



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL BASADO EN LA NORMATIVA VIGENTE DE LA SAE PARA UN VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA DE COMPETICIÓN EN LA FÓRMULA STUDENT”

**DARWIN JAVIER INCA GALARZA
ALEX DAVID BARONA RICACHI**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2016**

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-05-05

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

DARWIN JAVIER INCA GALARZA
ALEX DAVID BARONA RICACHI

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL BASADO EN LA NORMATIVA VIGENTE DE LA SAE PARA UN VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA DE COMPETICIÓN EN LA FÓRMULA STUDENT”

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Celin Padilla
DIRECTOR

Ing. Edwin Pozo
ASESOR

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DARWIN JAVIER INCA GALARZA

TRABAJO DE TITULACIÓN: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL BASADO EN LA NORMATIVA VIGENTE DE LA SAE PARA UN VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA DE COMPETICIÓN EN LA FÓRMULA STUDENT”**

Fecha de Examinación: 2016-12-08

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Pérez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Celin Padilla DIRECTOR			
Ing. Edwin Pozo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Pérez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ALEX DAVID BARONA RICACHI

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON CADENA Y DIFERENCIAL BASADO EN LA NORMATIVA VIGENTE DE LA SAE PARA UN VEHÍCULO TIPO MONOPLAZA DE COMPETICIÓN EN LA FÓRMULA STUDENT”

Fecha de Examinación: 2016-12-08

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Pérez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Celin Padilla DIRECTOR			
Ing. Edwin Pozo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Pérez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Darwin Javier Inca Galarza

Alex David Barona Ricachi

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a Dios por haber sido el quien me ha dado la vida y también la fortuna de contar con mis padres y hermanos a quienes también dedico este trabajo porque con su esfuerzo y sabios consejos me han permitido llegar hasta este punto de mi vida, a Santa Rita de Casia quien ha sido mi abogada y protectora durante este largo camino. Dedico también este trabajo de manera especial a mi hermano Cesar Oswaldo quien desde el cielo ha guiado mis pasos, a mi sobrinos Cesar Fernando y Julián quienes desde el momento que llegaron a mi vida me han llenado de felicidad y me han motivado para seguir adelante cada día. A mis tíos Eduardo, Jaime, Delia, Joaquín y de manera especial a mi tío Segundo quien a pesar de la distancia siempre se preocupó por mí y por ver cristalizado este sueño.

Darwin Javier Inca Galarza

Mi dedicatoria primeramente es a Dios ya que le agradezco por haberme dado la vida y haberme dado a mis padres Oswaldo y Norma que son mi guía y mi apoyo les dedico a ellos por ser la razón del sacrificio y esfuerzo del día a día ya que sin su apoyo y su amor no se vería hecho realidad este sueño mis padres han sido la razón de mi formación la responsabilidad y respeto que me han inculcado dentro de mi hogar este trabajo va dedicado a ellos. A la santa virgen de agua santa le dedico mi esfuerzo y trabajo por saberme guiar y proteger y estar ahí en los momentos difícil dándome la fortaleza y sabiduría. Dedico también a toda mi familia por su apoyo.

Alex David Barona Ricachi

AGRADECIMIENTO

Agradezco de todo corazón a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por abrirme sus puertas y de manera especial a la Carrera de Ingeniería Automotriz, que hoy me brinda una profesión y así la oportunidad de servir a la sociedad y contribuir con el adelanto del país.

Agradezco también a nuestro tutor y asesor de tesis quienes con su sabiduría nos han sabido guiar acertadamente para concluir este trabajo de una manera exitosa, a mis compañeros por que juntos afrontamos tristes y duros momentos a lo largo de esta carrera.

Darwin Javier Inca Galarza

Mi agradecimiento hacia mis padres ya que con su esfuerzo, amor y sacrificio me apoyaron emocionalmente y económicamente para que juntos lográramos alcanzar nuestra meta a la Escuela Superior Politécnica De Chimborazo por dar acogida y permitirme ilustrarme siendo así como mi segundo hogar a la Escuela de Ingeniería Automotriz por brindarme los conocimientos y formación para ser un profesional y contribuir al desarrollo de nuestro país.

A los docentes que brindaron sus conocimientos desde el inicio de la carrera a nuestros compañeros que gracias a cada uno de ellos hemos sabido afrontar lo difícil y los buenos momentos.

Agradezco a nuestro tutor y asesor de tesis ya que con sus conocimientos y experiencia nos supieron guiar de la mejor manera para concluir exitosamente nuestro trabajo de titulación.

Alex David Barona Ricachi

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Generalidades	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Justificación.....	2
1.4 Objetivos	3
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	3
2. MARCO TEÓRICO	
2.1 Fórmula Student	5
2.2 Requerimientos de la SAE referente a la transmisión.....	6
2.3 El mecanismo diferencial	7
2.3.1 <i>Diferencial convencional</i>	8
2.3.2 <i>Diferencial de deslizamiento limitado</i>	10
2.3.3 <i>Diferencial Torsen</i>	11
2.3.4 <i>Diferencial epicicloidal</i>	13
2.3.5 <i>Diferencial viscoso o Ferguson</i>	15
2.4 Transmisiones por cadena	16
2.4.1 <i>Elementos de la transmisión por cadena</i>	17
2.4.1.1 <i>Cadenas</i>	17
2.4.1.2 <i>El paso y la nomenclatura de las cadenas Norma ANSI</i>	19
2.4.1.3 <i>Las uniones</i>	21
2.4.1.4 <i>Especificaciones de las cadenas</i>	22
2.4.1.5 <i>Los piñones o Sprockets</i>	23
2.4.1.6 <i>Nomenclatura</i>	23
3. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
3.1 Selección del diferencial	24
3.2 Análisis de características de la caja de velocidades.....	26
3.3 Cálculo transmisión de masa.....	27
3.4 Cálculo de velocidad y fuerza en las ruedas	28
3.5 Diseño de la catalina o Sprocket	33
3.5.1 <i>Velocidad real de salida</i>	34
3.5.2 <i>Cálculo de la longitud de la cadena</i>	34
3.5.3 <i>Calculo de diámetros piñón conductor y catalina</i>	35
3.5.3.1 <i>Diámetro del piñón conductor</i>	35
3.5.3.2 <i>Diámetro Catalina</i>	35
3.5.4 <i>Cálculo de la fuerza que actúa en la catalina.</i>	36
3.5.5 <i>Cálculo del Torque en las ruedas</i>	37
3.5.6 <i>Cálculo de reacciones en rodamientos a lo largo del eje X.</i>	39
3.5.7 <i>Cálculo de reacciones en rodamientos a lo largo del eje Y.</i>	39
3.5.8 <i>Momentos resultantes en rodamientos y catalina</i>	41
3.5.9 <i>Selección de rodamientos.</i>	41
3.5.9.1 <i>Selección Rodamiento punto B</i>	42

3.5.9.2	<i>Selección Rodamiento punto D</i>	45
3.6	Analisis Cinemático	46
3.7	Análisis estático.....	47
3.7.1	<i>Análisis de la Catalina</i>	47
3.7.2	<i>Análisis de la placa soporte</i>	50
3.8	Construcción de partes y piezas	52
3.8.1	<i>Placa soporte</i>	52
3.8.2	<i>Carter del diferencial</i>	53
3.8.2.1	<i>Selección del retenedor.</i>	54
3.8.3	<i>Catalina o Sprocket</i>	55
3.8.4	<i>Soporte para chumaceras.</i>	56
3.8.5	<i>Palieres o semi ejes</i>	57
3.8.6	<i>Junta homocinética.</i>	58
3.8.7	<i>Soporte del sensor de velocidad</i>	59
3.8.8	<i>Protector de Cadena</i>	59
3.9	Ensamblaje del sistema de transmisión	59
3.10	Prueba de funcionamiento	60
4.	COSTOS	
4.1	Costos Directos	62
4.2	Costos indirectos	64
4.3	Costos totales.....	64
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
5.1	Conclusiones	65
5.2	Recomendaciones.....	66

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Aplicación de las cadenas de rodillos 18
2	Dimensiones de las cadenas ANSI sencillas..... 20
3	Comparación entre diferenciales..... 25
4	Características de la caja de Velocidades 26
5	Parámetros del motor YAMAHA FZR 400..... 28
6	Relación de marchas de la caja de velocidades..... 31
7	Fuerza y velocidad en distintas marchas 32
8	Factores de carga dinámica radial 44
9	Selección del material del labio retentivo 54
10	Compatibilidad de retenes..... 55
11	Costo de Materiales..... 62
12	Costo de Equipos 63
13	Costo Mano de Obra 63
14	Costos Indirectos..... 64
15	Costos totales 64

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Ubicación de protección de cadena..... 6
2	Diferencial convencional 9
3	Funcionamiento del diferencial convencional 9
4	Esquema del diferencial de deslizamiento limitado..... 10
5	Despiece de un diferencial Torsen 12
6	Esquema del diferencial tipo Torsen..... 13
7	Partes de un diferencial Epicicloidal..... 14
8	Principio de funcionamiento del diferencial epicicloidal 14
9	Esquema interno de un viscoacoplador..... 15
10	Partes de una cadena de rodillos 17
11	Cadena de Rodillos 19
12	Cadenas simple, doble y triple hilera 21
13	Unión Simple 21
14	Unión acodada..... 22
15	Catalina o Sprocket 23
16	Diferencial convencional y Catalina 26
17	Gráfica Torque-Potencia vs Rpm..... 30
18	Bosquejo del sistema de Trasmisión 36
19	Bosquejo de distancias 38
20	Fuerza cortante y momento flector eje X..... 40
21	Fuerza cortante y momento flector eje Y..... 41
22	Tipo de rodamientos y comparación de su desempeño..... 42
23	Cargas admisibles en rodamientos 45
24	Ensamble Transmisión. 47
25	Deformación total 48
26	Tensión elástica equivalente 48
27	Tensión alterna equivalente 49
28	Factor de seguridad 49
29	Deformación total de placa soporte 50
30	Tensiones de Von Mises 51
31	Factor de seguridad 51
32	Diseño de placa soporte 52
33	Posición de la placa soporte 52
34	Diseño del carter del diferencial 53
35	Partes del conjunto diferencial..... 53
36	Catalina 48 dientes 56
37	Maquinado de la catalina 56
38	Construcción de soportes para chumaceras 57

39	Chumacera	57
40	Maquinado de los semiejes	58
41	Junta homocinética.....	58
42	Posición del señor de velocidad	59
43	Acoplamiento al bastidor	60

SIMBOLOGÍA

V	velocidad	m/s
d	Distancia	m
a	aceleración	m/s ²
W _a	Transferencia de masa	N
h	Altura del centro de masa	m
m	masa total del vehículo	Kg
l	longitud entre ejes	m
W _t	Transferencia de masa al eje posterior	Kg
t	Tiempo	s
FR	Fuerza en la rueda	N
r _k	Radio del neumático	m
n ₁	Velocidad del piñón conductor	RPM
n ₂	Velocidad real de salida de la catalina	RPM
L	Longitud de la cadena	pulg
C	Distancia central	pulg
D _p	Diámetro piñón conductor	pulg
P _D	Paso diametral del piñón conductor	pulg
D _c	Diámetro catalina	pulg
F _c	Fuerza en la catalina	lb
T _A	Torque en el piñón conductor	lbpulg
D _A	Diámetro del piñón conductor	pulg
T _c	Torque en la catalina	lbpulg
D _c	Diámetro de la catalina	pulg
T _R	Torque en las ruedas	lbpulg
D _R	Diámetro real de la catalina	pulg
RD _x	Reacción en el punto D en el eje x	lb
RB _x	Reacción en el punto B en el eje x	lb
RD _y	Reacción en el punto D en el eje y	lb
RB _y	Reacción en el punto B en el eje y	lb
Cor	Carga estática equivalente	KN
Fr	Fuerza radial	N
Fa	Fuerza axial	N
Cr	Carga dinámica equivalente	KN

LISTA DE ABREVIACIONES

SAE	Sociedad de ingenieros automotrices
CVT	Transmisiones continuamente variables
TBR	Sesgo de proporción de par
ANSI	Instituto Americano de Estándares Nacionales
ANSYS	Sistemas de análisis

LISTA DE ANEXOS

- A** Plan de mantenimiento
- B** Manual de Servicio FZR400
- C** Características del acero ASTM A36
- D** Características del Aluminio

RESUMEN

El presente trabajo tiene como finalidad el diseño y construcción de un sistema de transmisión para un vehículo monoplaza de competencia en la fórmula Student, con lo que se pretende contribuir a la obtención del primer vehículo de este tipo para la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH. En el capítulo uno se hace una introducción al tema de estudio, se presenta ciertos antecedentes para ir comprendiendo la necesidad de este sistema de transmisión, como también se define el motivo para el desarrollo de este trabajo, seguidamente se presenta los objetivos general y específicos que nos hemos planteado. En el apartado siguiente se analiza el fundamento teórico base para este trabajo, se analiza los diferentes tipos de mecanismos diferenciales como también su principio de funcionamiento, se conoce también como se encuentra constituido un sistema de transmisión mediante cadena de rodillos, especificaciones de las cadenas, partes de la misma y se analiza la manera correcta para su selección. Seguidamente se encuentra la sección de diseño en la que se presenta la selección de elementos a adquirir como también los que se va a construir, para la construcción se realiza todos los cálculos pertinentes sobre los elementos principales del sistema, como también su respectivo análisis de esfuerzos que permita determinar la factibilidad de construcción de cada uno de ellos. Posteriormente se proponen los procesos de manufactura que se debieron llevar a cabo para los elementos diseñados. En el capítulo cuatro se realiza un análisis de los costos totales generados por el desarrollo de este trabajo, estos se encuentran desglosados en costos directos e indirectos. Finalmente se presenta las conclusiones a las que hemos llegado una vez concluido el trabajo y se emiten recomendaciones que consideramos importantes para quien realice un nuevo estudio en este ámbito.

PALABRAS CLAVES: < SOCIEDAD DE INGENIEROS AUTOMOTRICES (SAE)>, <AUTOMOTIVE ENGINEERING>, < TRANSMISIONES CONTINUAMENTE VARIABLES (CVT)>, <REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM)>, < SESGO DE PROPORCIÓN DE PAR (TBR)>, < INSITUTO AMERICANO DE ESTANDARES NACIONALES (ANSI)>, < SISTEMAS DE ANALISIS (ANSYS)>, <FUERZA EN LAS RUEDAS (FR)>

ABSTRACT

The present work aims at the desing and construction of a transmission system for a Student formula single-seater racing vehicle, which is intended to contribute with the first vehicle of this type for the School of Automotive Engineering at the ESPOCH. The work began by making the selection of the differential mechanism to be acquired which had to be coupled to a sprocket to ensure that the torque coming from the motor be transmitted to the drive shaft by means of a roller chain, complying with the SAE formula regulations. For the transmission system a differential mechanism of conventional type was acquired, a sump was designed and built which totally covers this one, serving as a lubricant housing that prevents the accelerated wear of the elements in contact, later a sprocket with the number of teeth suitable to satisfy a transmission ratio was acquired which allows to take advantage of the torque and power of the engine. Then the other components of the systems were selected, such as semi-axles and CV joints, a support plate was constructed to couple the transmission to the vehicle frame. Performance tests were carried out in a high and low speed regime whose results allow to demonstrate the good performance of each of the elements that make up this system. Concluding, it is highly resistant, it presents a smooth and quiet operation and due to its low weight will be a great contribution to the vehicle during the competition. Therefore, we recommend that the system be properly maintained to extend its service life.

Keywords: < SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (SAE)>, <AUTOMOTIVE ENGINEERING>, <CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSIONS (CVT)>, <REVOLUTIONS PER MINUTE (RPM)>, <TORQUE BIAS RATIO (TBR)>, <AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE (ANSI)>, <ANALYSIS SYSTEMS (ANSYS)>, <POWER ON THE WHEELS (WP)>

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades

La importancia del sistema de transmisión en un vehículo se remonta a los inicios de la historia automotriz debido a que antiguamente las ruedas propulsoras estaban montadas sobre un mismo eje rígido, lo que ocasionaba que el vehículo tenga problemas al desplazarse especialmente al momento de tomar una curva en la carretera, el vehículo tendía a continuar en una trayectoria recta lo que ocasionaba inestabilidad y sus neumáticos se desgastaban prematuramente, por ello se vieron obligados a diseñar un mecanismo diferencial que permita que las ruedas propulsoras giren a diferentes revoluciones cuando el vehículo se desplace por una curva evitando así el patinamiento de estas sobre la calzada.

Refiriéndonos al diseño y construcción de sistemas de transmisión para vehículos tipo monoplace de competencia en la formula Student, el reglamento estipulado por la SAE define que este sistema debe recibir el par proveniente del motor mediante una cadena hacia una rueda dentada encargada de transmitir este par a las ruedas, todos estos elementos deberán contar con las protecciones correspondientes para evitar posibles accidentes evitando así que las partes del mecanismo sean lanzadas violentamente en caso de fallo.

En el presente trabajo de titulación tanto el diseño como la construcción del mecanismo diferencial están acorde a lo estipulado por la normativa SAE, los materiales elegidos para la construcción de las diferentes partes han sido seleccionados de una forma minuciosa llegando a elegir materiales altamente resistente y con un peso que no afecte notoriamente el rendimiento del motor, lo que permitirá que en lo posterior se pueda efectuar mejoras en este sistema en caso de ser necesario, con esto se contribuye obtener un vehículo estético, confortable y seguro brindando así la confianza necesaria al piloto para que ejecute todas la maniobras necesarias permitiendo que la participación sea exitosa en esta rigurosa prueba que representa la Fórmula Student.

1.2 Antecedentes

La fórmula Student consta de una serie de competencias la cual reta a diferentes universidades del mundo a que mediante sus estudiantes de ingeniería, realicen el diseño y construcción de un vehículo tipo monoplace.

El vehículo deberá cumplir los requerimientos exigidos en la normativa de la fórmula SAE, además su construcción no debe representar un costo elevado y su mantenimiento será el menor posible. El diseño y construcción del sistema de transmisión con cadena y diferencial complementa el proyecto trazado por la Escuela de Ingeniería Automotriz-ESPOCH, que consiste en obtener el vehículo tipo monoplace completamente diseñado por los estudiantes de esta carrera y así por primera vez participar en esta gran competencia.

Este proyecto es el primero en su clase en la ESPOCH así que no existe antecedentes sobre el diseño y construcción de un vehículo de esta naturaleza al menos en esta institución, a nivel nacional existe instituciones que ya se encuentran años atrás trabajando en este proyecto e inclusive ya han participado en las pruebas de la Fórmula Student así tenemos a la Escuela Politécnica de las Fuerzas Armadas como también a la Politécnica Salesiana.

