

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA UN PROTOTIPO BAJA SAE.

LESLY JHOJANA ACOSTA CALDERÓN

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
DIVISION DE INGENIERIAS
BOGOTÁ D.C.
2019**

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA UN PROTOTIPO BAJA SAE.

LESLY JHOJANA ACOSTA CALDERÓN

**Proyecto de Grado en la modalidad de Solución de Problema de Ingeniería para
optar al título de Ingeniera Mecánica**

**Director
ING. ANDRÈS GERARDO CLAVIJO VARGAS
Universidad Santo Tomás**

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
DIVISION DE INGENIERIAS
BOGOTÁ D.C.
2019**

Dedicatoria

El presente trabajo está dedicado a mis padres José Acosta, Senide Calderón y Bárbara Venegas, columna vertebral de mi vida y razón principal de mi esfuerzo en cada logro. A Francisco Franco y a todos mis amigos y compañeros que han nutrido mis procesos personales y profesionales desde el amor y la compañía.

Agradecimientos

Agradezco a mi alma máter, la Universidad Santo Tomás, que me brindó las herramientas y espacios necesarios para desarrollar mi proceso profesional de manera satisfactoria. A mi director, el ingeniero Andrés Clavijo, quien dedicó su tiempo y conocimiento al desarrollo de este proyecto de grado, con la pasión y entrega del trabajo bien hecho.

Resumen:

El presente trabajo de grado tiene como objetivo diseñar el sistema de transmisión para el prototipo Baja SAE de la Universidad Santo Tomás bajo los parámetros establecidos en la norma SAE de la competencia.

Así pues, este documento presenta el conjunto de modelos computarizados y sus respectivos cálculos que permitan el diseño mencionado, de manera global y específica con cada subsistema.

Para ello, se presenta la normativa de SAE que rige las especificaciones del diseño, se presentan alternativas de diseño en torno a esto y, a la seleccionada, se le realizan cálculos para falla a fatiga que es el tipo de esfuerzos a los que estará sometido el vehículo y, a manera de validación y mejora del diseño, se trabaja paralelamente con el software ANSYS y sus métodos de elementos finitos y optimización topológica.

Se concluye, satisfactoriamente, con la generación de una propuesta de diseño que abarca los requerimientos de cada elemento y que propone suplir los requerimientos de la competencia.

Palabras clave:

Baja-SAE, sistema de transmisión, caja de cambios, método de elementos finitos, fallas a fatiga.

Abstract:

The objective of this work is the design of the transmission system for the Baja SAE prototype of the Santo Tomás University under the established parameters in the SAE standard for the competition.

Thus, this document presents the set of computer models and those calculations used for the design of each subsystem.

For this, the SAE regulations that govern the design specifications are presented; after that, the paper presents the design alternatives proposed in order to solve the design problem; these alternatives are evaluated with a matrix that allows to select the one that fits better in its established parameters. To this alternative, calculations to prevent the fatigue failure are made. Finally, and through the software ANSYS and its finite element methods, is presented a validation for the previous calculations and an improvement of the design are using a topological optimization module.

It is concluded, satisfactorily, with the generation of a design proposal that covers the requirements of each element and those of the competition itself.

Keywords:

Baja-SAE, transmission system, gearbox, finite elements method, fatigue failure.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	13
OBJETIVO GENERAL	14
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.	14
ALCANCES DE LA TESIS DE PREGRADO.	15
1. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	44
1.1. IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD. CLARIFICACIÓN DEL PROBLEMA....	44
1.2. NORMATIVA DE LA COMPETENCIA BAJA SAE 2018.....	44
1.3. PARÁMETROS TÉCNICOS SEGÚN SAE.....	45
1.3.1. Para el motor	45
1.3.2. Para seguridad.	46
1.4. PRUEBAS DE LA COMPETENCIA.	46
1.4.1. Pruebas estáticas: Inspección Técnica.	47
1.4.2. Pruebas dinámicas	47
2. MARCO CONCEPTUAL.	16
2.1. TRANSMISIÓN CONTINUAMENTE VARIABLE (CVT).	16
2.2. TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	17
2.2.1. Correas y poleas.....	17
2.2.2. Tren de engranajes.....	18
2.2.3. Sistema epicicloidal y planetario	18
2.2.4. Cadenas y piñones	19
2.3. TRIPOIDES O JUNTAS HOMOCINÉTICAS.	19
3. MARCO TEÓRICO	20
3.1. ENGRANAJES.	20
3.1.1. Esfuerzo a flexión de engranes - Metodología AGMA.....	20
3.1.2. Esfuerzo de flexión permisible. Metodología AGMA.	24
3.1.3. Factor de seguridad en flexión AGMA.	26
3.1.4. Esfuerzo por contacto de engranes - Metodología AGMA.	26
3.1.5. Esfuerzo de contacto permisible. Metodología AGMA.	28
3.1.6. Factor de seguridad del desgaste AGMA (S_H).	29
3.2. EJES.	29
3.2.1. Límite de resistencia a la fatiga.....	29
3.2.2. Sensibilidad a la muesca.	31
3.2.3. Diseño del eje para el esfuerzo.....	33
4. ESTADO DEL ARTE.....	35
4.1. USO DE CVT.....	35

4.2.	USO DE SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN.....	37
5.	DISEÑO CONCEPTUAL.....	44
5.1.	PRESENTACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.	48
A.	Correas y poleas escalonadas (tipo torno).....	48
B.	Sistema planetario.	49
C.	Poleas con resorte.	49
D.	Tren de engranajes 49	
E.	Poleas y discos toroidales.	50
5.2.	EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	50
6.	DISEÑO DE DETALLE.	52
6.1.	SELECCIÓN DE LA CVT.....	52
6.2.	SELECCIÓN DE LAS JUNTAS HOMOCINÉTICAS.	53
6.3.	DISEÑO DE RUEDAS DENTADAS.	53
6.3.1.	Reducción n1 (1:3) 54	
6.3.2.	Reducción n2 (1:2) 55	
6.3.3.	Reducción n3a (1:3) 56	
6.3.4.	Reducción n3b (1:2) 56	
6.3.5.	Extracción de material. 57	
6.4.	DISEÑO DE EJES.	58
6.4.1.	Eje 1. 58	
6.4.2.	Eje 2. 60	
6.4.3.	Eje 3. 63	
6.4.4.	Eje 4. 65	
6.5.	DISEÑO DEL MECANISMO DE CAMBIO.	68
6.6.	DISEÑO DE LA CARCASA.....	69
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	70
	BIBLIOGRAFÍA.....	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1. Motor Briggs & Stratton 10 HP OHV Vanguard Modelo19.....	45
Figura 2-1. Funcionamiento básico de la CVT. Tomada de [13].	16
Figura 2-2. Despiece de la polea conductora Tomada de[14]......	16
Figura 2-3. Despiece de la polea conducida. Tomada de [14]......	17
Figura 2-4. Esquema funcionamiento básico correa-poleas. Tomada de [17].	18
Figura 2-5. Esquema de funcionamiento básico tren de engranajes. Tomada de [18].	18
Figura 2-6. Esquema básico de (A) Sistema epicicloidal elemental y (B) Sistema planetario. Editada de [20]......	18
Figura 2-7. Esquema de funcionamiento básico.....	19
Figura 2-8. Ubicación conceptual de las juntas homocinéticas. Tomada de [21].	19
Figura 4-1. Prototipo Baja-SAE de la Universidad Simón Bolívar de Venezuela. 2015-2016. Tomada de [34]......	35
Figura 4-2. Transmisión de potencia por cadenas y piñones. Tomada de [37].	36
Figura 4-3. Sistema de transmisión con correas: A. Equipo Tomada de [38]. B. Equipo Tomada de [45]......	37
Figura 4-4. Sistemas de transmisión con tren de engranajes: A. Equipo Tomada de [46]. B. Equipo Tomada de [47]. C. Equipo Tomada de [48]. D. Equipo Tomada de [39].	38
Figura 4-5. Sistemas de transmisión epicíclicos. Tomada de [49].	38
Figura 4-6. Esquema global del sistema de transmisión del equipo Baja-SAE U.S.B. Tomada de [2]......	38
Figura 5-1. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta A. Fuente: Autor.	48
Figura 5-2. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta B. Fuente: Autor.	49
Figura 5-3. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta C. Tomada de [12]......	49
Figura 5-4. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta D. Fuente: Autor.	50
Figura 5-5. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta D. Tomada de [51]......	50
Figura 6-1. Geometría de la CVTech IBC. Adaptada de [53].	52
Figura 6-2. Configuración general de la caja de cambios. Fuente: Autor.....	54
Figura 6-3. Esquema de trabajo del proyecto en ANSYS. Fuente: Autor.....	57
Figura 6-4. Engrane 6 A. Macizo y B. Fuente: Autor.	58
Figura 6-5. Configuración general eje 1. Fuente Autor.	58
Figura 6-6. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.	60
Figura 6-7. Configuración general eje 2. Fuente Autor.	61
Figura 6-8. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.	62
Figura 6-9. Configuración general eje 3. Fuente Autor.	63
Figura 6-10. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.	65
Figura 6-11. Configuración general eje 4. Fuente Autor.	66
Figura 6-12. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.	68
Figura 6-13. Mecanismo de cambio acoplado. Fuente: Autor.....	69
Figura 6-14. Ensamble de las carcasas para la caja de cambios.	70
Figura 6-15. Disposición del sistema de transmisión. Fuente Autor.	70

LISTA DE TABLAS

Tabla 3-1. Valor mínimo de dientes del piñón para evitar interferencia entre piñón y engranes de profundidad completa a 20°. Tomada de [24].	20
Tabla 3-2. Factores de sobrecarga, K_o . Tomada de [25].	21
Tabla 3-3. Factores de tamaño, K_s . Tomada de [25].	22
Tabla 3-4. Factores de confiabilidad. Tomada de [15]	26
Tabla 3-5. Coeficiente elástico. Tomada de [15].	27
Tabla 3-6. Resistencia de contacto repetidamente aplicada S_c a 107 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero. Tomada de [15].	28
Tabla 3-7. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín, ecuación (6-19). Tomada de [15].	30
Tabla 3-8. Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. Tomada de [15].	31
Tabla 4-1. Resultados de los parámetros de la CVT para pruebas de aceleración. Editada de [14].	40
Tabla 4-2. Resultados de simulaciones de la CVT para la prueba de tracción. Editada de [14].	40
Tabla 4-3. Editada de [14].	41
Tabla 2-1. Fechas proyectadas para las competencias Baja-SAE 2019. Basada en [7].	44
Tabla 2-2. Características técnicas del motor, según Briggs & Stratton [9].	46
Tabla 5-1. Matriz de evaluación y selección de las propuestas.	51
Tabla 6-1. <i>Relaciones de transmisión de la CVTech IBC. Adaptada de [2].</i>	52
Tabla 6-2. Especificaciones geométricas Junta Homocinética.	53
Tabla 6-3. Datos de entrada comunes para todas las relaciones de transmisión. Fuente: Autora.	54
Tabla 6-4. Dimensiones de los perfiles nervados serie ligera estandarizados.	64
Tabla 7-1. Estimación costo-material para la caja reductora. ¡Error! Marcador no definido.	
Tabla 7-2. Estimación costo-manufactura para la caja reductora.	71

LISTA DE GRÁFICAS

Gráfica 3-1. Factor de proporción del piñón. Tomada de [25]	22
Gráfica 3-2. Factor de alineamiento de engranado. Tomada de [25].....	22
Gráfica 3-3. Factor de espesor de orilla. Tomada de [25].....	23
Gráfica 3-4. Factor geométrico de resistencia a la flexión. Tomada de [15].	24
Gráfica 3-5. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Tomada de [15].	25
Gráfica 3-6 Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (AISI 4140 Y 4340). Tomada de [15]	25
Gráfica 3-7. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . Tomada de [15].....	26
Gráfica 3-8. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura. Tomada [15]	29
Gráfica 3-9. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado. Tomada de [15].	32
Gráfica 3-10. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. Tomada de [15].....	32
Gráfica 4-1. Límite superior de aceleración para el vehículo Baja SAE. Tomada de [2]. ..	39
Gráfica 4-2. Velocidad vs Tiempo en prueba de resistencia. Tomada de [2].	42
Gráfica 4-3. Distancia vs Tiempo en prueba de resistencia. Tomada de [2].	42
Gráfica 4-4. Velocidad vs Tiempo en prueba de resistencia con $\delta_\psi=0^\circ$. Tomada de [2]. ..	43
Gráfica 6-1. Diagramas de cortante y momentos en A. plano x-y, B. plano x-z. Obtenida con MDSolids.....	59
Gráfica 6-2. Diagramas de cortante y momentos en A. plano x-y, B. plano xz. Obtenida con MDSolids.....	61
Gráfica 6-3. Diagramas de cortante y momentos en A. plano x-y, B. plano x-z. Obtenida con MDSolids.....	63
Gráfica 6-4. Diagramas de cortante y momentos con engrane 6 en contacto en A. plano x-y, B. plano xz. Obtenida con MDSolids.	66

INTRODUCCIÓN.

La serie de competencias Baja SAE® se originó en la Universidad de Carolina del Sur en 1976, bajo la dirección del Dr. John F. Stevens [1] y plantea un reto ingenieril de diseño y manufactura de un vehículo monoplaza todo terreno. Los automóviles diseñados para participar, deben ser capaces de superar con éxito pruebas dinámicas que evalúan el desempeño del prototipo en pista, es decir su aceleración, velocidad, tracción, maniobrabilidad, capacidad de superar obstáculos; además de pruebas estáticas que evalúan el diseño, costo y potencial de llevar el vehículo al mercado con una producción de 4000 unidades por año [2] [3].

Ahora bien, el sistema de transmisión desarrollado en este proyecto hace parte del primer vehículo con que la Universidad Santo Tomás planea participar en la competencia Baja SAE, por tanto, este proyecto representa un reto nuevo en términos de competencia internacional automotriz, para la facultad de ingeniería mecánica de la universidad.

Con el fin de empezar una trayectoria en esta competencia, en este trabajo se propuso como objetivo general diseñar el sistema de transmisión para el prototipo de Baja siguiendo los parámetros establecidos en la norma SAE de la competencia.

