEN.....	VI
1. INTRODUCCIÓN	1
2. PROBLEMA.....	2
3. OBJETIVOS	3
3.1. Objetivo General	3
3.2. Objetivos Específicos	3
4. ANÁLISIS DEL FUNDAMENTO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE	4
4.1. Introducción.....	4
4.2. Fórmula SAE	4
4.2.1. La Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE).....	4
4.2.2. Fórmula SAE: la competencia estudiantil internacional.....	5
4.2.3. Reglamento para Formula SAE referente a la transmisión.....	5
4.3. Componentes de transmisión de un vehículo fórmula SAE.....	7
4.3.1. Neumáticos.....	7
4.3.2. Aros o llantas	9
4.3.3. Cubos de rueda.....	11
4.3.4. Manguetas	11
4.3.5. Juntas trípode	13
4.3.6. Palieres	14
4.3.7. Diferencial.....	14
4.3.8. Transmisión por cadenas.....	16
4.3.9. Motores	17
4.4. Estado del arte de los sistemas de transmisión usadas en Fórmula SAE	17
5. MARCO METODOLÓGICO.....	18
5.1. Introducción.....	18
5.2. Metodología de diseño	18
5.2.1. Reconocimiento de la necesidad	18

5.2.2.	Establecer requerimientos de diseño del sistema de transmisión.....	19
5.2.3.	Conceptualización	19
5.2.4.	Análisis de factibilidad.....	21
5.2.5.	Desarrollo de diseño y evaluación	22
5.2.6.	Propuesta de manufactura	55
6.	RESULTADOS	61
7.	CONCLUSIONES	64
8.	RECOMENDACIONES.....	65
9.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 4.1. Elemento de protección para cadenas de transmisión.....	6
Figura 4.2. Posibles componentes a montar dentro de la rueda en infografía proporcionada por el fabricante	10
Figura 4.3. Conjunto cubo de rueda.....	11
Figura 4.4. Mangueta y componentes de suspensión posterior de vehículo FSAE alemán.....	12
Figura 4.5. Manguetas para equipo FSAE de la Universidad de Liverpool.....	12
Figura 4.6. Diferencias entre juntas comercial, de diseño comercial fabricada en aluminio y de doble cuerpo aluminio-acero.....	13
Figura 4.7. Eje de competencia fabricado por RCV Performance.....	14
Figura 4.8. Diferencial fabricado por Drexler para Fórmula SAE	15
Figura 4.9. Modificación del diferencial de Quaife para Fórmula SAE hecha por Taylor.....	15
Figura 4.10. Diferencial con rueda dentada para alojar la cadena de transmisión y con freno de disco en la carcasa	15
Figura 5.1. Sistema de transmisión con motor sobre sobre eje motriz	20
Figura 5.2. Sistema de transmisión con reducción sobre eje motriz.....	20
Figura 5.3. Sistema de transmisión con reducción y diferencial sobre eje motriz....	20
Figura 5.4. Sistema conectado mediante banda.....	21
Figura 5.5. Sistema conectado mediante cadena.....	21
Figura 5.6. Diferencial seleccionado (Taylor MK2 TRE).....	25
Figura 5.7. Terminal de eje seleccionado (Taylor 02004131).....	27
Figura 5.8. Triceta seleccionada (Taylor 02002011)	29
Figura 5.9. Números de dientes recomendados para piñón y catalina.....	30
Figura 5.10. Ruedas dentadas para el ensamble final	30
Figura 5.11. Tabla para selección de cadenas.....	32
Figura 5.12. Forma de medir holgura máxima para ruedas dentadas.....	33
Figura 5.13. Cadena ensamblada en Solidworks	34
Figura 5.14. Tabla de selección de coeficiente k1	35
Figura 5.15. Tabla de selección de coeficiente k2.....	34

Figura 5.16. Dimensiones de ruedas dentadas de paso 5/8”	36
Figura 5.17. Tabla de selección de coeficiente k3	37
Figura 5.18. Tabla de selección de coeficiente k4	37
Figura 5.19. Tabla de selección de coeficiente k5	38
Figura 5.20. Tabla de velocidad de rotación y velocidad lineal máxima	39
Figura 5.21. Tabla de características para cadenas simples de rodillos	39
Figura 5.22. Tabla de selección de cadenas	41
Figura 5.23. Versión preliminar de elemento de sujeción del diferencial	42
Figura 5.24. Vistas de elemento de sujeción del diferencial lado izquierdo con placa limitadora posicionada	43
Figura 5.25. Ensamble de los elementos de sujeción del diferencial	44
Figura 5.26. Tabla selección de ajuste para rodamientos axiales en el alojamiento	45
Figura 5.27. Magnitud de los ajustes para alojamientos de rodamientos	46
Figura 5.28. Elemento de protección para la cadena	47
Figura 5.30. Conjunto protector para el motor eléctrico	48
Figura 5.31. Resultado de prueba de tensiones según criterio de Von Mises para la sujeción del diferencial	49
Figura 5.32. Análisis de desplazamiento para la sujeción del diferencial	49
Figura 5.33. Resultado de prueba de tensiones según criterio de Von Mises para la protección de motor	50
Figura 5.34. Resultado de prueba de desplazamiento para la protección de motor	51
Figura 5.36. Malla y cargas previo análisis del soporte para cubierta de motor	52
Figura 5.37. Resultado de prueba de tensiones según criterio de Von Mises para la sujeción de la protección del motor	52
Figura 5.38. Resultado de prueba de desplazamiento para la sujeción de la protección del motor	53
Figura 5.39. Resultado del análisis de esfuerzos según criterio de Von Mises para la protección de la cadena	54
Figura 5.40. Resultado del análisis de desplazamiento para protección de cadena	55
Figura 5.41. Vista isométrica de la parte superior de la sujeción	57

Figura 5.42. Vista isométrica de la parte inferior de la sujeción.....	57
Figura 5.43. Machuelo para roscado de perforaciones en la sujeción.....	58
Figura 5.44. Estructura de la protección del motor antes del doblado.....	58
Figura 6.1. Sistema transmisión mediante cadena y diferencial en el eje posterior....	61
Figura 6.2. Ensamblaje mediante Solidworks de los elementos seleccionados y diseñados.....	62
Figura 6.3. Resultado de análisis estático mediante Solidworks del diseño final de soporte de diferencial.....	63

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Tabla de peso y precio de neumáticos.....	9
Tabla 4.2. Tabla de pesos y precios de diferenciales.....	16
Tabla 4.3. Designación americana para cadenas.....	16
Tabla 4.4. Sistema de transmisión usado por los equipos punteros del 2015.....	17
Tabla 5.1. Definición de componentes a fabricar y a adquirir.....	23
Tabla 5.2. Cuadro resumen de valoración de diferenciales FSAE	23
Tabla 5.3. Matriz de selección de terminales de eje	26
Tabla 5.4. Cuadro comparativo de semiejes FSAE	27
Tabla 5.5. Número mínimo de dientes del piñón.....	33
Tabla 5.6. Costo total de elementos del sistema de transmisión	56
Tabla 6.1. Resumen de elementos del sistema de transmisión a fabricar.....	61
Tabla 6.2. Resumen de elementos del sistema de transmisión a adquirir.....	62

1. INTRODUCCIÓN

La necesidad de enviar la potencia desde el motor hacia las ruedas, del prototipo eléctrico Fórmula SAE de segunda generación del UPS Racing Team, considerando las especificaciones y las normativas establecidas por reglamento, hace necesaria una profunda investigación sobre el tema.

Ésta investigación nos conducirá a las diferentes opciones usadas actualmente en la competencia, como pueden ser transmisiones de cadenas o de bandas, diferenciales mecánicos y eléctricos de diferentes tipos, etc. Luego de la investigación, podremos establecer un proceso de selección, compra y/o construcción de cada parte de los mecanismos.

El presente trabajo pretende encontrar la mejor manera para transmitir la potencia motriz a las ruedas; por ello, la investigación será en torno a los trabajos generados por los principales equipos FSAE y además, se complementará con bibliografía que permita ofrecer una propuesta final de diseño, selección y recomendaciones constructivas de los elementos ubicados entre el motor y las ruedas, y que permitirán obtener exitosamente el mejor performance en conjunto del prototipo.

2. PROBLEMA

a). Antecedentes

La primera participación del UPS Racing Team en la competencia Formula SAE, dejó buenos resultados, entre los que se puede contabilizar: experiencia ganada en diversos aspectos por los participantes, generación de investigación referente al tema, publicación de material científico en congresos y revistas, interés hacia al tema y hacia la universidad de parte del público en general.

Tras la decisión de una nueva participación, queda la necesidad de mucho trabajo por parte de tutores y estudiantes interesados, ya que el reglamento presupone un rediseño total del vehículo.

b). Importancia y alcances

Para el estudiante, extender la parte curricular a tareas relacionadas, representa un gran beneficio, ya que se amplía su interés y su conocimiento. En el caso de este proyecto, los estudiantes directamente involucrados son aquellos integrantes del UPS Racing Team. Pero también existen otros, de la misma universidad y de fuera, en quienes se siembra el interés por el proyecto Formula SAE.

Los organizadores de la competencia mencionan que, un beneficio para el futuro colaborador de la industria, es el tener la experiencia en cuanto se refiere a la resolución efectiva de problemas, ya que estos son propios de una competencia de este tipo, y que los estudiantes ganan también habilidades propias del trabajo en equipo.

c). Delimitación

El presente proyecto se encuentra delimitado por el alcance del trabajo del equipo UPS Racing Team, de la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca, con miras a la participación en la competencia Formula SAE del presente año. En tiempo, es posible que esta investigación tenga un tiempo de vida indefinido como referencia bibliográfica, dependiendo del avance que pueda llegar a tener la técnica a futuro.

3. OBJETIVOS

3.1. Objetivo General

- Diseñar el sistema de transmisión de potencia a las ruedas para el vehículo Formula SAE eléctrico del UPS Racing Team.

3.2. Objetivos Específicos

- Analizar los fundamentos teóricos sobre los sistemas de transmisión de potencia que puedan ser utilizados en los vehículos eléctricos de competencia tipo Fórmula SAE.
- Diseñar y seleccionar los componentes del sistema de transmisión de potencia hacia las ruedas para el prototipo eléctrico Fórmula SAE de la UPS.
- Elaborar una propuesta de manufactura del sistema de transmisión para el prototipo eléctrico Fórmula SAE de la UPS.

4. ANÁLISIS DEL FUNDAMENTO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

4.1. Introducción

El nuevo prototipo de monoplaza Formula SAE, que representará a la Universidad a nivel internacional, está siendo rediseñado en su totalidad. Debido a la decisión de usar motor eléctrico para esta ocasión, la transmisión necesita un completo rediseño, así como las demás partes y mecanismos a utilizarse en el vehículo. Este proceso de rediseño debe realizarse considerando en primera instancia el reglamento establecido para la competencia, tanto como los requerimientos que define el UPS Racing Team.

Con el antecedente del rediseño de la transmisión, este trabajo pretende encontrar la mejor manera de enviar la potencia motriz hacia las ruedas, mediante una revisión del fundamento teórico, de la parte técnica reglamentaria, y con la investigación dentro de los trabajos preexistentes relacionados, desarrollados por otros equipos competidores que hayan obtenido buenos resultados.

Otro objetivo de este proyecto es ofrecer una propuesta final efectiva de diseño de todo el sistema, que incluirá el establecimiento de los procesos de selección, compra y/o construcción de los componentes necesarios, para que finalmente el vehículo pueda tener el mejor rendimiento en conjunto al momento de ponerse a prueba.

4.2. Fórmula SAE

4.2.1. La Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE)

En 1905, los ingenieros que trabajaban para los fabricantes de automóviles de Estados Unidos, empezaban a agruparse sin distinción de marcas para debatir ideas entre ellos. Al poco tiempo, surge de la prensa la idea de formar una sociedad que pudiera establecer algunos estándares y promover el desarrollo industrial en conjunto mediante la cooperación técnica entre miembros. La agrupación tomó el nombre de Sociedad de Ingenieros de Automóviles, pero por los límites entre las técnicas que giran alrededor del automóvil, se cambió ese término por el término automotriz, para poder describir

otros vehículos de interés para la organización como aviones, barcos, de uso agrícola, etc. En la década de los 80s los miembros sumaban más de 35000 y puede incluirse actualmente tanto un ingeniero en logística como un eléctrico o electrónico, si su interés es el campo automotriz.

Entre algunos estándares muy conocidos que ha logrado establecer la SAE están la medición de potencia motriz en HP, los estándares de clasificación de lubricantes, las medidas en herramienta y tornillería, y el sistema de diagnóstico OBD.

4.2.2. Fórmula SAE: la competencia estudiantil internacional

La competencia Formula SAE pretende brindar experiencia de campo al ingeniero, así como promover la excelencia ingenieril en quienes participan. Con este propósito, los estudiantes de ingeniería conforman un equipo para investigar, diseñar y construir un vehículo. Además, se debe realizar un plan de marketing, administrativo y financiero para el mismo, enfocando simuladamente el negocio hacia un cliente, cuyo perfil es el de un corredor amateur de fin de semana.

En la competencia, el vehículo tiene que pasar cuatro pruebas estáticas (inspección técnica, costo y fabricación, presentación y diseño) y cinco dinámicas (aceleración, skidpad, autocross, eficiencia y endurance), en las que se prueba efectivamente el vehículo. Dentro de ellas, se busca que el estudiante resuelva eficazmente problemas reales que aseguren la operación del vehículo en cada evento.

4.2.3. Reglamento para Formula SAE referente a la transmisión

A continuación, se realiza la traducción literal del reglamento 2015-2016 [1], en las partes referentes a la transmisión, tratando de evitar modificaciones al mismo.

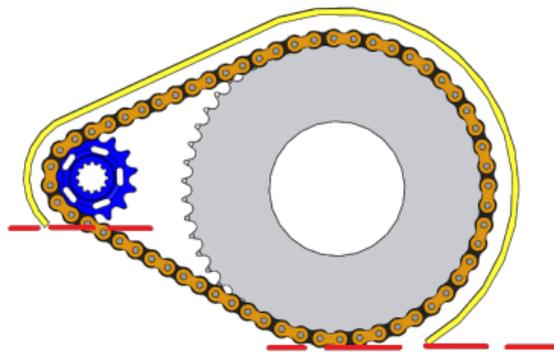
T8.3 Transmisión y tren motriz

Cualquier transmisión o tren motriz puede ser utilizado.

T8.4 Blindaje y protecciones para el tren motriz

T8.4.1 Equipamiento final de transmisión expuesto a alta velocidad como transmisiones continuamente variables (CVTs), ruedas dentadas, piñones, poleas, convertidores de torque, embragues, transmisiones por banda y motores eléctricos, deben ser equipados con protecciones tipo escudo en caso de falla. En el tren motriz final debe cubrirse la banda o cadena desde el piñón conductor hasta el piñón conducido. El protector en el tren motriz final debe empezar en paralelo al punto más bajo de la rueda dentada (véase Fig. 1). Los paneles de la carrocería u otras cubiertas existentes no son aceptables a menos que sean materiales aprobados por T8.4.3 o T8.4.4

NOTA: Si equipa, el engranaje de mando del motor debe ser usado como parte del sistema de cubiertas de protección.



Comentario: Las protecciones intentan contener las partes de transmisión que pueden separarse del vehículo.

Figura 4.1. Elemento de protección para cadenas de transmisión [1].

T8.4.2 Material perforado no debe ser usado para la construcción de estas protecciones.

T8.4.3 Protecciones para cadena deben ser de acero de espesor mínimo de 2,66mm (no hay alternativas permitidas), y deben tener un ancho mínimo de 3 veces el ancho de la cadena. El protector debe estar centrado sobre la línea central de la cadena y mantenerse alineado con ella bajo toda condición.

T8.4.4 Protectores para bandas no metálicas deben estar hechas de aluminio 6061-T6 de 3mm mínimo (no se permite ninguna otra alternativa) y tener un ancho

mínimo a 3 veces el ancho de la cadena. El protector debe estar centrado sobre la línea central de la cadena y mantenerse alineado con ella bajo toda condición.

T8.4.5 Todos los pernos que aseguren las protecciones deben ser mínimo de 6mm grado métrico 8.8 (1/4" grado SAE 5) o más fuertes.

T8.4.6 Protectores dactilares son necesarios para cubrir cualquier parte que gire mientras el auto está parado con el motor funcionando. Deben ser fabricados de material liviano, que resista suficientemente la fuerza de los dedos. Material mallado o perforado se puede usar si se evitan perforaciones mayores a 12mm de diámetro.

EV2.1.3 Si la cubierta del motor gira alrededor del estator, o la cubierta es perforada, entonces un escudo de dispersión debe ser incluido alrededor del motor. Este escudo de dispersión debe ser de mínimo 1,0mm (0,04") de espesor y hecho de aleación de aluminio 6061-T6 o de acero.

4.3. Componentes de transmisión de un vehículo fórmula SAE

Existen ciertas diferencias en la transmisión entre un vehículo FSAE de gasolina y uno eléctrico, principalmente porque el motor eléctrico entrega casi todo el torque que le es posible desde el régimen más bajo, condición que es principal factor por el que se usa la caja de cambios con el motor gasolina.

Los equipos FSAE que compiten con vehículos eléctricos no usan una caja de cambios, lo que resulta un componente menos en el sistema de transmisión. A continuación, un diagrama de los componentes de la transmisión en un vehículo eléctrico FSAE.

4.3.1. Neumáticos

De acuerdo a la literatura técnica, para la gran cantidad de preparadores de vehículos e investigadores de la dinámica del automóvil, los neumáticos son el componente más importante del mismo, ya que son los responsables de que el vehículo ponga en el

asfalto toda la tracción que el motor le pueda dar, así como darle al vehículo la dirección que el piloto pretende y el mayor agarre de pista al accionar el freno. Es decir, el agarre necesario en los momentos de deslizamiento en curva, tracción y frenado dependen absolutamente de los cuatro puntos de contacto entre neumáticos y calzada. En el caso de competencia, lo es con mayores razones: estarán mucho más sometidos a efectos severos y demás solicitaciones en mucho menor tiempo, y en este caso no nos importa mucho el desgaste, pero sí tener el mejor rendimiento aunque esto represente mayor desgaste. La relación rendimiento/desgaste en los neumáticos de competencia es muy elevada. Es tanto así que preparadores y diseñadores de vehículos dicen que se debe diseñar el vehículo para los neumáticos que se van a usar.