El desarrollo de este proyecto en forma global, motiva a las próximas generaciones a realizar nuevos estudios y mejoras tanto en este sistema como en los diferentes sistemas del vehículo demostrando así sus conocimientos, lo que permitirá que la participación de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo en esta competencia sea cada vez más destacada

1.3 Justificación

El presente trabajo tiene como propósito el diseño y construcción de un sistema de transmisión con cadena y diferencial basado en la normativa vigente de la SAE para un vehículo monoplace de competición en la Fórmula Student.

Debido a la gran aceptación que ha tenido esta competencia a nivel mundial, más universidades siguen aceptando este reto, es así que el Ecuador ya se ha hecho presente

en esta gran competencia, por ello nace este proyecto con la visión de participar en esta prueba demostrando así el potencial de los estudiantes.

Así la ESPOCH con sede en la ciudad de Riobamba y a través de su Escuela de Ingeniería Automotriz ha creado un equipo de trabajo formado por alumnos, el cual lleva a cabo el proyecto de diseño y construcción de un vehículo el cual pueda competir en los próximos años en la prueba de la Fórmula Student.

Mediante este trabajo el estudiante se enfrenta a problemas reales que se le pueden presentar a lo largo de su vida profesional ya que deberá obtener los recursos, manejar un presupuesto y cumplir con tiempos de entrega del proyecto, cada estudiante se encarga de realizar el diseño y construcción de un sistema del vehículo manifestando su ingenio mediante la aplicación de los conocimientos técnicos adquiridos durante la carrera.

El desarrollo del sistema de transmisión con cadena y diferencial es de vital importancia debido a que gracias a este sistema las ruedas propulsoras pueden describir trayectorias diferentes al momento de tomar una curva evitando así el patinamiento de los neumáticos sobre el suelo. Por lo tanto es indispensable disponer de este sistema en el vehículo debido a que las pruebas de la Fórmula Student no solo consisten en pruebas de velocidad sino también de maniobrabilidad por lo tanto el piloto deberá ejecutar maniobras evasivas de obstáculos es en donde entra en funcionamiento el sistema diferencial para permitir que una de las ruedas propulsoras gire a diferentes revoluciones que la otra brindando estabilidad al vehículo.

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general.* Diseñar y construir un sistema de transmisión con cadena y diferencial basado en la normativa vigente de la SAE para un vehículo tipo monoplaza de competición en la Fórmula Student.

1.4.2 *Objetivos específicos:*

- Conocer las variaciones existentes del sistema de transmisión con cadena y diferencial mediante recopilación de información sobre sus diferentes características y prestaciones.

- Seleccionar y diseñar el mecanismo de transmisión con cadena y diferencial, utilizando software de diseño y simulación para evaluar el desempeño de sus componentes y materiales.
- Construir y realizar el montaje correspondiente del sistema de transmisión con cadena y diferencial utilizando los acoples necesarios para ser ensamblado al bastidor del vehículo.
- Realizar pruebas de funcionamiento del sistema para evaluar su desempeño una vez puesto en marcha el vehículo.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Fórmula Student

La fórmula Student o también conocida como fórmula SAE es una competencia de vehículos tipo monoplace diseñados y fabricados por equipos de estudiantes de universidades a nivel mundial, estos equipos construyen un vehículo el cual será sometido a rigurosas pruebas estáticas y dinámicas por un comité de expertos y profesionales del sector del automóvil para determinar cuál es el mejor vehículo en conjunto.

La primera competición empezó a gestarse en 1971 aun que originalmente esta competencia era conocida como BAJA SAE en la que el tipo de vehículo a construir por los estudiantes es similar a un car-cross. Sin embargo esta competencia era muy restringida en ciertos parámetros ya que el motor era proporcionado por la organización sin posibilidad de modificarlo. (SAE)

Debido a todas estas limitaciones y después de haber visto el potencial del evento Mike Best, Robert Edwards y John Tellkamp, estudiantes de la Universidad de Texas en Austin presentan una idea al departamento de relaciones educativas SAE para modificar las reglas de la competencia lo que haría que esta sea más abierta eliminando así ciertas restricciones, con esto los estudiantes se encargarían también de trabajar en el motor del monoplace elevando así el nivel de ingeniería. (SAE)

Se llega a 1981, año en que se organiza la primera edición de la Fórmula SAE. Participan 6 equipos y un total de 40 alumnos. Esta competición ha ido creciendo y desde 1998 también se celebra en Warwickshire una edición británica conocida como Formula Student. Aquel año participaron 4 equipos y 40 alumnos. (SAE, 2014)

Actualmente se celebran competiciones en numerosos países como Alemania, Japón, Brasil, Australia, etc. Todas ellas utilizan la misma normativa base original de la Formula SAE y llegan a albergar hasta 120 equipos y más de 2.000 estudiantes. Los resultados de las competiciones son recogidos y puntúan en el ranking mundial. (SAE, 2014)

En este concurso los estudiantes tienen que asumir que una marca fabricante de autos les ha encargado la producción de un prototipo para su evaluación y posterior fabricación de 1000 unidades. El mercado al que iría destinado este vehículo es de los aficionados del pilotaje de fin de semana en circuito cerrado. (SAE, 2014)

Por ello el vehículo deberá tener muy altas prestaciones en términos de aceleración, frenada y maniobrabilidad manteniendo un coste de producción no superior a 25000 euros. Además el diseño deberá cumplir un estricto reglamento impuesto por la organización. (SAE, 2014)

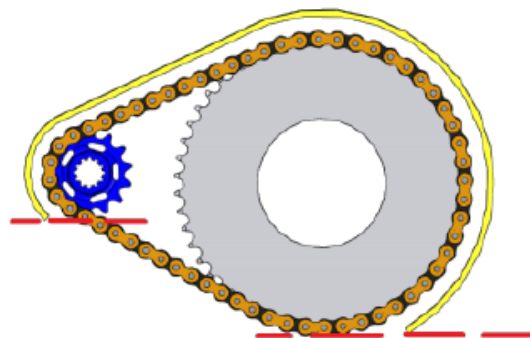
2.2 Requerimientos de la SAE referente a la transmisión

T8.3 Transmisión y tren motriz. Cualquier transmisión o tren motriz puede ser utilizado. (SAE, 2015)

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. (SAE, 2015)

Figura 1. Ubicación de protección de cadena



Fuente: Reglamento SAE

Comentario: Las protecciones intentan contener las partes de transmisión que pueden separarse del vehículo. (SAE, 2015)

T8.4.2 Material perforado no debe ser usado para la construcción de estas protecciones. (SAE, 2015)

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 (SAE, 2015)

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. (SAE, 2015)

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. (SAE, 2015)

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. (SAE, 2015)

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. (SAE, 2015)

2.3 El mecanismo diferencial

El mecanismo diferencial fue creado en 1827 por el francés Onesiphore Pecqueur quien nació en Paris, este se desempeñaba como maestro en el que entonces se llamó conservatorio de artes y oficios. Pronto se difundió la importancia del mecanismo diferencial tanto así que este era muy común en todos los vehículos a vapor producidos

por la mitad del siglo XIX. (GALICIA)

El tipo de mecanismo diferencial más empleado en los vehículos hasta la actualidad es aquel que posee un par de engranajes cónicos conocidos como satélites, un segundo par de engranajes cónicos conectados a los semiejes o palieres encargados de transmitir el movimiento a las ruedas, este grupo de engranajes están alojados en el cuerpo del diferencial y engranando entre sí, el mecanismo diferencial toma el nombre de engranaje epicicloidal por el hecho de que los ejes de satélites no están fijos en el espacio.

El número de engranajes conocidos como satélites pueden aumentar a 4 o más cuando el torque a transmitir es muy elevado como es en el caso de los vehículos pesados, siempre y cuando estos estén montados en una cruceta. El momento que el vehículo circula por una curva existe un movimiento relativo entre los engranajes, debido a este bajo porcentaje y a su velocidad de funcionamiento que se la puede considerar como moderada tanto los satélites como planetarios se fabrican con dientes rectos. (GALICIA)

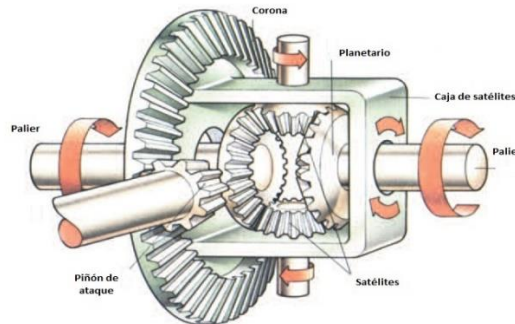
Entre las misiones del mecanismo diferencial se pueden resaltar la transmisión y repartición del par proveniente del motor hacia las ruedas del vehículo y la segunda es la reducción de revoluciones para adaptarlas a las ruedas, esto se complementa con la reducción de la caja de cambios, estas dos misiones son totalmente independientes. (HERMOGENES, 2003)

2.3.1 *Diferencial convencional.* El giro proveniente del motor llega mediante el árbol de transmisión, este movimiento ingresa en el mecanismo diferencial mediante un engranaje cónico en el caso de que el motor del vehículo este montado longitudinalmente ya que el movimiento se transmite entre ejes perpendiculares, este engrana con la corona convirtiéndose en el conjunto reductor, si el motor está montado transversalmente en el vehículo el piñón que comunica el movimiento a la corona es cilíndrico y de dientes helicoidales debido a que el movimiento se transmite entre ejes paralelos como lo son el eje de la caja de cambios y el eje de las ruedas propulsoras. La relación que se puede establecer entre el piñón y la corona oscilan entre 3 a 1 y 4 a 1. (HERMOGENES, 2003)

Girando solidaria con el piñón conocido como corona se encuentra la caja de satélites que sirven de alojamiento a estos como también a los planetarios que están comunicando el movimiento a las ruedas propulsoras, el número de satélites pueden variar de 2 a 4

dependiendo del par a transmitir, estos engranajes alojados en la caja de satélites son contruidos con dientes rectos. (HERMOGENES, 2003)

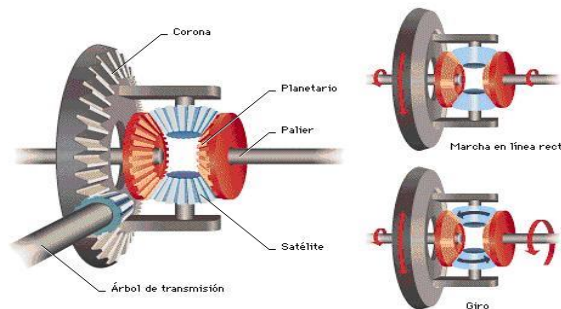
Figura 2. Diferencial convencional



Fuente: <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-35.html>

La caja de satélites acompaña siempre a la corona en su giro y arrastra a los satélites. Cuando el vehículo marcha en línea recta los satélites se acuñan en los planetas y los hacen girar en bloque con la caja y la corona, y con ellos a los semiejes. Si se levanta del suelo una rueda motriz, se pone el motor en marcha, se mete una velocidad y se suelta el embrague, el movimiento llegara al piñón de ataque y este hará girar a la corona y con ello a la caja de satélites; al estar el planeta del semieje de la rueda que está en el suelo inmovilizado, los satélites se ven obligados a rodar sobre él y transmiten su giro al otro planeta. Este último se ve afectado por dos movimientos: el de arrastre de la caja a la misma velocidad que la corona más el de los satélites, por lo que dará doble número de vueltas que aquella. En el caso de una curva, el planeta correspondiente a la rueda interior resulta frenado, girando a menor número de revoluciones que la corona, por lo que los satélites son obligados a rodar sobre él, transmitiendo su giro al otro planeta, que girara más deprisa que la corona de tal forma que las vueltas que el uno da de menos el otro los da demás. (HERMOGENES, 2003)

Figura 3. Funcionamiento del diferencial convencional



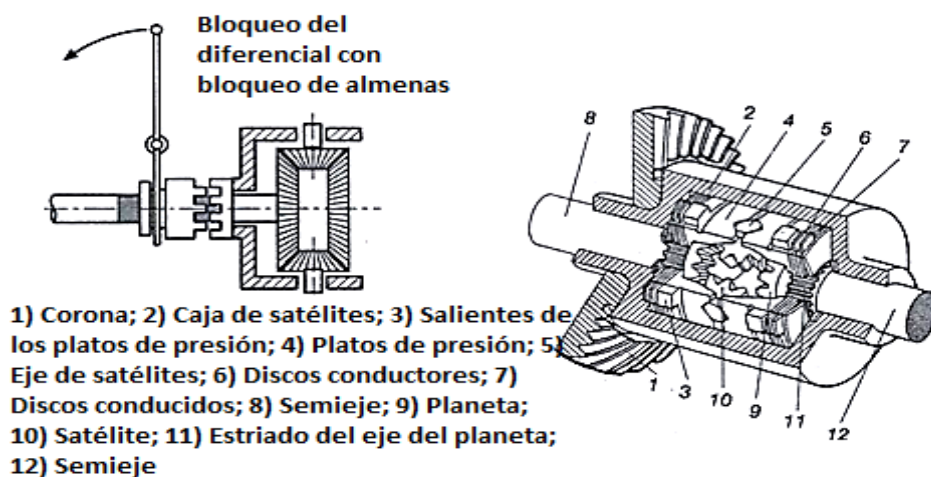
Fuente: <http://www.todomecanica.com/blog/34-puente-trasero-y-diferencial.html>

En la relación de transmisión únicamente influyen el número de dientes del piñón y la corona, ya que los de los planetas y los satélites no trascienden del efecto diferencial. (HERMOGENES, 2003)

Por tener la caja de satélites con la forma aproximada de una esfera, y para distinguir los de los piñones cilíndricos y de los epicicloidales, a estos diferenciales se los suele conocer como diferenciales esféricos. (HERMOGENES, 2003)

2.3.2 Diferencial de deslizamiento limitado. En este tipo de diferencial los ejes en los que giran los satélites no están soportados en la caja que los aloja si no en unas entallas de los platos de presión elaboradas en forma de V. Dichos platos poseen unas salientes exteriores las cuales encajan en unas ranuras de la caja produciéndose su arrastre, estas a su vez se desplazan lateralmente entre cada uno de los llamados platos de presión y la caja de satélites, existe una serie de discos de fricción similares a los que posee una caja de cambios automáticos, unos conducidos poseen una especie de dientes interiores que engranan con las estrías de los planetas intercalados con los conductores estos poseen unas salientes exteriores que encajan en las mismas ranuras que los platos de presión. (HERMOGENES, 2003)

Figura 4. Esquema del diferencial de deslizamiento limitado



Fuente: <https://goo.gl/images/Okkhhw>

Cuando existen condiciones normales de operación la corona gira solidaria con la caja de satélites permitiendo el arrastre de los discos conductores y platos de presión, estos a su vez arrastran consigo al eje de satélites. (HERMOGENES, 2003)

Los planetas ofrecen cierta resistencia al movimiento por tal motivo el eje de satélites ligeramente se regresa en el interior de la entallas en forma de V, esto hace que se separen esta acción lo logra al comprimir los discos, dicha acción tiende a solidarizar los ejes con la caja, permitiendo que parte del par se transmita a través de los discos y a través de los engranajes el par principal. (HERMOGENES, 2003)

Cuando mayor sea el par a transmitir a las ruedas, más fuerza hará el eje de satélites sobre las V de los platos aumentando la presión sobre los discos y el par transmitido por ellos; pero los embragues están calculados para que en ningún momento se llegue al bloqueo de los planetas como en el sistema manual. Por esta razón, a estos diferenciales también se los conoce por diferenciales de deslizamiento limitado. (HERMOGENES, 2003)

En las curvas la compensación entre las ruedas se hace por medio de los piñones, pero como los planetas van algo frenados impiden las variaciones instantáneas de velocidad entre ellos cuando hay pérdidas de adherencia. Además de la repartición del movimiento para que cada rueda se adapte a su recorrido, este diferencial transfiere mayor parte del par a la rueda con mayor adherencia. Si las ruedas tienen velocidades diferentes, el planeta de la rueda que gira más despacio da menos vueltas que el de la rueda que gira más deprisa. (HERMOGENES, 2003)

En estas condiciones, los embragues tienden a igualar las velocidades de los dos planetas, de tal forma que el par que pierde el que resulta frenado se transmite a través de los discos y la caja de satélites al planeta que resulta acelerado, llegándose en casos extremos a una repartición de par en la que la rueda que presenta menor adherencia recibe el 25% y la de mayor adherencia el 75%. (HERMOGENES, 2003)

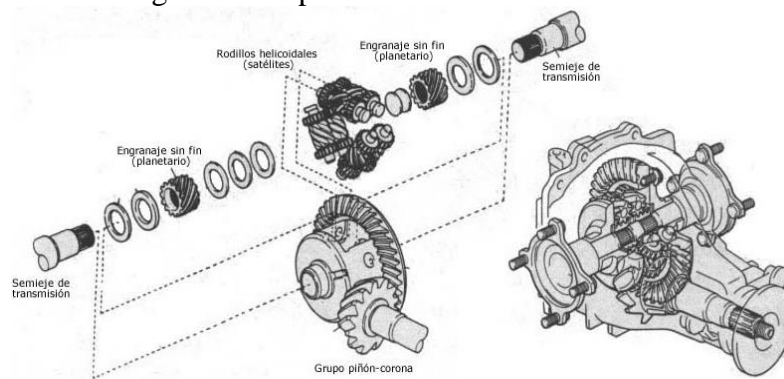
Debido a esta última característica, este diferencial es escasamente efectivo cuando las condiciones de marcha obligan a reducir el para aplicado a las ruedas, como por ejemplo sobre hielo, pero se comporta muy bien sobre malas carreteras y en las curvas, dotando al vehículo de gran estabilidad. (HERMOGENES, 2003)

2.3.3 *Diferencial Torsen.* El diferencial torsen original usa una combinación de trenes de engranajes en dónde se pueden encontrar tanto dientes rectos como con un gran ángulo de inclinación que sustituyen a los satélites de un diferencial libre convencional. El nombre de Torsen viene de las palabras en inglés “torque sensing” que pueden ser

interpretadas como que en función del par de entrada en el diferencial pueden cambiar las condiciones de operación del diferencial. (LASHERAS)

El Torsen tiene algunas características distintas al diferencial de discos. Cuando el par que entra en el diferencial es pequeño, los engranajes se encuentran poco cargados y si una rueda queda en el aire, el diferencial se comportara como un diferencial libre convencional, es decir, en una situación dónde una rueda quede en el aire o con muy poca fricción, el diferencial no logrará sacarnos. A medida que se incrementa el par, los trenes de engranajes se cargan más y bajo unas determinadas circunstancias en las que se combinan par y velocidad los ejes se bloquean de forma solidaria. Los principales elementos que producen la fricción necesaria para mantener solidarios los dos ejes son el propio tren de engranajes. (LASHERAS)