Este documento presenta el conjunto de modelos computarizados y sus respectivos cálculos para cumplir con los objetivos planteados y su contenido está organizado de la siguiente forma:

En el primer, segundo y tercer capítulo componen el marco referencial del proyecto, el cual incluye los conceptos y teorías generales que tienen cabida en la resolución del proyecto; y, adicionalmente, una revisión del estado del arte de las propuestas de diseño, para los elementos del sistema de transmisión, de concursantes anteriores lo que permite dar un panorama general del desempeño que requiere el vehículo.

En el cuarto capítulo se revisan las especificaciones de diseño con base en los parámetros técnicos establecidos por la norma y la caracterización de las pruebas de la competencia.

En el quinto capítulo se presenta el diseño conceptual del sistema de transmisión a partir de la formulación de alternativas de solución, expresadas a través de bocetos preliminares, para su posterior evaluación y selección.

El sexto capítulo presenta el diseño de detalle del sistema seleccionado en el capítulo anterior, a partir de la definición global de los módulos y conjuntos que integran la solución general desde el punto de vista funcional y estructural. Con lo que se desarrollan los diseños CAD los cuales, a través del método de elementos finitos, incluyen una pequeña optimización topológica de algunos elementos en función peso-potencia. Así mismo, se presenta un reporte de costos estimado para la compra de materiales y la manufactura de la caja reductora.

Finalmente, el séptimo capítulo presenta las conclusiones del trabajo y las recomendaciones para la continuación y complementación a los demás sistemas que componen el prototipo Baja SAE. Los resultados obtenidos en este trabajo permiten una comprensión más amplia de la competencia, de sus retos y alternativas, además al hacer uso de la herramienta FEM (mediante el software ANSYS) que presenta un valor agregado en torno a la rigurosidad del desarrollo de proyectos.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar el sistema de transmisión para el prototipo Baja SAE de la Universidad Santo Tomás bajo los parámetros establecidos en la norma SAE de la competencia.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Establecer las condiciones de diseño del sistema de transmisión según lineamientos de la norma para la competencia.
- Diseñar la reducción final del sistema de transmisión que se ajuste a las necesidades del vehículo de Baja SAE.
- Diseñar un sistema de cambios confiable y ergonómico en caso de necesitarse varias relaciones de transmisión.
- Realizar el diseño de detalle del sistema de transmisión para el prototipo Baja SAE como insumo para su posterior fabricación.

ALCANCES DE LA TESIS DE PREGRADO.

Como se evidenció a lo largo de este capítulo, la Baja SAE es una competencia de alto alcance internacional y los diseños para participar siguen siendo un continuo aprendizaje y mejoramiento. Los modelos propuestos, basan sus diseños en los recursos de cada equipo y los avances progresivos que estos tienen a lo largo de su trayectoria en la competencia, y por ello varios de ellos difieren en componentes específicos del sistema. Adicionalmente, las partes que componen al sistema de transmisión no depende solo de las especificaciones de la norma y los sino de los recursos monetario de cada equipo y la inversión que reciba, y la continuidad en los estudios y mejoramiento del prototipo. Desde un punto de vista de diseño computacional y uso de del modelo de método de elementos finitos, esta tesis pretende aportar un primer pero riguroso acercamiento a lo que sería el desarrollo del mejor diseño para un sistema de transmisión de potencia, desde la perspectiva de resistencia tanto monetaria al generar planos y métodos de fabricación que puedan desarrollarse en las instalaciones de la universidad por estudiantes de la facultad, especialmente aquellos inscritos al semillero RacingGroup. Específicamente se desea ahondar en:

- Un panorama más amplio de las contribuciones realizadas a nivel internacional por aquellos que participan y que han publicado sus resultados en pro de una competencia que genere y amplíe el conocimiento.
- Un modelo que cumpla con requisitos y de la competencia y al mismo tiempo sea viable para el grupo de la universidad
- Qué tan conveniente y preciso es el uso de una o dos relaciones de transmisión.

Teniendo en cuenta que el sistema de transmisión desarrollado en este proyecto hace parte del primer vehículo con que la Universidad Santo Tomás planea participar en la competencia Baja SAE, este proyecto representa un reto nuevo en cuanto a términos de competencia, para la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Santo Tomás.

Si bien la universidad ha incursionado en el área automotriz con el monoplaza, desarrollado por el semillero Racing Group, para la IV Competencia Nacional de Vehículos de Tracción Humana (VTH) en el 2013 [4] y el vehículo eléctrico como resultado de una tesis de pregrado [5], en ningún caso fue necesario el diseño del sistema de transmisión.

Por tal razón, este trabajo de grado no puede ni pretende ser una mejora de propuestas de diseño previas en cuanto a la caja de transmisión del vehículo; sin embargo, en su primera versión y teniendo en cuenta la literatura encontrada de participantes de diferentes universidades y países que han concursado desde que han participado en la competencia, se espera dejar el mejor diseño posible para que sea manufacturado por el semillero y participar por primera vez en la competencia.

La fundamentación y referencia para este proyecto han sido los reportes finales producidos por otros equipos de Baja SAE de otras universidades proporcionando una idea de las múltiples metodologías que se pueden utilizar.

1. MARCO CONCEPTUAL.

1.1. TRANSMISIÓN CONTINUAMENTE VARIABLE (CVT).

Es un sistema también conocido como variador que permite los cambios de relación de transmisión de forma continua dentro de un rango determinado, a diferencia de las cajas manuales y automáticas que ofrecen generalmente de 5 a 6 cambios discretos [10] [11] (**Figura 2-1**). En teoría es la transmisión ideal ya que al variar las relaciones de transmisión continuamente, nos permite movernos en la curva de potencia máxima del motor [12]. En la **Figura 2-2 y 2-3** se muestran los elementos que conforman las poleas conductora y conducida respectivamente.

Existen diferentes tipos de CVT y todas tienen el principio básico de tener un eje conductor y uno conducido, lo que varía en cada una es el mecanismo de variación de la relación de transmisión y la manera en que se transfiere la energía del lado conductor al lado conducido como las CVT hidráulicas, toroidales, eléctrica, de geometría variable y por correa por medio de un fluido (hidráulica), contacto entre superficies (fricción) o por energía eléctrica [6].

Figura 1-1. Funcionamiento básico de la CVT. Tomada de [13].

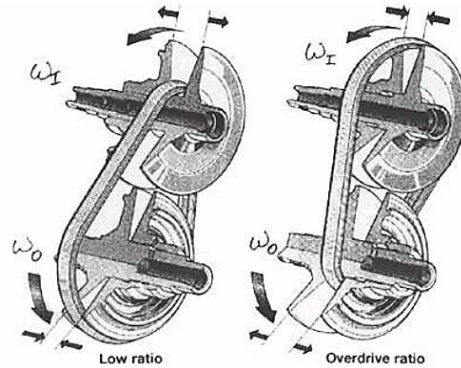
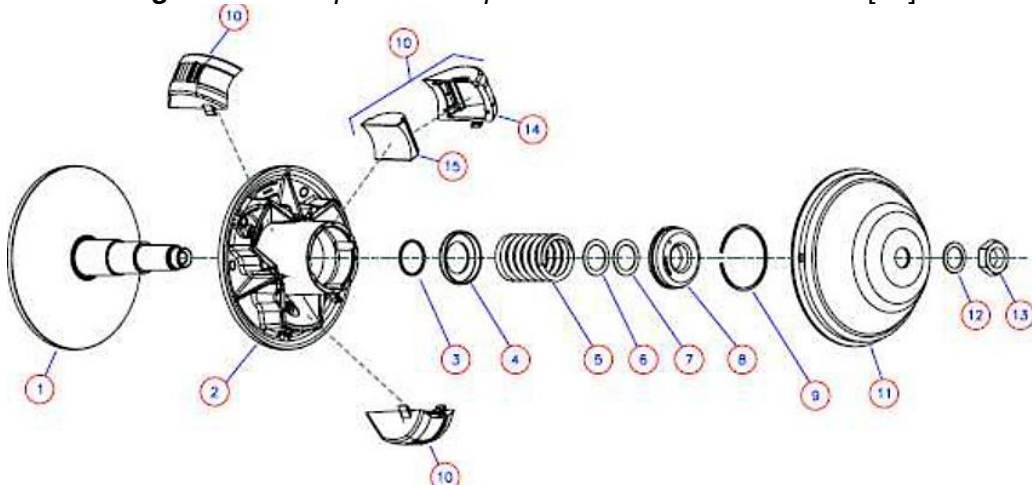


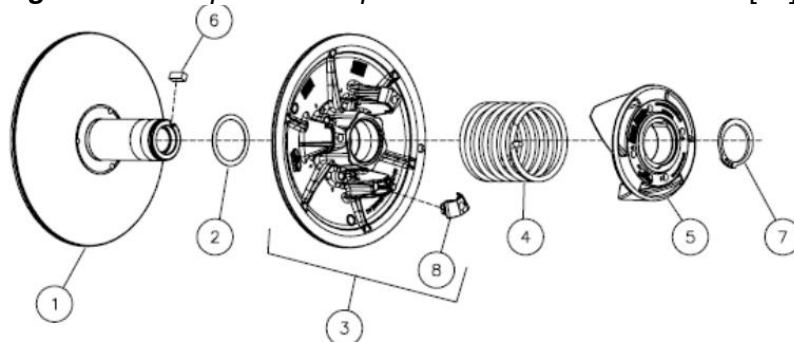
Figura 1-2. Despiece de la polea conductora Tomada de [14].



- La **semipolea estática (1)** es el lado de la polea que gira solidaria al motor, a la cual se encuentra fija
- la **tapa (11)** en forma de hongo.
- La **semipolea móvil (2)** se mueve libremente en la dirección axial, es capaz también de rotar en dicha dirección.
- El **resorte lineal (5)** es el encargado de controlar la velocidad de embrague, resistiéndose al movimiento natural de la polea móvil.

- Las **masas o bloques actuadores (10)**, son las encargadas de proporcionar la fuerza centrífuga necesaria para variar los radios. La fuerza $F_{c,p}$ es la axial equivalente, combinando los efectos de las masas actuadoras, el resorte lineal y ángulos de contacto.

Figura 1-3. Despiece de la polea conducida. Tomada de [14].



- la **semi-polea estática (1)** es el lado de la polea que gira solidaria al eje de carga, a ésta se encuentra fija
- la **leva (5)**, cuya función es transformar parte de la fuerza transmitida en fuerza axial, de esta manera la CVT puede detectar el radio requerido, además, puede mantener el valor de la tensión casi constante y controlar la cantidad de fuerza axial requerida, optimizando la eficiencia.
- La **semi-polea movable (3)** se desplaza libremente en la dirección axial, es capaz también de rotar en dicha dirección bajo la guía de la leva.
- Un **resorte (4)**, que trabaja de manera lineal y torsional, va ubicado de tal manera que a medida que aumenta el recorrido axial, aumenta su compresión. Este resorte se fija entre la leva y la polea movable, su función es la de contraponerse a la tensión generada por la polea primaria. Al combinar el efecto del resorte se tiene una fuerza equivalente producida por el mismo llamada $F_{c,s}$, a esta fuerza se le suma, además, la proyección de la fuerza transmitida en la dirección axial por la leva.

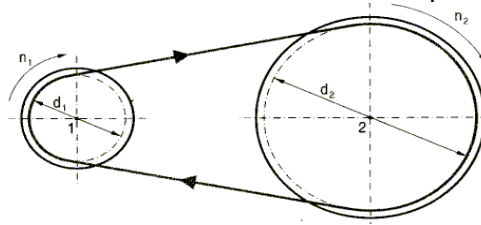
1.2. TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Muchas aplicaciones industriales requieren que la maquinaria sea alimentada de potencia mediante máquinas o motores eléctricos. Por lo general, la fuente de potencia corre más eficientemente en un delgado rango de velocidad de rotación. Cuando la aplicación requiere que se entregue potencia a una menor velocidad que la que suministra el motor, se utiliza un reductor de velocidad, el cual debe transmitir la potencia desde el motor a la aplicación con tan poca energía como resulte práctico, mientras se reduce la velocidad y en consecuencia se incrementa el par de torsión [15].

1.2.1. Correas y poleas

La transmisión por correa consta de una cinta colocada con tensión sobre dos poleas: una motriz (conductora) y otra movida (conducida) **Figura 2-4**. Al moverse la correa transmite energía desde la polea motriz a la polea conducida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas, ello sólo será posible cuando el movimiento roto rico y de torsión que se ha de transmitir entre ejes sea inferior a la fuerza de rozamiento. Cuanto mayor sea el tensado, el ángulo de contacto entre polea y correa, y el coeficiente de rozamiento, tanto mayor será la carga que puede ser transmitida por el accionamiento de correas y poleas [16].

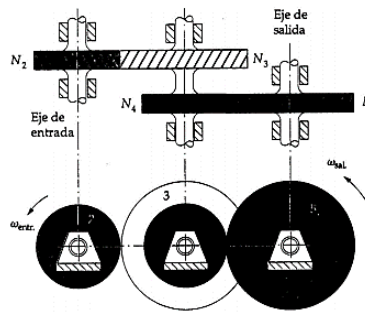
Figura 1-4. Esquema funcionamiento básico correa-poleas. Tomada de [17].



1.2.2. Tren de engranajes

Un tren de engranes es un conjunto de dos o más engranes acoplados, de modo que un par de engranes, o engranaje, son la forma más sencilla de un tren de engranes, que generalmente está limitado por una razón de 10:1 aproximadamente. Es la disposición de engranaje más común, en la que un piñón y un engrane se acoplan sobre ejes paralelos, como se muestra en la **Figura 2-5** y los dientes para este tipo de disposición pueden ser indistintamente rectos, helicoidales o en ángulo o espina.

Figura 1-5. Esquema de funcionamiento básico tren de engranajes. Tomada de [18].

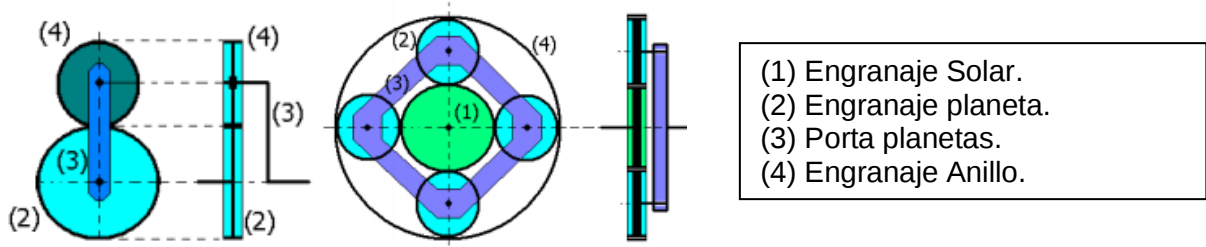


Una gran variedad de disposiciones es posible con ejes paralelos y engranajes simples de dientes externos. Además las reducciones múltiples pueden ser de entradas múltiples o de salidas múltiples [19].