Las marcas que fabrican neumáticos para la competencia son Hoosier, Goodyear, Continental, Bridgestone, Michelin y Avon [2], siendo las más costosas las tres últimas.

Según su propia web, los neumáticos de Hoosier han sido usados por el 70% de los equipos punteros en las competencias FSAE de Michigan y California. Otro dato relevante es que el 33% de los equipos mejor puntuados en todas las competencias FSAE usaron Hoosier [3]. Sin ningún interés personal de por medio, es necesario indicar que además, Hoosier es la marca con mejores precios de todas las mencionadas.

En cuanto a criterios de selección, resulta complicado tomar los componentes de la banda de rodadura, ya que los fabricantes manejan con celo el tema. Pero existen otros criterios como el tamaño: neumáticos más grandes implican mayor inercia de rotación y de menor radio, menos espacio para componentes.

Otros aspectos que se pueden tomar en cuenta para seleccionar los neumáticos y diseñar el resto del automóvil son:

- Coeficiente de adherencia: capacidad del neumático para agarrarse del material de la carretera. En los neumáticos de calle, el coeficiente varía entre 0,7 y 0,8, con el fin de tener durabilidad. En los neumáticos de competencia, el coeficiente de adherencia es mayor a 1,7.

- Ángulo de deriva: cuando la rueda está en una curva, una es la dirección que el piloto imprime a las ruedas y otra la real, resultante por las capacidades del neumático. Esta diferencia es el llamado ángulo de deriva, que toma valores entre 3 y 7 grados para neumáticos de alto rendimiento.
- Relación de deslizamiento longitudinal: la fuerza de aceleración y de frenado alteran la posición del punto de contacto del neumático con la calzada; la relación resulta de la comparación entre la velocidad teórica del vehículo con la real. Se usa para determinar la alteración en frenada y aceleración.
- Ángulo de caída: desde la vista frontal, el conjunto de rueda tiene una inclinación respecto a una línea transversal imaginaria que pasa por el centro de la rueda. Esta inclinación permite darle mayor estabilidad en curva al vehículo, ya que al entrar en curva aumentaría el área de contacto entre neumático y calzada en los neumáticos del lado externo a la curva.
- Índice de rigidez: el neumático se comporta como un resorte y este índice es la razón entre la carga vertical y la deformación vertical del neumático. Se busca que el neumático esté más pegado al asfalto que oscilando.

Tabla 4.1. *Tabla de peso y precio de neumáticos [4].*

Modelo	Peso	Precio
Hoosier 20,5 x 6,0 - 13 slicks	11 lbs.	US\$. 172,80
Goodyear 20 x 6.5 - 13 R065	12 lbs.	US\$. 219,00
Avon 22 x 5 - 13	12 lbs.	US\$. 259,00

4.3.2. Aros o llantas

Algunos fabricantes de aros de competencia, de un tiempo atrás, han despertado gran interés por la competencia FSAE. Gracias a ello, se puede observar una significativa oferta de excelentes productos específicos para la competencia. La optimización se realiza tanto en función del peso máximo según reglamento, así como de las solicitaciones regulares del aro de competencia: altas temperaturas (por estar cerca de los elementos de freno), torsión (transmitido por los palieres) y tracción y compresión (resultantes del peso del vehículo). Los modelos ofrecidos responden a la necesidad

de reducción de peso de los participantes, a la selección posterior de calipers y montaje de discos de freno.

Braid, OZ Racing y Keizer Wheels están entre las marcas más importantes y más comprometidas con la competencia, movidos principalmente por el carácter educativo y por la excelencia proveniente de la selección de los equipos. En sus páginas web pueden encontrarse los diversos modelos ofrecidos que varían en materiales entre aluminio y magnesio del tipo compensados u offset, fabricados generalmente mediante fundición o mediante forja centrífuga. Su precio unitario ronda los US\$. 500,00.

Para seleccionarlos, es posible recurrir a las páginas web del fabricante, lo que permite saber las dimensiones para poder seleccionar el resto de elementos.

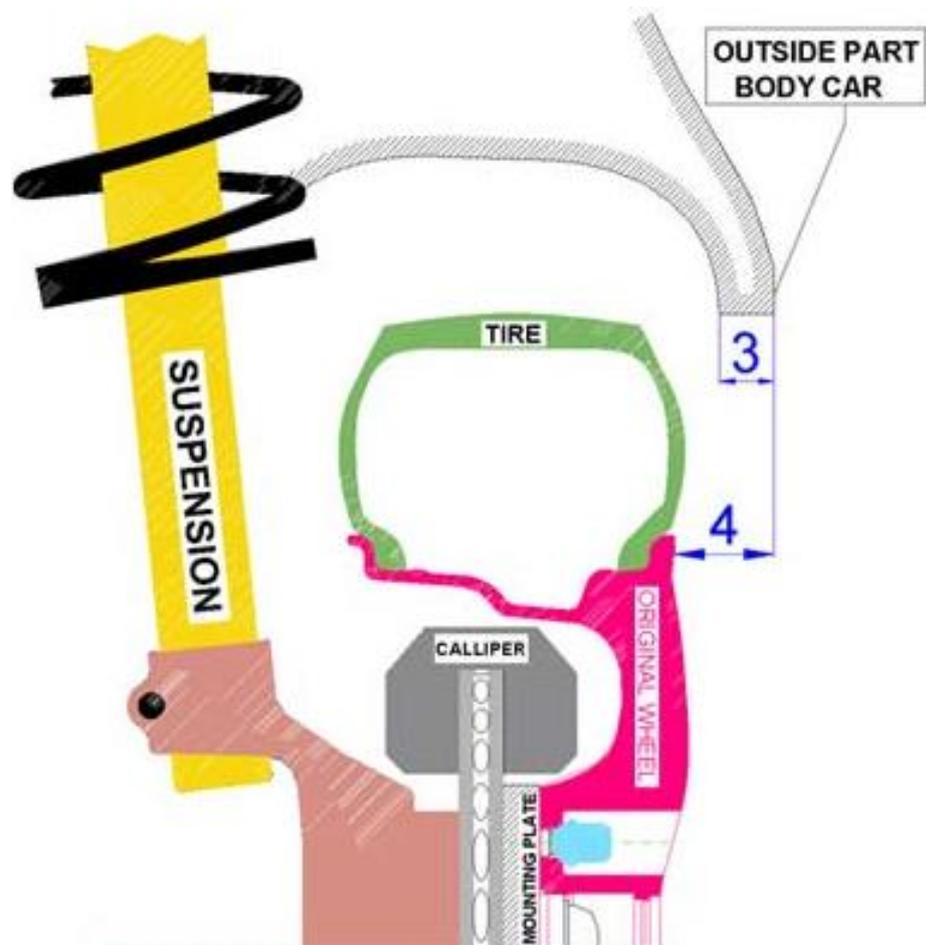


Figura 4.2. Posibles componentes a montar dentro de la rueda en infografía proporcionada por el fabricante. [5].

4.3.3. Cubos de rueda

El cubo de rueda es el elemento que permite la conexión entre rueda y eje de transmisión, además de sujetar el disco de freno, ya que su giro está permitido mediante el uso de un rodamiento entre el cubo y la mangueta.



Figura 4.3. Conjunto cubo de rueda [6].

4.3.4. Manguetas

Las manguetas de fórmula conectan el sistema de suspensión con el de dirección, en la parte frontal. En la parte posterior, conectan la suspensión con la transmisión; además, sostienen la mordaza de freno. En el eje propulsor, la mangueta sostiene el cubo de rueda y se conecta con los brazos de suspensión. También alojan el rodamiento para la junta de velocidad constante. Las manguetas para fórmula SAE deben ser adecuadamente diseñadas para ser elementos resistentes y de bajo peso.



Figura 4.4. Mangueta y componentes de suspensión posterior de vehículo FSAE alemán. [7].

Es casi una regla que la mayoría de equipos diseñen su propia mangueta. Diseñan, modelan y analizan el elemento y lo fabrican finalmente en acero o aluminio por suelta o mediante máquinas de corte CNC y chorro de agua. De igual manera, existen fabricantes que se dedican a la producción de estos elementos para equipos Fórmula SAE. Los costos de los procesos varían de acuerdo al diseño y material pero en la actualidad ya se pueden encontrar en el mercado nacional.



Figura 4.5. Manguetas para equipo FSAE de la Universidad de Liverpool [8].

4.3.5. Juntas trípode

Dentro de la competencia y bajo reglamentación, el recorrido de suspensión es de al menos 50.8mm, que aunque es poco, no es nada despreciable. Para ello, el uso de juntas homocinéticas o universales es una obligación. El conjunto de alojamiento y de rodamientos deben permitir el acople entre eje y diferencial, por lo que deben ser compatibles las dimensiones. Como en todos los componentes de competencia, el peso de estos componentes también es un factor a considerar, y por ello, se pueden observar alojamientos de aluminio con pistas de acero; un elemento de estas características puede costar alrededor de US\$. 260,00. El conjunto de rodamientos en trípode (triceta) también se puede conseguir alivianado por un precio de US\$. 65,00., como también se podría alivianar uno comercial.



Figura 4.6. Diferencias entre juntas comercial, de diseño comercial fabricada en aluminio y de doble cuerpo aluminio-acero [9].

4.3.6. Palieres

El palier transmitirá a las ruedas el par recibido en un extremo y lo transmitirá al otro, por lo que estará sometido a torsión. Las estrías talladas permiten la conexión con juntas de cualquier tipo compatibles.

Para utilizar palieres del mercado, debemos tener en cuenta la compatibilidad entre estriado del eje y crucetas, crucetas y alojamientos, y finalmente, alojamientos y diferencial.

Los materiales más usados para los palieres son algunas aleaciones de acero, que luego de un tratamiento térmico ofrecen buena resistencia a la tracción y torsión. Para la competencia, los materiales mayormente vistos son las aleaciones 4340 y 4130, que ofrecen alta resistencia mecánica.



Figura 4.7. Eje de competencia fabricado por RCV Performance [10].

4.3.7. Diferencial

El mecanismo diferencial tiene especial atención en la competencia. Los equipos los utilizan de diversos tipos, pero el más usado es el de deslizamiento limitado (LSD), y como todos los componentes de los vehículos FSAE, optimizados en peso y desempeño, y generalmente manejados por cadena desde la carcasa. Puede o no incluir el equipo de freno en el mismo. Algunos fabricantes que ofrecen este tipo de diferencial específicamente para el uso en Fórmula SAE son Quaife y Drexler, siendo este último el más solicitado debido a que su diferencial pesa apenas 2,6 Kg e incluye facilidades para montar la cadena y los soportes al chasis. Existe un diferencial modificado por Taylor Race Engineering y construido por Quaife para ser usado en la competencia que pesa 2,9 Kg. Además, se puede cambiar el lugar de sujeción de cadena y de los elementos de salida, es decir, seleccionar las juntas cardánicas (trípode y carcasa) entre varias posibles.



Figura 4.8. Diferencial fabricado por Drexler específicamente para Fórmula SAE [11].



Figura 4.9. Modificación del diferencial de Quaipe para Fórmula SAE hecha por Taylor [12].



Figura 4.10. Diferencial con rueda dentada para alojar la cadena de transmisión y con freno de disco en la carcasa [13].

Tabla 4.2. *Tabla de pesos y precios de diferenciales* [4].

Modelo	Peso	Precio
Taylor MK2 Quaife ATB LSD	8,5 lb	US\$. 2825,00
Taylor Quaife Civic TBD	12 lb	US\$. 1395,00
Drexler FSAE LSD	5,72 lb	US\$. 2210,00

4.3.8. Transmisión por cadenas

La transmisión mediante cadena es un sistema robusto que permite ser usado con grandes pares de fuerza y con velocidades entre medias y bajas. Las cadenas usadas en la fórmula SAE son las cadenas de rodillos, y en particular, los tamaños 520 y 530.

Tabla 4.3. *Designación americana para cadenas* [4].

5 30			
↙		↘	
Paso		Ancho (e/ placas)	
4	4/8" = 1/2"	20	4/16" = 1/4"
5	5/8"	25	5/16"
6	6/8" = 3/4"	30	6/16" = 3/8"

Este sistema de transmisión demanda excelente alineación de la cadena, así como mantener algunos factores que sirven de guía de diseño [14]:

- Emplear piñones con números de diente impar, para evitar el contacto de los mismos dientes con eslabones del mismo tipo, lo que ayuda a regularizar el desgaste.
- Usar piñones con mínimo 17 dientes, con la finalidad de reducir el efecto poligonal, que es la variación de trayectoria y velocidad de los eslabones al entrar en contacto con las ruedas dentadas, y que produce desgaste de un mismo grupo de eslabones de la cadena. Cuando la potencia a transmitir y el régimen de giro son muy bajos, se puede usar dientes de hasta 11 dientes.
- El ángulo de contacto entre cadena y piñón no debe ser menor de 120°.

- El número de dientes de la catalina no debe ser mayor a 120, con lo que se evita el desengrane de la cadena por el corto tamaño de los dientes en ruedas dentadas grandes.

La transmisión también debe ser horizontal idealmente, con el fin de evitar el uso de guías.

Piñón, cadena y catalina, al ser normalizados, pueden ser encontrados en diversas marcas del mercado nacional.

4.3.9. Motores

Los equipos que se incluyen en la competencia buscan siempre el mayor rendimiento y amplias curvas de potencia para sus motores. La tecnología usada es la de los motores síncronos sin escobillas, ya que los datos de eficiencia apuntan por arriba del 95%.

Entre los fabricantes mayormente pedidos se encuentran Siemens, Enstroj, Yasa y Compact Dynamics.

4.4. Estado del arte de los sistemas de transmisión usadas en Fórmula SAE

Tabla 4.4. Sistema de transmisión usado por los equipos punteros del 2015 [9].

TOP 10 FSAE ELECTRIC 2015 (GENERAL)	
Equipo	Drivetrain tech
University of Pennsylvania	Diferencial electrónico (doble motor)
Polytechnique of Montreal	Diferencial y cadena
University of Kansas	Diferencial y cadena
McGill University	Diferencial y banda
University of California - Davis	Diferencial y cadena
University of Manitoba	Diferencial y cadena
University of Washington	Diferencial y cadena
Carnegie Mellow University	Diferencial electrónico (doble motor)
Massachusetts Inst. of Tech	Diferencial y cadena
Univ. of Michigan - Dearborn	Diferencial electrónico (doble motor)

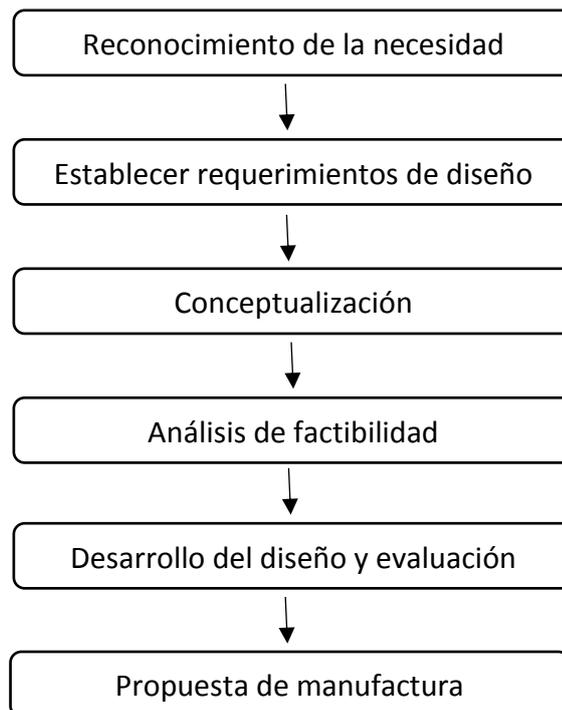
5. MARCO METODOLÓGICO

5.1. Introducción

En este apartado se realizará el diseño del sistema de transmisión para un vehículo FSAE eléctrico, así como su propuesta de manufactura, en aras de conseguir los objetivos de este proyecto.

5.2. Metodología de diseño

Se ha decidido adoptar la metodología que aplica el equipo para sus procesos de diseño, la misma que define el siguiente procedimiento:



5.2.1. Reconocimiento de la necesidad

En el vehículo FSAE se necesita transmitir el torque del motor hacia los cubos de rueda posteriores del vehículo.

5.2.2. Establecer requerimientos de diseño del sistema de transmisión

El UPS Racing Team ha establecido algunos parámetros iniciales, entre los que se encuentran el uso de un único motor eléctrico y ruedas de 10 pulgadas.

Otros requerimientos se establecen a continuación:

- El sistema debe cumplir el reglamento emitido por la organización de la competencia.
- El sistema debe transmitir los 80 KW y los 290 Nm producidos por el motor eléctrico.
- El sistema debe ser ligero.
- El sistema debe reducir las revoluciones de salida del motor (4000 rpm) al régimen necesario para el recorrido de la pista (velocidad máxima aproximada de 105 Km/h).
- El sistema debe entregar diferente velocidad de salida para cada rueda en curvas.
- El sistema debe ser compatible con las dimensiones de la mangueta.
- El sistema debe permitir el recorrido de suspensión.
- El sistema debe ser eficiente.

5.2.3. Conceptualización

Habiendo analizado las necesidades del vehículo, se proponen tres posibles soluciones para el sistema de transmisión del vehículo FSAE. También se analizan dos formas de conexión de la transmisión posibles.

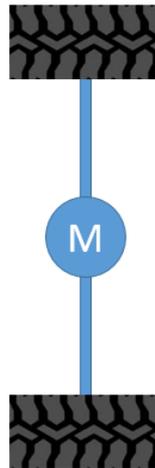


Figura 5.1. Sistema de transmisión con motor sobre sobre eje motriz [9].

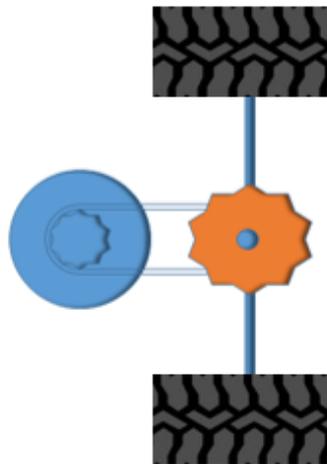


Figura 5.2. Sistema de transmisión con reducción sobre eje motriz [9].