Figura 5. Despiece de un diferencial Torsen



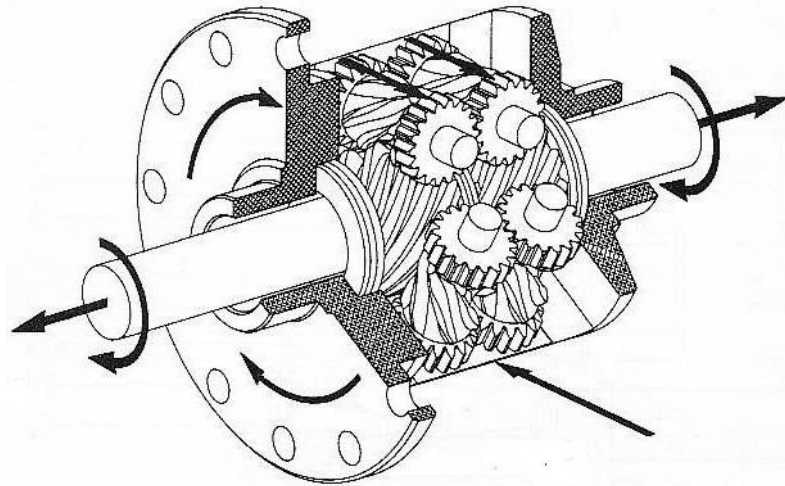
Fuente: <https://goo.gl/images/Jq3uXz>

Las características del Torsen son similares a las de otros diferenciales de deslizamiento limitado, pero tienen la ventaja de que el reparto de par entre los semiejes puede determinarse en un rango bastante amplio en función de los ángulos de hélice de los engranajes, los tipos de engranaje y los tratamientos superficiales, el problema es que precisamente debido a esto, la relación de pares entre ruedas (Torque Bias Ratio, TBR) solo puede ser modificada por el fabricante. Los valores se encuentran habitualmente entre 2,5:1 y 6 o 7:1. (LASHERAS)

En un torsen, mientras que el neumático con menos tracción pueda asimilar el par enviado hasta el diferencial no habrá deslizamiento relativo entre neumáticos. Si se supera la adherencia del neumático, el lado que gira más lento recibe el par de la rueda que se ha acelerado multiplicado por el TBR. Es decir, con un TBR 2:1 estaremos mandando el

33% del par a un neumático y el 66% restante al otro, que en principio se encuentra en mejores condiciones para transmitir el par al suelo. (LASHERAS)

Figura 6. Esquema del diferencial tipo Torsen



Fuente: <https://goo.gl/images/L4qGR6>

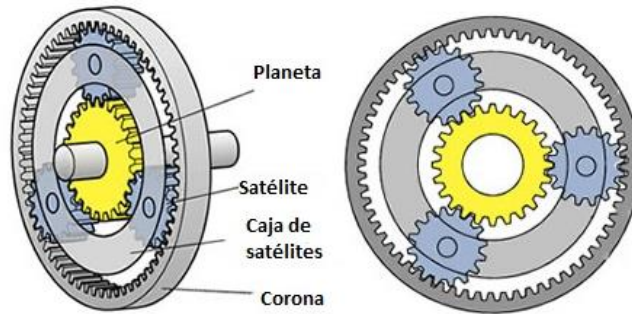
Cuando el fabricante diseña un Torsen con un TBR alto pero con baja fricción bajo cargas pequeñas implica que bajo condiciones de alto par se comporta prácticamente como un eje solidario mientras que cuando el par de entrada es pequeño, por ejemplo en una curva, se comporta prácticamente como un diferencial libre. Existe también una variante de este tipo de diferenciales denominado Torsen II, donde se reduce la fricción (y por tanto el TBR) cambiando la orientación de los ejes de los engranajes. Esto trae como consecuencia que la relación de par entre las ruedas sea algo menor, entre 1.8:1 y 3:1. (LASHERAS)

EL diferencial torsen se emplea por ejemplo en los vehículos del grupo Volkswagen de tracción total y motor longitudinal como diferencial central y por ejemplo en el Renault Megane Sport R26 o en el Honda Integra Type-R en el eje delantero. Esto se debe a que tienen un buen compromiso entre precio, fiabilidad y comportamiento. En competición, no es demasiado habitual ya que el TBR sólo puede ser modificado por el fabricante (aunque existen excepciones como el Torsen de Quaife) y su peso es bastante superior al de un diferencial de discos o de rampas. (LASHERAS)

2.3.4 *Diferencial epicicloidal.* El diferencial epicicloidal, también llamado plano para distinguirlo de los esféricos, está constituido por un tren de engranajes planetarios

simple, aun que dependiendo de cuales sean los elementos utilizados como entrada y salidas, el juego de satélites puede ser doble. Se utiliza como diferencial intermedio (repartidor de par entre los diferenciales de los puentes delantero y trasero) y como diferencial delantero, en los automóviles con tracción a las cuatro ruedas. (HERMOGENES, 2003)

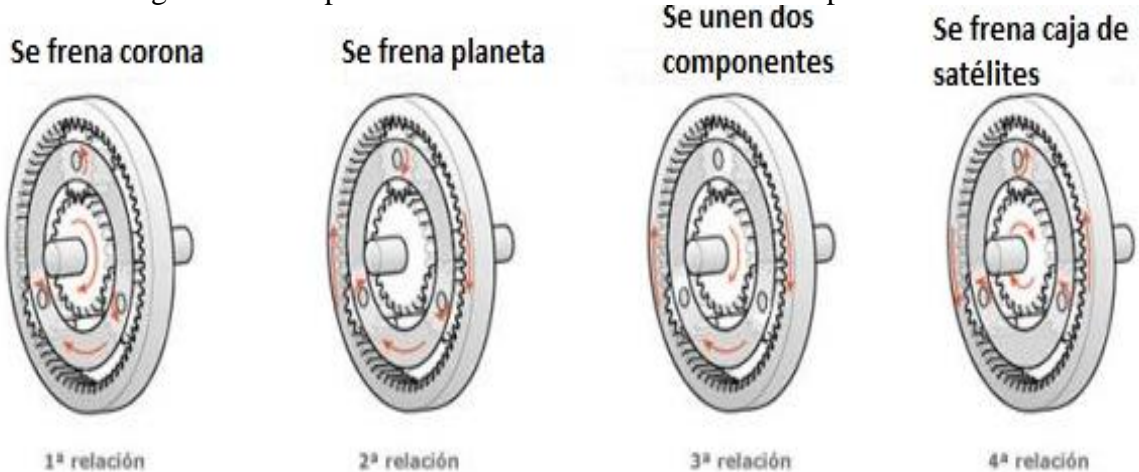
Figura 7. Partes de un diferencial Epicycloidal



Fuente: <https://goo.gl/images/M5mUYT>

Cuando la entrada se hace por la caja de satélites las salidas a los puentes delantero y trasero se efectúan por los ejes del planeta y de la corona. Si las dos salidas ofrecen el mismo par resistente, el conjunto girara en bloque; pero si las ruedas de una de los puentes pierden adherencia giraran con mayor facilidad causando el mismo efecto que si el elemento solidario a la salida del otro puente se frenara parcialmente. Si el elemento frenado es la corona, los satélites superiores rodaran en un sentido y sumaran su giro al del planeta. Si el elemento frenado es el planeta, los satélites rodaran en sentido contrario al anterior, y sumaran su giro a la corona. (HERMOGENES, 2003)

Figura 8. Principio de funcionamiento del diferencial epicycloidal



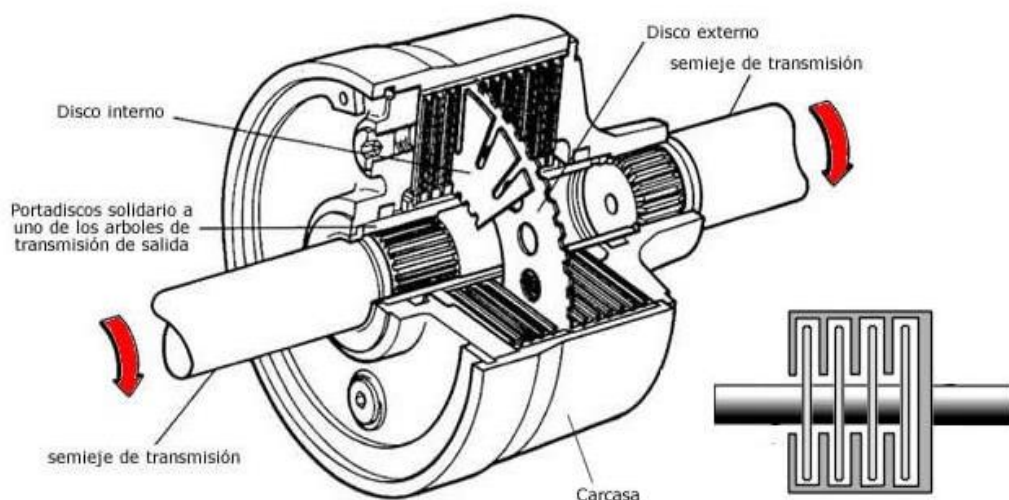
Fuente: <https://goo.gl/images/nGf75Y>

Como se ve el comportamiento es el mismo que el de un diferencial esférico en el caso de que la entrada se haga por la corona y las salidas por la caja de satélites y el planeta, el conjunto también gira en bloque cuando las dos salidas ofrecen la misma resistencia. Pero al ser frenado uno de los elementos de salida, el movimiento en el otro es de sentido contrario. Para invertir el sentido de giro se monta dos juegos de satélites, uno engrana con la corona y el otro con el planeta, y ambos entre sí. Si la frenada es la caja de satélites, los satélites ruedan en un sentido sumando su giro al del planeta; y si el frenado es el planeta los satélites giran aumentando la velocidad de la caja de satélites. (HERMOGENES, 2003)

Cuando es utilizado como diferencial intermedio se pueden calcular los radios de los engranajes de forma que la repartición del par sea distinta del 50%, en función del peso que gravita sobre cada eje. (HERMOGENES, 2003)

2.3.5 Diferencial viscoso o Ferguson. El funcionamiento diferencial viscoso se basa en la utilización de un fluido de alta viscosidad y características especiales. Los dos semiejes o palieres están conectados entre ellos mediante un diferencial libre al que se le añaden unos juegos de discos que si bien se encuentran muy cerca unos de otros, no existe contacto entre ellos. El par transmitido es función de la diferencia de velocidades entre los semiejes y como en todos los diferenciales de deslizamiento limitado el par se manda a la rueda que más lenta gira. (LASHERAS)

Figura 9. Esquema interno de un viscoacoplador



Fuente: <https://goo.gl/images/SNZFCO>

Mientras que la mayoría de los fluidos y lubricantes pierden viscosidad con la temperatura, el fluido utilizado en el diferencial aumenta su viscosidad conforme la temperatura sube. De este modo, los discos, mediante el movimiento relativo entre ellos, calientan el fluido y los dos semiejes se van haciendo solidarios progresivamente, esto sucede una vez que el fluido sobrepasa ligeramente los 50° C. (LASHERAS)

Las pequeñas diferencias de velocidad producidas en las curvas no son suficientes como para bloquear el diferencial de modo que trabaja casi como un diferencial libre. Solamente el deslizamiento de un neumático genera suficiente calor como para bloquear el diferencial.

El aumento de temperatura y por tanto el bloqueo del diferencial tardan cierto tiempo en ocurrir, como consecuencia existe cierto retraso de respuesta ante el deslizamiento de un neumático. (LASHERAS)

2.4 Transmisiones por cadena

Este notable elemento mecánico de transmisión de potencia formado por cadenas y sus correspondientes piñones o sprockets: conductor y conducido; se ha venido usando desde la antigüedad y a medida que pasa el tiempo sus usos se van extendiendo. Industrias de construcción, procesamiento, manufacturas, minería y agricultura le deben buena parte de su éxito. Una lista de las máquinas que la usa resultan casi ilimitada si se considera que hasta en la más modesta bicicleta va instalada este elemento. La transmisión por cadena es la contraparte de la transmisión por correas en V y con mayor razón de la transmisión por correas planas pero no solo con la ventaja de ser positiva, es decir que no se desliza no importa cuál sea la velocidad involucrada, si no con otras ventajas que resulta dispendioso enunciar. (INTERMEC)

Muchas transmisiones por correas en V se remplazan hoy por transmisiones a cadena. La transmisión de potencia entre ejes muy distante el uno del otro no es problema grave para la cadena. Comparada en cuanto al costo inicial con ese otro método tan común de transmisión mecánica de fuerza por medio de engranajes de engrane directo. La transmisión por cadenas resulta menos costosa y mucho más sencilla cuando quiera que se pueda aplicar. (INTERMEC)

Las principales ventajas de la transmisión por cadena son: a) su empleo a una considerable

distancia entre los árboles $A \cong 8m$, b) un coeficiente de rendimiento bastante alto que alcanza una magnitud $\eta = 0,98$; c) una carga sobre los arboles menor que en la transmisión por correa, d) la posibilidad de transmitir rotación a varios árboles con una cadena.

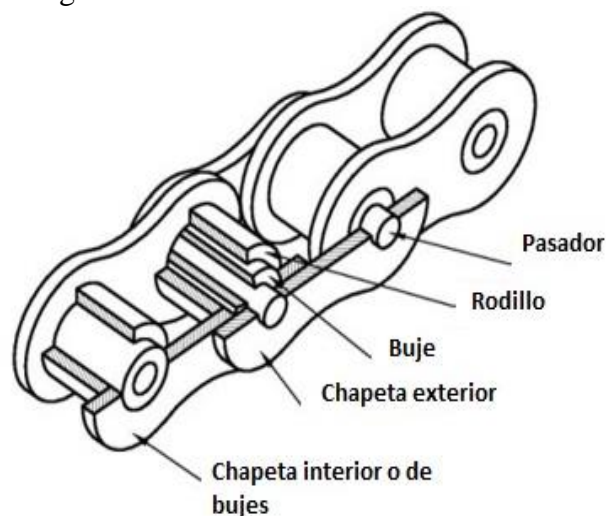
Las trasmisiones por cadenas han adquirido una mayor difusión para potencias de hasta 100 kW, a velocidades periféricas de hasta $V = 15m/s$ y relación de engranaje $i \leq 8$. (NORTON, 2010)

2.4.1 Elementos de la transmisión por cadena

2.4.1.1 Cadenas. El elemento principal de la transmisión que define la seguridad y duración de su trabajo es la cadena constituida por eslabones unidos articuladamente, de los tres grupos de cadenas que se emplean en la construcción de maquinaria (de transmisión, de carga, y de tracción), en las transmisiones por cadena se aplica solo las primeras. (NORTON, 2010)

Como característica de la resistencia mecánica de la cadena se utiliza el esfuerzo de ruptura Q , cuya magnitud se determina por la práctica, en la fábrica constructora de cadenas y se reglamenta por las normas. Las características geométricas principales de las cadenas son: el paso y la anchura. Por estas magnitudes se hace la elección de las cadenas y dependiendo también de su aplicación. (NORTON, 2010)

Figura 10. Partes de una cadena de rodillos



Fuente: <https://goo.gl/images/Lt24C1>

Constan de cinco componentes básicos: las chapetas (o placas) de rodillos o chapetas de los bujes, los bujes (o casquillos), los rodillos, los pasadores y las chapetas de pasadores o chapetas exteriores. Con estos componentes se forman los eslabones y con los eslabones se forma la cadena. (INTERMEC)

Tabla 1. Aplicación de las cadenas de rodillos

Tipo de cadena	Gama de pasos t, en mm	Carga de fractura Q, en KG	Observaciones
De eslabones dentados	$\frac{1}{2}$ – $1\frac{1}{4}$ ”	1900-69500	Transmisiones principales de distintas maquinas
De manguitos rodillos	12,7-15,875	750-2000	Transmisiones de motocicletas y bicicletas.
	15,87 41,3	1750-5000	Máquinas agrícolas.
	8-50	200-16000	Máquinas de industria petrolera
	20-65	3800-4300	
De manguitos	15-100	1250-50000	Construcción de maquinaria general
	8-9,525	500-1200	Transmisiones de motocicletas
De manguitos rodillos con chapas curvadas	40-100	8000-50000	Transmisiones con régimen pesado de trabajo
abiertas de eslabones perfilados	30-41,3	600-1500	Máquinas agrícolas
De clavijas con eslabones perfilados	42	2500	Transmisiones con cargas de choque

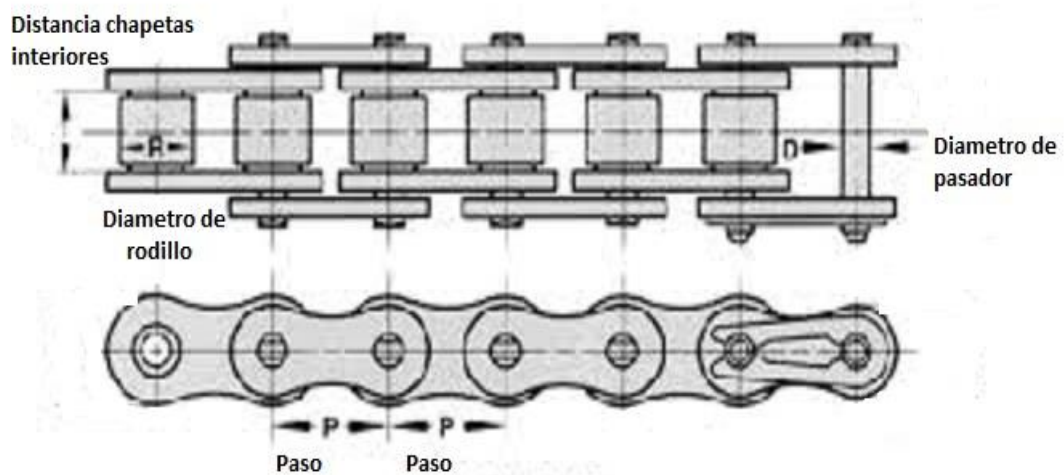
Fuente: INTERMEC

Las cadenas estándar de transmisión, conocidas también con el nombre genérico de cadenas de rodillos, (en inglés “drive roller chain”) se fabrican en aceros de aleación las piezas van tratadas térmicamente y rectificadas con gran precisión para lograr tolerancias

del orden de 0,0005". (INTERMEC)

2.4.1.2 El paso y la nomenclatura de las cadenas Norma ANSI. El tamaño, el peso y la capacidad de transmisión de potencia de una cadena de transmisión depende del paso o "Pitch" y el paso o "Pitch" es una dimensión estándar básica dada en pulgadas respecto a la cual se proporcionan las demás dimensiones de las partes que componen el eslabón. El paso es la distancia que hay entre el centro de un pasador y el centro del siguiente. (INTERMEC)

Figura 11. Cadena de Rodillos



Fuente: <https://goo.gl/images/SxExdE>

Esta dimensión es de mayor importancia en cuestión de cadenas y sus piñones. Se expresa en pulgadas pero siempre teniendo en cuenta los octavos de pulgada contenido en el citado paso de manera que por ejemplo la cadena numero 40 tiene cuatro octavos (4/8) o sea media pulgada (1/2"). La cadena numero 50 tiene 5/8 de paso o sea 5/8 de pulgada. La numero 80 tiene 8/8 de paso o sea 1" y así sucesivamente la numero 140, 160,200. Se fabrican hasta la numero 240. (INTERMEC)

El último cero de la derecha significa siempre que se trata de una cadena estándar de rodillos del Sistema Americano ANSI. Las cadenas de 1/4" y 3/8" de paso que son las más livianas se designan con los números 25 y 35 respectivamente. El cinco a la derecha significa que se trata de cadena sin rodillos. Estas cadenas se fabrican sin rodillos por ser muy livianas. El diámetro del rodillo (Roller) y su ancho son aproximadamente iguales a los 5/8 del paso. El diámetro del pasador (Pin) a los 5/16 del paso. (INTERMEC)

El grueso de las chapetas (link plate) es 1/8 del paso. Pero se fabrican también cadenas para servicio pesado y se distinguen con el número 8 agregado a la derecha o con la letra H según el fabricante. Traen las chapetas más gruesas, cosa que aumenta la resistencia a la rotura y también aumenta su ancho exterior. (INTERMEC)

Tabla 2. Dimensiones de las cadenas ANSI sencillas

DIMENSIONES									
Cadena número	Paso	Largo rodillo	Diámetro rodillo	Diámetro pasador	Grueso chapeta	Ancho chapeta	M.	Límite de rotura lbs.	Peso lbs. por pie 30.5cms
25	1/4" * 6.3mm	0.125	0.130	0.0905	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.5mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7mm	0.312	0.312	0.156	0.060	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.8mm	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69
60	3/4" * 19 mm	0.500	0.468	0.234	0.094	0.700	0.586	8.500	1.00
80	1" * 25.4mm	0.625	0.625	0.312	0.125	0.934	0.741	14.500	1.71
100	1 1/4" * 31.7mm	0.750	0.750	0.375	0.156	1.166	0.923	24.000	2.58
120	1 1/2" * 38.1mm	1.000	0.875	0.437	0.187	1.400	1.150	34.000	3.87

Fuente: INTERMEC

Con el objeto de duplicar, triplicar y así sucesivamente su capacidad de transmisión de potencia, las cadenas se ensamblan también en dos, tres, cuatro y más hileras con pasadores largos y así de esta manera toman el nombre que se conoce como cadenas dobles, cadenas triples, etc.