1.2.3. Sistema epicicloidal y planetario

Un gran grupo de disposiciones de engranajes está considerado dentro del nombre genérico en engranajes “epicicloidal”. Expresado generalmente, un tren epicicloidal tiene un engrane central “solar”, varias ruedas “planetarias o satélites” engranadas con el solar y uniformemente espaciadas a su alrededor en un engrane “anular” o interno, que engrana con los planetas (**Figura 2-6**). El engrane solar y los satélites están dentados exteriormente mientras que el anular está dentado interiormente [19].

Figura 1-6. Esquema básico de (A) Sistema epicicloidal elemental y (B) Sistema planetario. Editada de [20].

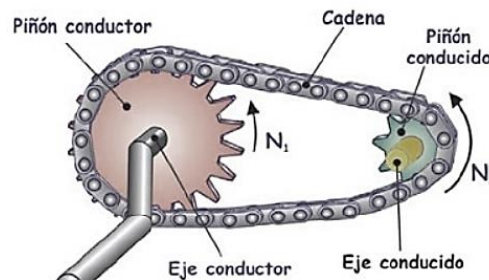


1.2.4. Cadenas y piñones

Mediante este sistema se consiguen transmitir potencias relativamente altas entre dos ejes distantes entre sí, sin que exista apenas resbalamiento o desprendimiento entre las dos ruedas de piñones y la cadena, que es el elemento de enlace que une ambas ruedas (**Figura 2-7**).

Este sistema consta de dos ruedas dentadas (piñones) montadas sobre dos ejes paralelos y sobre las cuales se sujetan los eslabones articulados que componen la cadena, de manera que al hacer girar una de ellas (rueda motriz) arrastra a la otra (rueda conducida). El movimiento rotatorio y el movimiento de torsión se transmiten entre ejes por la tracción entre la cadena y las ruedas dentadas.

Figura 1-7. Esquema de funcionamiento básico



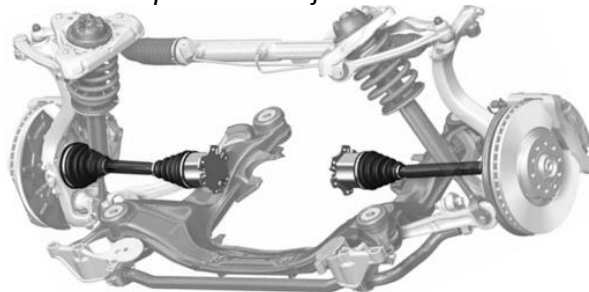
1.3. TRIPOIDES O JUNTAS HOMOCINÉTICAS.

Las juntas homocinéticas a diferencia de los ejes de tipo rígido que se utilizaban anteriormente, ofrecen más confort y maniobrabilidad, mayor ángulo de giro en las ruedas delanteras permitiendo radios menores en curvas cerradas y una mejor transmisión del torque [21].

En los vehículos equipados con semiejes articulados de tracción delantera y/o trasera, transmiten la fuerza de forma rotatoria en distintas circunstancias como curvas, terreno accidentado o con diferencias de rodaje a las ruedas. Los semiejes realizan una gran función, ofreciendo menor resistencia al movimiento e interactúan con el sistema de dirección y suspensión, sincronizando la rotación entre el conjunto motor y las ruedas de manera constante [21].

Las juntas homocinéticas transmiten la fuerza de salida de la transmisión a las ruedas, y operan prácticamente “flotando” entre estos dos conjuntos (motor-transmisión y suspensión) como se muestra en la **Figura 2-8**, esto implica una gran exactitud en el rango de trabajo de estos elementos. Cualquier alteración en el desempeño de los componentes de fijación del conjunto motriz y/o de la suspensión, afecta al funcionamiento y durabilidad de los baleros homocinéticos [21].

Figura 1-8. Ubicación conceptual de las juntas homocinéticas. Tomada de [21].



2. MARCO TEÓRICO

2.1. ENGRANAJES.

Los engranes sirven para transmitir torque y velocidad angular en variedad de aplicaciones. El tipo más simple, el engrane recto, diseñado para operar con ejes paralelos y con dientes paralelos a las líneas de centro de los ejes. Otro tipo de engranes, como los helicoidales, los cónicos y los sinfín, funcionan con ejes no paralelos [22].

En la actualidad, los engranes están muy estandarizados por la forma y el tamaño del diente. La Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranes (AGMA) financia investigaciones para el diseño, los materiales y la manufactura de engranes, en tanto que publica los estándares para su diseño, manufactura y ensamble [22].

La interferencia y la subcotización se pueden evitar simplemente evitando engranajes con muy pocos dientes. A medida que se reduce el número de dientes para un engranaje de diámetro fijo, los dientes deben hacerse más grandes. En algún punto, el dedendum excederá la distancia radial entre el círculo base y el círculo de inclinación, y ocurrirá la interferencia [23]. La **Tabla 3-1** muestra los valores de dientes entre el piñón y el engrane para que dientes rectos a 20° no presenten interferencia.

Tabla 2-1. Valor mínimo de dientes del piñón para evitar interferencia entre piñón y engranes de profundidad completa a 20°. Tomada de [24].

Número mínimo de dientes en el piñón	Número máximo de dientes en el engrane
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

Con esto, es posible iniciar el cálculo de la geometría que tendrán las ruedas dentadas. En la metodología AGMA se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, una del esfuerzo de flexión y la otra de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto). En la terminología AGMA, se les llama números de esfuerzo, en contraste con los esfuerzos reales aplicados.

2.1.1. Esfuerzo a flexión de engranes - Metodología AGMA.

El método AGMA aplica una serie de factores adicionales al esfuerzo flexionante calculado con la ecuación de Lewis (Ec. 3-1) llamado número de esfuerzo permisible, que determinan la resistencia del engrane, y se designan como S_{at} y S_{ac} .

$$\sigma = \frac{W_t P_d}{F J} \quad \text{Ec. 2-1}$$

Donde W_t es la carga tangencial transmitida (N)

P_d es el paso diametral transversal

F es el ancho de cara del elemento

J es el factor geométrico de resistencia a la flexión

Estos factores representan el grado con el que el caso real difiere de las condiciones con que se realizan los ensayos, el resultado es una mejor estimación del valor real del esfuerzo flexionante que se produce en los dientes del engrane y del piñón (Ecuación 3-2)

$$\sigma = \frac{W_t P_d}{F J} K_o K_v K_s K_m K_B \quad \text{Ec. 2-2}$$

Donde W_t es la carga aplicada (Ec. 3-3).

K_o es el factor de sobrecarga (Tabla 3-2).

K_s es el factor de tamaño (Tabla 3-3).

K_m es el factor de distribución de la carga (Ec. 3-5).

K_B es el factor del espesor del aro (Gráfica 3-3).

K_v es el factor dinámico (Ec. 3-7).

J es el factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f) (Gráfica 3-4).

Con estas modificaciones, el diseño final pretende asegurar que el número de esfuerzo flexionante es menor que el número de esfuerzo flexionante admisible modificado.

- **W_t : Carga**

$$W_t = \frac{33000 H}{V} \quad \text{Ec. 2-3.}$$

Donde H = es la potencia transmitida (HP)

V = Velocidad de la línea de paso (Ecuación 3-4)

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad \text{Ec. 2-4.}$$

Donde d =

n = velocidad angular (rpm).

- **K_o : Factor de sobrecarga.**

Considera la probabilidad de que variaciones de carga, vibraciones, choques o cambios de velocidad puedan causar cargas máximas mayores que W_t , aplicada a los dientes del engrane (Tabla 3-2).

Tabla 2-2. Factores de sobrecarga, K_o . Tomada de [25].

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

- **K_s : Factor de tamaño.**

La AGMA indica que se puede suponer factor de tamaño 1 para la mayoría de engranes, por ejemplo, para pasos diametrales de 5 o mayores, o para un módulo específico de 5 o menores. Para dientes más grandes se utiliza la **Tabla 3-3**.

Tabla 2-3. Factores de tamaño, K_s . Tomada de [25].

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

- **K_m : Factor de distribución de carga.**

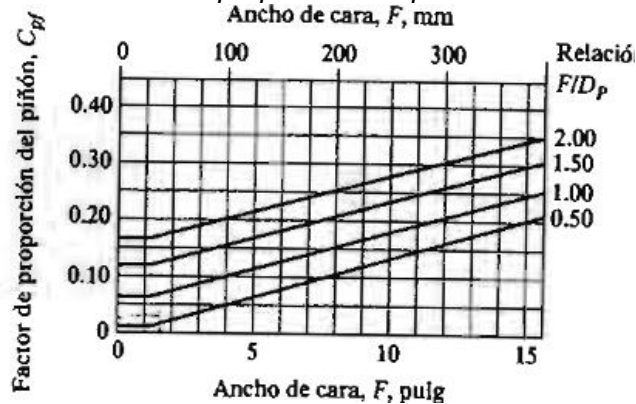
Si la intensidad de carga en todas las partes de todos los dientes en contacto, en cualquier momento, fuera uniforme, el valor de K_m sería 1. Sin embargo, esto no sucede, por tanto, este factor se determina con la Ecuación 3-5.

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad \text{Ec. 2-5}$$

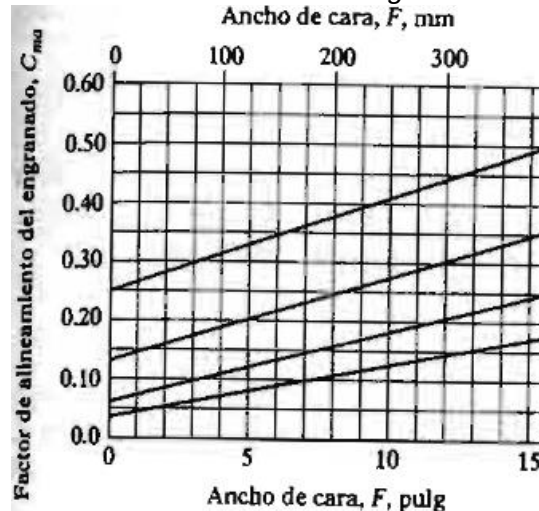
Donde C_{pf} = factor de proporción del piñón y se calcula con la Ecuación 3-6 o la Gráfica 3-1.
 C_{ma} = factor por alineamiento de engranado y se calcula mediante la Gráfica 3-2.

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10 D_p} - 0,025, & F \geq 1 \\ \frac{F}{10 D_p} - 0,0375 + 0,0125F, & 1 \leq F < 15 \end{cases} \quad \text{Ec. 2-6}$$

Gráfica 2-1. Factor de proporción del piñón. Tomada de [25]



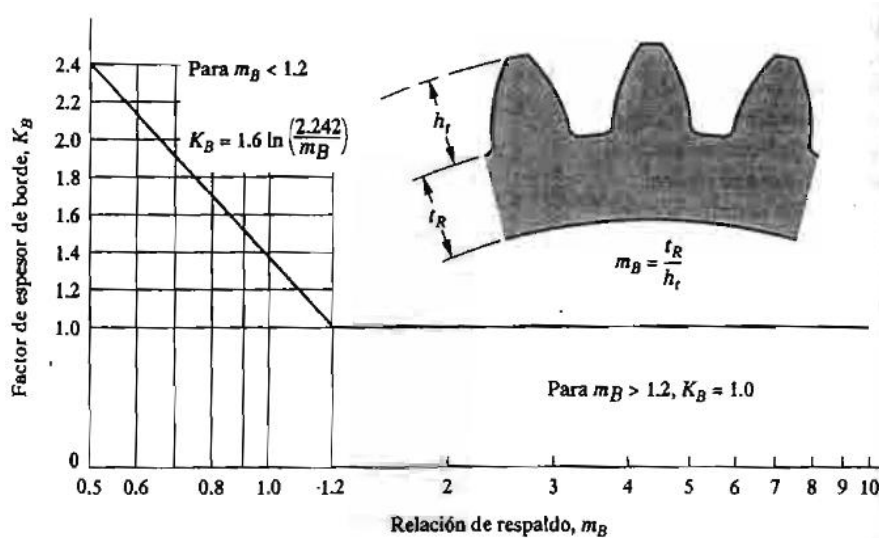
Gráfica 2-2. Factor de alineamiento de engranado. Tomada de [25]



- **K_B : Factor de espesor de orilla.**

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo K_B . Dicho factor ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado y se define en la Gráfica 3-3.

Gráfica 2-3. Factor de espesor de orilla. Tomada de [25]



- **K_v : Factor dinámico**

Con este factor se considera que la carga es resistida por un diente, con cierto grado de impacto, y que la carga real sobre el diente es mayor que la carga transmitida sola.

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento (Ecuación 3-7). El error de transmisión se define como la desviación de la velocidad angular uniforme del par de engranes.

$$K_v \begin{cases} \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & V \text{ en pie/min} \\ \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & V \text{ en m/s} \end{cases} \quad \text{Ec. 2-7}$$

Donde

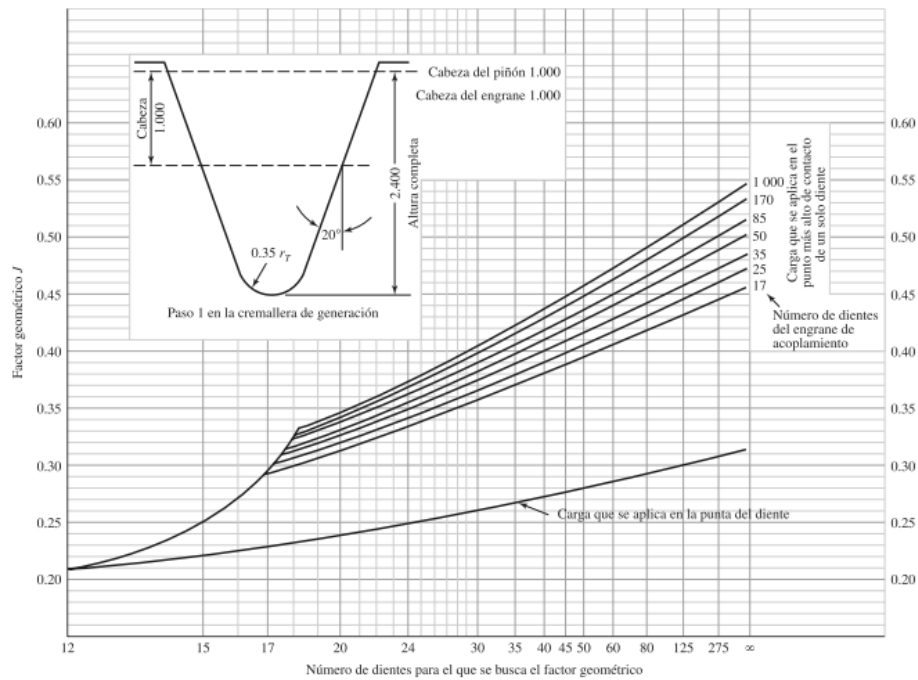
$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \quad \text{Ec. 2-8}$$

- **J : Factor geométrico de resistencia a la flexión.**

Esto hace referencia a un valor modificado del factor de forma de Lewis y se puede obtener mediante la Gráfica 3-4.