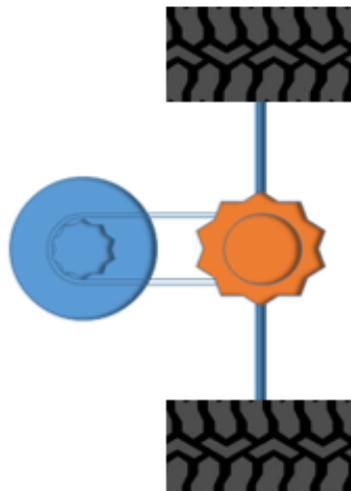


Figura 5.3. Sistema de transmisión con reducción y diferencial sobre eje motriz [9].

Es posible que el sistema necesite una conexión, razón por la que se presentan también dos posibles soluciones para conectar la transmisión.

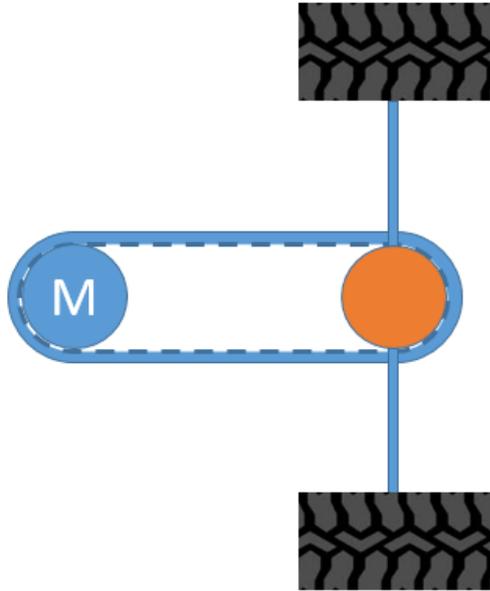


Figura 5.4. Sistema conectado mediante banda [9].

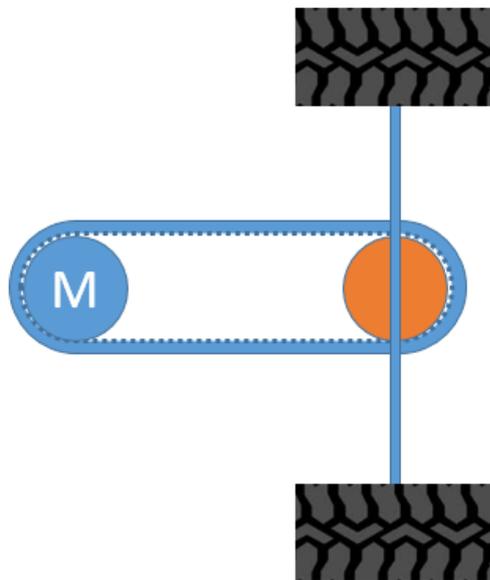


Figura 5.5. Sistema conectado mediante cadena [9].

5.2.4. Análisis de factibilidad

La primera opción (véase figura 5.1), al ser un sistema sencillo, tiene la gran ventaja de construirse rápidamente y a un costo muy bajo. Sin embargo, la velocidad de salida

será tan alta como sea la velocidad del motor, debido a que no existe una relación de transmisión para reducirla; como consecuencia, no se logrará aprovechar completamente el motor, cuyas curvas características señalan que debe ser usado entre las 3000 y 5000 rpm. A parte de la reducción, tampoco cumple con algunas otras especificaciones de diseño, como no entregar diferente velocidad a las ruedas en curva.

La segunda opción (Figura 5.2), también tiene ventajas en cuanto a costo, peso y tiempo de manufactura. Asimismo, tiene la desventaja de no permitir un manejo adecuado en curva, debido a que no entrega diferente velocidad a cada rueda mientras gira el vehículo, lo que supone desaprovechamiento de potencia y torque, alto desgaste de neumáticos y dificultad de manejo. Estos factores definitivamente redundan en ineficacia e ineficiencia del sistema.

La opción con reducción y diferencial (Figura 5.3), permitirá mayor maniobrabilidad del vehículo, como resultado de su capacidad para tomar curvas con velocidad, y por ende, se verá reflejado en los tiempos totales por vuelta. El desgaste de ruedas será mucho menor que con las opciones anteriores. Además, el peso del vehículo no sufre un incremento sustancial; lo que resultará elevado es el costo final, comparando con las opciones sin diferencial. Por todas estas razones, este sistema cumple con las especificaciones de diseño.

De las conexiones por cadena (Figura 5.4) o por banda (Figura 5.5), ambas tienen ventajas y desventajas. Sin embargo, si nos remitimos a la tabla 4.4, de todos los equipos punteros de una de las competencias FSAE, solo uno usó banda frente a seis que usaron cadena. A pesar de su bajo peso y precio, el alto torque de salida del motor puede provocar deslizamiento de la banda, provocando rotura de sus dientes, por lo que quedaría inutilizable. Esto no pasaría en la cadena, a pesar de que no necesariamente está exenta de fallo, sin embargo les ha resultado a la mayoría de estos equipos ganadores, y de los competidores en general.

5.2.5. Desarrollo de diseño y evaluación

De acuerdo a lo que se analizó en las observaciones anteriores, se puede concluir que el sistema que cumple todos los requerimientos de diseño es el que usaría una relación

de transmisión para reducir el régimen del motor, un diferencial, y que éste se conecte al motor mediante cadena.

Luego de todas las consideraciones vistas anteriormente, se han definido también los elementos que serán adquiridos y los que serán fabricados. Se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 5.1. *Definición de componentes a fabricar y a adquirir [9].*

Diferencial	Adquirir
Semiejes	Adquirir
Juntas trípode	Adquirir
Terminales de eje	Adquirir
Sujeciones de diferencial	Fabricar
Ruedas dentadas	Adquirir
Cadena	Adquirir
Protección de motor	Fabricar
Protección de cadena	Fabricar

a) Diferencial

El diferencial, principalmente por los factores de tiempo y materiales, no es un elemento que se pretenda construir. Además, existe una amplia oferta de diferenciales apropiados para vehículos tipo Fórmula SAE, de entre los cuales se seleccionará la mejor opción mediante valoración de características.

Entre ellos se observan similitudes, ya que todos son tipo LSD¹.

Como se observa, algunos diferenciales necesitan elementos a su salida, para que puedan ser acoplados los semiejes. De entre ellos, ciertos fabricantes ofrecen kits con el resto de los elementos del eje motriz absolutamente compatibles, pero que no lo son

¹ Diferencial de deslizamiento limitado, por sus siglas en inglés.

con elementos de otras marcas. Es decir, no se puede adquirir el resto de elementos sino de un mismo fabricante alternativo o del mismo fabricante del diferencial.

Tabla 5.2. Cuadro resumen de valoración de diferenciales FSAE [9].

Marca	Modelo	Tipo	Salidas	Soporte catalina	Precio	Peso [lb]	Otros elementos	Puntaje final
Taylor 5	MK2 TRE	ATB	Copa	Si	2975	8,5	No necesita	26
	Quaife		5	5	1	5		
Taylor 5	TRE	TBD	Estriado M	No	1182	N/D	CV joint o copa	20
	Quaife		3	3	4	1	4	
Taylor 5	TRE	TBD	Copa	Si	2663,98	N/D	No necesita	21
	Quaife		5	5	1	1	5	
Taylor 5	TRE H-	TBD	Planetarios	Si	1395	12	Eje c/ copa	19
	Civic		1	5	3	1	4	
Taylor 5	TRE	TBD	Flanco	No	2663,98	10	Copa de pernos	16
	Quaife		3	0	1	3	4	
Torsen 3	T-1	TBR	Planetarios	No	415	8	Salidas	18
			1	3	5	5	1	
Torsen 3	T-2	TBR	Planetarios	No	415	8	Salidas	18
			1	3	5	5	1	
Wavetrac 3	-	TBD	Planetarios	No	1000	10	Eje c/ copa	17
			1	3	4	3	3	
Williams RD 3	CCD3000 (QDF7ZR)	LSD	Flanco	Si	3000	10,35	Copa de pernos	18
			3	5	1	2	4	
Quaife 4	QDF7ZR	ATB	Estriado F	No	900	8,3	Copa c/ eje	21
			3	3	4	4	3	
Drexler 5	FSAE	LSD	Copa	Si	2355	5,72	Copa	26
			5	5	3	5	3	

El soporte de la catalina es un elemento considerado susceptible de puntaje, ya que reduce la cantidad de elementos que se necesita conseguir para que el sistema funcione. Cuando no posee el soporte, se debe realizar una adaptación del mismo sobre la carcasa

o junto a una de sus cubiertas laterales, lo que implicaría diseño y construcción de la pieza.

Los diferenciales que resultaron con mejor puntuación son provenientes de los fabricantes con mayor demanda en la competencia. El diferencial ganador, del fabricante australiano Drexler ofrece excelentes prestaciones y principalmente, bajo peso. El siguiente diferencial con mejor puntuación es un modelo de Taylor Race Engineering, que frente al Drexler tiene dos puntos en contra: el peso es mayor por 2,78 libras y el precio de lista también es mayor por 620 dólares. Por otro lado, tiene tres puntos a favor: el proveedor ofrece el diferencial en menos tiempo que Drexler (tres semanas de anticipación en el pedido, frente a tres meses del otro fabricante), y el segundo punto a favor se refiere a la logística de Taylor: el fabricante envía desde Estados Unidos, mientras que Drexler enviaría desde Australia a Estados Unidos y luego se debe redirigir hacia Ecuador, incrementando de esta manera el costo final. La tercera ventaja del diferencial Taylor es el tipo, que permite enviar mucho más torque a las ruedas en situaciones de deslizamiento de manera intuitiva y por ende, mayor aprovechamiento del par que puede producir el motor, aportando a mejorar inclusive la maniobrabilidad del vehículo.

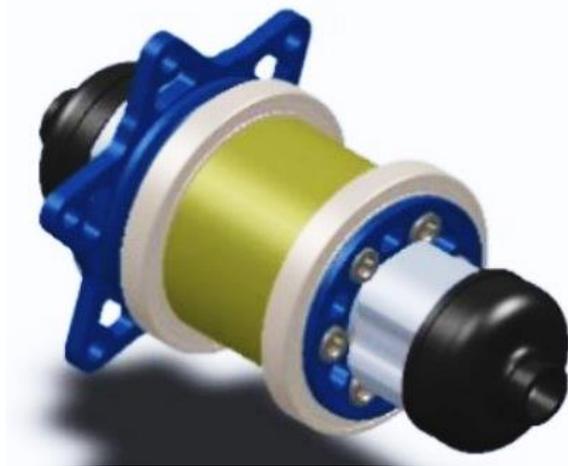


Figura 5.6. Diferencial seleccionado (Taylor MK2 TRE) [12].

b) Semiejes y terminales de eje

Los semiejes pueden ser construidos si se consigue el material idóneo, del cual el proceso de investigación ha mostrado que muchos no se llegan a importar y que

algunos otros se consiguen de manera escasa. La importación de ellos, para posterior maquinado, conllevaría principalmente a aumentar el tiempo de producción de las partes necesarias.

El dimensionamiento del eje puede realizarse utilizando el método descrito por la norma ASME, así como otros métodos más complejos de la resistencia de materiales, empezando por la selección del material de acuerdo a las condiciones de trabajo. En este caso, debemos buscar un material que permita ser solicitado por torsión.

Con esta consideración prima, podríamos tener a bien usar materiales como el acero de transmisión, por ejemplo el SAE 4340, 4130 o 1018, que se encuentran en el mercado nacional. El palier puede ser macizo y también hueco, con el fin de reducir el peso y la inercia, ya que ambos parámetros influyen en el cálculo.

De cualquier manera y para todos los casos, en el medio se encuentra disponible la tecnología que permitiría la construcción de estas piezas, aunque quizás la técnica no esté completamente disponible.

Tabla 5.3. Matriz de selección de terminales de eje [9].

MARCA	MODELO	TIPO SALIDA	PRECIO	TIPO	PUNTUACIÓN FINAL
RCV Performance	4483	copa para triceta 1 0,2 0,2	222,00 1 0,3 0,3	Polaris 0,7 0,5 0,35	0,85
	4484	copa para triceta 1 0,2 0,2	222,00 1 0,3 0,3	VW 1 0,5 0,5	1
	D5221	copa para triceta 1 0,2 0,2	252,00 0,5 0,3 0,15	Hyper Racing 0,5 0,5 0,25	0,6
	D5371	copa para triceta 1 0,2 0,2	222,00 1 0,3 0,3	Miata 0,5 0,5 0,25	0,75
Taylor Racing Equipment	0200413	flanco 0,8 0,2 0,16	270,00 0,4 0,3 0,12	VW c/ flanco 0,7 0,5 0,35	0,63
	02004131	copa para triceta 1 0,2 0,2	222,00 1 0,3 0,3	VW 1 0,5 0,5	1
	02004132	copa para triceta 1 0,2 0,2	219,00 1 0,3 0,3	Polaris 0,7 0,5 0,35	0,85
	02004141	copa para triceta con centerlock 0,8 0,2 0,16	245,00 0,5 0,3 0,15	VW centerlock 0,7 0,5 0,35	0,66

Por estas razones, resulta más conveniente adquirirlos a uno de los proveedores que ofrecen kits de semiejes compatibles con el diferencial seleccionado. Para ello, se elaboró la matriz de selección presentada en la tabla 5.3., basada en la forma del terminal de eje más adecuado para el vehículo, ya que el terminal es la parte del semieje que determina la forma de la mangueta y del cubo de rueda; así que de esta manera se pretende facilitar su diseño.

Taylor y RCV Performance tienen disponibles semiejes de muy buena calidad y excelente reputación, probados por una gran cantidad de equipos competidores. En cuanto a precios y peso, los semiejes de ambos fabricantes van casi de la mano. Según los archivos CAD obtenidos, al realizar ensamblaje se comprobó que no hay compatibilidad completa de la triceta RCV con el alojamiento incluido en el diferencial Taylor. Se podría adquirir los alojamientos de RCV, que sí son compatibles con el diferencial, pero aumentarían innecesariamente el costo y quedarían sin usar los que vienen incluidos en el diferencial.

Como resultado, existen dos opciones de terminales que resultan convenientes, pero resulta preferible adquirir la de Taylor para asegurar la compatibilidad de los componentes con el diferencial. Los precios del terminal son similares, pero los ejes de RCV son más costosos, lo que quiere decir que son estos los que encarecerán el kit de semiejes.



Figura 5.7. Terminal de eje seleccionado (Taylor 02004131) [12].

Tabla 5.4. Cuadro comparativo de semiejes FSAE [9].

Marca	Peso	Precio
Taylor (longitud desde 14")	½ lb	US\$. 210,00
RCV (longitud desde 11")	1 a 2 lb	US\$. 222,00

- **Cálculos para los semiejes**

$$P = T * \omega$$

$$T = P/\omega$$

$$\tau_{perm} = \frac{Tc}{J} = \frac{\frac{80000W}{4000 \frac{rev}{min} \cdot \frac{1min}{60s} \cdot \frac{2\pi rad}{rev}} \cdot 0,011m}{\frac{\pi(0,011m)^4}{2}} = 91,34E6N/m^2 = 91,34MPa$$

Para Acero 4340, $\sigma_y = 470MPa$

$$\tau_y = 0,577\sigma_y = 634,7E6N/m^2$$

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_y}{FS} = \frac{634,7E6N/m^2}{3} = 211,56E6N/m^2$$

Por lo que el límite de elasticidad del material a usar es el doble del esfuerzo al que será sometido.

c) Juntas trípode deslizante

Los primeros elementos de salida del diferencial pueden suponer una gran cantidad de diseño y de maquinado, ya que las tricetas a usar requieren una forma específica, además de un acabado y una tolerancia de acuerdo a su alojamiento. Requieren además el uso de rodamientos de rodillos y seguros para los mismos, elementos que resultan de fácil consecución. El alojamiento de la triceta requiere de una buena cantidad de trabajo para manufacturarla. De manera que la adquisición ofrece la ventaja del corto tiempo para obtenerlas, frente al necesario para construirlas.

Al haber establecido la adquisición de semiejes y terminales de Taylor, es preferible usar los trípodes de la misma marca, para asegurar la compatibilidad. Además, es ligeramente menos costosa que la de RCV.



Figura 5.8. Triceta seleccionada (Taylor 02002011) [12].

d) Cadena y ruedas dentadas para cadena

- Ruedas dentadas

Al igual que las cadenas, las ruedas dentadas son elementos normalizados, por lo que pueden ser obtenidas de distintos fabricantes como Tsubaki, ProTaper, Joresa o SKF; así como es posible encontrarlos con proveedores FSAE, como ChainDriveDiff, RebelGears e inclusive Taylor. Debido a los elementos en donde serán instaladas (diferencial y eje motor), requieren maquinado de su interior. Las características dimensionales de los piñones deben ser compatibles con las características de la cadena seleccionada. Es decir, el paso y espesor de ambas ruedas dentadas se heredan de la cadena, que es lo que se selecciona primero.

Las ruedas dentadas que se consiguen en el mercado pueden ser de aleación de aluminio 7075 T6 o de acero C45. SKF ofrece ruedas dentadas con endurecido en el área de desgaste.

La relación de transmisión necesaria para el sistema se calcula usando la velocidad de entrada y de salida. Se pretende que el motor funcione a 4000 rpm y que a este régimen el vehículo alcance los 120Km/h, ya que la velocidad máxima a la que necesitaría llegar el vehículo ronda los 110Km/h.

$$RT_{diseño} = \frac{4000 \text{ rev/min}}{120 \text{ Km/h}} = \frac{106 \text{ m/s}}{33,33 \text{ m/s}} = 3,1918$$

La relación de transmisión que necesita el vehículo es de 3,19. Sin embargo, existen números de dientes recomendados para diseñar transmisiones por cadena, presentados en la Fig. 5.9., esto para mejorar la distribución del desgaste que de otra manera se vuelve cíclica y que terminaría rompiendo la cadena de manera prematura. Este fenómeno se denomina efecto poligonal, y también se podría reducir evitando el uso de ruedas dentadas de menos de 17 dientes; a menos que trabajasen los elementos exclusivamente a bajas velocidades (Tabla 5.5). Por ello, y para no agrandar el conjunto, se ha seleccionado un piñón de 17 dientes con una catalina de 54 dientes, lo que resulta casi en la relación de transmisión buscada:

$$RT_{final} = \frac{54}{17} = 3,18$$

Piñón o rueda menor	17 - 19 - 21 - 23 - 25
Rueda mayor	38 - 57 - 76 - 95 - 114

Figura 5.9. Números de dientes recomendados para piñón y catalina [15].