En estos casos al número de la cadena se le agrega a la derecha la letra D que significa doble. La letra T que significa triple, una cadena es un elemento primordial en un sistema de transmisión de potencia. (INTERMEC)

Figura 12. Cadenas simple, doble y triple hilera



Fuente: <https://goo.gl/images/xHSvRC>

2.4.1.3 Las uniones. Para unir o cerrar las cadenas resultan indispensables unos elementos denominados uniones. Se fabrican en dos tipos distintos y son más que eslabones de construcción especial. El primer tipo es la unión simple, usada casi siempre y que por fuerza va en cadenas con un número par de eslabones. (INTERMEC)

Cuando la transmisión es de servicio pesado son aconsejables unas uniones que vienen de fábrica para ajuste a presión, es decir, cuyos pasadores entran a presión en los huecos de las chapetas (ajuste de interferencia). Pero en nuestro medio las uniones que se consiguen son las de tipo de ajuste deslizante es decir aquellas en que los pasadores entran fácilmente empujadas con la mano dentro de los huecos de las chapetas. (INTERMEC)

La unión para cadena de hileras múltiples (doble, triple, etc.) trae su pasador en una longitud proporcionalmente mayor y trae la cantidad necesaria de chapetas. (INTERMEC)

Figura 13. Unión Simple



Fuente: <https://goo.gl/images/Jwc8aC>

El segundo tipo es el candado, estribo o unión acodada, que además de servir como unión también para agregarle o quitarle a la cadena un solo eslabón o sea un solo paso, ya que con la unión simple es forzoso agregar o quitar dos eslabones cuando se quiere alargar o acortar la cadena. Los candados no son aconsejables. Son llamados erróneamente Medios Pasos pero las fracciones de paso no son posibles en una cadena de transmisión y tampoco en un piñón. (INTERMEC)

Figura 14. Unión acodada



Fuente: <https://goo.gl/images/FehKnQ>

La de unión combinada, consta de candado y eslabón interior. El pasador que los une viene metido a presión y remachado. Este tipo de uniones aconsejable cuando se trata de una cadena de número impar de eslabones sometida a trabajo muy pesado. (INTERMEC)

Las uniones combinadas son en realidad de poco uso y en todo caso es de advertir, que se debe hacer lo posible por instalar en las transmisiones las cadenas con un número par de eslabones y ojala los piñones conductores en un número impar de dientes. Esto conlleva simplicidad y mayor duración. (INTERMEC)

2.4.1.4 *Especificaciones de las cadenas.* Toda cadena de transmisión hoy en día trae estampado su número correspondiente en las chapetas exteriores a fin de facilitar la identificación. Los fabricantes todos cumplen con las especificaciones mínimas de precisión, de resistencia y dimensionales impuestas por la norma ANSI. Pero entre unas y otras marcas son evidentes las diferencias en cuanto a duración y estas diferencias dependen de los materiales y métodos de fabricación empleados. (INTERMEC)

Las cadenas especiales según sus especificaciones se las puede emplear para servicio liviano o pesado. (INTERMEC)

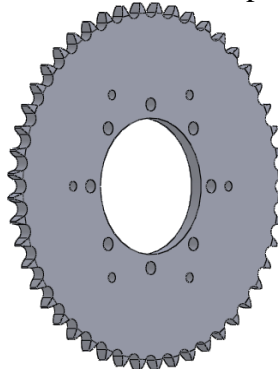
2.4.1.5 *Los piñones o Sprockets.* Descritas someramente las cadenas resulta ahora indispensable hablar sobre lo que en nuestro medio comúnmente se llama piñón de cadena y en inglés Sprocket, es una rueda dentada en la cual engrana o calza la cadena para transmitir la fuerza al eje. Lo característico de la forma del diente es su fondo en medio círculo para que en este sienten los rodillos de la cadena. No es precipitado empezar a llamar ya conductor al piñón que da la fuerza y que casi siempre es el más pequeño y conducido al piñón que recibe la fuerza y que casi siempre es el más grande. (INTERMEC)

2.4.1.6 *Nomenclatura.* Comúnmente todo piñón de cadena lleva estampado primero el número de la cadena con la que debe engranar, luego el tipo de manzana con la que está construido y por ultimo su número de dientes, como por ejemplo 60B18 que significa: la cadena No 60. El tipo de la manzana B y el número de dientes 18. La especificación 40A24 significa: la cadena No 40. (INTERMEC)

El piñón sin manzana y el número de dientes es 24. La especificación 100C60 significa: No 100 o sea P 1 ¼. Las manzanas dos, una por cada cara y el número de dientes 60. El numero dos como sufijo, significa que el piñón es de doble hilera de dientes para cadena doble. Si se marca con el tres como sufijo entonces el piñón es de tres hileras y le calza la cadena triple y así sucesivamente con el cuatro, cinco, etc. (INTERMEC)

Solamente la correspondiente cadena doble engrana en su correspondiente piñón doble o también si se requiere una cadena sencilla engrana en forma alterna en cada una de las dos hileras de un piñón doble. Pero dos cadenas sencillas nunca engranan simultáneamente en las dos hileras del piñón doble. (INTERMEC)

Figura 15. Catalina o Sprocket



Fuente: Autores

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

3.1 Selección del diferencial

Para empezar con el diseño del sistema de transmisión lo primero es adquirir un diferencial, debido a que por motivos de materiales y demás no es un elemento que se desee construir, este será la parte clave en este sistema, para ello se analiza características y prestaciones de diferentes mecanismos diferenciales, con el fin de seleccionar un mecanismo diferencial adaptable a nuestro sistema, que sea de reducidas dimensiones, que su instalación no se dificultosa y sobre todo que se lo pueda adquirir en el mercado.

De lo investigado actualmente existen en otros países empresas manufactureras especializadas en la construcción de mecanismos diferenciales, específicos para vehículos de Fórmula Student así tenemos a la empresa Australiana Drexler que no solo fabrica diferenciales si no todo el eje motriz, tenemos también a Taylor Race Engineering fabricante de mecanismos diferenciales estos dos son los más solicitados para esta competencia.

La principal limitación para nosotros fue la adquisición de uno de estos mecanismos, debido a su elevado costo y su demora en la importación por lo que nos quedamos con la opción de evaluar características de mecanismos diferenciales que podamos adquirir en el país.

Al realizar una investigación de los mecanismos diferenciales más usados para vehículos de fórmula Student, se evidencio que los más usados son mecanismos diferenciales de tipo convencional, tipo Torsen y mecanismos diferenciales de deslizamiento limitado, estos tres tipos de mecanismos diferenciales si es posible adquirirlos en el país por ello se realizó una tabla de evaluación, en la que se presenta ventajas y desventajas de cada uno de ellos, para evaluar sus principales características con la finalidad de elegir un mecanismo diferencial que presente características positivas para nuestro sistema de transmisión.

Tabla 3. Comparación entre diferenciales

TIPO DE DIFERENCIAL	VENTAJAS	DESVENTAJAS
DIFERENCIAL TORSEN	<ul style="list-style-type: none"> - Buena transmisión del par, funcionamiento más eficiente. - Diferencial Autoblocante. - Distribución del par en función de la resistencia a girar del eje. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto costo. - Necesita mayor espacio de instalación. - Alto peso.
DIFERENCIAL CONVENCIONAL	<ul style="list-style-type: none"> - Buena transmisión del par. - Reducidas dimensiones. - Bajo peso. - Bajo costo 	<ul style="list-style-type: none"> - Pérdida del par si una rueda pierde adherencia.
DIFERENCIAL DE DESLIZAMIENTO LIMITADO	<ul style="list-style-type: none"> - Transmite grandes potencias - Conducción deportiva - Bloqueo armónico de las ruedas - Tracción a las cuatro ruedas constante 	<ul style="list-style-type: none"> - No muy frecuente en el mercado nacional. - Alto costo.

Fuente: Autores

Luego de analizar detenidamente las características de los mecanismos diferenciales detallados en la tabla anterior teniendo en cuenta las restricciones existentes como son el espacio reducido que contamos para la instalación de la transmisión, el presupuesto disponible, entre otros se seleccionó un mecanismo diferencial tipo convencional debido a sus reducidas dimensiones, bajo costo y peso, además presenta otras características beneficiosas para contribuir con el sistema de transmisión.

Figura 16. Diferencial convencional y Catalina



Fuente: Autores

3.2 Análisis de características de la caja de velocidades

Para realizar el diseño del sistema de transmisión es necesario conocer ciertos parámetros entre los más importantes el peso total de monoplaza, este se encuentra alrededor de 320kg con una distribución de pesos del 42% en el eje delantero y del 58% en el eje posterior estos datos fueron proporcionados por los compañeros encargados del diseño y construcción del chasis. Otro parámetro importante es la especificación de la caja de velocidades del motor Yamaha FZR 400, el cual se encuentra ya instalado en el bastidor del vehículo monoplaza la cual presenta las características que a continuación se detallan.

Tabla 4. Características de la caja de Velocidades

Tipo de transmisión:	Engranaje constante de 6 velocidades.	
Sistema de embrague:	Húmedo/Multidisco	
Operación del sistema de embrague:	Por cable	
Relación de marchas:	1ra	43/13(3.307)
	2da	40/18(2.222)
	3ra	36/21(1.714)
	4ta	33/23(1.434)
	5ta	28/22(1.272)
	6ta	27/23(1.173)
Relación primaria:	89/41(2.170)	
Relación final:	55/19(2.894)	

Fuente: Manual de servicio YAMAHA FZR400

3.3 Cálculo transmisión de masa

Es importante determinar cuál sería la aceleración a la que estará expuesto el vehículo para ello utilizamos los siguientes parámetros:

Espacio recorrido: 75 metros

Tiempo: 4,19 segundos

Los datos de espacio recorrido y tiempo son requerimientos de una de las pruebas a las que somete la SAE a los prototipos que se encuentran en competencia, con estos datos calculamos la velocidad que alcanzará el monoplaza durante la prueba.

$$V = \frac{d}{t} \quad (1)$$

$$V = \frac{75\text{m}}{4,19\text{s}}$$

$$V = 17,89 \text{ m/s}$$

La aceleración máxima alcanzada por el monoplaza al desplazarse a esta velocidad será:

$$a = \frac{v^2}{2d} \quad (2)$$

$$a = \frac{(17 \text{ m/s})^2}{2(75\text{m})}$$

$$a = 2,13 \text{ m/s}^2$$

Con estos datos ya podemos determinar la transferencia de masa que experimentara el vehículo.

$$W_a = \frac{(a \cdot h \cdot m)}{l} \quad (3)$$

De donde:

W_a = Transferencia de masa

a = Aceleración (m/s^2)

h = Altura del centro de masa al suelo (0.2447m + radio del neumático 0.250m).

m = Masa total del monoplaça más piloto (kg)

l = Distancia entre ejes

$$W_a = \frac{(2,13 \text{ m/s}^2)(0,4947\text{m})(390\text{kg})}{1,7\text{m}}$$

La masa total del vehículo es de 320kg y la de un piloto promedio será de 70 kg sumado estas masas tenemos 390kg, con este parámetro y acorde a la distribución de pesos tanto en el eje delantero como en el eje posterior se calcula la carga sobre el eje posterior durante la aceleración.

$$W_t = 390 \text{ kg} * 0,58 + \frac{241,73 \text{ kg m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$W_t = 250,84 \text{ kg}$$

3.4 Cálculo de velocidad y fuerza en las ruedas

Ahora se determina el torque ejercido en las ruedas que debería tener el prototipo en las diferentes marchas, para ello utilizamos los datos sobre la relación de transmisión de la caja de cambios que posee nuestro motor, la potencia y el torque del motor a diferentes revoluciones entre otros.

Tabla 5. Parámetros del motor YAMAHA FZR 400

Rpm	Torque (N-m)	Potencia (Hp)
500	32,75	2,30
1000	35,00	4,92
1500	37,04	7,80

Tabla 5. (Continuación)

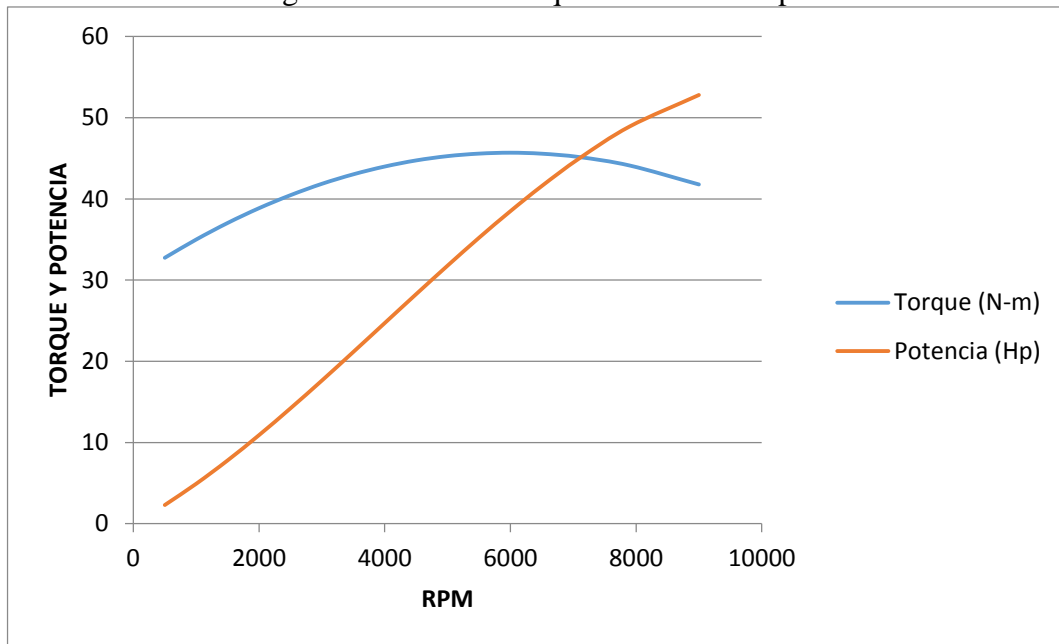
2000	38,86	10,91
2500	40,46	14,21
3000	41,86	17,63
3500	43,03	21,15
4000	43,99	24,71
4500	44,74	28,27
5000	45,27	31,78
5500	45,58	35,21
6000	45,69	38,49
6500	45,57	41,59
7100	45,15	45,01
7900	44,11	48,93
9000	41,78	52,80

Fuente: Luis Navas, Álvaro Sánchez

En la tabla anterior proporcionada por los compañeros encargados de la inyección electrónica del motor, mediante el trabajo de titulación “IMPLEMENTACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UN SISTEMA DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA PROGRAMABLE PARA EL MOTOR DEL VEHICULO FÓRMULA SAE DE LA CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ-ESPOCH” se puede apreciar los datos experimentales sobre el torque o par-motor y la potencia que entrega el motor con un sistema de inyección electrónica, en función de las diferentes revoluciones que se controla mediante la computadora programable MegaSquirt II, de aquí se determinará el torque máximo que se obtendrá en la transmisión.

Al realizar la gráfica de torque-potencia vs rpm se puede apreciar el comportamiento del motor.

Figura 17. Gráfica Torque-Potencia vs Rpm



Fuente: Autores

Para determinar la fuerza ejercida en las ruedas posteriores utilizaremos la fórmula que a continuación se detalla:

$$FR = \frac{M \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot K_{pd}}{r_k} \quad (4)$$

Dónde:

FR = Fuerza en las ruedas (N)

M = Torque en el motor (Nm)

i_1 = Relación de reducción en primera marcha

i_0 = Relación final de reducción de la caja de cambios

K_{pd} = Coeficiente de eficiencia de la transmisión

r_k = radio de la rueda.

El coeficiente de eficiencia de la transmisión (K_{pd}) se lo determina al realizar la multiplicación de la eficiencia del motor que por ser de combustión interna nos ofrece una eficiencia de 0,99% por el coeficiente de eficiencia de la cadena que es 0,90%, este último parámetro tomado del manual de transmisiones.