Gráfica 2-4. Factor geométrico de resistencia a la flexión. Tomada de [15].



2.1.2. Esfuerzo de flexión permisible. Metodología AGMA.

Determina la resistencia de los engranajes a los esfuerzos sometidos por flexión y se define con la Ecuación 3-9.

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} \quad \text{Ec. 2-9.}$$

Donde S_t es el esfuerzo de flexión permisible (N/mm²) (Gráfica 3-5 y 3-6).

Y_N es el factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión (Gráfica 3-7).

K_T son los factores de temperatura (1).

K_R son los factores de confiabilidad (Tabla 3-4).

S_F es el factor de seguridad AGMA (Ecuación 3-10).

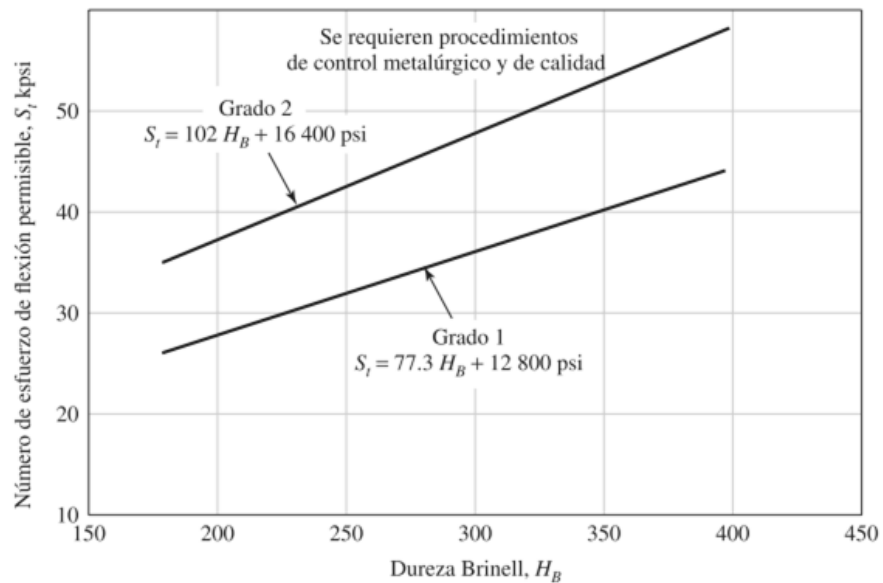
- **K_T : Factor de temperatura**

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea $K_T = 1$. Cuando las temperaturas son superiores, se debe buscar la manera de bajarlo a este límite por la seguridad del lubricante.

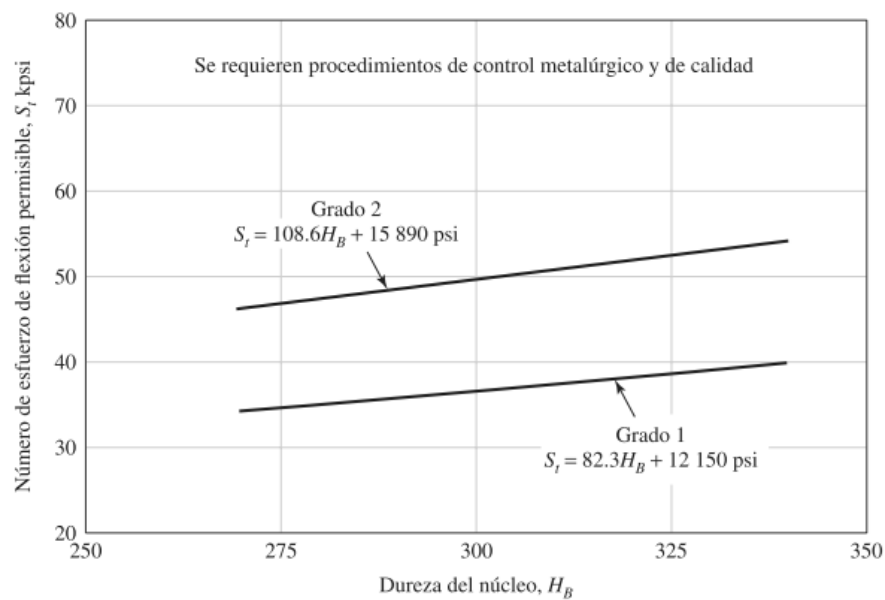
- **S_t : esfuerzo de flexión permisible.**

En la metodología AGMA las resistencias se modifican mediante diversos factores que producen valores limitantes del esfuerzo de flexión y de contacto. Se define con las ecuaciones descritas en las Gráfica 3-5 y 3-6.

Gráfica 2-5. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Tomada de [15].



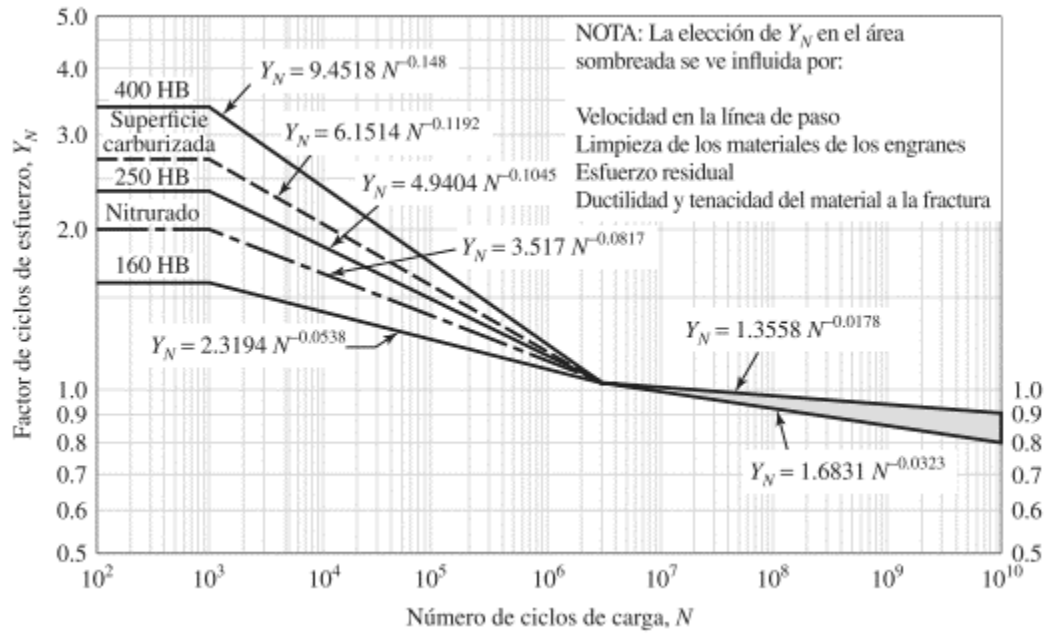
Gráfica 2-6 Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (AISI 4140 Y 4340). Tomada de [15]



- **Y_n : Factor de ciclos de esfuerzo.**

El propósito de este factor de ciclos de carga es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 107 ciclos. Los valores de dichos factores se presentan en la Gráfica 3-7.

Gráfica 2-7. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . Tomada de [15].



- **K_R : Factor de confiabilidad**

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material y sus valores se referencian en la **Tabla 3-4**.

Tabla 2-4. Factores de confiabilidad. Tomada de [15]

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

2.1.3. Factor de seguridad en flexión AGMA.

Las normas ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04 contienen un factor de seguridad S_F que protege contra la falla por fatiga por flexión y se define como en la Ecuación 3-10.

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} = \frac{\text{resistencia a la flexión completame corregida}}{\text{esfuerzo de flexión}} \quad \text{Ec. 2-10}$$

2.1.4. Esfuerzo por contacto de engranes - Metodología AGMA.

La metodología AGMA, aplica una serie de factores de corrección al esfuerzo por contacto que soporta un engranaje, definiéndolo como la Ecuación 3-11.

$$\sigma_C = C_p \sqrt{W_t K_O K_S K_v \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \quad \text{Ec. 2-11}$$

donde W_t , K_o , K_v , K_s , K_m , F y b son los mismos términos que los que se definieron en la ecuación (14-15). Los términos adicionales son:

C_p es un coeficiente elástico ($\sqrt{N/mm^2}$) (Tabla 3-5).

C_f es el factor de condición superficial (1).

d_p es el diámetro de paso del piñón, en (mm).

I es el factor geométrico de resistencia a la picadura.

- **C_f : factor de condición superficial.**

Este factor se emplea únicamente en la ecuación de la resistencia a la picadura y depende del acabado superficial de la pieza, de esfuerzos residuales y de endurecimiento por trabajo. Sin embargo, las condiciones superficiales estándar de dientes de engranes aún no se han establecido, por lo que se considera $C_f=1$. Cuando se tenga el conocimiento de que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de C_f mayor que la unidad.

- **C_p : Coeficiente elástico.**

Como un medio sencillo de combinar y tabular los resultados de diversas combinaciones de materiales del piñón y la corona, AGMA define un coeficiente elástico C_p de acuerdo con la **Tabla 3-5**.

Tabla 2-5. Coeficiente elástico. Tomada de [15].

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_o , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

- **I : factor geométrico de resistencia a la picadura.**

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G+1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G-1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad \text{Ec. 2-12}$$

Donde ϕ_t = ángulo de presión transversal

m_N = relación de repartición de la carga (1 en engranes rectos)

m_G = relación de las velocidades (Ecuación 3-13)

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad \text{Ec. 2-13}$$

2.1.5. Esfuerzo de contacto permisible. Metodología AGMA.

Determina la resistencia de los engranajes a los esfuerzos sometidos por contacto y se define con la Ecuación 3-14.

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad \text{Ec. 2-14}$$

Donde K_T y K_R son los mismos factores de temperatura y confiabilidad para flexión (numeral 3.1.2.). Los términos adicionales son:

S_c son los esfuerzos de contacto permisibles (N/mm^2) (Tabla 3-6).

Z_N es el factor de vida de ciclos de esfuerzo (Gráfica 3-8).

C_H son los factores de la relación de durezas de resistencia a la picadura (Ecuación 3-15).

S_H es el factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo (Ecuación 3-16).

- **C_H : factores de la relación de durezas de resistencia a la picadura.**

Por lo general, el piñón tiene un número de dientes menor que la corona y en consecuencia se somete a más ciclos de esfuerzo de contacto. Si ambos se endurecen completamente, se obtiene una resistencia superficial uniforme si se hace el piñón más duro que la rueda. Se da un efecto semejante cuando el piñón endurecido se acopla superficialmente con un engrane endurecido por completo. El factor de la relación de la dureza C_H se usa sólo para la corona. Su objetivo consiste en ajustar las resistencias superficiales para este efecto. Los valores de C_H se obtienen mediante la Ecuación 3-15.

$$C_H = 1 + A'(m_G - 1) \quad \text{Ec. 2-15.}$$

Donde $A' = 8,98 (10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 (10^{-3})$ $1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7$

Los términos H_{BP} y H_{BG} representan los grados de dureza Brinell del piñón y la corona, respectivamente y el término m_G simboliza la relación de la velocidad.

- **S_c : esfuerzos de contacto permisibles.**

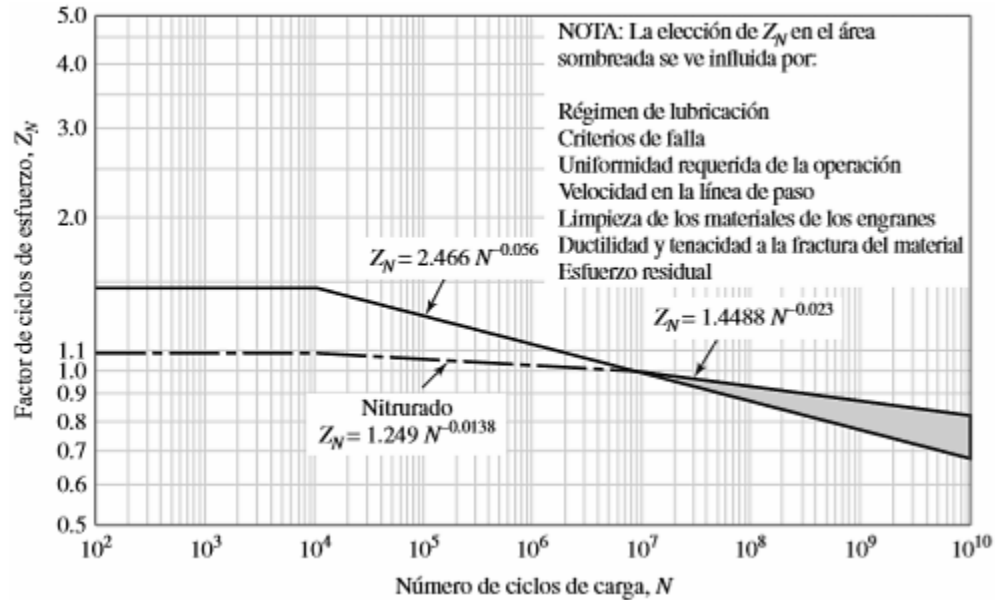
Tabla 2-6. Resistencia de contacto repetidamente aplicada S_c a 107 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero. Tomada de [15].

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, ² S_c psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
	o por inducción ⁵	54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitrurado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000
		87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitr alloy 135M	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitr alloy N	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

- Z_N : factor de vida de ciclos de esfuerzo.

Las resistencias AGMA se basan en la aplicación de 10^7 ciclos de carga. El propósito del factor de ciclos de esfuerzo es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 10^7 ciclos. Los valores de dichos factores se presentan en la Gráfica 3-8.