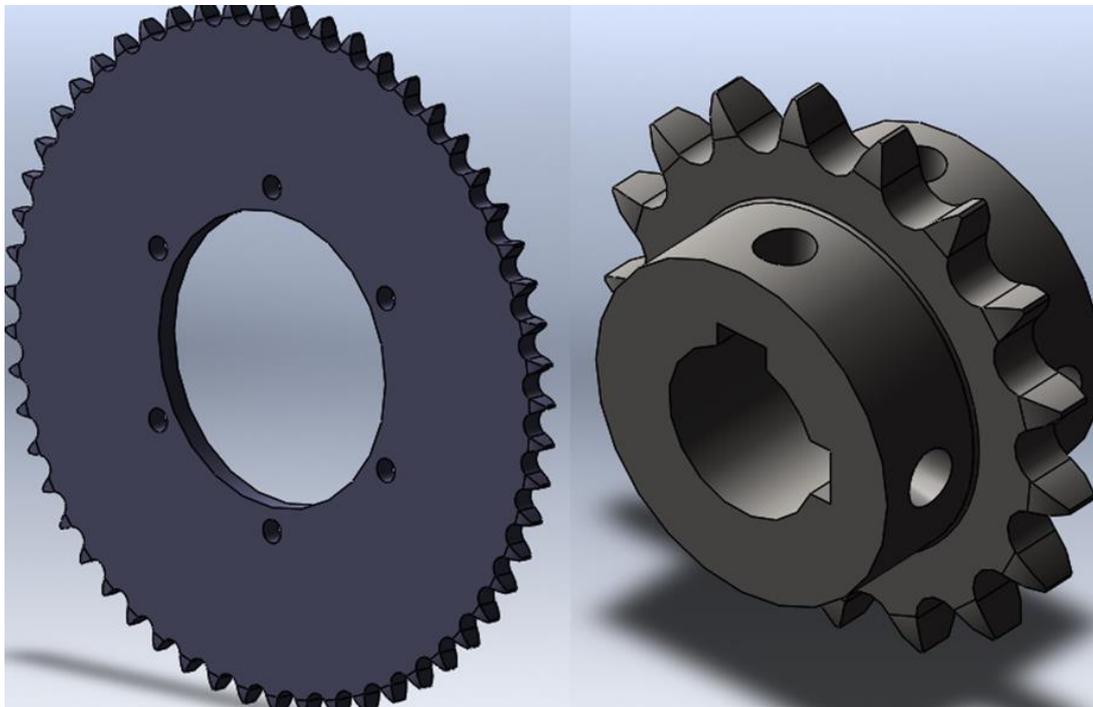


Figura 5.10. Ruedas dentadas para el ensamble final [9].

- Cadena

La selección de la cadena puede realizarse de manera gráfica mediante tablas que son proporcionadas por textos de algunas casas fabricantes. El método se resume en ubicar el número de revoluciones del piñón en el eje de las abscisas y la potencia a transmitir en el eje de las coordenadas, y con ello, ubicar el resultado en la tabla, que podemos ver en la figura 5.11.

Sin embargo, el dato de potencia debe corregirse, ya que el método de selección por tabla ha sido diseñado para cuando el sistema es ideal, es decir, cumple con condiciones específicas: carga y accionamiento sin golpes, piñón de 19 dientes, relación de transmisión igual a 3, distancia entre centros de 40 pasos, ejes ubicados horizontalmente y engrase adecuado. La guía de selección de cadenas se encuentra incluidas en las referencias bibliográficas ([14] y [15]).

Por lo tanto, al no cumplir el sistema con estas condiciones, es necesario realizar correcciones mediante algunos factores que se encuentran en la guía.

Como se puede ver en el apartado de investigación 4.3.8., los fabricantes y otros textos hacen algunas recomendaciones de diseño con el fin de que el sistema funcione de la mejor manera. Entre estas recomendaciones se destacan las siguientes:

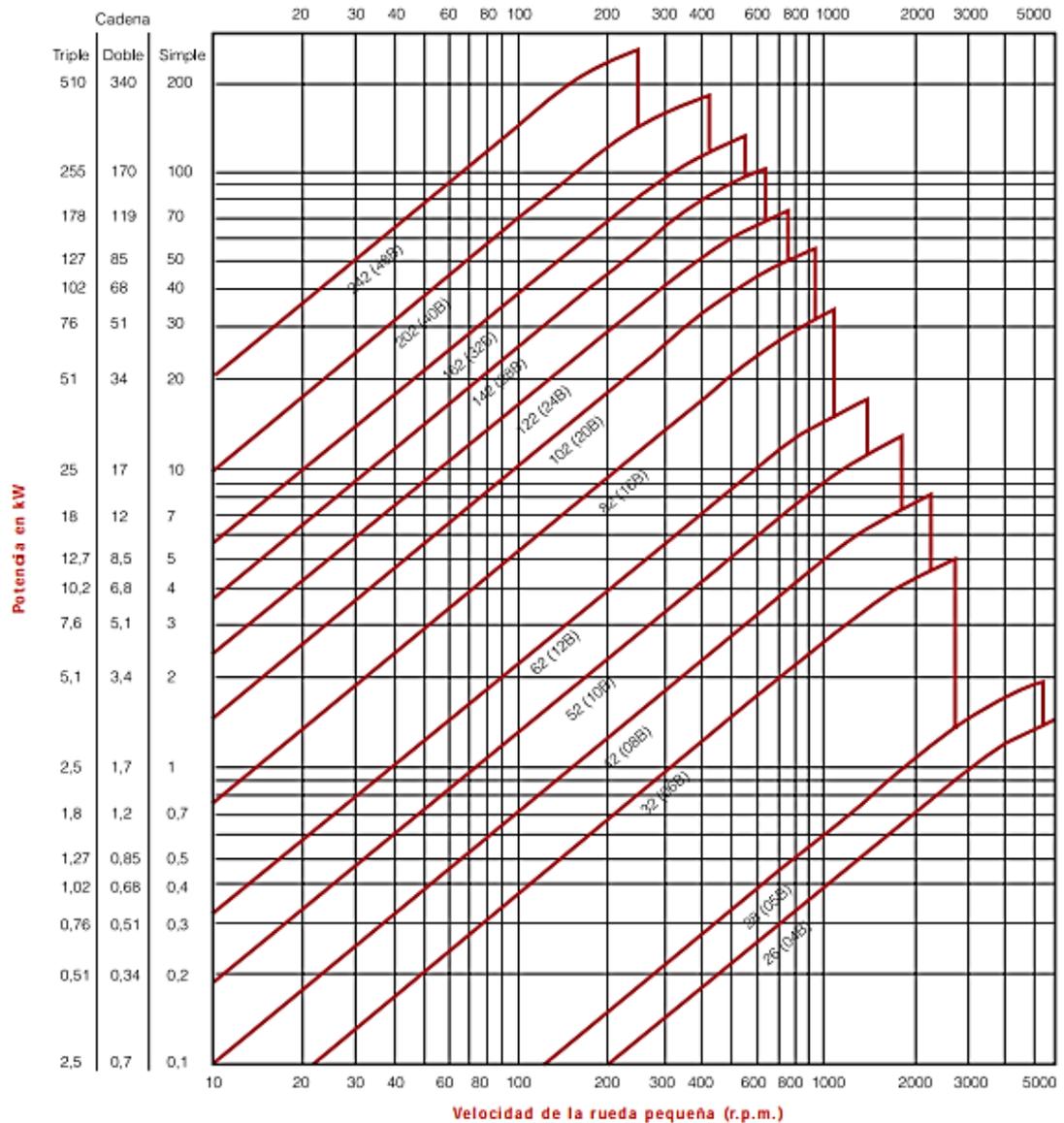


Figura 5.11. Tabla para selección de cadenas [14].

- Se debe usar ruedas dentadas con número de dientes recomendado. Usando número de dientes impar en el piñón y número de dientes par en la catalina, se evita que los dientes choquen con el mismo grupo de eslabones de cadena, lo que produce mayor fatiga. Esta recomendación permite una mejor distribución de desgaste por reducir la frecuencia de contacto de un mismo eslabón con un mismo diente [16].
- Las ruedas dentadas de menos de 17 dientes hacen que el efecto poligonal se acentúe, y con ello, el ruido y la irregularidad de transmisión, el desgaste por choque y concentración de esfuerzos en un número reducido de dientes.

Además, si la velocidad de la cadena es alta, esta recomendación debe ser absolutamente estricta.

Tabla 5.5. Número mínimo de dientes del piñón [9].

Número de dientes Z recomendado	Velocidad lineal de la cadena
12	<2m/s
17	
21	>20m/s

- El piñón debe tener mínimo 21 dientes si la velocidad lineal de la cadena es de más de 20m/s.
- En el caso de ser necesario usar relaciones de transmisión elevadas, las ruedas dentadas no deben ser de más de 120 dientes, ya que además de profundizar el desgaste de la cadena, presentan dificultad de engranar con la cadena.
- El sistema no requiere templador si el número de eslabones de la cadena es menor a 80 pasos.
- El montaje del sistema de cadena y ruedas dentadas debe ser paralelo y mantenerse en un plano perfecto, lo que quiere decir que no se permite mayor desalineación. La holgura de una rueda nunca debe exceder de 1,14mm. Se debe medir como se muestra en la figura 5.12.

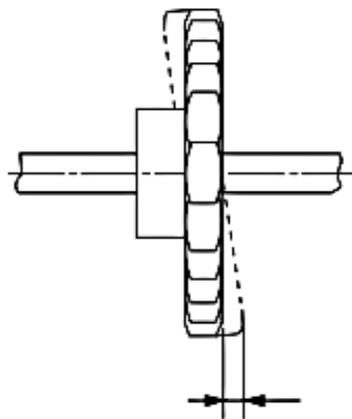


Figura 5.12. Forma de medir holgura máxima para ruedas dentadas [14].

- El montaje del eje o árbol sobre el que se montan las ruedas no debe tener holguras.
- La cadena no debe estar excesivamente tensada ni sin tensión, ya que el primer factor acorta la vida útil de la cadena y el segundo, provoca que la cadena se salga.

Los establecimientos proveedores de las cadenas para vehículos Formula SAE ofrecen únicamente dos denominaciones: 520 y 530. Las revistas de programación de las competencias FSAE permiten saber que el tamaño más utilizado es 530.

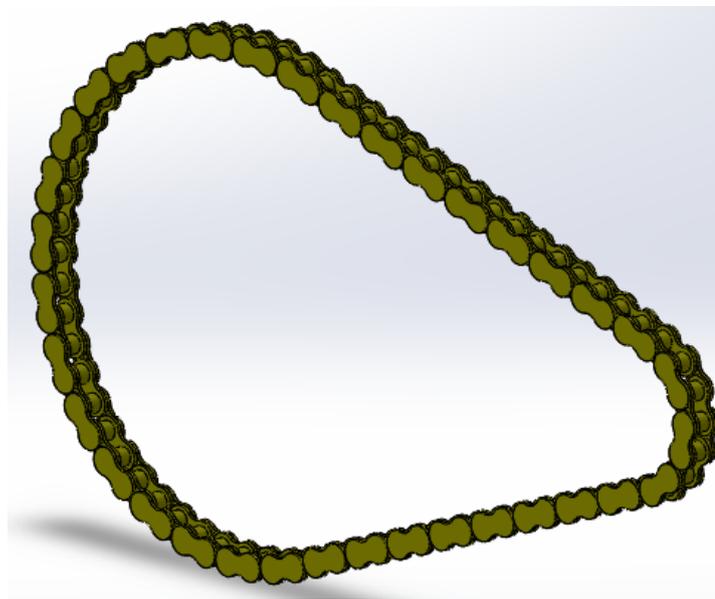


Figura 5.13. Cadena ensamblada en Solidworks [9].

El fabricante SKF ofrece cadenas reforzadas de automoción que tienen placas más de mayor espesor, manteniendo las dimensiones de la serie. El fabricante ofrece 30% más resistencia de la cadena en comparación con una estándar. Para asegurar la robustez del sistema, se seleccionará la cadena SKF 50SH-1

- **Cálculos para el sistema de cadena**

Es necesario aclarar que los cálculos y tablas hacen referencia al número de dientes de la rueda dentada menor o piñón, que en cuanto a velocidad, es la más solicitada.

Potencia de entrada = 80KW

$k_1 = 1$, ya que el número de dientes del piñón es 17

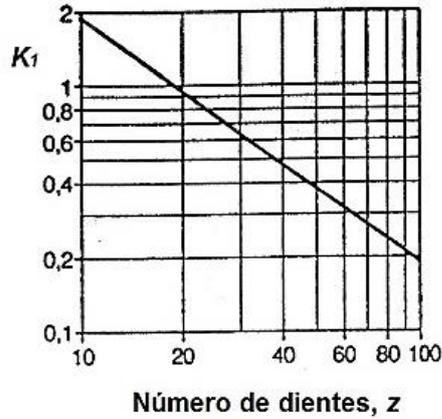


Figura 5.14. Tabla de selección de coeficiente k_1 [15].

$k_2 = 1$, ya que se usará una sola cadena.

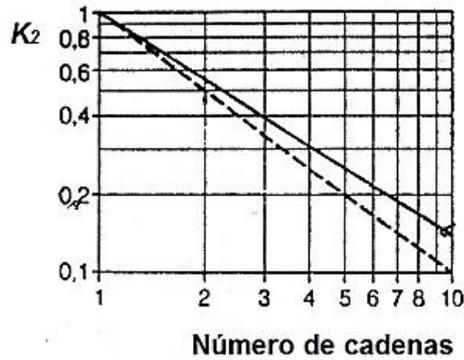


Figura 5.15. Tabla de selección de coeficiente k_2 [15].

Para determinar el coeficiente k_3 , es necesario calcular el número de eslabones de la cadena n , el cual se calcula con la siguiente fórmula:

$$\frac{L}{p} = \frac{z_1 + z_2}{2} + (z_2 - z_1) \frac{\beta}{\pi} + O_1 O_2 \cos \beta \frac{2}{p}$$

Donde L : longitud de la cadena [mm].

p : paso de la cadena [mm].

z_1 y z_2 : número de dientes del piñón y catalina, respectivamente.

$O_1 O_2$: distancia entre centros de rueda [mm].

$\frac{L}{p}$: indica la longitud de la cadena pero en número de eslabones, por lo que es necesario ajustar la distancia entre centros de rueda hasta obtener un número de pasos entero.

β : Ángulo de contacto [rad] y se calcula con la fórmula

$$\beta = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{O_1 O_2} \right)$$

Donde R_1 y R_2 : Son los radios de piñón y catalina, respectivamente. Debido a que sabemos qué cadena se ha de utilizar, las cotas de las ruedas dentadas son conocidas por normalización.

No. 50 $\frac{5}{8}$ " Pitch — TAP			
Type B			
No. Teeth	Outside Diameter	Catalog Number	List Price
12	2.708	50BTL12	\$55.20
13	2.911	50BTL13	56.00
14	3.113	50BTL14	58.60
15	3.315	50BTL15	60.40
16	3.517	50BTL16	63.80
17	3.719	50BTL17	68.40
18	3.920	50BTL18	71.80
19	4.120	50BTL19	74.00
20	4.321	50BTL20	79.60
21	4.522	50BTL21	90.60
22	4.722	50BTL22	94.20
23	4.922	50BTL23	99.60
24	5.122	50BTL24	103.20
25	5.322	50BTL25	107.80
26	5.522	50BTL26	110.80
27	5.723	50BTL27	111.20
28	5.922	50BTL28	111.80
30	6.321	50BTL30	113.40
32	6.721	50BTL32	116.40
35	7.319	50BTL35	121.00
36	7.519	50BTL36	123.20
40	8.316	50BTL40	131.40
42	8.715	50BTL42	134.40
45	9.313	50BTL45	137.80
48	9.911	50BTL48	143.80
54	11.106	50BTL54	155.80

Figura 5.16. Dimensiones de ruedas dentadas de paso $\frac{5}{8}$ " [17].

Entonces:

$$\beta = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{O_1 O_2} \right) = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{282,09\text{mm} - 94,46\text{mm}}{273,73\text{mm}} \right) = 43,27^\circ$$

$$\begin{aligned} \frac{L}{p} &= \frac{z_1 + z_2}{2} + (z_2 - z_1) \frac{\beta}{\pi} + O_1 O_2 \text{Cos} \beta \frac{2}{p} \\ &= \frac{17 + 54}{2} + (54 - 17) \frac{\beta}{\pi} + 273,73 \cdot \text{Cos} \beta \frac{2}{15,875} = 72 \text{ pasos} \end{aligned}$$

$k_3 = 1,8$, ya que N es el número de ruedas dentadas del sistema, entonces $72 \frac{2}{2} = 72$.

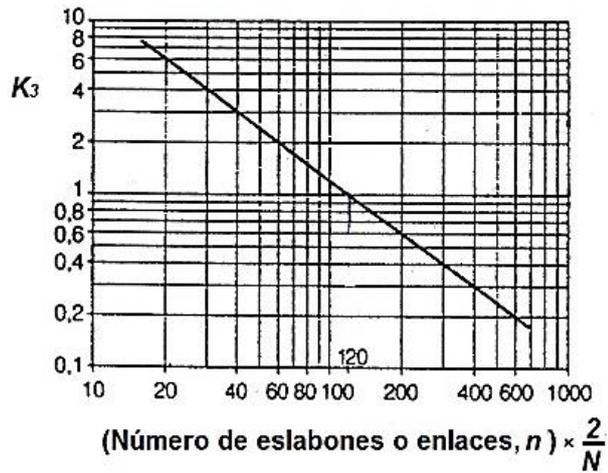


Figura 5.17. Tabla de selección de coeficiente k_3 [15].

$k_4 = 1$, ya que la maquina motriz es un motor eléctrico y la receptora supone una carga regular.