Por lo tanto:

$$K_{pd} = 0,99 * 0,90$$

$$K_{pd} = 0,891$$

Una vez conocido el coeficiente de eficiencia de la transmisión se procede a calcular la relación de marchas, para esto se multiplica la relación primaria de reducción de la caja de cambios por las distintas relaciones de marchas desde primera hasta sexta marcha.

Una vez conocido todos estos parámetros podemos calcular la velocidad lineal y seguidamente la fuerza ejercida en las ruedas (FR).

Tabla 6. Relación de marchas de la caja de velocidades

Reducción Primaria	2,170	
MARCHAS		Relación de Marchas
i1	3,307	7,176
i2	2,222	4,822
i3	1,714	3,719
i4	1,434	3,112
i5	1,272	2,760
i6	1,173	2,545
Reducción final (i0)	2,894	

Fuente: Autores

Para determinar la velocidad lineal aplicaremos la fórmula que a continuación se detalla:

$$V = \frac{0,377 * n * r_k}{i_0 * i_1} \quad (5)$$

Dónde:

V = Velocidad lineal

n = Rpm

rk = Radio de la rueda (m)

i1 = Relación de reducción en primera marcha

i0 = Relación final de reducción de la caja de cambios

$$V = \frac{0,377 * 6000 * 0,250}{2,894 * 7,176}$$

$$V = 27,23 \text{ km/h}$$

$$FR = \frac{45,69 * 2,894 * 7,176 * 0,891}{0,250}$$

$$FR = 3381,74 \text{ N}$$

Este resultado nos quiere decir que el motor a 6000 rpm y entregando el torque máximo desplazara al vehículo a una velocidad de 27,23 km/h en primera marcha, cuando esto suceda la fuerza que estará actuando en las ruedas será de 3381,74N, si se realiza este mismo procedimiento en los distintos regímenes de revoluciones, teniendo en cuenta las reducciones de velocidad de la caja de cambios en distintas marchas y con el torque correspondiente se calcula la siguiente tabla de velocidad lineal y fuerza ejercida en las ruedas.

Tabla 7. Fuerza y velocidad en distintas marchas

Rpm	2da		3ra		4ta		5ta		6ta	
	FR	V	FR	V	FR	V	FR	V	FR	V
500	1628,8	3,4	1256,2	4,4	1051,2	5,2	932,3	5,9	859,7	6,4
1000	1740,7	6,8	1342,5	8,8	1123,4	10,5	996,4	11,8	918,7	12,8
1500	1842,2	10,1	1420,8	13,1	1188,9	15,7	1054,4	17,7	972,3	19,2
2000	1932,7	13,5	1490,6	17,5	1247,3	20,9	1106,2	23,6	1020,1	25,6
2500	2012,3	16,9	1552,0	21,9	1298,7	26,2	1151,8	29,5	1062,1	32,0
3000	2081,9	20,3	1605,7	26,3	1343,6	31,4	1191,6	35,4	1098,8	38,4
3500	2140,1	23,6	1650,6	30,6	1381,2	36,6	1224,9	41,3	1129,5	44,8
4000	2187,8	27,0	1687,4	35,0	1412,0	41,9	1252,3	47,2	1154,7	51,2
4500	2225,2	30,4	1716,2	39,4	1436,1	47,1	1273,6	53,1	1174,4	57,6

Tabla 7. (Continuación)

5000	2251,5	33,8	1736,5	43,8	1453,1	52,3	1288,7	59,0	1188,3	64,0
5500	2266,9	37,1	1748,4	48,2	1463,0	57,6	1297,5	64,9	1196,5	70,4
6000	2272,4	40,5	1752,6	52,5	1466,6	62,8	1300,7	70,8	1199,3	76,8
6500	2266,4	43,9	1748,0	56,9	1462,7	68,0	1297,3	76,7	1196,2	83,2
7100	2245,5	48,0	1731,9	62,2	1449,2	74,3	1285,3	83,8	1185,2	90,9
7900	2193,8	53,4	1692,0	69,2	1415,8	82,7	1255,7	93,2	1157,9	101,1
9000	2077,9	60,8	1602,6	78,8	1341,0	94,2	1189,4	106,2	1096,7	115,2

Fuente: Autores

3.5 Diseño de la catalina o Sprocket

Determinar el número de dientes que tendrá nuestra catalina es un factor muy importante ya que se debe considerar que la relación de transmisión debe satisfacer los requerimientos que demanda las pruebas a las que será sometido el vehículo, por lo tanto la relación de transmisión debe permitir obtener torque y potencia es decir que el vehículo sea veloz y fuerte a la vez.

Por ello luego de realizar el correspondiente análisis se estableció lo siguiente:

Número de dientes del piñón conductor (N_1): 14

Número de dientes de la catalina (N_2): 48

Paso de la catalina: 1"

Por lo tanto la relación de transmisión será:

$$Z = \frac{N_2}{N_1} \quad (6)$$

$$Z = \frac{48}{14} = 3,4285$$

$$Z = 3,43$$

Este parámetro quiere decir que por cada vuelta del piñón conducido o catalina el piñón conductor dará 3,43 vueltas.

3.5.1 Velocidad real de salida

$$n_2 = n_1 * \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \quad (7)$$

Dónde:

n_1 = Velocidad del piñón conductor (6000 rpm)

n_2 = Velocidad real de salida de la catalina

N_1 = Numero de dientes del piñón conductor

N_2 = Numero de dientes de la catalina

$$n_2 = 6000 \text{ rpm} * \left(\frac{14}{48}\right)$$

$$n_2 = 1750 \text{ rpm}$$

3.5.2 Cálculo de la longitud de la cadena

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (8)$$

Dónde:

N_1 = Número de dientes del piñón conductor

N_2 = Número de dientes de la catalina

L = Longitud de la cadena

C = Distancia central

$$C = \frac{\text{Distancia entre centros de los ejes}}{\text{paso de la cadena}} \quad (9)$$

$$C = \frac{12,4 \text{ pulg}}{1 \text{ pulg}}$$

$$C = 12,4 \text{ pulg}$$

$$L = 2(12,4) + \frac{48+14}{2} + \frac{(48-14)^2}{4\pi^2(12,4)}$$

$$L = 58,16 \text{ eslabones}$$

L = 59 eslabones aproximando por exceso.

De los cálculos se concluye que se usará una catalina ANSI 80 de paso de una pulgada, una cadena de paso de una pulgada cuya longitud será de 59 eslabones es decir de 59 pulgadas, la distancia central tendrá 12,4 pulgadas.

3.5.3 *Calculo de diámetros piñón conductor y catalina*

3.5.3.1 *Diámetro del piñón conductor*

$$D_p = \frac{N_1}{P_D} \quad (10)$$

Dónde:

D_p = Diámetro piñón conductor

P_D = Paso diametral del piñón conductor

D_C = Diámetro catalina

$$D_p = \frac{14}{5 \text{ dientes/pulg}}$$

$$D_p = 2,8 \text{ pulg}$$

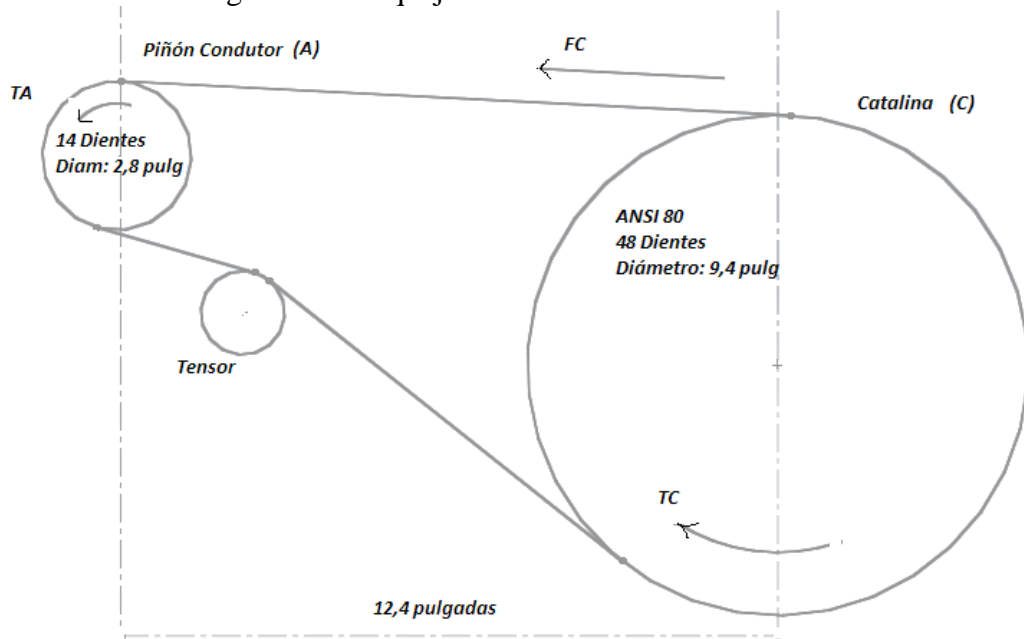
3.5.3.2 *Diámetro Catalina*

$$D_C = \frac{N_2}{P_D} \quad (11)$$

$$D_C = \frac{48}{5 \text{ dientes/pulg}}$$

$$D_C = 9,6 \text{ pulg}$$

Figura 18. Bosquejo del sistema de Trasmisión



Fuente: Autores

3.5.4 *Cálculo de la fuerza que actúa en la catalina.* Para el cálculo de la fuerza en la catalina es necesario tener en cuenta que la cadena comunicará el torque ejercido en el piñón conductor el cual lo tenemos como dato en los cálculos anteriores por lo tanto $T_A=45,69 \text{ Nm}=404,41 \text{ lb pulg}$ este torque está calculado a 6000 rpm debido a que es a este régimen de revolución donde el motor entrega el torque máximo.

$$F_C = \frac{T_A}{D_A/2} \quad (12)$$

Dónde:

F_C = Fuerza en la catalina

T_A = Torque en el piñón conductor

D_A = Diámetro del piñón conductor

T_C = Torque en la catalina

D_C = Diámetro de la catalina

$$F_C = \frac{404,41 \text{ lb pulg}}{2,8 \text{ pulg}/2}$$

$$F_C = 288,86 \text{ lb}$$

$$F_C = \frac{T_C}{D_C/2} \quad (13)$$

$$T_C = \frac{F_C * D_C}{2}$$

$$T_C = \frac{288,86 \text{ lb} * 9,6 \text{ pulg}}{2}$$

$$T_C = 1386,53 \text{ lb pulg}$$

Las componentes de la fuerza resultante en la catalina se determinan tomando en cuenta que la cadena forma un ángulo de 20° por lo tanto:

$$F_{C_x} = F_C * \sin(20^\circ) \quad (14)$$

$$F_{C_x} = 288,86 \text{ lb} * \sin(20^\circ)$$

$$F_{C_x} = 98,79 \text{ lb}$$

$$F_{C_y} = F_C * \cos(20^\circ) \quad (15)$$

$$F_{C_y} = 275,457 \text{ lb} * \cos(20^\circ)$$

$$F_{C_y} = 271,44 \text{ lb}$$

3.5.5 *Cálculo del Torque en las ruedas.* La fuerza en las ruedas se calculó con el procedimiento anterior y en primera marcha puesto que es en esta donde la fuerza ejercida es mayor y a un régimen de revoluciones en las que se obtienen el torque máximo, por lo tanto $F_R = 3381,74 \text{ N} = 760,28 \text{ lb}$; se aplica la siguiente fórmula:

$$F_R = \frac{T_R}{D_R/2} \quad (16)$$

Dónde:

F_R = Fuerza en las ruedas

T_R = Torque en las ruedas

D_R = Diámetro real de la catalina (9,4 pulg)

Despejando la ecuación anterior:

$$T_R = \frac{F_R * D_R}{2}$$

$$T_R = \frac{760,28 \text{ lb} * 9,4 \text{ pulg}}{2}$$

$$T_R = 3573,32 \text{ lb pulg}$$

El torque en las ruedas (T_R) dividimos para dos y encontramos el torque en cada una de las ruedas por lo tanto:

$$\text{Torque en cada rueda} = 1786,65 \text{ lb pulg}$$

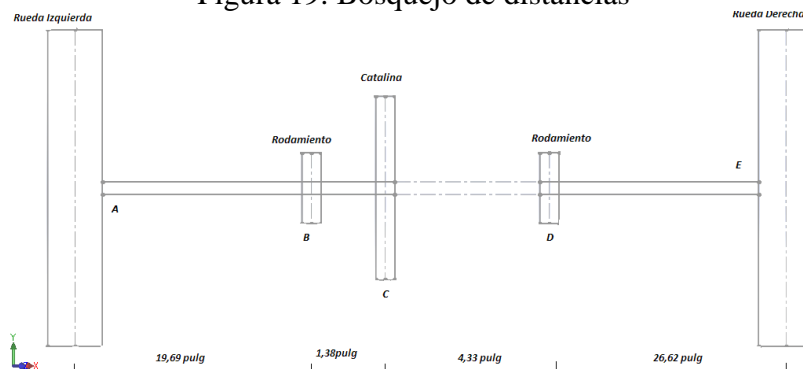
La fuerza en cada una de las ruedas será:

$$F_R = \frac{T_R}{D_R/2}$$

$$F_R = \frac{1786,65 \text{ lb pulg}}{9,4 \text{ pulg}/2}$$

$$F_R = 380,13 \text{ lb}$$

Figura 19. Bosquejo de distancias



Fuente: Autores

3.5.6 *Cálculo de reacciones en rodamientos a lo largo del eje X.*

$$\sum F_x = 0 \quad (17)$$

$$F_{Ax} - R_{Bx} + F_{Cx} - R_{Dx} + F_{Ex} = 0$$

$$380,13 \text{ lb} - R_{Bx} + 98,79 \text{ lb} - R_{Dx} + 380,13 \text{ lb} = 0$$

$$R_{Bx} + R_{Dx} = 859,05 \text{ lb}$$

$$\sum M_{XB} = 0 \quad (18)$$

$$380,13 \text{ lb} (19,69 \text{ pulg}) - 98,79 (1,38 \text{ pulg}) + R_{Dx} (5,71 \text{ pulg}) - 380,13 \text{ lb} (29,33 \text{ pulg}) = 0$$

$$7484,76 \text{ lb pulg} - 136,33 \text{ lb pulg} + R_{Dx} (5,71 \text{ pulg}) - 11149,21 \text{ lb pulg} = 0$$

$$R_{Dx} = 665,63 \text{ lb}$$

La reacción en el otro rodamiento será:

$$R_{Bx} + R_{Dx} = 859,05 \text{ lb}$$

$$R_{Bx} = 859,05 \text{ lb} - R_{Dx}$$

$$R_{Bx} = 859,05 \text{ lb} - 665,63 \text{ lb}$$

$$R_{Bx} = 193,42 \text{ lb}$$

3.5.7 *Cálculo de reacciones en rodamientos a lo largo del eje Y.*

$$\sum F_y = 0 \quad (19)$$

$$-R_{By} + F_{Cy} - R_{Dy} = 0$$

$$R_{By} + R_{Dy} = 271,44 \text{ lb}$$

$$\sum M_{yB}=0 \quad (20)$$

$$-271,44 \text{ lb}(1,38\text{pulg})+RD_y(5,71 \text{ pulg}) =0$$

$$-374,58\text{lb pulg}+RD_y(5,71 \text{ pulg}) =0$$

$$RD_y= 65,60 \text{ lb}$$

La reacción en el otro rodamiento será:

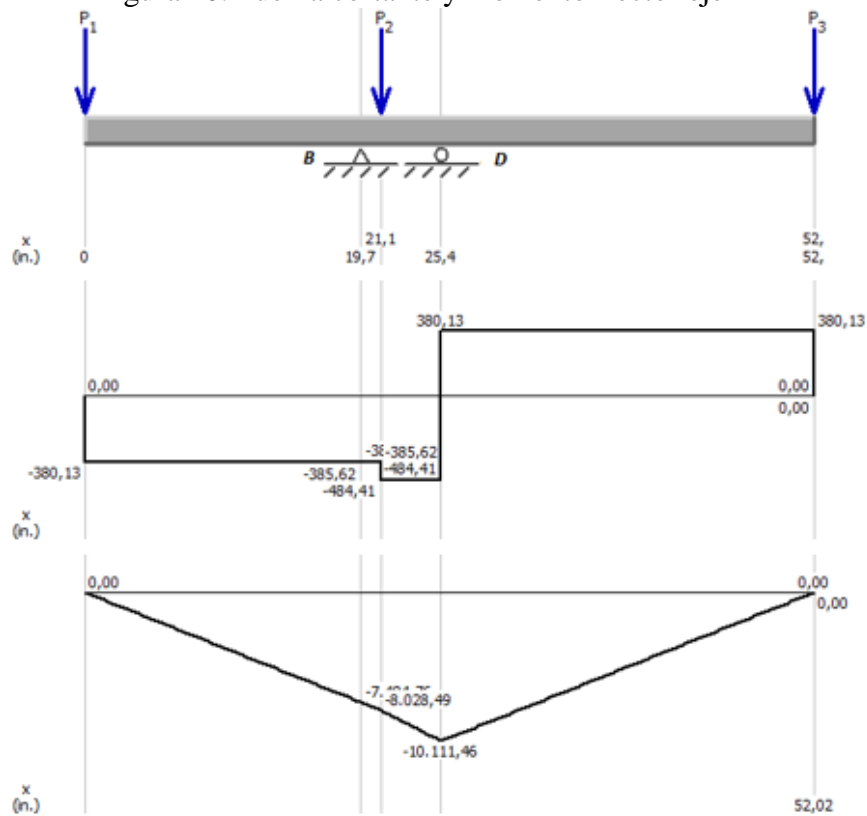
$$RB_y+RD_y=271,44 \text{ lb}$$

$$RB_y=271,44 \text{ lb}-RD_y$$

$$RB_y=271,44 \text{ lb}-65,60 \text{ lb}$$

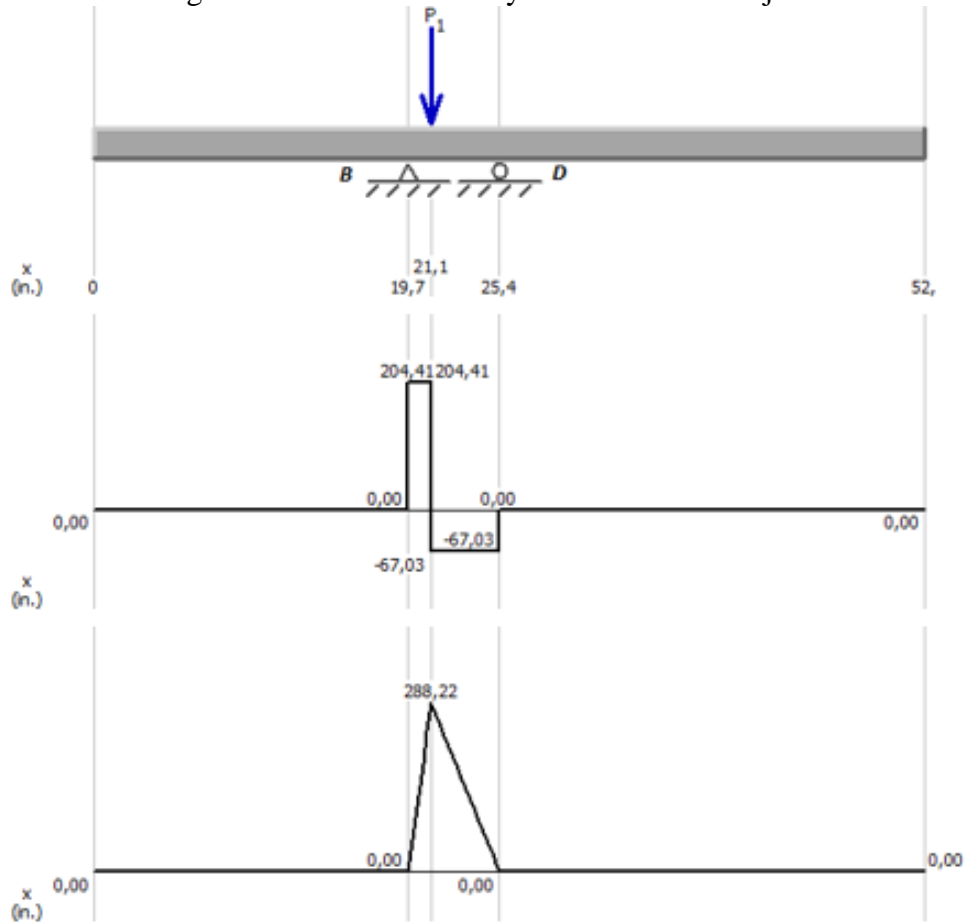
$$RB_y=205,84 \text{ lb}$$

Figura 20. Fuerza cortante y momento flector eje X



Fuente: Autores

Figura 21. Fuerza cortante y momento flector eje Y



Fuente: Autores

3.5.8 *Momentos resultantes en rodamientos y catalina.*

$$M_{\text{rodamiento B}} = \sqrt{(-7404,74 \text{ lb pulg})^2} = 7404,74 \text{ lb pulg} \tag{21}$$

$$M_{\text{catalina C}} = \sqrt{(-8028,49 \text{ lb pulg} - 288,22 \text{ lb pulg})^2} = 8316,71 \text{ lb pulg}$$

$$M_{\text{rodamiento D}} = \sqrt{(-10111,46 \text{ lb pulg})^2} = 10111,46 \text{ lb pulg}$$