Gráfica 2-8. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura. Tomada [15]



2.1.6. Factor de seguridad del desgaste AGMA (S_H).

Las normas ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04 contienen un factor de seguridad S_H que resguarda contra la falla por picadura. La definición de S_H , corresponde a la Ecuación 3-16.

$$S_H = \frac{S_C Z_N C_H (K_T K_R)}{\sigma_C} = \frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto}} \quad \text{Ec. 2-16}$$

2.2. EJES.

Un eje giratorio es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Por tanto, son elementos que están sometidos a fatiga [15]. Así, se presentan entonces los modelos matemáticos necesarios para su estudio.

2.2.1. Límite de resistencia a la fatiga

El comportamiento de partes de máquinas generalmente está asociado con fallas ante cargas variables que producen esfuerzos que se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes [22]; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga.

Por esto, y para el caso de los aceros, se estima el límite de resistencia a fatiga sin corregir (S'_e) teniendo en cuenta la Ecuación 3-17.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ec. 2-17}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión.

Sin embargo, es necesario tener en cuenta factores que podrían modificar la estimación de S'_e debido a efectos sobre el material, como pueden ser el tamaño, la temperatura, la condición superficial, entre otros [26]. Los factores de Marín cuantifican estos efectos y son los siguientes:

- **K_a : Factor de modificación de la condición superficial**

Este factor se determina porque el acabado superficial que tiene la pieza de ensayo es mucho mejor que las piezas reales que se utilizan: la superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial [27]. Así, el factor que pretende corregir esto se define como la Ecuación 3-18.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. 2-18}$$

Donde S_{ut} = resistencia mínima a la tensión
a y b, se definen como en la **Tabla 3-7**.

Tabla 2-7. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín, ecuación (6-19).
Tomada de [15].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

- **K_b : Factor de modificación del tamaño**

Este factor se determina porque la pieza de ensayo tiene una sección circular diferente las piezas reales que se utilizan: el diámetro normalizado de una muestra de viga rotativa es 7,5–12,5 mm [27]. Así, el factor que pretende corregir esto se define con la Ecuación 3-19.

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,879 d^{-0,107}, & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91 d^{-0,157}, & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24 d^{-0,107}, & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 d^{-0,157}, & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec. 2-19}$$

- **K_c : factor de modificación de la carga**

Este factor se determina porque cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren al S_{ut} [15]. Así, el factor que pretende corregir esto se define con la Ecuación 3-20.

$$k_c = \begin{cases} 1, & \text{flexión} \\ 0,85, & \text{axial} \\ 0,59, & \text{torsión} \end{cases} \quad \text{Ec. 2-20}$$

- **K_d: factor de modificación de la temperatura**

Este factor se determina porque la temperatura con la que se realizan los ensayos (temperatura ambiente) puede ser diferente a la temperatura a la que son sometidas las piezas reales. Incluso, algunos materiales no tienen límite de fatiga a altas temperaturas (aleaciones de aluminio) [27]. Así, este factor se determina teniendo en cuenta la Ecuación 3-21.

$$\begin{aligned} k_d &= 1, & T &\leq 450\text{ }^{\circ}\text{C} \\ k_d &= 1 - 5,8 \times 10^{-3}(T - 450), & 450\text{ }^{\circ}\text{C} &\leq T \leq 550\text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned} \quad \text{Ec. 2-21}$$

- **K_e: factor de confiabilidad**

Este factor se determina porque la mayoría de los datos de resistencia a la fatiga se reportan como valores medios, por tanto, se utiliza la siguiente ecuación. La **Tabla 3-8** muestra los valores de algunas confiabilidades estandarizadas.

$$k_e = 1 - 0,08 z_a \quad \text{Ec. 2-22}$$

Tabla 2-8. Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. Tomada de [15].

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

- **K_f: factor de concentración del esfuerzo por fatiga**

Este factor se determina debido a la existencia de irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas que incrementan de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad. Esto se define como (Ecuación 3-23).

$$k_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad \text{Ec. 2-23}$$

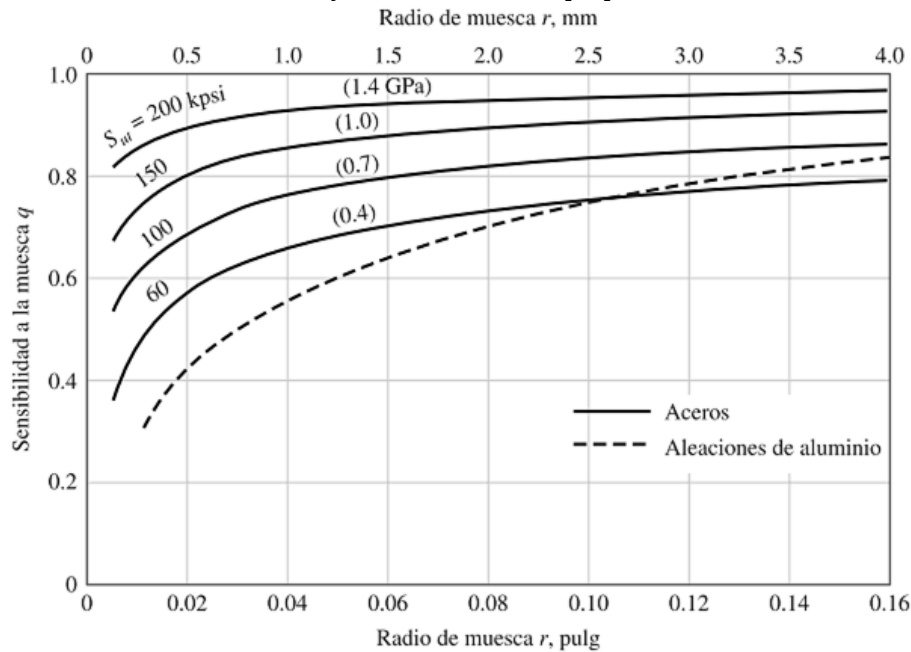
2.2.2. Sensibilidad a la muesca.

Los materiales tienen diferente sensibilidad a la concentración de esfuerzos, lo cual se conoce como sensibilidad a la muesca del material [28]. Peterson posteriormente el procedimiento y desarrolló el concepto de sensibilidad a la muesca q , como:

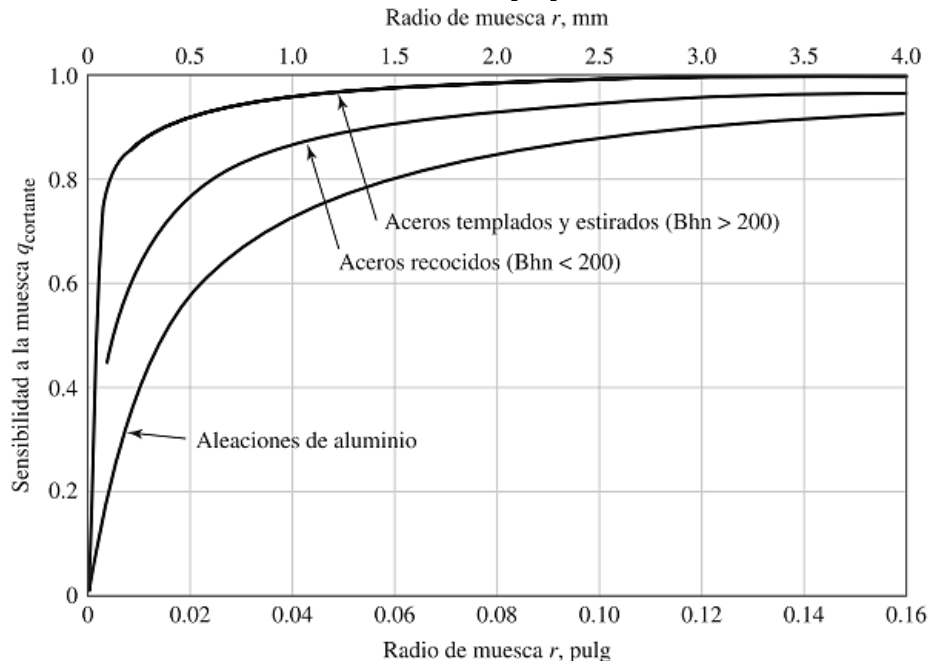
$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad \text{o bien} \quad q_{\text{cortante}} = \frac{k_{fs} - 1}{k_{ts} - 1} \quad \text{Ec. 2-24}$$

Con esto, se hace más sencillo calcular el valor de Kf (o kfs para cortante), ya que el factor de concentración de esfuerzo teórico (kt o kts para cortante) a partir de la geometría de la parte, y la sensibilidad a la muesca (q para normal o qs para cortante) a partir de las Gráficas 3-9 Y 3-10.

Gráfica 2-9. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado. Tomada de [15].



Gráfica 2-10. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. Tomada de [15].



Con esto, es posible despejar la Ecuación 3-24 así:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{o bien} \quad k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad \text{Ec. 2-25}$$

Finalmente, teniendo en cuenta los factores de Marín, es posible calcular el límite de resistencia a la fatiga completamente corregido (S_e) así:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. 2-26}$$

donde k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de concentración del esfuerzo por fatiga

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

2.2.3. Diseño del eje para el esfuerzo.

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo.

Los momentos flexionantes sobre un eje pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flexionante. Como la mayoría de los problemas de ejes incorporan engranes o poleas que introducen fuerzas en dos planos, por lo general los diagramas de momento cortante y flexionante deberán ser en dos planos. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje: combinando los planos ortogonales como vectores, se obtienen los momentos totales así:

$$M_a = \sqrt{M^2 - M^2} \quad \text{Ec. 2-27}$$

Ahora bien, los esfuerzos en los ejes de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios, como se muestra en la sección 6-14, p. 309. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por las Ecuaciones 3-28 y 3-29.

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a C}{I} \quad \sigma_m = k_f \frac{M_m C}{I} \quad \text{Ec. 2-28}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a C}{J} \quad \tau_m = k_{fs} \frac{T_m C}{J} \quad \text{Ec. 2-29}$$

donde M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente. Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para C , I y J , lo que resulta en las Ecuaciones 3-30 y 3-31.

$$\sigma_a = k_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = k_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2-30}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = k_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2-31}$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16k_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 2-32}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32k_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 2-33}$$

Así, el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman es

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. 2-34}$$

La sustitución de σ'_a y σ'_m en las ecuaciones (3-15) y (3-16) resulta en

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad \text{Ec. 2-35}$$

Y despejando para el diámetro se tiene.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 2-36}$$

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Las ecuaciones de la (7-7) a la (7-14) pueden simplificarse al igualar M_m y T_a a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos.

Los criterios de Gerber y Goodman modificado no protegen contra la fluencia, por lo que requieren una verificación adicional de este aspecto. Para tal propósito, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises (Ecuación 3-37).

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32k_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16k_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 2-37}$$

Para verificar la fluencia, este esfuerzo máximo de von Mises se compara como siempre con la resistencia a la fluencia (Ecuación 3-38).

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec. 2-38}$$

Para una verificación rápida y conservadora, se puede obtener una estimación de $\sigma'_{m\acute{a}x}$ simplemente al sumar σ'_a y σ'_m . El valor de $\sigma'_a + \sigma'_m$ siempre será mayor o igual que $\sigma'_{m\acute{a}x}$, por lo cual será conservador.

3. ESTADO DEL ARTE.

Este capítulo presenta una revisión del estado del arte de las cajas de transmisión manual disponibles en el mercado, dando especial atención a las propuestas de diseño desarrolladas por equipos concursantes a las anteriores versiones de la Baja-SAE.

Como se ha establecido a lo largo del documento, los parámetros técnicos del sistema de transmisión tendrán especial sustentación en la experiencia de otros equipos. Por tanto, la revisión se presentará en la medida que cada reporte aporte a sustentar algún elemento del sistema general.

El equipo de la Universidad Simón Bolívar, de Venezuela, será desde el cual se sustentará mayormente este trabajo de grado. Esto debido a que es un equipo altamente consolidado, con una trayectoria de 11 años proyectada a la mejora continua de sus resultados: al finalizar cada competencia, desarrollan diferentes proyectos alrededor de los diferentes sistemas que involucran el auto Baja-SAE (**Figura 4-1**) proyectados con único fin de mejorar sus rendimientos en la siguiente competencia. Entre esto se puede encontrar el proyecto de puesta a punto para pruebas de su vehículo Baja SAE [29], el diseño e implementación de un sistema embebido de telemetría [30], modelo de comportamiento de una CVT mecánica aplicado a prototipos de Baja [31], diseño de una transmisión epicicloidal de varias velocidades y sistema de cambios para prototipos de Baja [2], además de los estudios en los demás sistemas que integran el vehículo, como el diseño de sistema de control para su suspensión [32] y su respectivo amortiguador con resorte neumático [33].

Figura 3-1. Prototipo Baja-SAE de la Universidad Simón Bolívar de Venezuela. 2015-2016. Tomada de [34].



Con esto en mente, las aportaciones realizadas a partir de la documentación de demás equipos concursantes servirán para tomar decisiones de diseño posteriores. Todo esto se presentará como una revisión de cada parámetro que compondría el sistema de transmisión, así: uso de CVT, uso de caja de cambios, velocidad de salida fija o variable.

3.1. USO DE CVT.

En 1976, fue la primera competición del proyecto SAE Baja, que fue creado en la Universidad de Carolina del Sur, Estados Unidos, bajo la dirección del Dr. John F. Stevens [35]. Los primeros vehículos desarrollados esta categoría tenían una transmisión de potencia simple, solamente una cadena de rodillos de transmisión fija con respecto

conectado al eje del árbol motor de la rueda [36] como los utilizados por el equipo de Brasil mostrado en la **Figura 4-2**.

Figura 3-2. Transmisión de potencia por cadenas y piñones. Tomada de [37].



Sin embargo, desde el 2006, este equipo, además de variar el mecanismo de poleas y correas, incluyó el uso de una primera etapa de reducción con CVT, que les ha permitido alcanzar mejores resultados y la verificación de la hipótesis del buen funcionamiento de la CVT junto con otra unidad de velocidad variable [38].

En primera instancia, para el sistema de transmisión, el equipo ha utilizado desde el primer prototipo un sistema compuesto por una CVT (CV-Tech) junto con una reducción final cuyos mecanismos y relaciones se varían para cada competencia teniendo en cuenta los resultados y conclusiones que dejan las pruebas dinámicas: caja sincrónica comercial, cadenas y cajas reductoras de trenes de engranajes, siendo estas últimas el sistema usado actualmente el cual ha mostrado mayores beneficios y confiabilidad.