Coeficiente K_4 , Factor de servicio					
Cargas	Machines réceptrices	Machines motrices	Moteur à combustion interne à transmission mécanique		
			hydraulique Moteur électrique et Turbine	4 cylindres et plus	moins de 4 cylindres
Régulières	Machines d'imprimerie Pompes et compresseurs centrifuges Calandreauses pour papier Escaliers roulants Agitateurs de liquides		1,00	1,10	1,30
Irregulières	Malaxeurs à béton Broyeurs à boulets Pompes et compresseurs à 3 pistons ou plus Presses, cisailles Agitateurs de salices Tamis vibrants		1,40	1,50	1,70
A-coups	Excavatrices Raboteuses Broyeurs à marteaux et à cylindres Pompes et compresseurs à 1 piston Forage pétrolier		1,80	1,90	2,10

Figura 5.18. Tabla de selección de coeficiente k_4 [15].

$k_5 = 0,2$, suponiendo que la cadena debe tener una vida útil de 1000 horas.

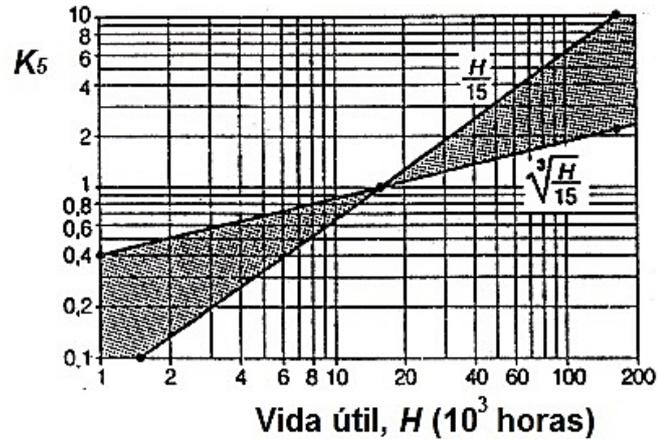


Figura 5.19. Tabla de selección de coeficiente k_5 [15].

Potencia corregida [P] = $80\text{KW} * 1,8 * 0,2 = 28,8 \text{ KW}$

Esta potencia a la velocidad máxima del piñón no nos permite seleccionar ninguna cadena en la tabla. Sin embargo, existe una sola denominación de cadenas utilizadas para este propósito (530 o 10A), que además es la de mayor resistencia existente y será usada para el cálculo, de manera comprobatoria.

Velocidad lineal promedio

$$v_{\text{piñon}} = \frac{P * z_i * N_i}{60} = \frac{0,01588\text{mm} * 17 * 4000\text{rpm}}{60} = 17,99 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Donde P: paso de la cadena.

Zi: número de dientes del piñón.

Ni: velocidad del piñón.

La tabla a continuación da luz verde a las condiciones de nuestro sistema, ya que indica que la máxima velocidad de rotación debe ser de 5000 rpm y que la velocidad lineal máxima debe ser de 24m/s para cadenas de paso 15,875mm, que es nuestro caso.

Vitesse maximale de la chaîne.		
Pas mm	Vitesse de rotation tr/min	Vitesse linéaire m/s
9,525	10 000	30
12,7	7 000	28
15,875	5 000	24
19,05	4 000	24
25,4	2 500	18
31,75	1 600	16
38,1	1 300	16
44,45	1 000	14
50,8	700	11
63,5	500	10
76,2	400	9,5

Figura 5.20. Tabla de velocidad de rotación y velocidad lineal máxima [15].

Esfuerzo útil (o esfuerzo total soportado por la cadena)

$$F_u = \frac{P}{v} = \frac{80000W}{17m/s} = 4706,17N$$

Fuerza centrífuga

$$F_c = Mv^2 = 0,95 \frac{Kg}{m} * \left(17,8 \frac{m}{s}\right)^2 = 300,998N$$

Donde M: masa unitaria (por metro) de la cadena.

REFERENCIAS		Paso	Ancho interior	Ø rodillo	Ø eje	Ancho eslabón interior	Ancho sobre remache	Longitud eje unión	Ancho malla	Superf. articul.	Peso	Carga rotura
BEMSA	DIN-ISO	p	b ₁	d ₁	d ₂	b ₂	a	G	g	cm ²	Kg/m	Kp
R- 6-1	04B-1	6,00	2,80	4,00	1,85	4,10	7,40	10,30	5,00	0,07	0,12	300
R- 8-1	05B-1	8,00	3,00	5,00	2,31	4,77	8,60	11,70	7,11	0,10	0,18	460
R- 9-1	06B-1	9,525	5,72	6,35	3,28	8,53	13,50	16,80	8,26	0,28	0,40	910
R-102	081-1	12,70	3,30	7,75	3,66	5,80	10,20	11,70	9,91	0,21	0,28	820
R-110	082-1	12,70	2,38	7,75	3,66	4,60	8,20	-	9,91	0,16	0,26	820
R-46N	083-1	12,70	4,88	7,75	4,09	7,90	12,90	14,40	10,20	0,32	0,42	1400
R-17 A	064-1	12,70	4,88	7,75	4,09	8,80	14,80	16,30	11,15	0,35	0,59	1600
R-41 A	085-1	12,70	6,38	7,77	3,58	9,07	14,00	16,00	9,91	0,32	0,38	680
R- 12-1	08B-1	12,70	7,75	8,51	4,45	11,30	17,00	20,90	11,81	0,50	0,70	1820
R- 15-1	10B-1	15,875	9,65	10,16	5,08	13,28	19,60	23,70	14,73	0,67	0,95	2270
R- 19-1	12B-1	19,05	11,68	12,07	5,72	15,62	22,70	27,30	16,13	0,89	1,25	2950
R- 25-1	16B-1	25,40	17,02	15,88	8,27	25,45	36,10	41,50	20,60	2,10	2,70	6500
R- 31-1	20B-1	31,75	19,56	19,05	10,17	29,01	43,20	49,30	26,20	2,95	3,70	10000

Figura 5.21. Tabla de características para cadenas simples de rodillos [15].

Esfuerzo total:

$$F_0 = 4706,17 + 300.998 = 5007N$$

Coefficiente de seguridad:

$$c_s = \frac{R}{F_0} = \frac{22261,1N}{5007N} = 4,45$$

Donde R: carga de rotura ($2270kp = 22261,1N$).

Se considera, según Hermenegildo Rodríguez [15], que una buena práctica es tener un valor de $C_s > 12$. De este análisis se puede concluir que aunque el coeficiente de seguridad es relativamente bajo, se debe tener en cuenta que el cálculo ha sido sobredimensionado para asegurar precisamente que el sistema funcione.

Se debe considerar que se ha usado en el cálculo los posibles picos que pueden llegar a 80KW por pequeños instantes, y que resulta ser la potencia máxima de salida. Se puede extender la durabilidad y seguridad del sistema usando cadenas y ruedas dentadas reforzadas, así como mantener una buena lubricación de la cadena, ya que los cálculos han sido realizados para elementos estándar.

Por todas estas razones, las ruedas dentadas que se seleccionan para el sistema son las de SKF, que se pueden solicitar opcionalmente con dientes endurecidos.

**Diagramas de selección de las cadenas de transmisión de potencia
Series A (serie americana) y B (serie europea)**

CHAÎNES MÉCANIQUES

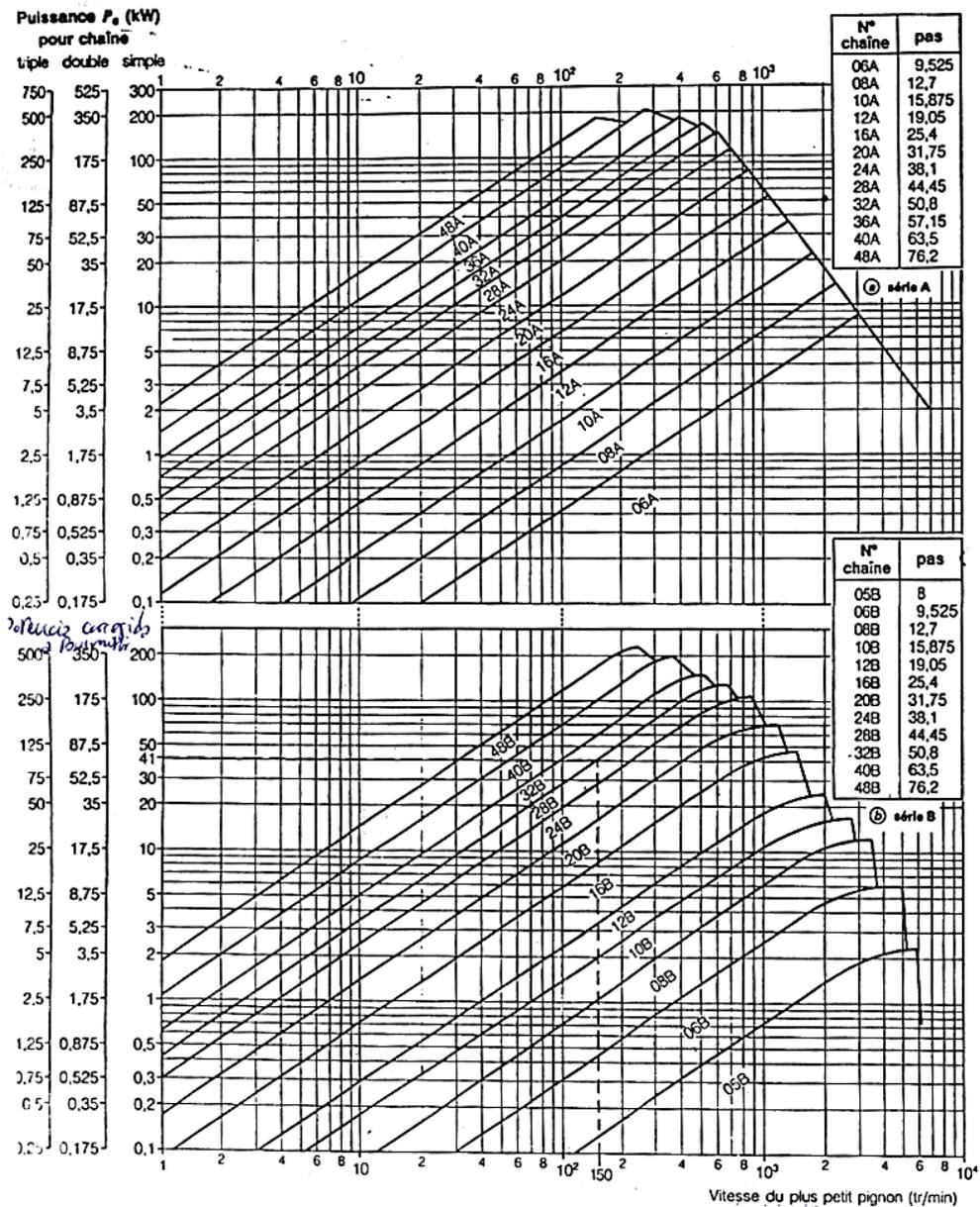


Figura 5.22. Tabla de selección de cadenas [15].

e) Soportes de diferencial

El diferencial, al ser de tipo abierto, debe ser fijado al bastidor mediante estructuras que permitan su giro. Por ello, es necesario interponer entre estos dos elementos rodamientos. El diseño se dirige principalmente por la forma de los elementos, lo que quiere decir que no debe haber elementos que se interpongan en el movimiento.

Además, es necesario realizar un análisis de elementos finitos que permita determinar si son suficientemente robustos, debido a que el esfuerzo de tracción incide en los elementos de soporte.

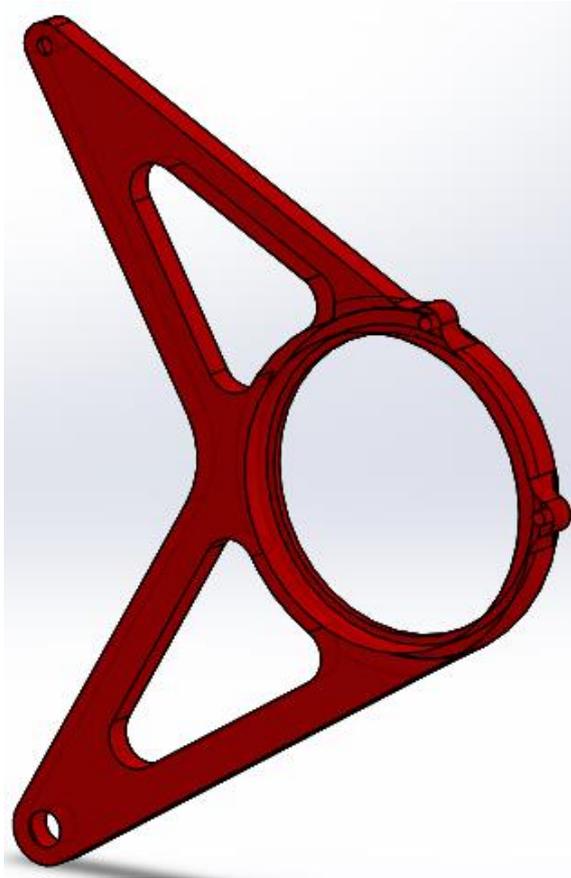


Figura 5.23. Versión preliminar de elemento de sujeción del diferencial [9].

Una característica importante de los elementos de sujeción es la capacidad de mantener el rodamiento fijo tanto axial como longitudinalmente. Para este fin, existe una pestaña lateral que evita el deslizamiento hacia uno de los lados. Una placa adicional se fija mediante pernos al otro lado para completar el objetivo.



Figura 5.24. Vistas de elemento de sujeción del diferencial lado izquierdo con placa limitadora posicionada [9].

Las sujeciones superiores e inferiores estarán sometidos a esfuerzos de cizallamiento, y principalmente, el elemento está sometido a la tensión máxima de la cadena.

Para estimar la fuerza de reacción que produce la tensión de la cadena que actúan en la sujeción, se parte de las siguientes ecuaciones:

$$F = \frac{T}{R_{catalina}} = \frac{M \cdot a \cdot R_{rueda}}{R_{catalina}} = \frac{M \cdot a \cdot R_{rueda}}{R_{catalina}}$$

$$T = M \cdot a \cdot R_{rueda} = 302Kg \cdot \frac{9,81m}{s^2} \cdot 232,41mm = 688,54Nm$$

$$F = \frac{302Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 232,41mm}{140,17mm} = 4912,2 N$$

Donde T: Torque en la catalina

R: radio

M: masa total del vehículo

a: aceleración

Esta fuerza se ve aplicada mayoritariamente en el soporte del lado izquierdo, ya que la distancia a la que se aplica es menor que la distancia con el soporte del lado derecho.

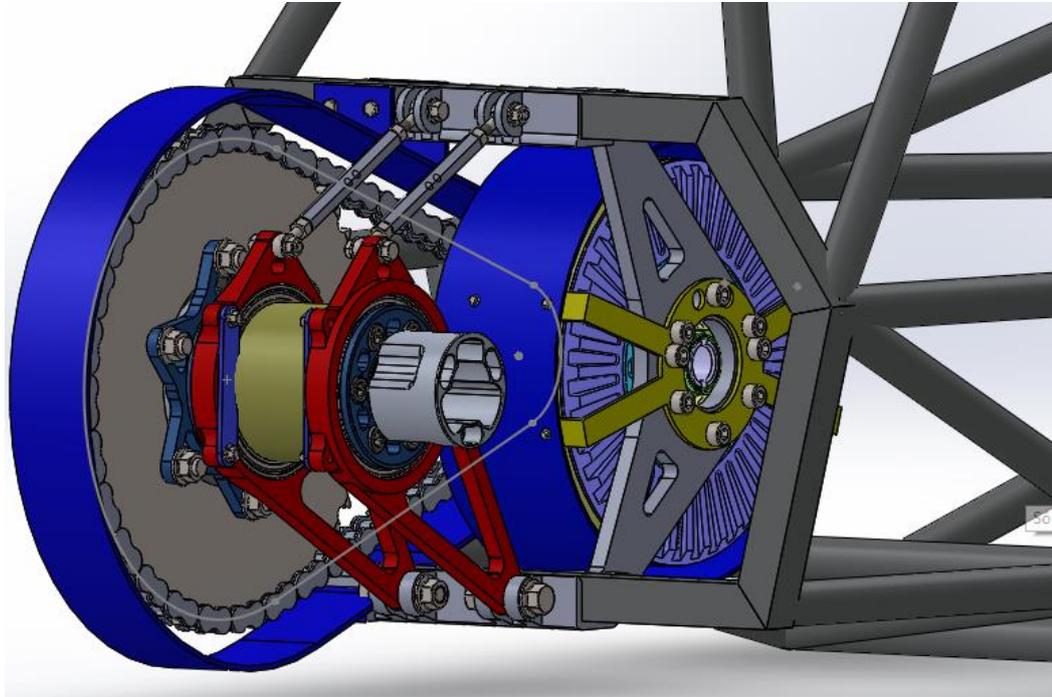


Figura 5.25. Ensamble de los elementos de sujeción del diferencial [9].

Se pretende, de manera tentativa, usar una aleación de aluminio, como 7075-T6 o 7075, ya que son aleaciones que ofrecen gran resistencia y buena maquinabilidad, lo que permitirá obtener buenas tolerancias y excelente acabado, generalmente si se usa una máquina CNC en la construcción; son resistentes a la corrosión y principalmente, se puede encontrar en el mercado local.

- **Ajuste del alojamiento**

El alojamiento del rodamiento debe usar un ajuste, ya que el giro de la pista exterior del rodamiento supone desgaste tanto del rodamiento como del alojamiento, incrementos de temperatura y otros daños por partículas abrasivas. En la siguiente tabla se muestran los criterios de selección del ajuste y el ajuste posible para nuestro caso. Se debe acotar que, debido al uso de aleación ligera, el ajuste a seleccionar debe ser mayor.