3.5.9 *Selección de rodamientos.* La selección de rodamientos es un factor muy importante dentro del diseño de transmisión pues estos fijaran al diferencial permitiéndolo desempeñar su trabajo con éxito, para ello luego de haber realizado el cálculo de las reacciones que tendrán que soportar dichos rodamientos se procede a su selección, para lo cual se analizó el tipo de carga que estarán soportando con el sistema de transmisión operando, como se pueden evidenciar los resultados del análisis de fuerzas y reacciones nos demuestran que los rodamientos estarán soportando cargas axiales y radiales aun que

son estas últimas las más preponderantes.

Para escoger el tipo de rodamiento se revisó el catálogo de rodamientos NTN existentes en nuestro mercado, evaluando así sus características y prestaciones.

Figura 22. Tipo de rodamientos y comparación de su desempeño

Tipos de rodamientos	Rodamientos rígidos de bolas	Rodamientos de bolas a contacto angular	Rodamientos de doble hilera de bolas a contacto angular	Rodamientos de bolas a contacto angular apareados	Rodamientos autoalineables de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola pestaña	Rodamientos de rodillos cilíndricos de doble pestaña	Rodamientos de doble hilera de rodillos cilíndricos	Rodamientos de agujas
Características										
Capacidad de manejo de carga										
Alta velocidad [•]	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Alta precisión rotacional [•]	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	
Bajo ruido/vibración [•]	☆☆☆☆	☆☆☆		☆		☆	☆	☆	☆	☆
Bajo torque friccional [•]	☆☆☆☆	☆☆☆		☆☆	☆	☆				
Alta rigidez [•]			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆
Resistencia a los choques/vibración [•]			☆		★	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Desalineamiento permitido para anillos int./ext. [•]	☆				☆☆☆	☆				
Fijo en la dirección axial [•]	⊙	○	⊙	⊙ Para arreglos DB y DF	⊙		○	⊙		
Movible en la dirección axial [•]	○		○	○ Para arreglos DB	○	⊙			⊙	⊙
Anillos interior/exterior separables [•]						○	○	○	○	○
Diámetro interior cónico en el anillo interior [•]					○	○			○	
Comentarios		Para arreglos apareados				Tipo NU, N	Tipo NJ, NF	Tipo NUP, NP, NH	Tipo NNU, NN	Tipo NA
Página de referencia	B-5	B-43	B-74	B-43	B-79	B-91	B-91	B-91	B-116	E-2

Fuente: Catálogo de rodamientos NTN

Como se puede apreciar en la tabla anterior el rodamiento idóneo para utilizar en los dos apoyos del sistema de transmisión sería un rodamiento rígido de bolas debido a sus prestaciones que se ajustan a nuestra necesidad.

Una vez definido el tipo de rodamiento a utilizar se realiza los cálculos correspondientes para determinar si el rodamiento soportara o no la carga a aplicarse, para ello se realiza lo siguiente:

3.5.9.1 Selección Rodamiento punto B.

Carga estática equivalente

$$\text{Cor} = 0,6\text{Fr} + 0,5\text{Fa} \quad (22)$$

Dónde:

Cor = Carga estática equivalente

Fr = Fuerza radial ($\text{RB}_y = 205,84 \text{ lb} = 915,62 \text{ N}$)

Fa = Fuerza axial ($\text{RB}_x = 193,42 \text{ lb} = 860,37 \text{ N}$)

$$\text{Cor} = 0,6(915,62\text{N}) + 0,5(860,37\text{N})$$

$$\text{Cor} = 980,15\text{N} = 0,98 \text{ KN}$$

Carga dinámica equivalente

$$\text{Cr} = \text{XFr} + \text{YFa} \quad (23)$$

Dónde:

Cr = carga dinámica equivalente

Fr = Fuerza radial ($\text{RB}_y = 205,84 \text{ lb} = 915,62 \text{ N}$)

Fa = Fuerza axial ($\text{RB}_x = 193,42 \text{ lb} = 860,37 \text{ N}$)

Los valores de X e Y se determinan de tabla.

Para seleccionar estos valores primero se debe conocer ciertos parámetros necesarios para adentrarse en la tabla, todos estos parámetros son proporcionados por el catálogo de rodamientos a seleccionar:

$$\frac{f_0 \text{Fa}}{\text{Cor}} = \frac{16,4 * 0,86 \text{ KN}}{4,05 \text{ KN}} = 3,48 \quad (24)$$

Para este valor el factor (e) de la tabla es 0,38

$$\frac{\text{Fa}}{\text{Fr}} = \frac{860,37\text{N}}{915,62\text{N}} = 0,94 \quad (25)$$

Tabla 8. Factores de carga dinámica radial

$\frac{f_0 Fa}{Cor}$	e	$\frac{Fa}{Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Fuente: Catálogo rodamientos NTN

$$\frac{Fa}{Fr} > e; \text{por lo tanto } X = 0,56, Y = 1,15$$

Reemplazando en la ecuación (23) tenemos:

$$Cr = 0,56(915,62N) + 1,15(860,37N)$$

$$Cr = 1502,17N$$

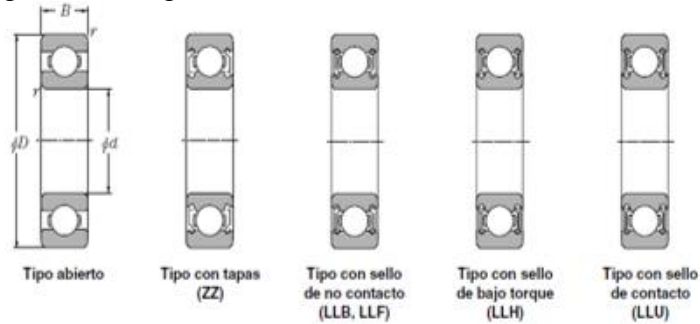
$$Cr = 1,5 \text{ KN}$$

Una vez calculada las cargas nos dirigimos al catálogo y seleccionamos el rodamiento rígido de bolas cuyas características sean las adecuadas para soportarlas, teniendo en cuenta que el diámetro del eje en el que serán instalados estos rodamientos es de 35 mm.

Se evaluará con el siguiente criterio:

Si la carga radial equivalente sea esta estática o dinámica calculada es menor a la carga radial equivalente del catálogo, el rodamiento es aceptable de ser mayor se elegiría otro tipo de rodamiento.

Figura 23. Cargas admisibles en rodamientos



d 20 ~ 35mm

Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos					
mm				dinámica		estática			f _i	r.p.m.		con						
d	D	B	r _{ms} ⁽¹⁾	C _d	C _s	C _d	C _s	grasa tipo abierto ZZ		aceite tipo abierto LLB	Z	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	de no contacto	de bajo torque	de contacto
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500		410					16.4	13 000	16 000	—	7 600
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	LLU
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3 400	1 950	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU
	100	25	1.5	—	55.0	31.0	5 600	3 150	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	—	—	—	—

Fuente: Catálogo de rodamientos NTN

De la tabla anterior se concluye que se utilizará el rodamiento 6807 con designación ZZ por poseer tapas que evitan que partículas de polvo ingresen al interior del rodamiento como también permite su correcta lubricación, con la finalidad de prolongar su vida útil y por ende del sistema de transmisión.

3.5.9.2 Selección Rodamiento punto D.

$$Cor = 0,6Fr + 0,5Fa \quad (22)$$

Dónde:

Cor = Carga estática equivalente

Fr = Fuerza radial (RD_y = 65,60 lb = 291,78 N)

Fa = Fuerza axial (RD_x = 665,63 lb = 2960,72 N)

$$Cor = 0,6Fr + 0,5Fa$$

$$Cor = 0,6(291,78N) + 0,5(2960,72N)$$

$$Cor = 1655,43N = 1,65 \text{ KN}$$

Carga dinámica equivalente

$$C_r = X F_r + Y F_a \quad (23)$$

Dónde:

C_r = carga dinámica equivalente

F_r = Fuerza radial ($R_{D_y} = 65,60 \text{ lb} = 291,78 \text{ N}$)

F_a = Fuerza axial ($R_{D_x} = 665,63 \text{ lb} = 2960,72 \text{ N}$)

$$\frac{f_0 F_a}{C_{or}} = \frac{16,4 * 2,96 \text{ KN}}{1,65 \text{ KN}} = 29,42$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{860,37 \text{ N}}{915,62 \text{ N}} = 0,94$$

Para este valor el factor (e) de la tabla no existe por lo que se asume que:

$$\frac{F_a}{F_r} > e; \text{ por lo tanto } X = 0,56, Y = 1$$

Reemplazando en la ecuación (23) tenemos:

$$C_r = 0,56(291,78 \text{ N}) + 1(2960,72 \text{ N})$$

$$C_r = 3124,12 \text{ N} = 3,12 \text{ KN}$$

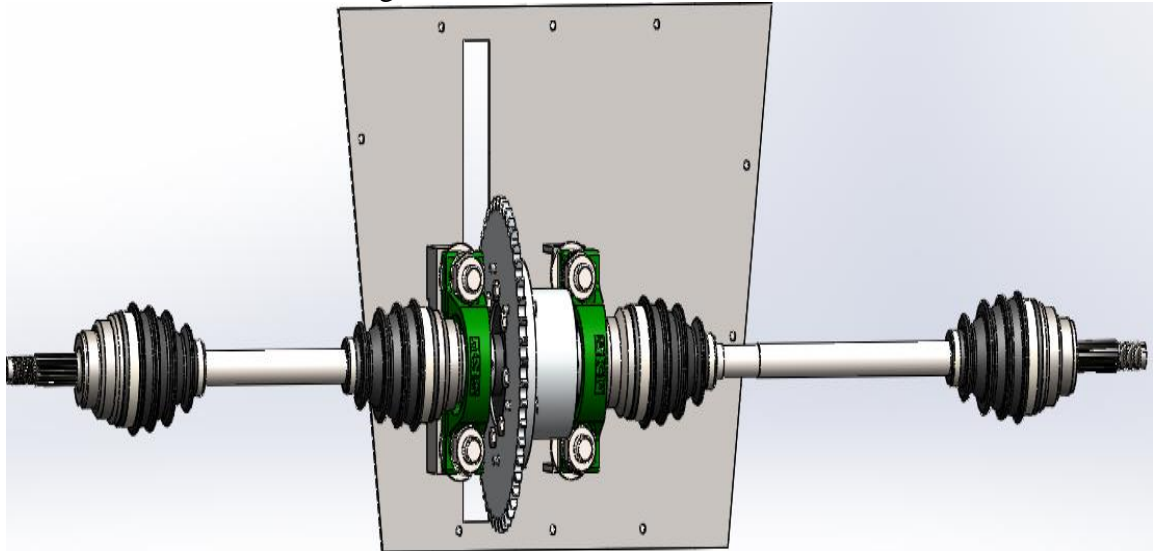
Al dirigirnos a la tabla () y aplicando el criterio anteriormente descrito se concluye que el rodamiento 6807 con designación ZZ es el idóneo para este apoyo.

3.6 Análisis Cinemático

Para la unión de el sistema de transmisión al bastidor se tuvo que considerar características como el diseño de la suspensión, ubicación del motor, salida del escape, entre otros con la finalidad de no alterar ninguno de estos sistemas, teniendo en cuenta que el espacio disponible para la transmisión no se encuentra en el bastidor se busco alternativas que permitan la correcta ubicación de este sistema.

De las alternativas planteadas se eligió la construcción de un elemento que sirva de base para el sistema de transmisión y que este a la vez se acople en el mamparo posterior del bastidor.

Figura 24. Ensamble Transmisión.



Fuente: Autores

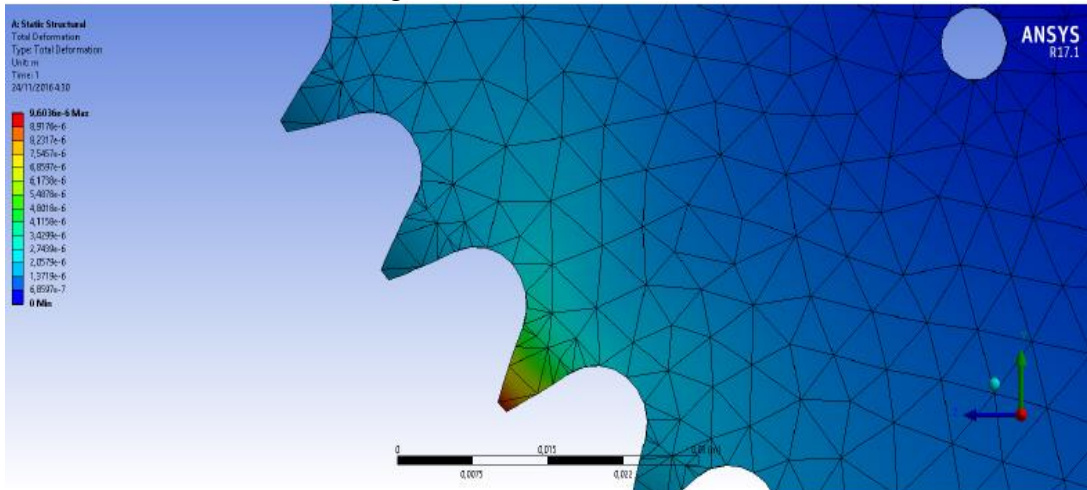
3.7 Análisis estático

Es fundamental realizar el análisis estático de los elementos que estarán soportando mayores esfuerzos en el sistema de transmisión, esto permite determinar la deformación máxima, esfuerzos y el factor de seguridad de dicho elemento, permitiendo saber si el material elegido como también las dimensiones con las que se realizó el diseño responden satisfactoriamente, para ello se realizó el análisis en base a los resultados obtenidos sobre fuerzas actuantes que fueron determinadas en la sección de cálculos.

3.7.1 Análisis de la Catalina. La catalina al ser el elemento que recibe el movimiento a través de la cadena y comunica este al diferencial que es el encargado de repartir dicho par a los semiejes y posteriormente a las ruedas, es la que mayores esfuerzos estará soportando por ello se realizó un análisis a fatiga de dicho elemento.

Durante el análisis solo se evaluó un diente debido a que todos los demás estarán sometidos a las mismas cargas cuando entren en contacto con la cadena, para este fin se utilizó el software de análisis Ansys, en este se ingresó los parámetros antes calculados y realizando un correcto mallado del elemento se tuvo los siguientes resultados.

Figura 25. Deformación total

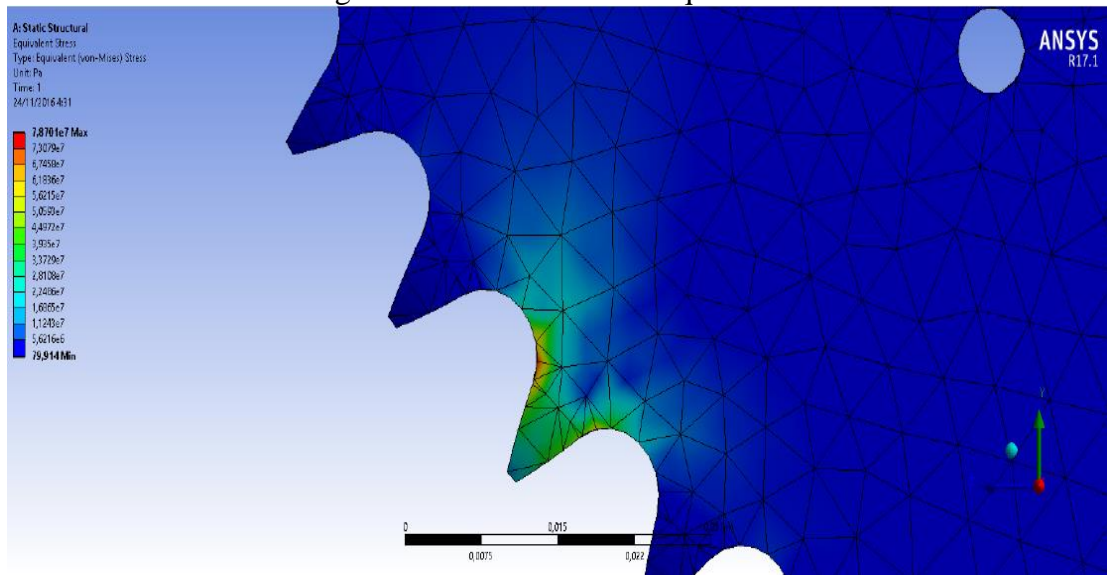


Fuente: Autores

Como se puede apreciar en la figura el diente experimentara una deformación máxima de $9,6036e-006$ (m) la cual no es muy notoria es decir el material y las dimensiones han superado esta prueba satisfactoriamente.