Por su parte, el equipo de la Universidad de San Antonio, en Texas, adquirió desde el 2015 una CV-TechCVT porque complementaba el motor y requería menos procesamiento posterior que sus competidores [39]. Esta unidad produce una relación máxima de 3.00: 1 y una relación mínima de 0.43: 1, que se ajustaba a los rangos de operación del motor. Concluyeron también que la CVT también es una opción más segura: en el caso de un tren motriz bloqueado, la correa se deslizará y evitará daños excesivos en el motor o la caja de cambios [39].

Así, actualmente, la mayoría de los equipos concursantes hacen uso de una CVT para la primera etapa de reducción de velocidad, indistintamente de si incorporan o no una segunda etapa de reducción con una caja de cambios. Este es el caso de los equipos de Brasil de la Universidad de Horizontina [40] y de la Universidad Federal de Espírito Santo [36], el equipo de San Antonio en la Universidad de Texas [39].

Por esto, el equipo de la USB, desde el 2008, inició proyectos que buscaban caracterizar el comportamiento de la CVT, para poder determinar en qué medida su configuración inicial puede variar, y qué parámetros podrían utilizarse para controlar su rendimiento. En el 2008, montaron modelo experimental compuesto por un banco de pruebas que mejorara la comprensión del funcionamiento básico de la CVT [41]. Sin embargo, ese proyecto generó dudas sobre su funcionamiento interno y el proceso de embrague.

Para esto, en el 2012 con Reinaldo Wiener, se determinó un sistema de ecuaciones diferenciales que representan el movimiento de cambio de radios de la CVT en función de

sus múltiples parámetros [31], los cuales están relacionados con las partes de las poleas descritas en el numeral 2.1. así:

- Masas actuadoras (M)
- Rigidez de los resortes de la polea conductora (K_p)
- Rigidez de los resortes de la polea conducida (K_s)
- Rigidez torsional del resorte de la polea conducida (K_ψ)
- Precompresión torsional del resorte de la polea conducida (δ_ψ)
- Precompresión lineal de los resortes de la polea conductora (δ_p)
- Precompresión lineal de los resortes de la polea conducida (δ)

Los mejores resultados de configuración de estos parámetros se presentan en el siguiente numeral.

3.2. USO DE SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN.

Para definir si se incorpora una segunda etapa de reducción, los equipos tienen en cuenta que la eficiencia de la CVT no es tan alta debido a las poleas de transmisión por correa, pero su ineficiencia se compensa en el reducido tiempo que toma realizar los cambios y las relaciones de engranaje "infinitas" proporcionadas por las poleas de expansión [42]. Este número infinito de relaciones de engranajes, dentro de la reducción mínima y máxima de la CVT, permite que la CVT funcione a la potencia y el par óptimos en toda la gama de velocidades del vehículo. Esencialmente, el CVT reemplaza al conductor al tener que seleccionar la mejor velocidad para cada velocidad y utiliza automáticamente la relación óptima de su rango (generalmente de 0.7: 1 a 4: 1).

Ahora bien, la CVT por sí sola no provee una relación de transmisión adecuada [43] por tanto, los equipos se decantan por el uso de una caja con una segunda reducción que ajusta velocidad y torque de salida a las ruedas.

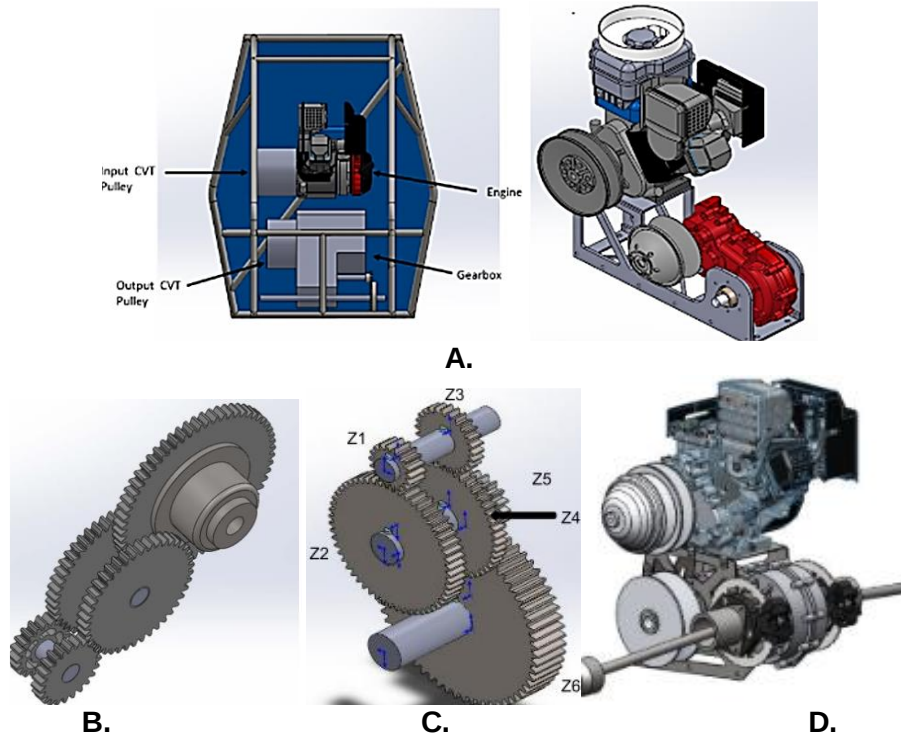
Varios equipos han hecho uso de sistemas de transmisión por cadena como el de la Universidad de (Figura 4-3 .A), el de la Universidad de (Figura 4-3 .B), el de México del Instituto Politécnico Nacional [44].

Figura 3-3. Sistema de transmisión con correas: A. Equipo Tomada de [38]. B. Equipo Tomada de [45].



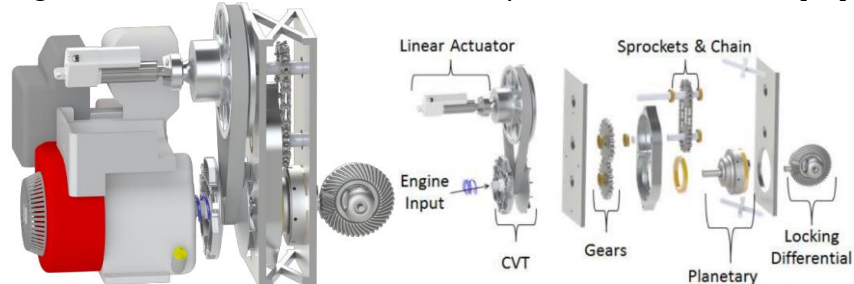
La Figura 4-4 muestra los sistemas de transmisión por tren de engranajes utilizados por los equipos que han competido en los últimos años del Baja-SAE.

Figura 3-4. Sistemas de transmisión con tren de engranajes: A. Equipo Tomada de [46]. B. Equipo Tomada de [47]. C. Equipo Tomada de [48]. D. Equipo Tomada de [39].



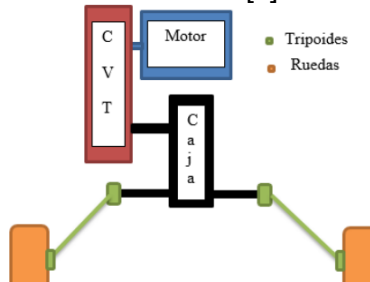
La **Figura 4-5** muestran los sistemas de transmisión por engranajes epicíclicos utilizados por los equipos que han competido en los últimos años del Baja-SAE.

Figura 3-5. Sistemas de transmisión epicíclicos. Tomada de [49].



Paralelo a esto, el esquema actual de la transmisión de tracción trasera, del equipo U.S.B, se compone principalmente del motor, una CVT, una caja reductora y dos juegos de tripoides con sus ejes [2] (**Figura 4-6**).

Figura 3-6. Esquema global del sistema de transmisión del equipo Baja-SAE U.S.B. Tomada de [2].



Con este esquema, el equipo de U.S.B. realiza simulaciones para las pruebas de aceleración, tracción y resistencia las cuales se presentan en los numerales A, B y C respectivamente.

A. Simulaciones de aceleración

Como primera medida, obtienen el *límite superior de aceleración*. La relación entre la potencia del motor y el peso del vehículo es el factor determinante del desempeño en aceleración en línea recta [50], la cual está dada por la Ecuación 4-1.

$$a_x = \frac{745,7 \text{ HP}}{m_t v} \quad \text{Ec. 3-1.}$$

Donde a_x es la aceleración longitudinal en m/s^2

m_t la masa del vehículo y el piloto en kg.

v la velocidad lineal en m/s.

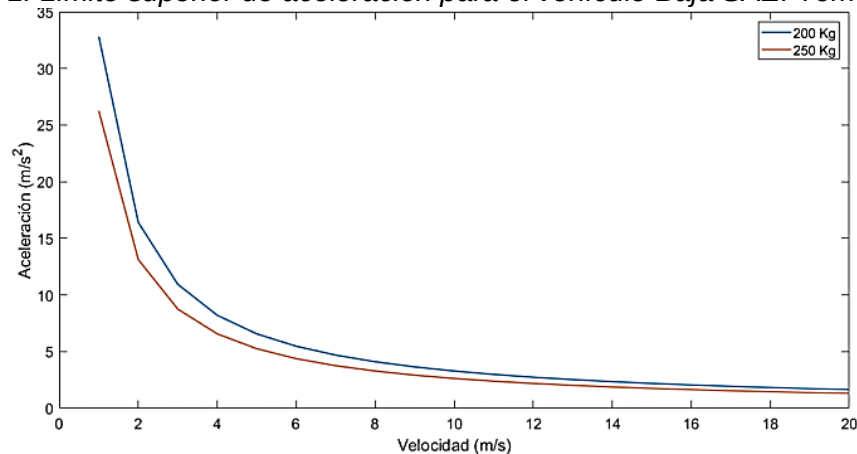
HP la potencia del motor en caballos de fuerza.

Con la ecuación 1-1 se obtuvo el límite superior de aceleración para la potencia máxima del prototipo despreciando fuerzas resistivas [2].

Seguido a esto, se determina la *velocidad teórica máxima* del vehículo por medio de pruebas realizadas en el prototipo del año 2011, en las cuales se midieron las curvas de tracción y carga experimentalmente.

La relación de transmisión del prototipo con la que se realizaron las mediciones es de 20:1, lo cual, a las máximas revoluciones del motor, y la mayor sobre marcha de la CVT permite una velocidad teórica máxima de 44 km/h. Para las simulaciones de las pruebas se usó una masa total de 200 y 220 kg que corresponde a un prototipo de 145Kg y un piloto de 55-75Kg.

Gráfica 3-1. Límite superior de aceleración para el vehículo Baja SAE. Tomada de [2].



Con el fin de encontrar los mejores tiempos para la prueba de aceleración en la que se deben alcanzar 30 y 45 metros, se probaron 24 configuraciones diferentes de CVT (configuraciones posibles de resortes y masas): variando el ángulo δ_ψ de 0° a 180° (con un paso de 30°), y la relación de transmisión N_g de 8 a 25 (con un paso de 1). Por lo que cada configuración de masas y resortes representa realmente 126 casos diferentes tomando en cuenta las variaciones de la relación de transmisión y precompresión torsional de la polea conducida.

La razón por la que se establecieron las cotas mínima y máxima de 8 y 25 para N_g , es debido a que para 8 la velocidad teórica tope es de alrededor de 80 km/h, lo que supera a la velocidad máxima de un prototipo mini baja, por lo que una relación menor implica pérdida

de torque sin un aumento de la velocidad tope. Del otro lado, para valores mayores a 25 se obtiene una velocidad tope baja para la mayoría de las pruebas en la competencia (menores a 26 Km/h) junto con un torque máximo mayor de lo necesario. Al mismo tiempo la caja se vuelve más grande y pesada.

La **Tabla 4-1** muestra subrayadas, las configuraciones que mejores resultados dieron.

Tabla 3-1. Resultados de los parámetros de la CVT para pruebas de aceleración. Editada de [14].

Parámetro	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
$N_{g_{30m}}$	19:1	19:1	20:1	18:1	18:1	19:1	21:1	18:1
$K_{\psi} \left(\frac{Nmm}{^\circ} \right)$	30°	90°	60°	120°	30°	90°	30°	90°
$t_{30m} \text{ (s)}$	4,26	4,16	4,27	4,16	4,42	4,21	4,38	4,22
$N_{g_{45m}}$	17	17	17	17	17	17	17	17
$K_{\psi} \left(\frac{Nmm}{^\circ} \right)$	60°	120°	90°	120°	30°	60°	60°	90°
$t_{45m} \text{ (s)}$	5,62	5,45	5,62	5,45	5,78	5,54	5,77	5,54

Donde $N_{g_{45m}}$, $N_{g_{30m}}$, t_{30m} y t_{45m} son las relaciones de transmisión y tiempos calculados para 45 m y 30 m respectivamente.

Se concluye entonces que la mejor configuración con masas disponibles es la 4, la cual usa de 275g. La simulación arroja que de igual forma las relaciones para 30 y 45 metros son 18:1 y 17:1 respectivamente, con $\delta_{\psi} = 120^\circ$.

B. Simulaciones para tracción.

Se eligió la prueba de tracción como una subida de colina, con pendiente de 30°, la cual tiene un efecto similar al halado de carga. En este caso se seleccionó una configuración de CVT y se realizaron las simulaciones con $\delta_{\psi} = 90^\circ$ variando N_g de 8 a 25 (con un paso de 1). Por otro lado, se estableció una duración de simulación de 30 s y que el prototipo parte del reposo sobre la pendiente (caso crítico). Como criterio de evaluación para la prueba se propuso el recorrer una distancia de 22 m en el menor tiempo posible, el cual se obtuvo como un promedio de la distancia de la prueba en los últimos años de competencia. La configuración de CVT seleccionada para las simulaciones corresponde a la presentada en la **Tabla 4-2**.

Tabla 3-2. Resultados de simulaciones de la CVT para la prueba de tracción. Editada de [14].