Condiciones de Carga			Ejemplos	Tolerancias de los agujeros interiores de los alojamientos	Desplazamiento Axial del Aro Exterior
Alojamientos Sólidos	Carga Rotatoria en Aro Exterior	Cargas Pesadas sobre el Rodamiento en Alojamiento de Sección Fina, Cargas de Choque Pesadas.	Cubos Rueda Automóvil (Rodamientos de Rodillos) Ruedas de Grúas Móviles	P7	Imposible
		Cargas Pesadas y Normales	Cubos Rueda Automóvil (Rodamientos de Bolas) Cribas	N7	
		Carga Variables y Ligeras	Rodillos Transporte Levas Poleas Tensoras	M7	
	Dirección de Carga Indeterminada	Cargas Pesadas de Choque	Motores de Tracción		
Cargas Pesadas y Normales		Bombas Rodamiento Principal de Eje de Cigüeñal Motores Grandes y Medios	K7	Generalmente Imposible	
Alojamiento Sólido o Partido	Carga Rotatoria en Aro Interior	Cargas de Todo Tipo	Aplicaciones Generales de Rodamientos Cajas de Ejes de Ferrocarril	H7	Desplazamiento Fácil
		Cargas Normales y Ligeras	Soportes de Fundición	H8	
		autos incrementos de Temperatura en Aro Interior a través del eje.	Secadoras de Papel	G7	
Alojamiento Sólido	Dirección de Carga Indeterminada	Es deseable un funcionamiento preciso bajo cargas normales y ligeras.	Rodamiento a bolas trasero de cabezal de rectificadora. Rodamientos libres de alta velocidad de compresores centrífugos.	JS6(J6)	Posible
			Rodamiento a bolas frontal de cabezal de rectificadora. Rodamientos fijos de alta velocidad de compresores centrífugos.	K6	Generalmente Imposible
	Carga Rotatoria en Aro Interior	Se desea alta rigidez y funcionamiento preciso bajo cargas variables	Rodamiento de Rodillos Cilíndricos para Cabezal Principal de Máquina-Herramienta	M6 ó N6	Imposible
		Se requiere un nivel de ruido mínimo	Electrodomésticos	H6	Fácilmente Posible

Figura 5.26. Tabla de selección de ajuste para rodamientos axiales en el alojamiento [18].

Sabemos que el alojamiento es sólido y que el aro interior soporta la carga rotatoria. Algunas opciones de carga adicionales se han marcado ya que tienen similitud con el sistema en el cual funcionarán. El desplazamiento axial de los rodamientos no debería existir, sin embargo, existe un limitador que se ensambla en la propia sujeción, misma que está dispuesta para no permitir este desplazamiento. Por estas consideraciones y para aumentar ligeramente el ajuste, se ha seleccionado la tolerancia para el interior del alojamiento J7.

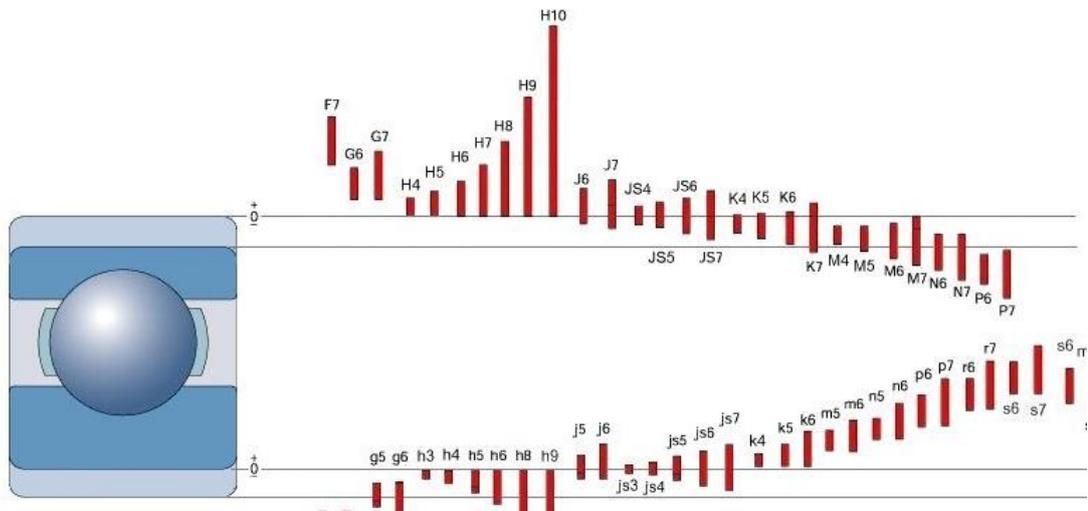


Figura 5.27. Magnitud de los ajustes para alojamientos de rodamientos [19].

f) Protección de cadena

Según el reglamento, la protección de la cadena debe ser un escudo que evite el contacto entre elementos motrices y manos de cualquier persona que tenga acceso al vehículo cuando el vehículo está en reposo. Además, en caso de fallo de los elementos (cadena o ruedas dentadas), limite o reduzca el efecto que puedan producir si se dispersaran. La figura 1.1., extraída del reglamento, establece la forma que debe tener este dispositivo. En el documento también se especifican sus dimensiones mínimas. Por el reglamento mismo, se usará como material chapa de acero de 3mm, ya que es el material mínimo exigido, pero en espesor mínimo de 2,66mm.

Como se puede observar en el diseño final, la forma y dimensiones se han ajustado al reglamento en su totalidad. La cubierta no es sometida a ningún esfuerzo adicional al de su propio peso, por lo que se ha ideado tener varios puntos de sujeción que aseguren la estabilidad del elemento. Sin embargo, la simulación complementará el análisis debido a que por simple observación, no es posible emular el efecto que podría tener la cubierta si es empujado o si sufriera el apoyo de una mano u otro elemento.



Figura 5.28. Elemento de protección para la cadena [9].

g) Protección de motor

El protector del motor, según el reglamento, debe cubrir toda su periferia. Por ello, se ha diseñado un elemento que consta de dos partes: una sujeción estructural y el protector.

La primera funciona como una base estructural, que se sujeta mediante los mismos elementos de fijación que el motor a su base. El elemento ha sido diseñado para que permita la conexión de los elementos eléctricos y las entradas y salidas del refrigerante del motor. Se aspira a que el material de la estructura sea una aleación de aluminio, lo que se verá confirmado al realizar el análisis de la pieza mediante software.

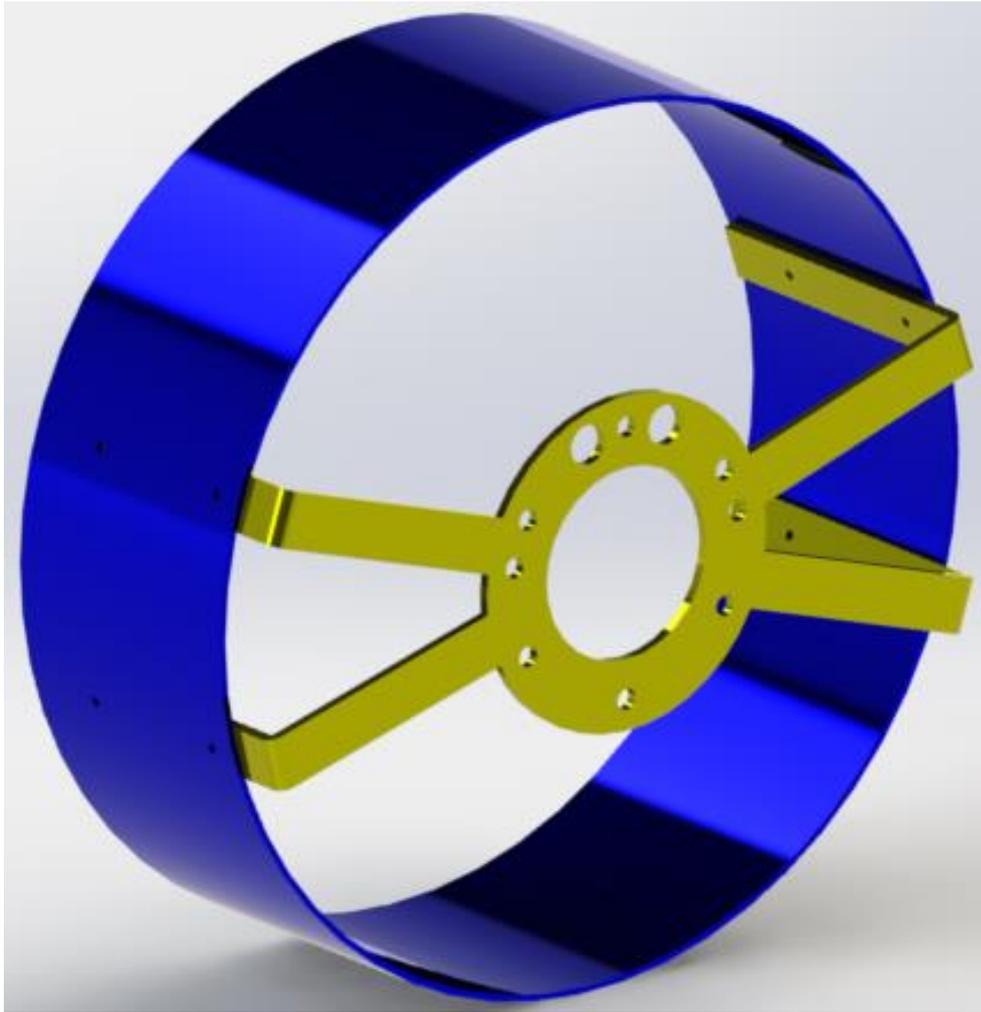


Figura 5.30. Conjunto protector para el motor eléctrico [9].

La parte externa, de una sola pieza, se fija a la estructura mediante pernos. El material a usar será aleación de aluminio 7075-T6 de 2mm de espesor, de manera inicial, ya que se pretende asegurar la selección del material luego del análisis, emulando la fuerza que podría suponer el apoyo de una persona en el elemento y tratando de seleccionar el material más liviano posible que se pueda conseguir en el mercado nacional.

Se analizó el elemento con la fuerza que produciría el apoyo de un brazo. Se midió un apoyo similar en una balanza y el resultado fue de 20Kg.

$$F = 20Kg \cdot 9,81m/s^2 = 196,2 N$$

h. Evaluación de los elementos diseñados

Análisis FEA para las sujeciones del diferencial con aleación 7075 T6.

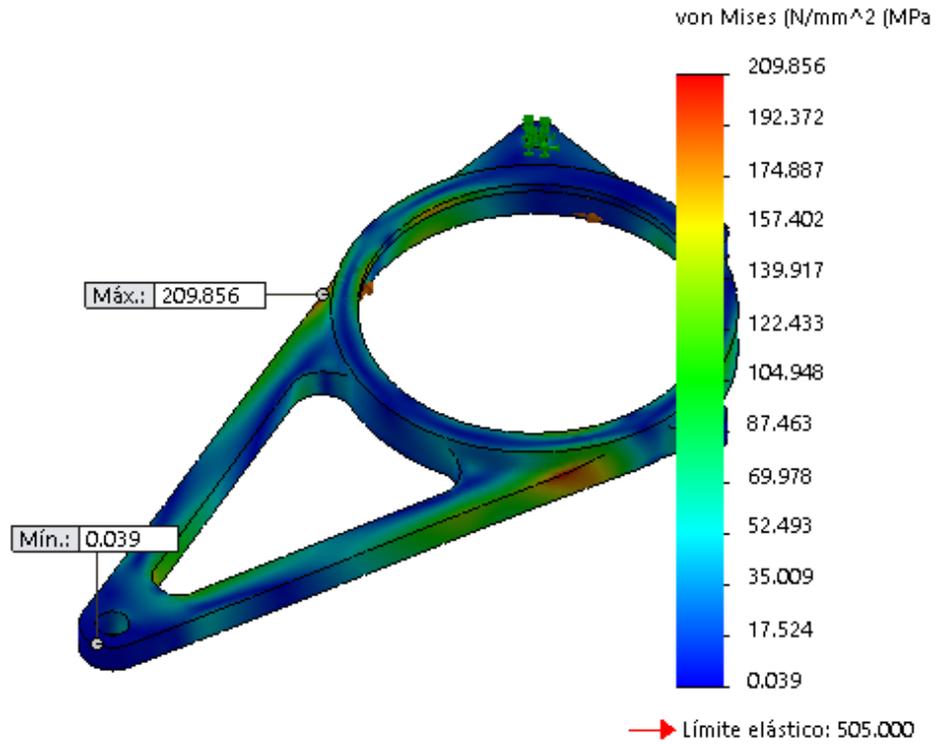


Figura 5.31. Resultado de prueba de tensiones según criterio de Von Mises para la sujeción del diferencial [9].

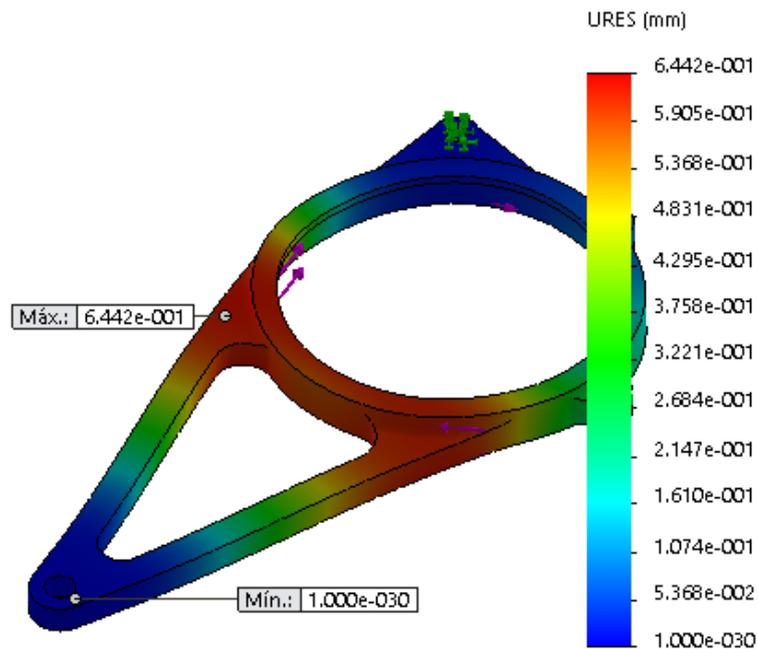


Figura 5.32. Análisis de desplazamiento para la sujeción del diferencial [9].

El análisis muestra que la geometría y el material del elemento son adecuados para los esfuerzos a los que será sometido. Existen pequeñas zonas en las que el factor de seguridad mínimo es de 2,41. El desplazamiento máximo en el elemento llega a 0,64mm en la zona inferior de soporte del rodamiento. La modificación de la geometría de la pieza, con el fin de eliminar el desplazamiento, resulta innecesaria, ya que el desplazamiento es muy bajo. El análisis ha mostrado que los elementos estructurales del soporte, que inicialmente se pensaban débiles, son suficientemente robustos. Las pruebas fueron realizadas con varios tamaños de malla para verificar la convergencia de la solución.

Análisis FEA para la cubierta de protección del motor con aleación 7075 T6.

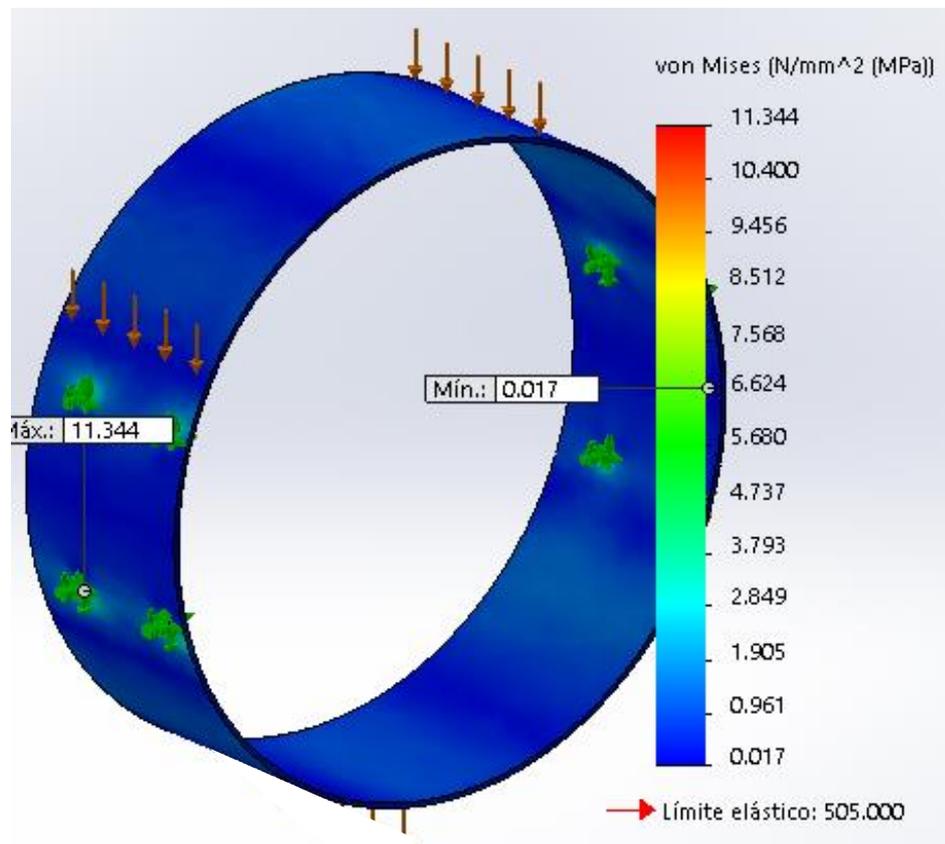


Figura 5.33. Resultado de prueba de tensiones según criterio de Von Mises para la protección de motor [9].

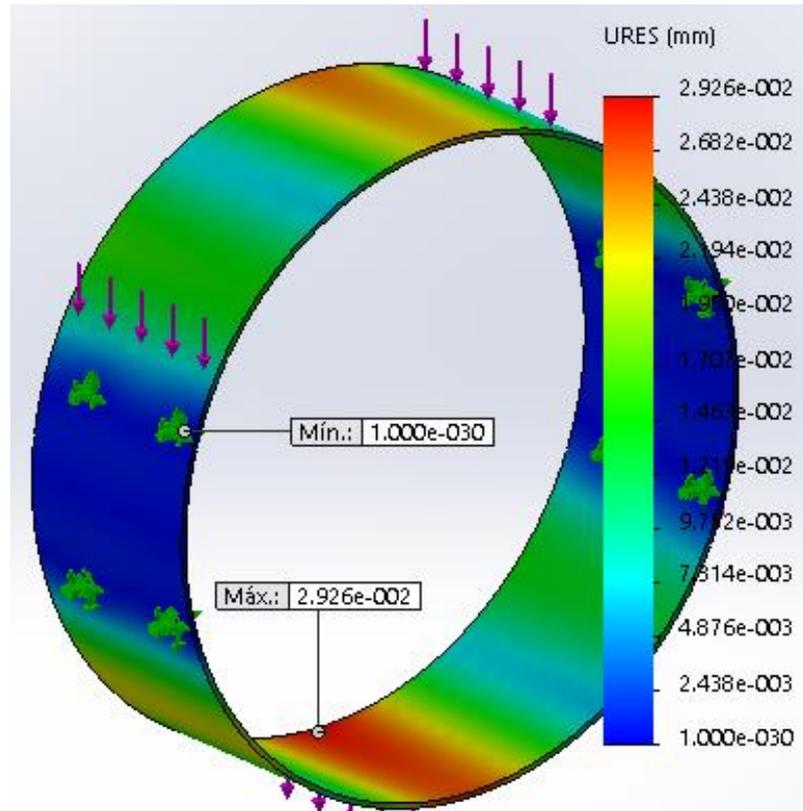


Figura 5.34. Resultado de prueba de desplazamiento para la protección de motor [9].