Ahora se evalúa la tensión elástica equivalente según el criterio de Von Mises de la cual se obtiene los resultados que se muestran.

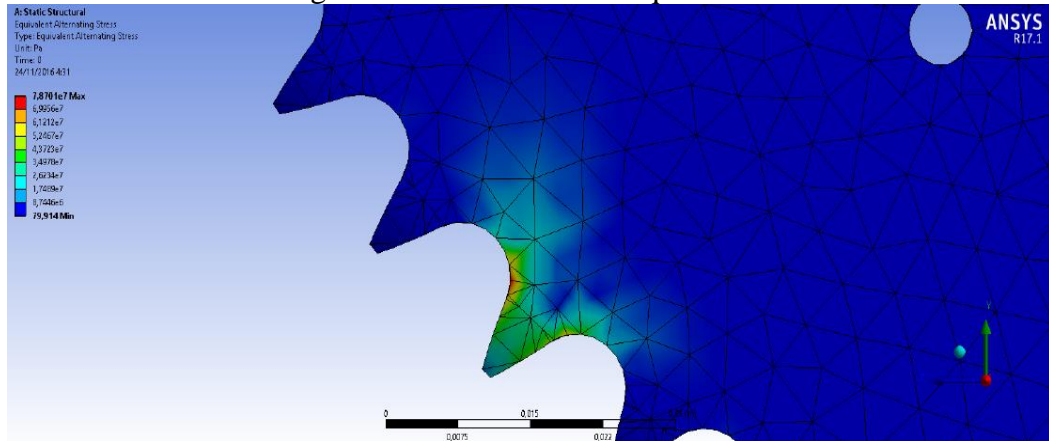
Figura 26. Tensión elástica equivalente



Fuente: Autores

Por ser un análisis a fatiga se analizó también una evaluación de tensión alterna equivalente, se realiza un análisis a fatiga del elemento debido a que este estudio permite evaluar posibles fallas por figuración.

Figura 27. Tensión alterna equivalente



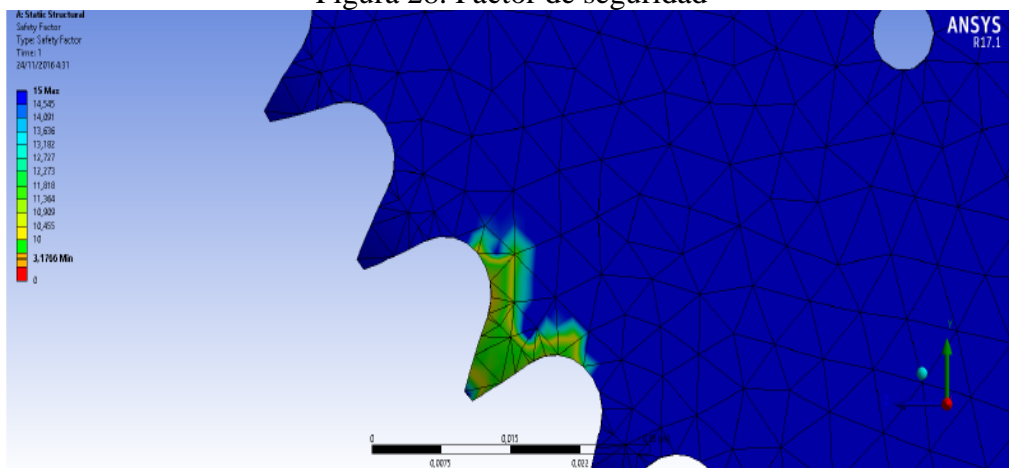
Fuente: Autores

Los resultados obtenidos son satisfactorios debido a que el elemento responde de una manera adecuada a las cargas, como se puede apreciar en la imagen anterior el impacto que sufre el diente no es motivo de falla del mismo este se encuentra en rangos de 79,914 Pa mínimo y 7,8701e+007 Pa máximo.

Ahora se analiza el factor de seguridad que es un indicativo del nivel de confianza del elemento, dependiendo del factor de seguridad se determina si es factible la construcción del elemento o si se debe modificar parámetros de este para hacerlo más seguro.

Al ser este un elemento muy importante dentro del sistema de transmisión su factor de seguridad debe ser alto con la finalidad de que dicho sistema proporcione seguridad al vehículo y sobre todo que aporte positivamente al desempeño de este durante las pruebas de la formula Student.

Figura 28. Factor de seguridad

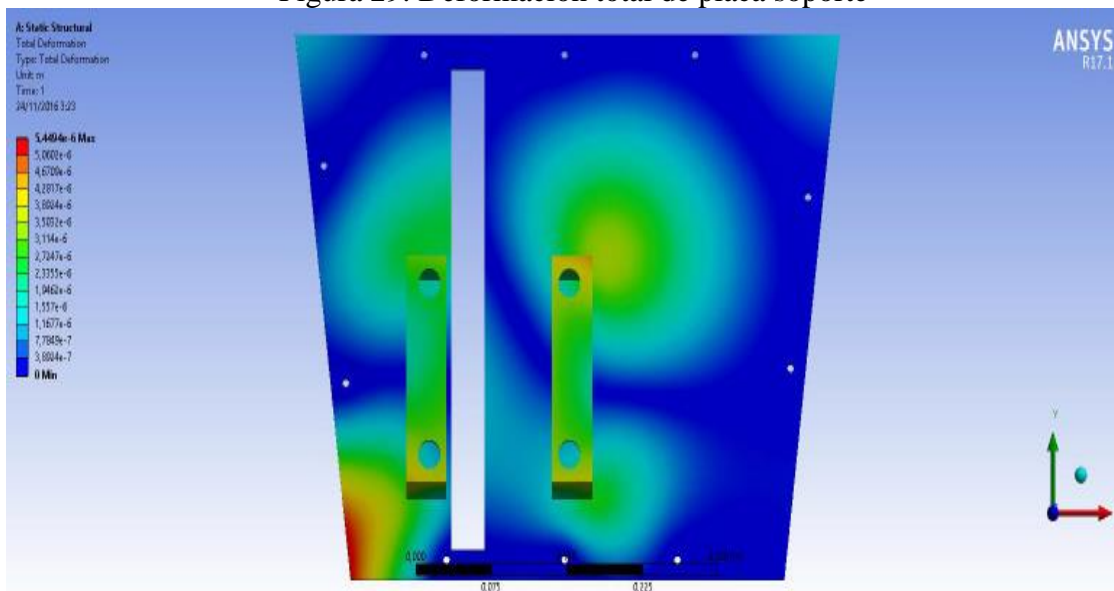


Fuente: Autores

Como se puede apreciar el factor de seguridad mínimo es 3,1766 que es un factor aceptable es decir la catalina es un elemento seguro, concluido este análisis se da luz verde a la construcción del elemento.

3.7.2 *Análisis de la placa soporte.* La placa que tiene la función de servir de base al sistema de transmisión es otro elemento que soportara grandes cargas por lo que su análisis es de vital importancia para poder observar el comportamiento q va a tener, para este análisis se utilizó el software Ansys en el que se ingresó datos del peso que estará soportando la placa, este análisis permitirá conocer si el diseño de la placa como también el material y el espesor han sido seleccionados correctamente.

Figura 29. Deformación total de placa soporte

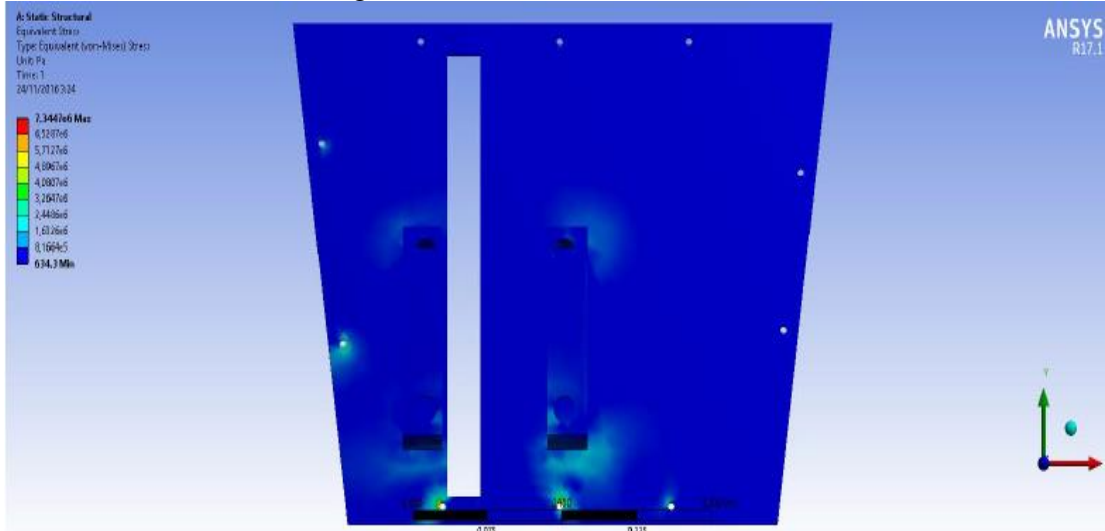


Fuente: Autores

El análisis realizado de deformación total nos muestra los puntos mas susceptibles a falla con la carga aplicada, como se evidencia en la imagen anterior no existen puntos de peligro en la placa soporte ya que según la coloración que presenta el análisis, los puntos de mayor concentración de la carga son los apoyos para las chumaceras pero estos responden adecuadamente.

La deformación total máxima que sufrirá la placa soporte será de $5,4494e-006$ (m), que es casi despreciable, lo que es un indicativo que tanto la geometría como el material elegido para este elemento cumple con las expectativas de resistencia, el elemento soporta las cargas a la que estará expuesto, una modificación a este se supondría innecesaria.

Figura 30. Tensiones de Von Mises

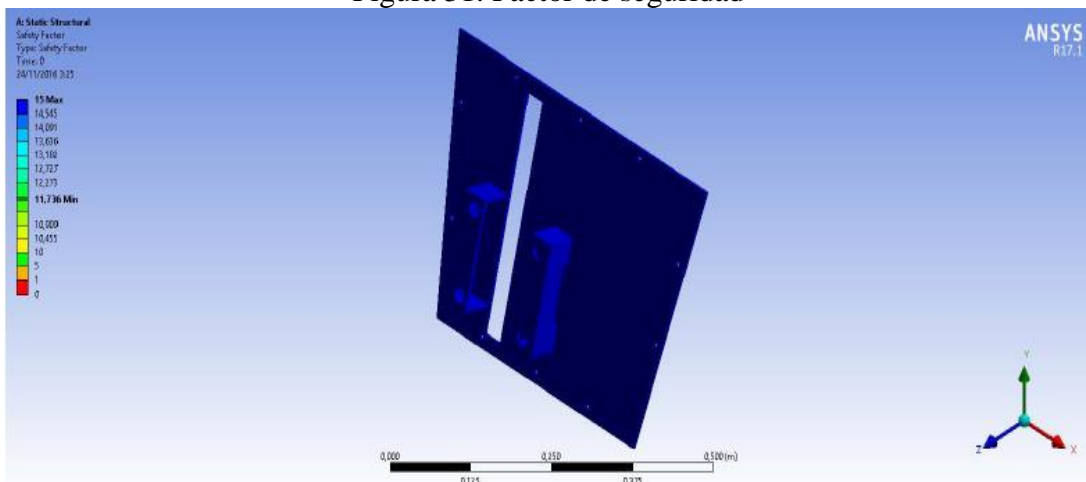


Fuente: Autores

El análisis de tensión según el criterio de Von Mises nos muestra que esta no tendrá mayor impacto sobre el elemento.

El factor de seguridad de la placa soporte es un parámetro muy importante debido a que este elemento debe ser muy confiable puesto que si este llegase a fallar todo el sistema de transmisión se vería afectado severamente.

Figura 31. Factor de seguridad



Fuente: Autores

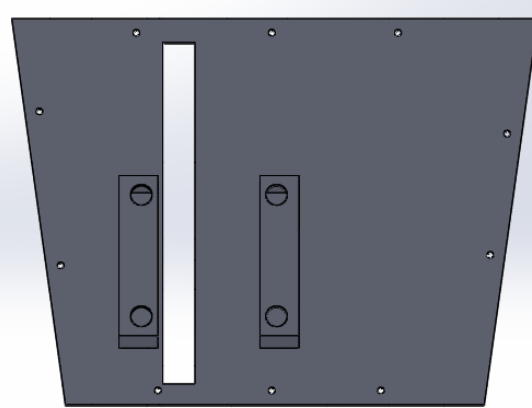
El factor de seguridad de la placa soporte es bastante bueno puesto que el mínimo es de 11,736 este nos indica que el elemento es muy seguro y confiable, con esto se concluye que el material y la geometría han superado las pruebas y se encuentran listos para su construcción.

3.8 Construcción de partes y piezas

3.8.1 Placa soporte. En vista que el motor YAMAYA YZR 400 es bastante grande y ocupa casi la totalidad del espacio posterior restante se buscó otras alternativas para la correcta ubicación de la transmisión, para ello se llegó a la conclusión de construir una placa base la cual serviría de soporte para el diferencial y demás elementos.

Se realizó previamente un bosquejo de lo que sería la placa base, finalmente su diseño y análisis de esfuerzos a la que estará sometida con las trasmisión montada.

Figura 32. Diseño de placa soporte



Fuente: Autores

Esta placa deberá ser de un material altamente resistente y a la vez de un peso moderado por lo que se decidió construirla de acero laminado en caliente esta placa estará anclada en la parte posterior del chasis mediante pernos.

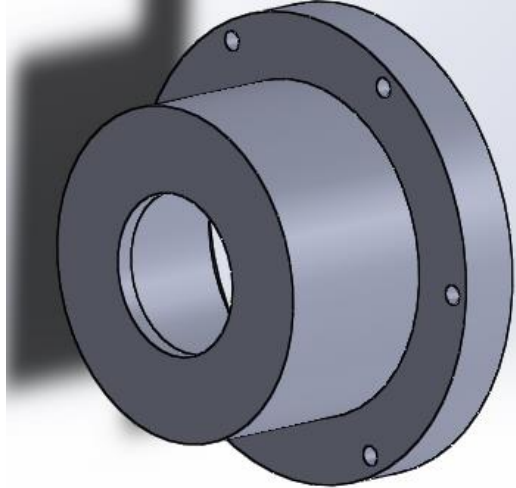
Figura 33. Posición de la placa soporte



Fuente: Autores

3.8.2 Carter del diferencial. El diferencial durante su trabajo genera gran cantidad de fricción y temperatura por lo que requiere de una correcta lubricación y a la vez de refrigeración, por ello fue necesario la construcción de un alojamiento para el aceite lubricante. Se diseñó primeramente el modelo apropiado para el carter en el software Solid Works 2016 para luego realizar la construcción.

Figura 34. Diseño del carter del diferencial



Fuente: Autores

Para la construcción se utilizó un bloque de aluminio macizo, el cual fue maquinado hasta llegar a obtener el diseño deseado, este a su vez está anclado a la catalina mediante pernos, recubriendo totalmente al diferencial, en su cuerpo se elaboró un orificio de vaciado y llenado de lubricante por el otro lado se elaboró el alojamiento para el retenedor encargado de evitar fugas de lubricante.

Figura 35. Partes del conjunto diferencial



Fuente: Autores

3.8.2.1 Selección del retenedor. El retenedor de aceite es un elemento que impide la fuga del lubricante al ser instalado a presión en una determinada cavidad, esto logra al estar en contacto con el eje el llamado labio retentivo, en el diseño del carter para el diferencial se vio la necesidad de utilizar un retenedor por uno de sus lados para asegurar la estanqueidad del carter y sellar completamente este debido a que por el otro lado se encuentra en contacto con la catalina, para impedir la fuga del lubricante por este lado se elaboró un empaque el cual está instalado entre la catalina y la base del carter permitiendo que el diferencial este siempre correctamente lubricado y que el lubricante no sea despedido durante el giro.

Para una correcta selección del retenedor a utilizar no solo se debe tomar en cuenta los diámetros interiores y exteriores sino también la temperatura a la que estará expuesto.

Tabla 9. Selección del material del labio retentivo

Tipo elastómero	Nitrilo	poliacrílicos	siliconas	fluorados	Cuero	PTFE
Símbolo National	NBR (S)	ACM (N)	VMQ (H)	FPM (V)	L	PTFE (T)
Dureza	60-80	70-75	80-90	80-85	--	--
Resistencia aceite	Muy buena	Muy buena	Aceptable	Excelente	Buena	Excelente
Resistencia abrasión	Excelente	Aceptable	Pobre	Buena	Excelente	Aceptable
Temp. Max. De servicio	120 °C	150 °C	178 °C	205 °C	93 °C	232 °C
Temp. Min. Servicio	-45 °C	-30 °C	-62 °C	-40 °C	-45 °C	-73 °C

Fuente: Catálogo de retenes NATIONAL

Otro factor importante al momento de seleccionar el retenedor es tener en cuenta la

compatibilidad de este con el lubricante que estará en contacto, debido a que el labio retentivo del retenedor puede ser afectado severamente si el lubricante posee aditivos o agentes químicos dañinos para el material del que está fabricado.

Todas las características y materiales de distintos tipos de retenedores los encontramos en los catálogos emitidos por los fabricantes, en estos se encuentra inclusive recomendaciones para su instalación como también se muestra mediante ilustraciones la manera correcta de instalar estos elementos con la finalidad de no dañarlos durante su instalación.