$\delta\psi^\circ$	$N_{g_{min}}$	$t(s)$	N_{g_1}	$t(s)$	N_{g_2}	$t(s)$	N_{g_3}	$t(s)$	N_{g_4}	$t(s)$	N_{g_5}	$t(s)$
0	20:1	25,0	25:1	10,6	24	12,1	23	14	22	16,5	21	19,9
90	18:1	27,5	25:1	5,6	24	6,0	23	6,5	22	7,6	21	9,9
180	17:1	13,1	25-23:1	5,7	22	5,9	21	6,1	20	6,5	19	7,2
270	15:1	14,4	25-21:1	6,6	20	6,9	19	7,1	18	7,4	17	7,9

Donde N_{gmin} representa la mínima relación con la que se completa la distancia de la prueba en el tiempo de la simulación. N_{g1} , representa la relación con la cual se obtuvo el mejor tiempo. La tabla también muestra las segundas, terceras, cuartas y quintas mejores relaciones para cada ángulo $\delta\psi$ (N_{g2} , N_{g3} , N_{g4} , N_{g5}).

De estos resultados es posible concluir que las relaciones de transmisión más altas dan los mejores tiempos, en este caso 25:1, sin embargo, se observa que al aumentar la precompresión de la polea conducida ($\delta\psi$) se acorta la diferencia en tiempos. Por lo que para $\delta\psi=180^\circ$ se obtiene prácticamente el mismo tiempo para N_g 25:1, 24:1 y 23:1. De igual forma, al aumentar la precompresión se necesita una menor relación para cumplir con la prueba. Otra conclusión es que, para una misma relación, una mayor $\delta\psi$ no implica mejorar el tiempo: para N_g 20:1 el tiempo es menos con 180° que con 270° , lo cual indica que a partir de cierto valor la precompresión empieza a no ser beneficiosa para la prueba.

C. Simulaciones de la prueba de resistencia.

En esta prueba el propósito principal es dar la mayor cantidad de vueltas en 4 horas seguidas. Según los resultados de eventos anteriores muchas veces los primeros lugares del evento no se sacan vueltas de ventaja y la diferencia radica en la rapidez con que se realizan [14] [2] por ello es importante que el vehículo sea rápido.

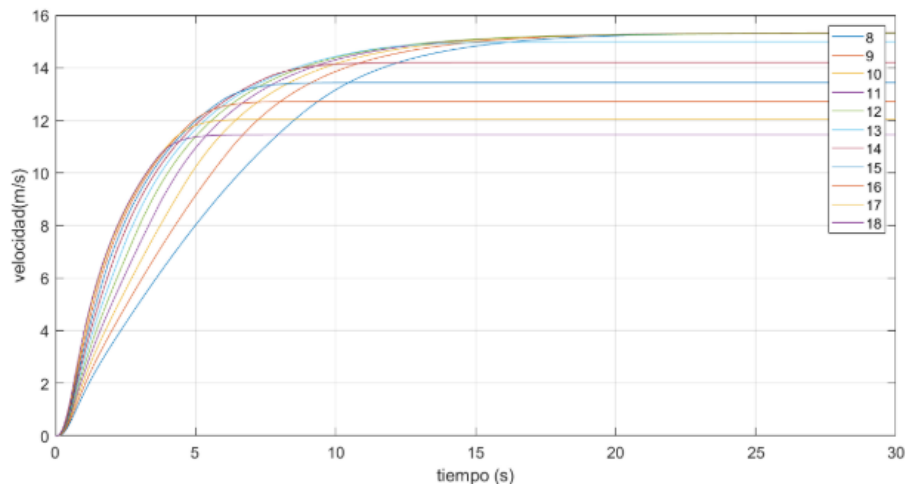
Por experiencia de estos equipos y videos de este evento disponibles en internet, se sabe que hay rectas en las que el vehículo puede alcanzar su velocidad tope, la cual está alrededor de los 60 km/h, en una recta de 200m.

Para tener un estimado de la distancia necesaria en la que se llegaría a desarrollar los 60km/h y compararla con la máxima disponible de los 200m, se realizó una simulación usando la **Tabla 4-3** con $\delta\psi=120^\circ$, variando N_g desde 8 a 14. De esta forma se obtuvieron gráficas de velocidad y distancia en función del tiempo (Gráfica 4-2).

Tabla 3-3. Editada de [14].

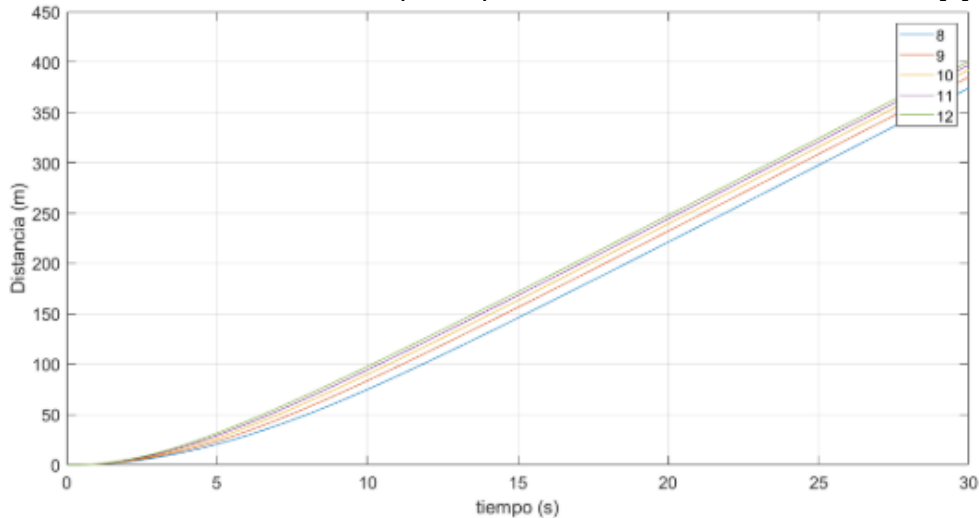
	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
$K_p(\frac{N}{mm})$	15	15	15	15	18	18	18	18
$\delta p (mm)$	110	110	110	110	109	109	109	109
$K_s(\frac{N}{mm})$	6	6	6	6	6	6	6	6
$K_\psi(\frac{Nmm}{^\circ})$	90	90	150	150	90	90	150	150
$\delta s (mm)$	170	170	150	150	170	170	150	150
$\delta\psi (^\circ)$	0-180	0-180	0-180	0-180	0-180	0-180	0-180	0-180
$M(g)$	250	275	250	275	250	275	250	275
N_g	8-25	8-25	8-25	8-25	8-25	8-25	8-25	8-25

Gráfica 3-2. Velocidad vs Tiempo en prueba de resistencia. Tomada de [2].



De la Gráfica 4-3 se observa que para $N_g \leq 12:1$ se llega a una velocidad tope de 15 m/s (54 km/h). El tiempo en alcanzar dicha velocidad es de 12 a 15 s y es inversamente proporcional a N_g debido a que la aceleración en el tramo inicial aumenta con la relación de transmisión.

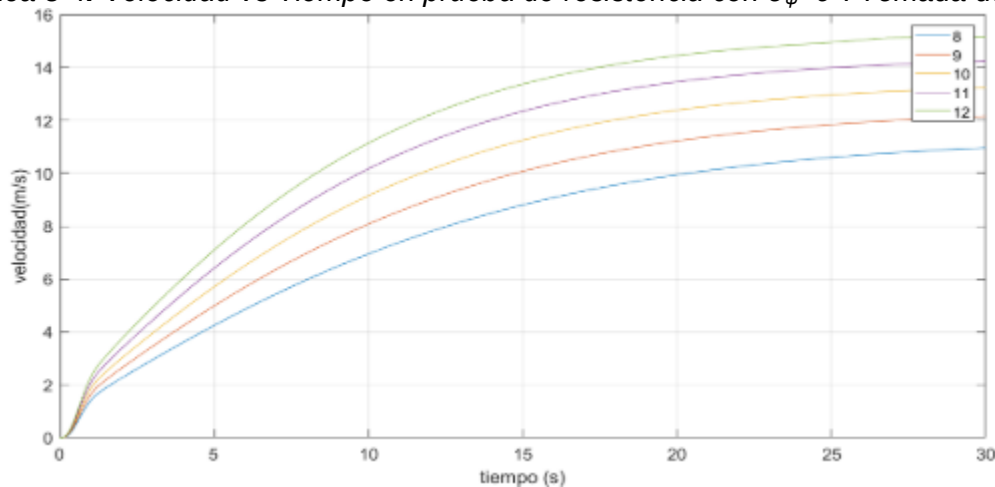
Gráfica 3-3. Distancia vs Tiempo en prueba de resistencia. Tomada de [2].



De acuerdo con la Figura 2.10, la distancia en alcanzar la velocidad tope está entre 130 m y 150m. Por lo que sería posible desarrollarla en una pista de 200m, que es la que se ha manejado anteriormente (REDACTAR).

Se realiza una prueba adicional con $\delta\psi = 0^\circ$, y se obtiene que las relaciones de transmisión menores a 12 no alcanzarían la velocidad tope (**Gráfica 4-4**) Por lo que si se quiere alcanzar la velocidad tope con una relación menor se requiere una cierta cantidad de precompresión torsional de la polea conducida (**Figura 2.3.**).

Gráfica 3-4. Velocidad vs Tiempo en prueba de resistencia con $\delta_\psi=0^\circ$. Tomada de [2].



Con esto, es posible concluir las relaciones de transmisión adecuadas para cada una de las 3 pruebas dinámicas, usando la CVTech-IBC, así:

- ✓ Para aceleración se recomienda entre 17:1 y 18:1, y se tiene la capacidad de ajustar δ_ψ para mejorar los tiempos.
- ✓ Para la subida de colina, se determina que a partir de 23:1 con un alto δ_ψ (180° en adelante) la diferencia en los tiempos es despreciable. Sin embargo, es posible completar la prueba hasta con un N_g de 17:1 ($\delta_\psi=180^\circ$) y 8,5 s de diferencia con respecto al mejor tiempo. Como referencia se tiene que los únicos prototipos en la historia del equipo Baja-SAE U.S.B. que han completado esta prueba han tenido relaciones de 20:1 y 18:1 (2010 y 2011).
- ✓ Para la prueba de resistencia, una velocidad tope alta es deseable. Se obtuvo que para $N_g \leq 14:1$ se consiguen velocidades mayores a los 50 km/h. Sin embargo, no deben ser muy bajas porque la fuerza de tracción disponible en las ruedas es muy poca así que pueden usarse relaciones entre 13:1 y 12:1, debido a que proporcionan una mejor aceleración y son capaces de alcanzar la velocidad tope.

4. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Cada año, el Comité de Reglas se esfuerza por administrar y actualizar las reglas de la competencia que son fáciles de entender y que presentan a los estudiantes, de todas las disciplinas de ingeniería y niveles de experiencia, con desafíos relevantes del mundo real [6]. Este capítulo presenta las especificaciones de diseño basadas en la normativa y pruebas de la competencia, así como los parámetros técnicos establecidos por la norma actualizada a 2019. Sin embargo, teniendo en cuenta las fechas establecidas para el presente año (**Tabla 1-1**), y teniendo en cuenta que las inscripciones suelen ser entre los meses de octubre y noviembre del año anterior a la competencia, será necesaria una revisión proyectada para la primera fecha del 2020.

Tabla 4-1. Fechas proyectadas para las competencias Baja-SAE 2019. Basada en [7].

Fecha de competencia.	Lugar.	Fecha límite de inscripción según la página oficial [7].
<i>Abril 11-14, 2019.</i>	Tennessee.	Oct. 2, 2018 – Nov. 12, 2018.
<i>Mayo 16-19, 2019.</i>	Rochester.	Oct. 2, 2018 – Nov. 12, 2018.
<i>Junio 6-9, 2019.</i>	California.	Oct. 2, 2018 – Nov. 12, 2018.

4.1. IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD. CLARIFICACIÓN DEL PROBLEMA.

La serie de competencias Baja SAE® se originó en la Universidad de Carolina del Sur en 1976, bajo la dirección del Dr. John F. Stevens [1] y plantea un reto ingenieril de diseño y manufactura de un vehículo monoplaza todo terreno.

Los automóviles diseñados para participar deben ser capaces de superar con éxito pruebas dinámicas que evalúan el desempeño del prototipo en pista, es decir su aceleración, velocidad, tracción, maniobrabilidad, capacidad de superar obstáculos; además de pruebas estáticas que evalúan el diseño, costo y potencial de llevar el vehículo al mercado con una producción de 4000 unidades por año [2] [3].

Ahora, si bien este es el objetivo y necesidad de la competencia a la que pretende aportar el sistema de transmisión diseñado, es necesario aclarar que la necesidad primordial nace en el ámbito académico, desde la individualidad y el colectivo universitario y nacional, con la urgencia de posicionar a la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Santo Tomás en escalas internacionales, generando reconocimiento y respaldo hacia el programa.

4.2. NORMATIVA DE LA COMPETENCIA BAJA SAE 2018.

Para proporcionar una base uniforme para los eventos de rendimiento, todos los vehículos deben usar el mismo motor: Briggs & Stratton 10 HP Vanguard Modelo 19 sin modificaciones, de cuatro tiempos y refrigerado por aire (**Figura 1-1**).

El vehículo debe ser capaz de transportar una (1) persona de 190 cm (75 pulgadas) de alto que pesa 113 kg (250 libras). Adicional a esto, debe ser capaz de operar de manera segura sobre terreno accidentado incluyendo obstrucciones tales como rocas, arena, troncos, pendientes pronunciadas, lodo y aguas poco profundas en cualquier combinación o en cualquier tipo de clima, incluyendo lluvia, nieve y hielo.

Ancho: 162 cm (64 in) en el punto más ancho con las ruedas apuntando hacia delante.

Longitud: sin restricciones.

Peso: sin restricciones.

Figura 4-1. Motor Briggs & Stratton 10 HP OHV Vanguard Modelo 19.



4.3. PARÁMETROS TÉCNICOS SEGÚN SAE.

Si bien dentro de sus especificaciones técnicas, la norma establece parámetro para la mayoría de los componentes del vehículo, los que tienen cabida en el sistema de transmisión hacen referencia a dos grandes ítems: el motor y la seguridad.