Los resultados de las pruebas realizadas al elemento muestran que el material cumple con las expectativas de resistencia. Los esfuerzos son soportados perfectamente por el elemento y la deformación es despreciable. El factor de seguridad para la cubierta protectora es muy amplio. El análisis muestra una pieza que funciona correctamente y que el material que se pretendía usar es adecuado. Nuevamente, se utilizaron mallas con diferentes tamaños de elementos para verificar la convergencia de la solución.

Análisis FEA para la sujeción del protector de motor con aleación 7075 T6.

Para el análisis a continuación, se ha distribuido el esfuerzo de los 196,2N para todos los brazos del soporte. Es decir, el esfuerzo es totalmente transmitido a la sujeción.

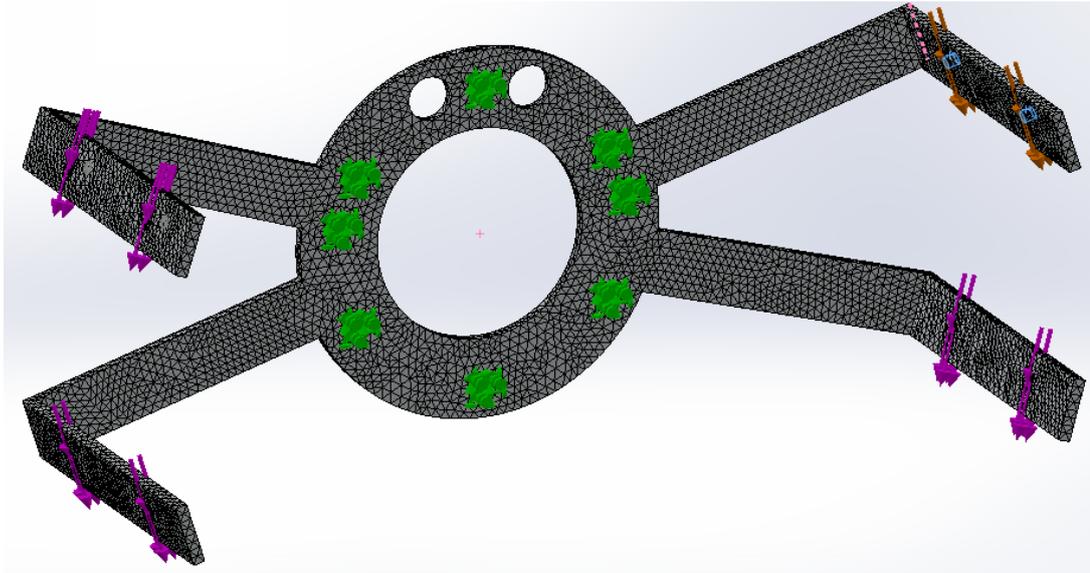


Figura 5.35. Malla y cargas previo análisis del soporte para cubierta de motor [9].

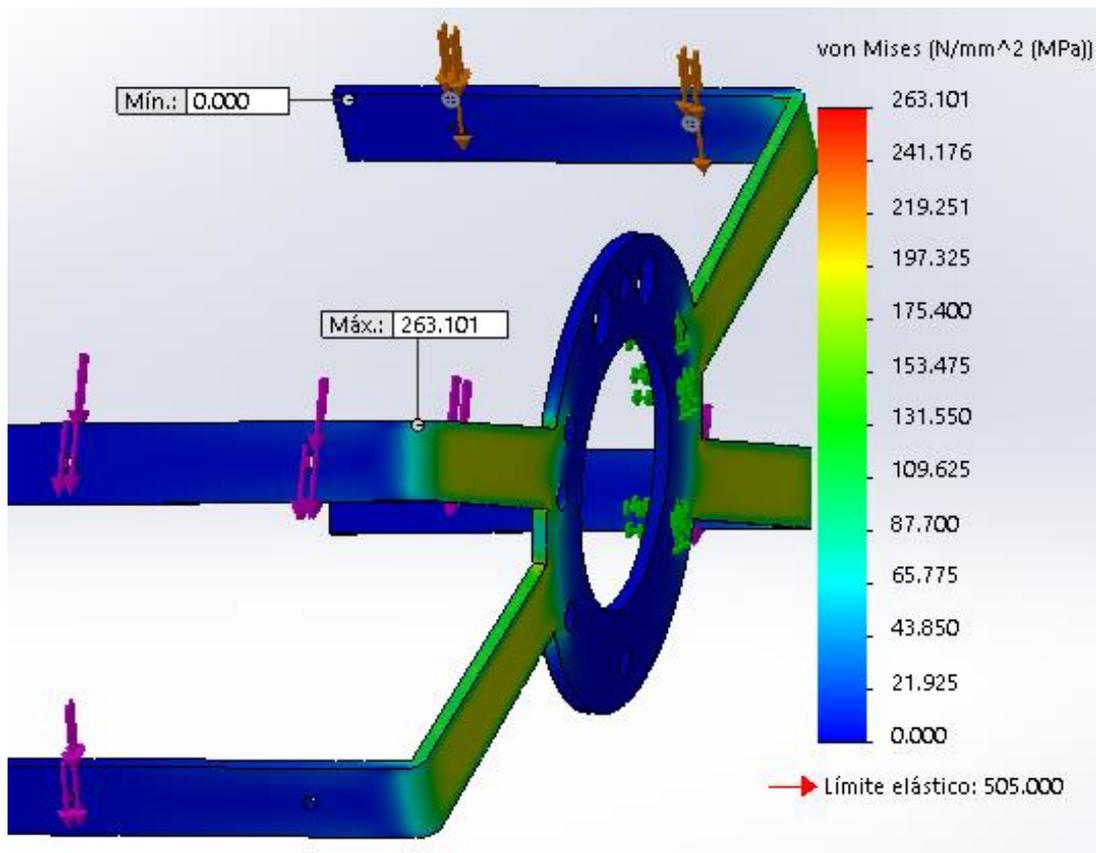


Figura 5.36. Resultado de prueba de tensiones según criterio de Von Mises para la sujeción de la protección del motor [9].

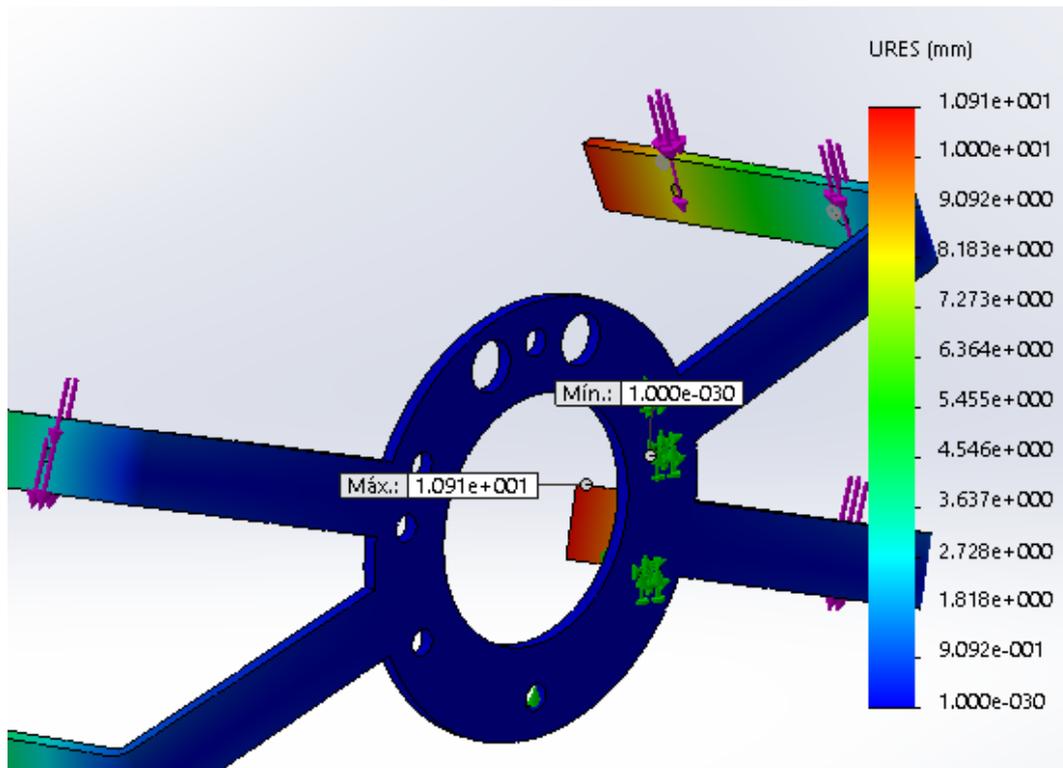


Figura 5.37. Resultado de prueba de desplazamiento para la sujeción de la protección del motor [9].

El análisis muestra que el elemento sufre gran deformación debido a los esfuerzos a los que se la ha sometido. Se puede observar una zona en la que el factor de seguridad mínimo llega a 1,44, misma que se ubica en el punto de máximo esfuerzo (figura 5.36). El desplazamiento máximo en el elemento llega a 0,4mm en los extremos de los brazos del soporte. Se realizó el estudio con varios tamaños de malla para verificar la convergencia de la solución.

Análisis FEA para la sujeción del protector de cadena con acero A36.

En este caso, debido a que la protección de la cadena debe evitar el desprendimiento repentino de eslabones en caso de rotura, se ha planteado que una cadena rota golpea la parte posterior del protector a la máxima velocidad a la que puede ir la cadena, que son 18m/s. Se ha considerado el tiempo $t = 4s$, que es el tiempo propuesto para que el vehículo pueda alcanzar los 100Km/h desde el reposo.

$$V = V_0 + a \cdot t$$

Como $V_0 = 0$, entonces $a = \frac{v}{t} = \frac{18m/s}{4s} = 4,5m/s^2$.

La fuerza a la que la cadena golpearía la protección está dada por:

$$F = m \cdot a = pu \cdot l \cdot a$$

Donde pu: peso unitario de la cadena (0,95Kg/m). Véase la Figura 5.21.

l: longitud de la cadena (72 eslabones * $\frac{15,785 \text{ mm}}{\text{eslabón}} = 1143,34\text{mm}$).

Entonces,

$$F = 0,95Kg/m \cdot 1,143m \cdot 4,5m/s^2 = 4,88N$$

Por lo que se realiza el procedimiento de análisis con 100N, con el objeto de sobredimensionar el impacto.

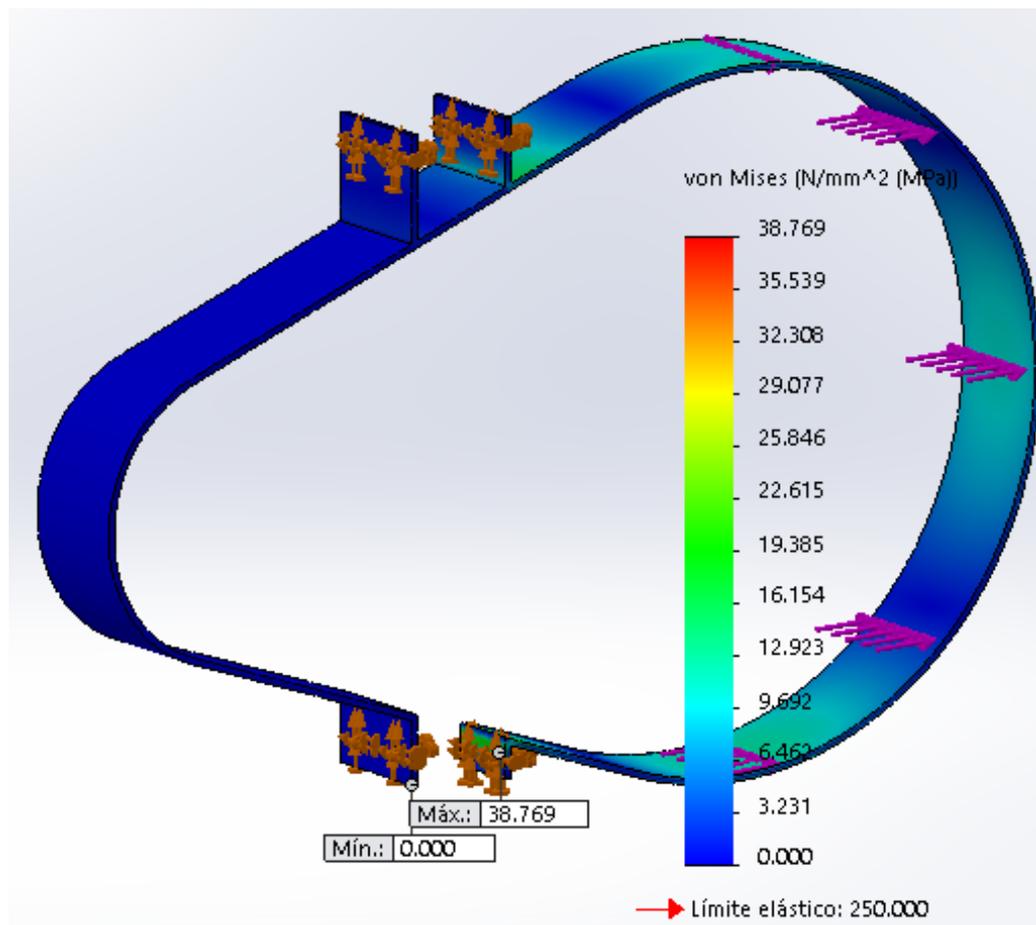


Figura 5.38. Resultado del análisis de esfuerzos según criterio de Von Mises para la protección de la cadena [9].

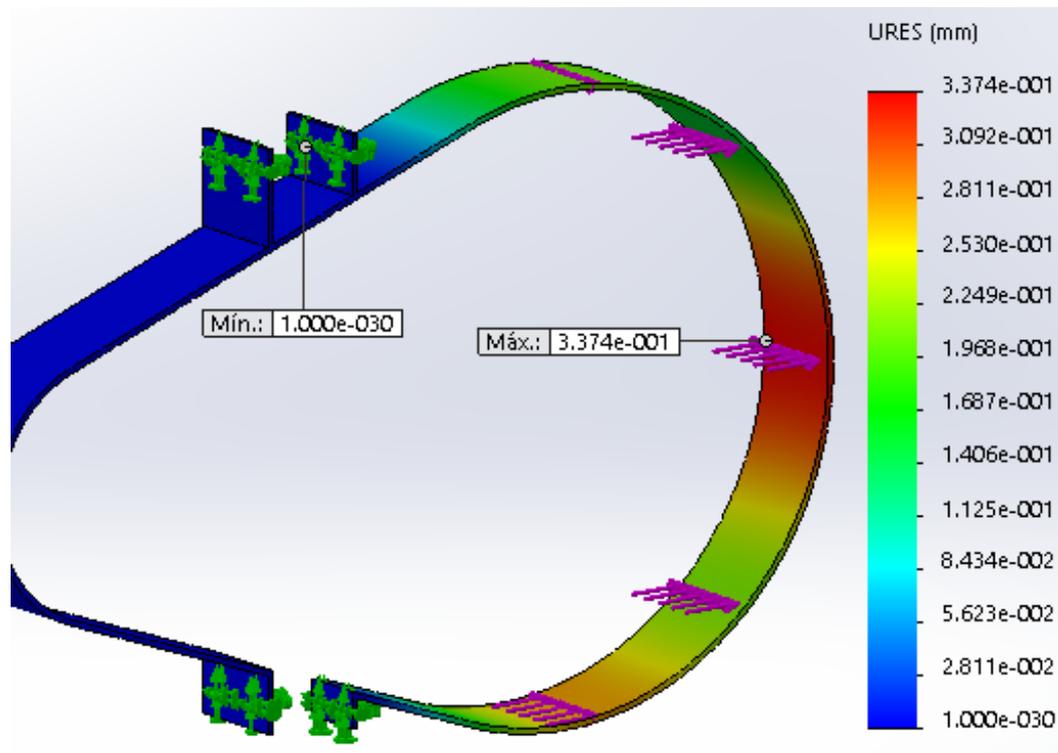


Figura 5.39. Resultado del análisis de desplazamiento para la protección de la cadena [9].

El análisis muestra que el elemento sufre una deformación de 3mm, aunque se debe acotar que las cargas se están sobredimensionando. Las zonas en las que el factor de seguridad es mínimo, de 6, son muy pequeñas. El esfuerzo máximo llega a 36MPa, muy por debajo del límite elástico del material. En el caso de la protección de la cadena, no es posible optimizar el elemento debido a que el reglamento exige el material y el espesor, y quedan pocas maneras para jugar con la forma. El estudio fue repetido con diversos tamaños de los elementos de malla para verificar la convergencia de la solución.

5.2.6. Propuesta de manufactura

A continuación, se especifican los elementos que formarán parte del sistema de transmisión, objetivo de este proyecto de diseño.

Tabla 5.6. Costo total de elementos del sistema de transmisión [9].

	Elemento	Cant.	Fabricante	Código	Costo [US\$]
Adquirir	Diferencial	1	Taylor Racing Engineering	INV 06 10001	3500,00
	Semiejes	2		0200318	525,00
	Terminales	2		02004132	547,00
	Tricetas	4		02002011	365,95
	Guardapolvos	4		02002074	125,55
	Cadena	1	SKF	50SH-1	300,00
	Piñón	1		PHS 50-1CH17	220,00
	Catalina	1		PHS 50-1AH54	150,00
	Tensores	2	Blue Wave	1529-106 M6	15,00
	Pernos ojo	4		B04-06-01	23,50
Fabricar ²	Soporte izquierdo de diferencial	1	---	---	450,00
	Soporte derecho de diferencial	1	---	---	450,00
	Placas limitadoras	2	---	---	5,00
	Protección cadena	1	---	---	50,00
	Protección motor	1	---	---	50,00
	Base de protección de motor	1	---	---	100,00
TOTAL					6877

Proceso de manufactura de los soportes de diferencial

Luego del proceso de análisis, queda establecido que el material a usar para su fabricación es la aleación de aluminio 7075-T6, también denominado Produx.