Tabla 10. Compatibilidad de retenes

Tipo elastómero	Nitrilo	poliacrílicos	siliconas	fluorados	Cuero
Símbolo National	NBR (S)	ACM (N)	VMQ (H)	FPM (V)	L
Aceite hidráulico	Bueno	Bueno	Aceptable	Bueno	Bueno
Aceite motores	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno
Acetonas	Pobre	pobre	Pobre	Pobre	Bueno
Butano	Bueno	Bueno	Aceptable	Bueno	Bueno
Gasolina	Bueno	Aceptable	Pobre	Bueno	Bueno
Grasa	Bueno	Aceptable	Aceptable	Bueno	Bueno
Keroseno	Bueno	Aceptable	Pobre	Bueno	Bueno
Líquido de frenos	Pobre	Pobre	Pobre	Aceptable	Bueno

Fuente: Catálogo de retenes NATIONAL

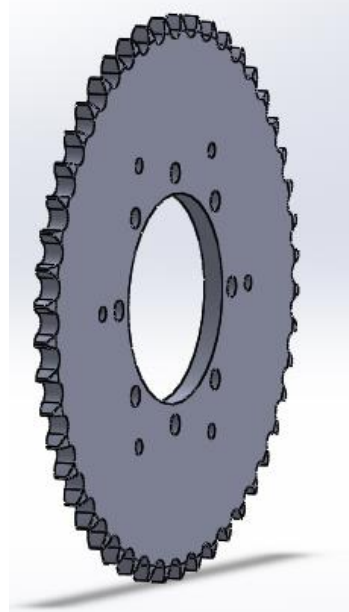
Luego de analizar todos estos parámetros se seleccionó un retén cuyo labio retentivo sea del material nitrilo que soporta temperaturas elevadas y a la vez es compatible con distintos tipos de lubricantes.

3.8.3 *Catalina o Sprocket.* La catalina o Sprocket ha sido diseñada partiendo de una catalina ciega es decir aquella que se puede conseguir en el mercado con el numero requerido de dientes y el paso adecuado pero que no ha sido maquinada su cuerpo, esto nos permite maquinarla de tal modo que se adapte al diferencial convencional que utilizamos obteniendo una catalina de altas prestaciones y que se adapta a nuestro sistema.

Se realizó el diseño primeramente en software Solid Works 2016 y se evaluó si sus

características satisfacen las necesidades del sistema de transmisión.

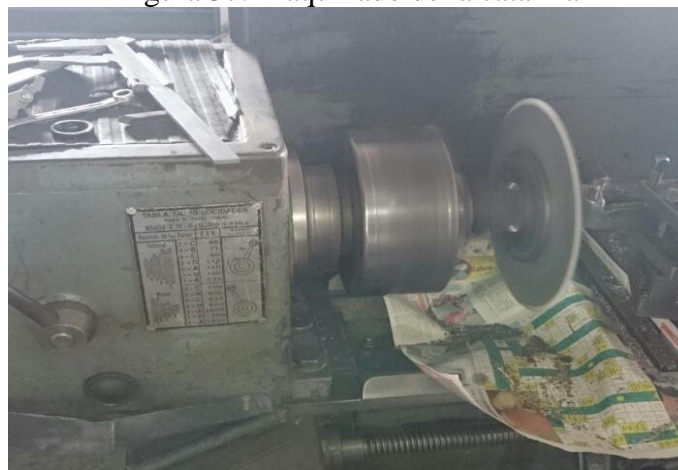
Figura 36. Catalina 48 dientes



Fuente: Autores

Una vez realizado el diseño virtual se realiza el maquinado de la catalina proceso que se lo llevo a cabo en un torno siguiendo muy estrictamente las medidas establecidas en el diseño.

Figura 37. Maquinado de la catalina



Fuente: Autores

3.8.4 *Soporte para chumaceras.* Para la fabricación de los soportes para las chumaceras se utilizó perfiles estructurales de acero con la finalidad de darle alta resistencia debido a que soportaran grandes cargas cuando la trasmisión se encuentre operando.

Figura 38. Construcción de soportes para chumaceras



Fuente: Autores

Las chumaceras que se utilizó fueron adquiridas de almacén, con el tipo de rodamiento rígido de bolas de una hilera seleccionado en la sección de cálculos y con el diámetro de eje de 35mm.

Figura 39. Chumacera



Fuente: Autores

3.8.5 *Palieres o semi ejes.* Los palieres al ser elementos que comunican el par al estar conectados por un extremo con el mecanismo diferencial mediante una junta homocinética y el otro extremo a la mangueta de la rueda, se encuentran sometidos a grandes esfuerzos de torsión y flexión el acoplamiento con los demás partes lo logra gracias a las estrías talladas en sus extremos.

Para seleccionar un semi eje del mercado es necesario tener en cuenta el número de estas estrías y la compatibilidad que tengan estos con las juntas homocinéticas tanto de las ruedas como también las que ingresan al diferencial.

Para soportar estos esfuerzos de torsión los semi ejes están fabricados de aleaciones de acero con algún tratamiento térmico por lo que no es un elemento a construir sino más bien a adquirir debido a que en nuestro país aún no existe la tecnología para construirlo, los materiales más utilizados para la fabricación de ejes de competencia son las aleaciones 4340 y 4130. Para nuestro sistema de transmisión se adquirió semi ejes existentes en el mercado pero que debieron ser corregidos su longitud para adaptarse a este sistema.

Figura 40. Maquinado de los semiejes

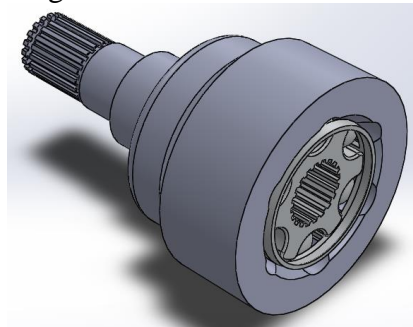


Fuente: Autores

3.8.6 *Junta homocinética.* Debido a que la suspensión tiene su recorrido, es indispensable el uso de juntas homocinéticas en los dos extremos del semi eje para contribuir con el funcionamiento de este sistema, las juntas homocinéticas permiten también darle cierta orientación a los semiejes con la finalidad de dirigirlos hacia las manguetas de las ruedas.

Un factor muy importante en todos los elementos de la transmisión es el peso ya que por ser para un vehículo de competencia este tiene que ser lo más bajo posible, por lo que se adquirió juntas homocinéticas de aluminio con pistas de acero y con el estriado interior compatible con el semieje.

Figura 41. Junta homocinética

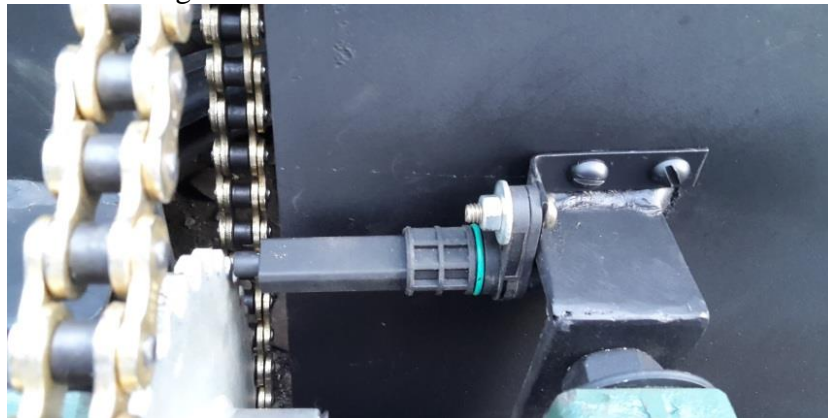


Fuente: Autores

3.8.7 *Soporte del sensor de velocidad.* Una vez seleccionado el tipo de sensor de velocidad que utilizaremos y en concordancia con los compañeros encargados del tablero digital, se adquirió un sensor Vss de efecto hall el cual fue instalado muy cercano de la catalina con la finalidad que el sensor cense el paso de cada diente de la catalina permitiendo tomar lecturas de revoluciones lo que es mostrado en el tablero digital para información del conductor sobre la velocidad a la cual se encuentra circulando.

Para la instalación del sensor fue necesario realizar un soporte el mismo que esta empernado a la placa base.

Figura 42. Posición del señor de velocidad



Fuente: Autores

3.8.8 *Protector de Cadena.* El protector de cadena según el reglamento constituye un escudo de protección que evita el contacto directo de elementos móviles incluso cuando el motor este parado con alguna persona que tenga acceso al vehículo, sirve también de escudo por si algún elemento resulta disparado en caso de falla.

Para la elaboración del protector de la cadena se utilizó chapa de acero de espesor de 3mm cumpliendo con los requerimientos de la SAE, el espesor de la chapa de 45mm, la forma y dimensiones acorde al sistema diseñado como también al reglamento, la protección no está sometida a esfuerzos si no solo a su propio peso. Para la sujeción del protector se elaboró unos soportes para anclarlo a la placa base debido a que el piñón del motor cuenta con su debida protección por ello no se vio necesario que el protector llegue hasta este.

3.9 *Ensamblaje del sistema de transmisión*

Una vez que se concluyó la fabricación de todas las piezas que conforman el sistema de

transmisión lo cual se llevó acorde al diseño establecido en el software, se procedió al ensamblaje final del sistema y su acoplamiento al bastidor.

Figura 43. Acoplamiento al bastidor



Fuente: Autores

Durante el ensamble de los diferentes elementos de la transmisión se pudo evidenciar la armonía existente entre estos, su correcto dimensionamiento, entre otros.

Luego de realizar el ensamble para descartar la posibilidad de realizar cambios en algún elemento se procedió a la fase de pintura para dejarlo aún más estético.

3.10 Prueba de funcionamiento

La fase de pruebas se lo llevo a cabo con el chasis soportado en un banco de trabajo debido a que aún faltan ensamblar otros sistemas por ello la prueba de rodaje aun no fue factible realizarla.

Estando reunidos el equipo de trabajo FSAE-ESPOCH se puso en marcha el motor, cuando este llego a una temperatura normal de operación mediante la palanca selectora de cambios se ubicó en segunda marcha con lo que se evidencio el funcionamiento de la transmisión, en esta marcha y en un régimen de revoluciones moderado se observó un funcionamiento suave y a la vez silencioso.

Al ir subiendo las revoluciones y cambiando de marcha el sistema continuo operando correctamente y sin presentar anomalía alguna, la cadena se deslizaba muy bien por el templador y presentaba la tensión correcta, el orificio que se dejó en la placa base para la salida de la cadena era el adecuado ya que no interfería para nada en el desplazamiento

de la misma, posterior a esto se paró el motor para nuevamente ponerlo en marcha e reiniciar con el proceso de comprobación de la transmisión.

Dicho procedimiento se lo realizó por reiteradas ocasiones para asegurarnos que ningún elemento falle cuando el vehículo esté en funcionamiento, contribuyendo así a tener un vehículo estético, seguro y que dará buenos resultados en las pruebas a la que será sometido cuando se encuentre en competencia.

Una vez finalizado la fase de pruebas se realizó una inspección visual de los componentes de la transmisión para verificar si alguno de estos presentaba síntoma de falla, lo cual no sucedió todos los elementos se encontraron en perfecto estado, es decir el sistema de transmisión había superado las pruebas y estaba listo para la competencia.

CAPÍTULO IV

4. COSTOS

El desarrollo del sistema de transmisión genera un determinado costo el cual se lo ha dividido en costos directos y costos indirectos, todos estos desde la etapa de diseño y análisis asistido por computadora y principalmente a la etapa de construcción puesto que es en esta última donde mayores costos se han generado.

4.1 Costos Directos

Son todos aquellos costos que están involucrados directamente tanto en el diseño como en la construcción del sistema de transmisión, tales como costos de materiales y mano de obra como también costos de utilización de maquinaria, todos estos costos se detallan a continuación.

Tabla 11. Costo de Materiales

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO	COSTO POR UNIDAD	COSTO TOTAL
1	Placa de acero laminado en caliente de 6mm de espesor y 520mm x 390mm	60	60
1	Eje de aluminio de 6 pulgadas de diámetro por 20 cm de longitud.	120	120
1	Perfil estructural tipo L, de 3 mm de espesor y 50 cm de longitud.	15	15
2	Chumacera de rodamiento rígido de bolas de 45 mm de diámetro de eje.	15	30
1	Diferencial convencional	130	130
1	Catalina Ciega	30	30
1	Cadena paso de 1" y 70 eslabones	25	25
1	Piñón de 14 dientes	25	25

Tabla 11. (Continuación)

1	Retenedor de 45 mm de diámetro interior y 55 mm de diámetro exterior por 6 mm de altura.	3	3
2	Eje de acero laminado en frío AISI 1020	45	90
4	Punta homocinética, estriado de 23 dientes	25	100
4	Abrazadera metálica 85 mm de diámetro.	1,5	6
4	Abrazadera metálica 35 mm de diámetro.	0,8	3,2
8	Perno M12 de 1 ¼"	0,5	4
6	Perno M8 de 2"	0,3	1,8
10	Perno de M10 de 1 ½" con rodela plana y de presión.	0,60	6
1	Spray de pintura poliuretano	6	6
1	Silicón Gris	4	4
1	Pliego de papel victoria	4	4
TOTAL			\$ 663

Fuente: Autores

Tabla 12. Costo de Equipos

DESCRIPCIÓN	COSTO/ HORA	HORAS DE TRABAJO	COSTO TOTAL
Torno	17	4	68
Fresadora	15	2	3
Taladro vertical	6	1	6
Soldadora	6	1	6
Amoladora	3	1	3
TOTAL			\$ 113

Fuente: Autores

Tabla 13. Costo Mano de Obra

DESCRIPCIÓN	SALARIO/HORA	HORAS/HOMBRE	COSTO TOTAL
Operario Torno	12	4	48
Operario Fresadora	8	2	16
Operario Taladro	6	1	6

Tabla 13. (Continuación)

Soldador	10	1	10
Ayudante	5	9	45
Asesor	8	15	120
TOTAL			\$ 242

Fuente: Autores

4.2 Costos indirectos

Son todos aquellos costos que no han tenido influencia directa sobre el desarrollo del sistema de construcción pero que sin embargo deben incluirse en el análisis de costos.

Tabla 14. Costos Indirectos

DESCRIPCIÓN	COSTO
Transporte	100
Estadía	80
Documentación	50
Imprevistos	300
TOTAL	530

Fuente: Autores

4.3 Costos totales

Tabla 15. Costos totales

COSTOS DIRECTOS	
MATERIALES	663
EQUIPOS	113
MANO DE OBRA	242
	TOTAL: 1018
COSTOS INDIRECTOS	
Transporte, estadía, documentación, imprevistos	530
COSTO TOTAL	\$ 1548

Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Se realizó una búsqueda minuciosa de información acerca de estos sistemas de transmisión logrando conocer todas sus variaciones ya que en la actualidad existen diversos tipos aunque todos con un mismo objetivo. Se determinó que el mecanismo diferencial es una prioridad para todos los constructores de vehículos y gracias al desarrollo tecnológico han logrado obtener mecanismos diferenciales de altas prestaciones.

Se analizó el reglamento emitido por la Fórmula SAE 2016, el cual en el ámbito del sistema de transmisión no es muy exigente sino más bien deja a libertad de los constructores el mecanismo diferencial que vayan a utilizar, lo que si hace énfasis es a la protección que este mecanismo debe poseer, es así tanto el diseño y construcción se lo llevo a cabo dirigidos estrictamente por todos estos requerimientos presentes en este reglamento.

El mecanismo diferencial a utilizar se seleccionó tomando en cuenta que el sistema de transmisión deberá soportar grandes cargas por lo que se decidió utilizar un mecanismo diferencial convencional, el diseño de este sistema se lo efectuó en el Software Solid Works como también el análisis de resistencia, asignando a cada elemento el material adecuado para que nos permitió obtener un sistema de transmisión de alta resistencia.

Los diferentes elementos que conforman el sistema de transmisión fueron fabricados siguiendo estrictamente lo establecido en el diseño tanto como materiales, medidas, entre otras evitando así tener inconvenientes al momento del ensamblaje.

Se debió construir una placa base, la cual esta empotraba al bastidor y esta es soporte para el sistema de transmisión, además de esto fue necesario la construcción de otros acoples necesarios para el ensamblaje.

Las pruebas de se las llevó acabo satisfactoriamente, el sistema presento un correcto funcionamiento suave y silencioso, los elementos se presentaron muy resistentes y superaron las pruebas.

5.2 Recomendaciones

Al momento de recopilar información asegúrese de que esta provenga de fuentes confiables es decir de libros o de artículos científicos debido a que no toda la información que nos encontramos es verídica y en ocasiones está muy alejada de la realidad.

Para el diseño y selección de materiales se debe evaluar las cargas a la que estará sometida cierto elemento, esto permitirá que la construcción de las piezas esté acorde al trabajo que efectúen dentro del sistema de transmisión. Asegurarse que los materiales establecidos en el diseño se los pueda encontrar en el mercado y que además no sean de un coste excesivo.

Durante el diseño del sistema de transmisión es de vital importancia tener en cuenta el espacio del cual se dispone para la instalación y como se va a efectuar la misma ya que en ocasiones el espacio es muy reducido lo que dificulta la instalación del sistema.

Al momento de trabajar con máquinas para la construcción de piezas utilizar todo el equipo de protección personal para evitar cualquier accidente, es importante al momento de manipular estas máquinas no llevar puesto anillos, pulseras y prendas sueltas ya que podrían ser objeto de un accidente.

Durante el ensamble del sistema de transmisión asegúrese de realizar un correcto engrase y lubricación a los elementos que van a estar expuestos a fricción y altas temperaturas con la finalidad de evitar su deterioro prematuro lo que involucraría la falla de este sistema.

Realizar periódicamente una revisión de todos los elementos del sistema y cada cierto tiempo realizar un engrase adecuado como también la sustitución del aceite lubricante del diferencial, asegurándose de insertar la cantidad adecuada de aceite

BIBLIOGRAFÍA

GALICIA, S L. *Definicion de diferencial mecánico* [en línea]. Gabinete informático de Galicia S.L. [Consulta: 14 agosto 2016]. Disponible en: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/diferencial-definicion-significado/gmx-niv15-con193856.htm>.

HERMOGENES, Gil. *Manual CEAC del automóvil*. Barcelona - España: Cultural, 2003, pp. 54-59.

INTERMEC, L. *La transmisión de potencia por cadena de rodillos*. 4. ed. Intermec Limitada, 1948, pp. 125.

LASHERAS, Juan. *Diferenciales de deslizamiento limitado* [en línea]. 8000vueltas.com. [Consulta: 23 agosto 2016]. Disponible en: <http://8000vueltas.com/especiales/diferenciales/diferenciales.pdf> 8000vueltas.com.

NORTON, Robert. *Diseño de maquinaria*. Mexico: McGRAW-Hill, 2010, pp. 66-68

SAE, International. *fsaeonline Antecedentes*. [en línea]. Whashington, D.C-USA: students, 2014. [Consulta: 13 junio 2016]. Disponible en: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/about.htm>.

SAE, International. *Fórmula SAE Rules* [en línea]. Whashington, D.C-USA: students, 2015. [Consulta: 10 Abril 2016]. Disponible en: http://www.fsaeonline.com/content/2016_FSAE_Rules.pdf.

KALPAKJIAN, Serope; & SCHMID, Steven. *Manufactura, ingeniería y tecnología*. México: Pearson, 2002, pp. 90-176