El proceso de fabricación de los soportes del diferencial se detalla a continuación:

² Los costos finales de los elementos a construir se determinaron con el costo de la materia prima y con el precio de hora máquina en el medio.

- Obténgase una placa de aluminio 7075-T6 de mínimo 260mm x 270mm x 20mm, con el objetivo de obtener las sujeciones de ambos lados. El espesor puede ser de hasta 17mm si no hay necesidad de rectificar.



Figura 5.40. Vista isométrica de la parte superior de la sujeción [9].

- Asegure la placa rectificada en la mesa de trabajo del centro de mecanizado CNC. Previo a empezar el maquinado, revise la programación, los útiles de desbaste y acabado, y realice una prueba de procedimiento. Al terminar el proceso del lado superior, se deberá maquinar el alojamiento del rodamiento desde el otro lado.



Figura 5.41. Vista isométrica de la parte inferior de la sujeción [9].

- Con la ayuda de un juego de machuelos M5, proceda a hacer la rosca en los agujeros de sujeción de las placas limitadoras.



Figura 5.42. Machuelo para roscado de perforaciones en la sujeción [9].

Proceso de manufactura del soporte de la protección del motor

Para esta pieza también se usará la aleación 7075-T6, ya que en las pruebas mostró excelentes cualidades en combinación con la geometría del elemento de soporte.

Para obtener la base soporte de protección del motor son necesarias las siguientes operaciones:

- A partir de una plancha de 445mm x 145mm, y de 3mm de espesor, mediante corte por sierra manual, obtenga la forma del elemento.

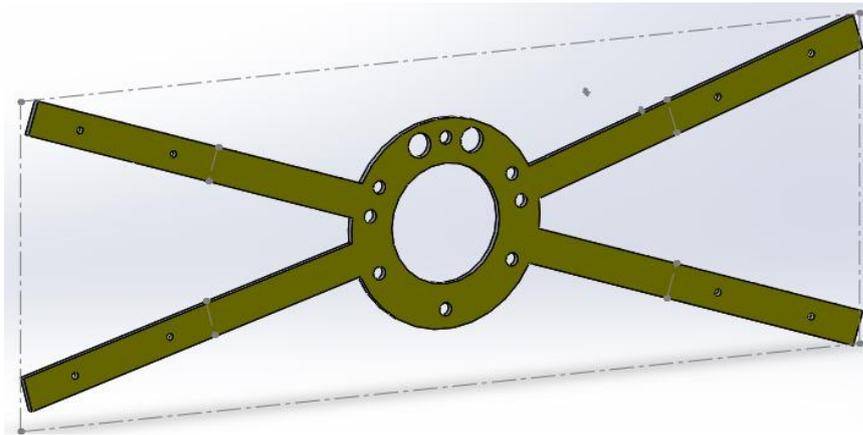


Figura 5.43. Estructura de la protección del motor antes del doblado [9].

- Proceda a realizar las perforaciones correspondientes con la ayuda de brocas de 6mm, 3mm y 1/2".
- Marque las esquinas a doblar con precisión y realice los dobleces de la plancha a 90°.

Proceso de manufactura de la protección del motor

Nuevamente usaremos aleación 7075-T6, ya que para la geometría de esta pieza mostró excelente resistencia.

Serán necesarias las siguientes operaciones:

- Obtenga, mediante corte manual, una lámina de 785,4mm x 86mm, y de 4mm de espesor. Elimine rebabas mediante limado.
- Realice las perforaciones para los pernos de sujeción mediante broca de centros de 3mm. Realice avellanado en los agujeros.
- Conforme el cilindro mediante roladora y sujete la abertura en la entenalla de manera que quede bien alineada y segura.

- Cree chaflán en la unión previo al soldado. Use alambre AA5356 de 1,6mm para cerrar la circunferencia. Elimine el material excedente.

Proceso de manufactura de la protección de cadena

Según reglamento, la protección de cadena no puede estar hecha sino de acero. Anteriormente se corroboró que el acero A36 funciona perfectamente para las necesidades de esta protección.

Se detalla a continuación el proceso constructivo de este elemento:

- Obtenga una placa de A36 de 1293,89mm x 52,56mm y 3mm de espesor, que servirá para conformar la protección de cadena. Otras dos placas de 49,32mm x 52,56mm y de 30,94mm x 52,56mm servirán de sujeciones superiores.
- Proceda a realizar las perforaciones en la placa principal y en los apoyos.
- Use la roladora para darle la forma necesaria al protector de cadena.
- Marque las dobleces de las sujeciones inferiores y realice las dobleces en el tornillo de banco.
- Mediante suelda, y luego de realizar los chaflanes a 20° en las placas pequeñas, una estas partes al elemento principal mediante suelda en las aristas exteriores.

6. RESULTADOS

- El primer resultado de la presente investigación es el tipo de sistema a utilizar, que es una transmisión de la potencia del motor mediante cadena y con diferencial al eje posterior. Este tipo de transmisión es suficientemente robusto, condiciones clave para el equipo FSAE. Además, es el sistema con mayor acogida entre los equipos participantes con mejores resultados.

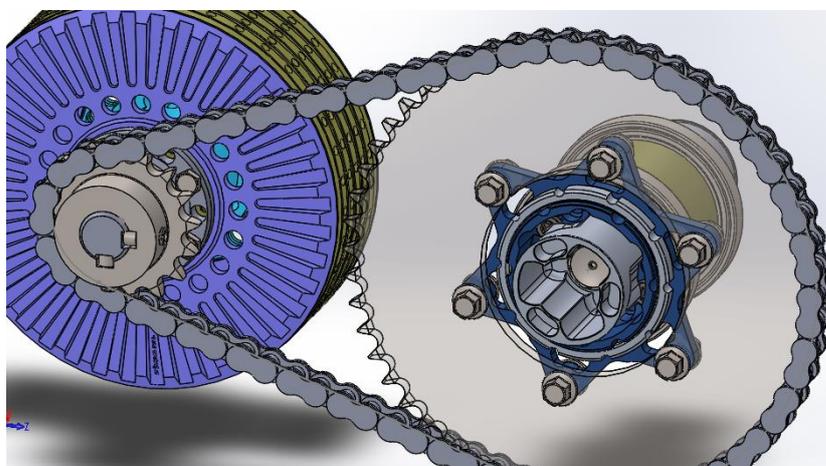


Figura 6.1. Sistema de transmisión mediante cadena, con diferencial en el eje posterior [9].

- Las tablas 6.1. y .6.2. muestran todos los elementos que formarán parte del sistema de transmisión, resultado de una selección de entre varias opciones y mediante diversos criterios, con el fin de que el sistema de transmisión brinde confiabilidad y que el vehículo tenga el mejor rendimiento posible.

Tabla 6.1. Resumen de elementos del sistema de transmisión a fabricar [9].

Elemento	Cantidad
Soporte izquierdo de diferencial	1
Soporte derecho de diferencial	1
Placas limitadoras	2
Protección cadena	1
Protección motor	1
Base de protección de motor	1

Tabla 6.2. Elementos del sistema de transmisión a adquirir [9].

Elemento	Cantidad	Fabricante	Código
Diferencial	1	Taylor Racing Engineering	INV 06 10001
Semiejes	2		0200318
Terminales	2		02004132
Tricetas	4		02002011
Guardapolvos	4		02002074
Cadena	1	SKF	50SH-1
Piñón	1		PHS 50-1CH17
Catalina	1		PHS 50-1AH54
Tensores	2	Blue Wave	1529-106 M6
Pernos ojo	4		B04-06-01

- Otro resultado lo conforman el grupo de elementos a ser fabricados, mismos que debieron ser diseñados. Con estos y junto a los elementos adquiribles se realizó el ensamble del sistema, con el fin de visualizar posibles interferencias entre los elementos antes de la presentación de resultados.

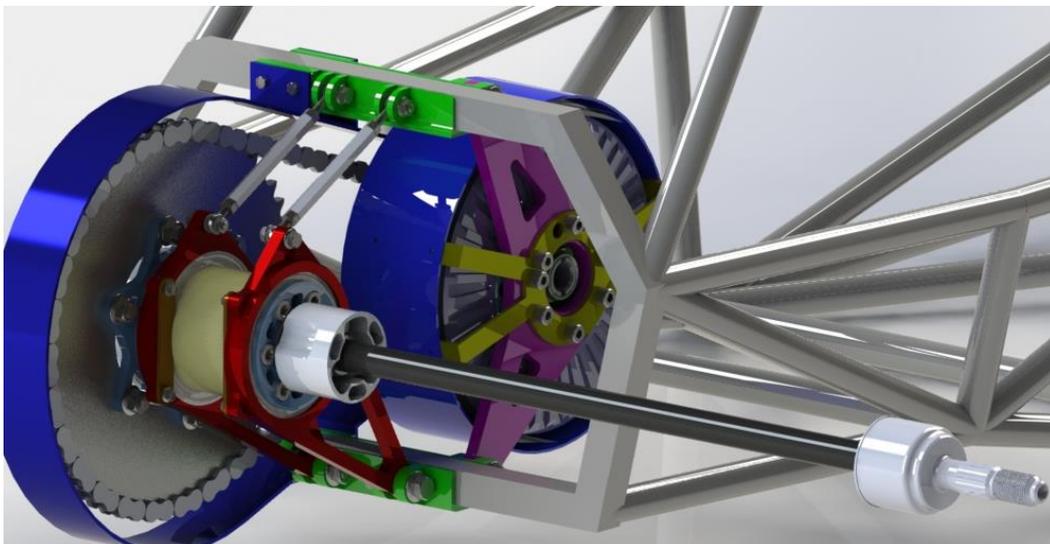


Figura 6.2. Ensamblaje mediante Solidworks de los elementos seleccionados y diseñados [9].

- Los diseños de los elementos a ser construidos fueron puestos a prueba, cuyos resultados permiten corroborar que la geometría y materiales de

estos diseños funcionarán a cabalidad al momento de construirse y montarse en el vehículo.

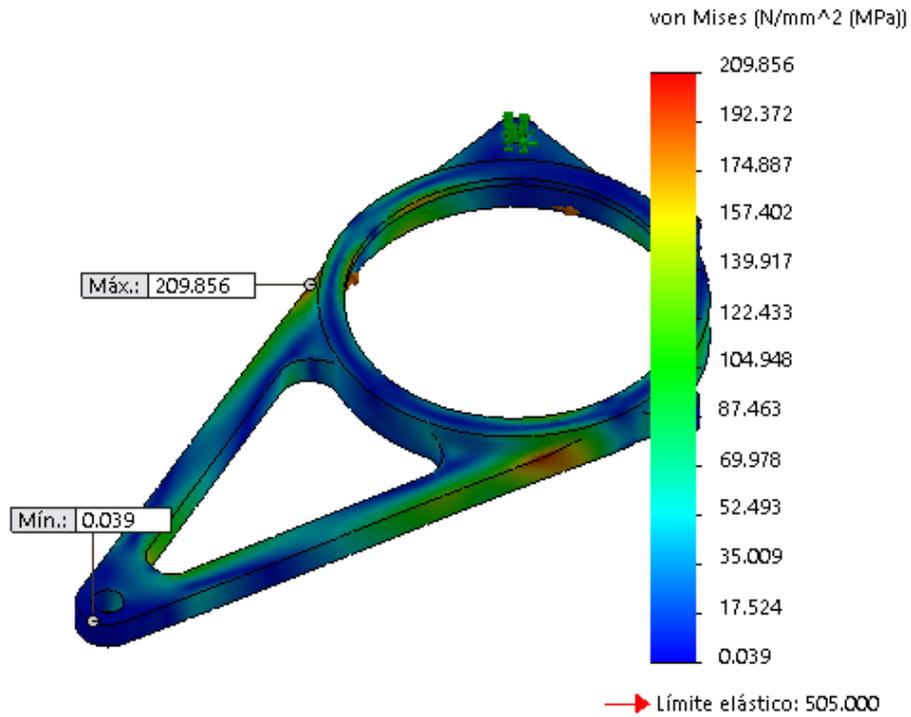


Figura 6.3. Resultado de análisis estático mediante Solidworks del diseño final de soporte de diferencial [9].

- El resultado final de esta investigación es la propuesta de manufactura de los elementos diseñados, así como su costo. Para cada uno de ellos se detalla un proceso a seguir que permita fabricar los elementos.

7. CONCLUSIONES

- El sistema de transmisión de potencia a las ruedas para un vehículo Fórmula SAE con motor eléctrico que se ha diseñado cumple con los requerimientos reglamentarios de la competencia. Además, cumple con las necesidades del UPS Racing Team, principalmente en lo referente a robustez, confiabilidad, bajo peso y costo del sistema, lo cual se ha comprobado mediante análisis por elementos finitos, mediante ensamble virtual de los componentes, matrices de decisión y tablas comparativas.
- Se ha realizado el análisis de los fundamentos teóricos referentes al tema, mediante la investigación, la cual marcó el camino a seguir para cumplir los objetivos del presente proyecto.
- Se realizó la selección de componentes para el sistema de transmisión objetivo, entre los que se encuentran elementos adquiribles y otros no, por lo cual deberán construirse. Todos estos elementos pasaron por diferentes filtros que permitieron determinar su validez para el sistema. También se ejecutó el modelado y ensamblaje virtual, de manera que se ha comprobado que los componentes son compatibles y el sistema no presenta ninguna interferencia.
- Se estableció la propuesta de manufactura de los elementos que necesitan ser contruidos, la cual permite conocer la materia prima y sus dimensiones, así como los procesos que se necesitan seguir para obtener las piezas.

8. RECOMENDACIONES

- Es deseable adquirir los elementos en Estados Unidos por cuestión de logística, ya que en otras latitudes el precio se incrementará debido al cambio de divisas y por el costo de fletes.
- La cadena y las ruedas dentadas deben solicitarse con la codificación descrita, ya que se mejorará la resistencia del sistema sin realizar modificaciones. Se deben pedir con anticipación, principalmente el piñón, debido a que el fabricante describe aquella medida como poco común.
- La cadena debe mantenerse en el mismo plano siempre, ya que de lo contrario el desgaste se vuelve no uniforme y aumenta en gran medida, de manera que el resultado será la rotura. Por lo indicado, los elementos de fijación relacionados deben ser revisados periódicamente.
- Debido a que la placa limitadora del juego axial del diferencial está fijada mediante pernos en la sujeción del diferencial, que es de aluminio, se debe evitar aumentar el torque, que debería ser de 1Nm a momento de ajustar los pernos M5.
- Para empezar a ubicar el sistema de transmisión en el vehículo, es necesario que se hayan definido los sistemas relacionados, como el chasis y la suspensión. De esta manera, el equipo de diseño de la transmisión puede asegurarse de que su trabajo no sufrirá muchas modificaciones previas a la presentación y ensamble.
- Es necesario realizar el análisis de los elementos del chasis que soportarán el sistema, para asegurar su correcto funcionamiento y el de la transmisión.

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SAE, «www.fsaeonline.com,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%20in%20progress%20kz%2083114.pdf>.
- [2] URT, «urtrfsae.blogspot.com,» 2011. [En línea]. Available: <http://urtrfsae.blogspot.com/2011/11/estudio-de-neumaticos-utilizados-para.html>.
- [3] H. R. T. Corp., «www.hoosiertire.com,» 2014. [En línea]. Available: <https://www.hoosiertire.com/fsae2014.htm>.
- [4] C. Hoosier Racing Tire, «www.hoosiertire.com,» 2015. [En línea]. Available: <https://www.hoosiertire.com/Fsaeinfo.htm>.
- [5] Braid, «www.braid.es,» 2015. [En línea]. Available: http://www.braid.es/wheels/datos_tecnicos.html.
- [6] J. Byington, «[byingtodesigns.com](http://www.byingtodesigns.com),» 2015. [En línea]. Available: <http://www.byingtodesigns.com/>.
- [7] P. Clarke, «www.formulastudent.de,» 2014. [En línea]. Available: <https://www.formulastudent.de/fsg/pr/news/details/article/some-of-the-issues-a-team-faces-when-designing-for-fsg/>.
- [8] ULM Team, «ulm.formulastudent.org.uk,» 2012. [En línea]. Available: <http://ulm.formulastudent.org.uk/news1112.html>.
- [9] Autor, «Recopilación,» 2016.
- [10] R. Performance, «www.rcvperformance.com,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.rcvperformance.com/product-details.aspx?sku=2020-1500>.
- [11] Drexler Motorsport, «www.drexler-motorsport.com.au,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.drexler-motorsport.com.au/Submenus/products/FormulaSAE.html>.
- [12] E. Taylor Race, «www.taylor-race.com,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.taylor-race.com/part.cfm?id=4844&category=Chain%20Drive%20%202F%20FSAE&subcategory1=Taylor%20Race%20Quaife%20Chain%20Drive%20Core%20Differential&popup=1>.
- [13] M. Fredriksson, «rejsa.nu,» 2006. [En línea]. Available: <http://rejsa.nu/forum/viewtopic.php?t=4971&postdays=0&postorder=asc&start=1512>.

- [14] Joresa, «www.joresa.com,» [En línea]. Available: http://www.joresa.com/1/upload/cadena_transmision_calculo.pdf.
- [15] H. R. Galbarro, «www.ingemecanica.com,» [En línea].
- [16] P. y. Soriano, «www.uclm.es,» [En línea]. Available: <https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema07.pdf>.
- [17] Tsubaki, «www.ustsubaki.com,» [En línea]. Available: http://www.ustsubaki.com/pdf/l10916_sprocket_catalog.pdf.
- [18] NSK Group, «www.nskamericas.com,» [En línea]. Available: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_es/9-AJUSTES_Y_JUEGOS_INTERNOS.pdf.
- [19] SKF, «www.skf.com,» [En línea]. Available: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/radial-location-of-bearings/selection-of-fit/recommended-fits/index.html>.
- [20] RCV Performance, «www.rcvperformance.com,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.rcvperformance.com/product-details-axles.aspx?sku=H2001>.
- [21] R. L. Norton, Diseño de maquinaria, México D.F.: McGraw-Hill Company, Inc., 2008.