4.3.1. Para el motor

Comprendidas en el **Artículo 2**, las especificaciones para el motor son muy claras y exigentes, pues se busca que exista equidad en las condiciones base de desempeño en potencia y velocidad para todos los equipos, las más relevantes son:

- ✓ **B.2.1** Especifica que el motor no puede ser otro que el proveído, por los cerca de 40 años que lleva la competencia, por la Corporación Briggs & Stratton, este es el OHV Vanguard Modelo 19 de 10 HP.
- ✓ **B.2.2 y B.2.3** Aclaran que los equipos de Estados Unidos, Canadá y México pueden comprar el motor desde su página de internet en sae.org; sin embargo, para equipos de países diferentes el motor no será enviado a estos, debe ser entregado por un tercero, ya sea el organizador que vinculó a este equipo o una dirección en uno de los tres (3) países mencionado anteriormente, que el equipo proporcione.
- ✓ **B.6.3** Especifica que la localización de todo el sistema de combustible, incluido el carburador, la tapa del filtro de aire, la protección contra salpicaduras y el motor debe estar ubicado dentro de la envoltura de la jaula antivuelco del vehículo.

En la **Tabla 1-2** se muestran las características y especificaciones técnicas del motor, que tiene un valor de USD \$628.00 [1] [8].

El ANEXO 1, presenta la carta de solicitud que debe ser llenada por cada equipo participante con el fin de solicitar a la compañía la compra del motor, que es usado exclusivamente con los fines de la competencia.

Tabla 4-2. Características técnicas del motor, según Briggs & Stratton [9].

Características técnicas	Características comerciales	Restricciones de la competencia
Modelo: 19L232-0054 G1 Compresión: 8.1 a 1 Capacidad de aceite: 24 oz. Potencia: 10 hp Tipo de combustible: 87 octanos Diámetro interior / carrera: 3.12" / 2.44" Velocidad en el eje de salida: Por reglamentación SAE, debe ser máximo 3800 rpm.	Marca: Briggs & Stratton Precio motor: 628 (US\$) Rodamientos de bolas, resistentes y de servicio prolongado Ignición eléctrica Magnetrón Sistema TransportGuard: protección de apagado automático del combustible / ignición	El motor requerido no debe tener ninguna modificación. Los repuestos deben ser originales y sólo se permite un depósito de combustible. No se pueden utilizar bombas de combustible.

4.3.2. Para seguridad.

Condensadas en el **Artículo 9**, los siguientes son los numerales que relacionan las condiciones de seguridad que deberá cumplir el vehículo.

- ✓ **B.9.1 y B.9.2** Exigen que todos los componentes del tren motriz giratorio (CVT, engranajes, ruedas dentadas, correas y cadenas) deben estar protegidos para evitar lesiones al conductor, a los trabajadores de las vías o a otras personas. Las protecciones del tren de potencia deben proteger contra la liberación peligrosa de energía en caso de que fallen los componentes giratorios. Las juntas universales, juntas CV, cubos, rotores, ruedas y secciones desnudas de ejes están exentas de estos requisitos. Todas las guardas del tren motriz deben construirse con uno o ambos de los siguientes materiales requeridos:
 - Acero, con un grosor de al menos 1.5 mm (0.06 in), Que cumpla o exceda la resistencia del acero AISI 1010.
 - Aluminio, de al menos 3.0 mm (0.12 in) De espesor, que cumple o excede la resistencia del aluminio 6061-T6.

4.4. PRUEBAS DE LA COMPETENCIA.

SAE establece pruebas específicas para evaluar el vehículo en 1000 puntos, teniendo en cuenta las especificaciones técnicas (pruebas estáticas) y el desempeño de cada prototipo en campo (pruebas dinámicas).

Previo a estas pruebas en el numeral **C.2.2.1**, la norma establece una revisión, que no tiene puntuación alguna, y es una inspección rigurosa del motor para corroborar que sea el especificado y que no tenga ningún tipo de alteración que pueda generar ventajas al equipo. Esta inspección es realizada por personal de la compañía Briggs & Stratton que:

- ✓ Confirmará el cumplimiento de las reglas establecidas para el motor.
- ✓ Ajustará el gobernador (o regulador de revoluciones) a la velocidad especificada por la competencia (3,800 RPM).

La inspección del motor debe ser aprobada antes que el equipo pueda aplicar para la Inspección Técnica.

4.4.1. Pruebas estáticas: Inspección Técnica.

Todos los equipos deben participar y quienes no las aprueben, no participarán en las pruebas dinámicas. Son inspecciones técnicas evaluadas en 300 puntos [1].

- ✓ **Evaluación del diseño (150pts):** Evidenciar los criterios de ingeniería aplicados en diseño y fabricación de los elementos o bien selección y aplicación de estos, según sea el caso de cada equipo, mediante la presentación de documentos y reportes.
- ✓ **Reporte de costos (15pts):** Mostrar los costos/beneficios de las decisiones de diseño tomadas por cada equipo.
- ✓ **Costo prototipo (85pts):** Comparar el costo final de cada prototipo con el de todos los vehículos.
- ✓ **Presentación de ventas (50pts):** Convencer a "ejecutivos" de una empresa de fabricación hipotética a comprar el diseño del equipo y ponerlo en producción a razón de 4.000 u/año.

4.4.2. Pruebas dinámicas

SAE establece pruebas específicas para evaluar el desempeño del vehículo en 700 puntos. Las pruebas dinámicas, se enuncian a continuación, siguiendo lo establecido en la norma [1].

- ✓ **Aceleración (75pts.):** Recorrer, en el menor tiempo posible, una distancia de 30,48m (100ft) o 45,72m (150 ft). La superficie de la pista puede variar desde asfalto a tierra suelta.
- ✓ **Tracción (75pts.):** Halar una carga a determinar o subir una colina en el menor tiempo posible.
- ✓ **Maniobrabilidad (75pts.):** Recorrer en el menor tiempo una pista todoterreno que además contiene diferentes obstáculos, evaluando además la suspensión del vehículo.
- ✓ **Prueba especial (75pts.):** Esta prueba se da a conocer en el momento del registro a la competencia y está diseñada para evaluar el vehículo en condiciones todoterreno: *Pantano de Lodo o Paso por Rocas*.
- ✓ **Resistencia (400pts.):** Dar la mayor cantidad de vueltas a una pista corta todoterreno con obstáculos durante un lapso de 4 horas. Evalúa durabilidad, tracción y velocidad del vehículo.

5. DISEÑO CONCEPTUAL.

Este capítulo presenta el conjunto de alternativas de solución, expresadas a través de esquemas preliminares. Con un nivel de definición integral, estos esquemas permiten comprender los principios involucrados en ellas. El paso final en este capítulo lo constituye la evaluación y selección de las alternativas. Así pues, de manera general, las propuestas deben abarcar decisiones sobre los siguientes puntos:

- Teniendo en cuenta la bibliografía consultada y registrada en el apartado del *estado del arte*, se decide usar una segunda etapa de reducción. Así pues, las propuestas deben definir del tipo de mecanismo a implementarse en esta.
- Teniendo en cuenta las ventajas del uso de CVT en el prototipo, tales como permitir mantener el motor en su punto de potencia máxima durante el tiempo en que ocurre el cambio de relación de transmisión y de esa forma aprovechar esta potencia durante más tiempo que con otros tipos de transmisiones o que sus automáticos facilitan el manejo en los tipos de pistas de la competencia, se decide usarla como primera etapa de reducción. Así pues, las propuestas deben definir su ubicación en relación con los demás componentes.
- Las transmisiones se pueden hacer para tener una dos, tres, cuatro y cinco velocidades con o sin capacidades inversas [47] y, teniendo en cuenta el numeral 4.2 en que se determinaron las relaciones de transmisión adecuadas para cada prueba dinámica según las simulaciones del equipo de la U.S.B. [2], se decide buscar al menos dos relaciones de velocidad para las competencias (resistencia 12:1 y aceleración 18:1), puesto que son las pruebas de mayor en la competencia y generalmente. Así pues, las propuestas deben presentar los posibles cambios y el mecanismo para realizarlos.

5.1. PRESENTACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.

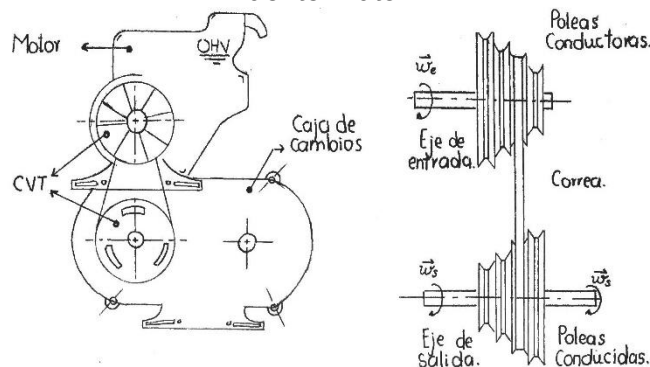
Las propuestas presentadas son cinco (5), se establecieron a partir de los conocimientos previos adquiridos en la carrera, además de sustentarse en la bibliografía consultada. El nivel de definición que se obtiene de los bocetos a mano es integral, permitiendo comprender los principios estructurales y funcionales involucrados en ellas.

A. Correas y poleas escalonadas (tipo torno).

Esta alternativa consta de un sistema de una correa que se tensiona por medio de dos poleas escalonadas, como se muestra en la **Figura 5-1**. Estas poleas, presentan diferentes diámetros, lo que permite realizar los cambios requeridos al cambiar la correa de posición. Esta disposición permite tener cambios estáticos de y requieren abrir la caja de reducción y cambiar la correa de posición.

Figura 5-1. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta A.

Fuente: Autor.

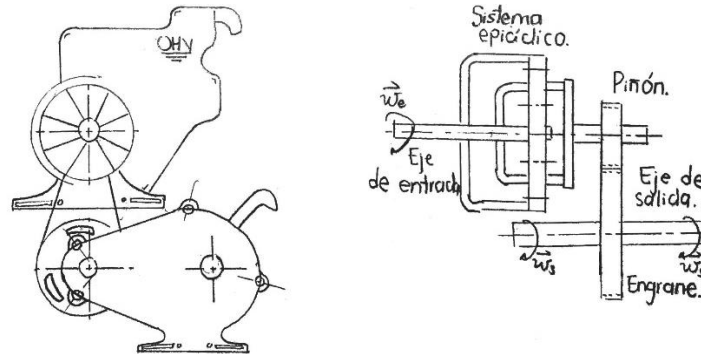


B. Sistema planetario.

Esta alternativa presenta un arreglo de Motor + CVT+ Conjunto de engranajes planetarios. Así pues, teniendo en cuenta la disposición del sistema de transmisión dentro del vehículo, no es posible conseguir las velocidades deseadas con un solo conjunto de engranajes de este tipo, por lo que sería necesario incluir al menos 2 en serie, tal como sucede con las cajas de cambios automáticas actuales.

- Los cambios podrían hacerse sin necesidad de abrir la caja, por medio de una palanca **Figura 5-2**.

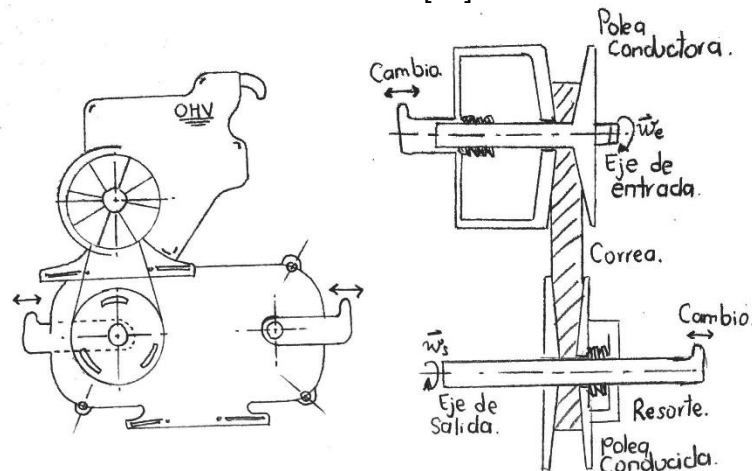
Figura 5-2. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta B.
Fuente: Autor.



C. Poleas con resorte.

Esta propuesta presenta un arreglo de dos poleas cuyo diámetro de contacto con la correa podría graduarse por medio de la variación en la compresión de un resorte ubicado en un extremo de cada polea (**Figura 5-3**), permitiendo la variación de velocidad necesaria. Estos cambios requerirían que el equipo estuviera detenido y se puede adecuar una palanca para evitar abrir la caja al hacer el cambio.

Figura 5-3. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta C.
Tomada de [12].

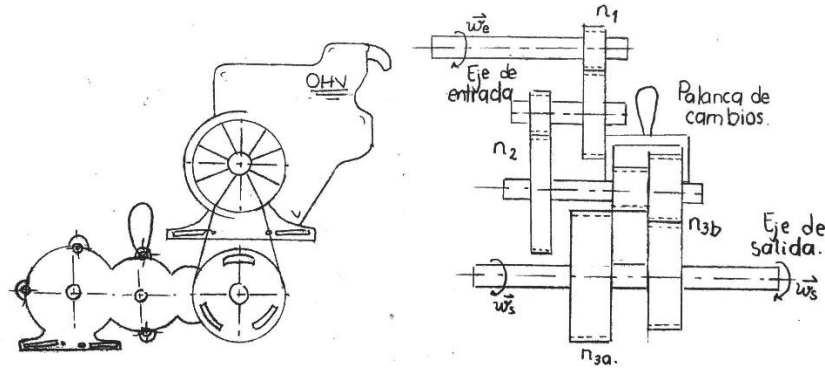


D. Tren de engranajes

Esta alternativa presenta el conjunto de motor + CVT + tren de engranajes rectos (**Figura 5-4**). Es una propuesta que permitiría tener 2 velocidades de velocidad diferentes por medio

de la adecuación de una palanca de cambios. Estos cambios no son automáticos y se realizarían con el vehículo apagado antes de cada competencia.

Figura 5-4. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta D.
Fuente: Autor.

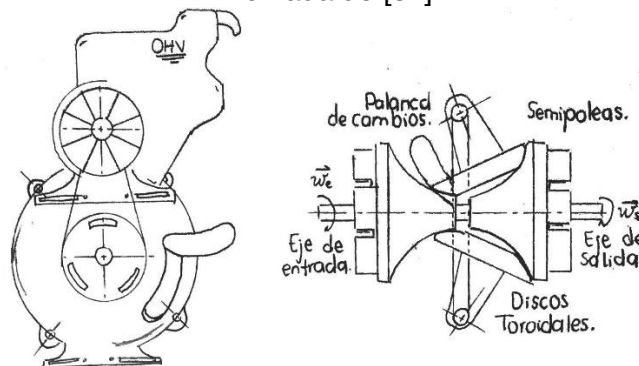


E. Poleas y discos toroidales.

Esta alternativa se compone de dos semipoleas que interactúan entre sí por medio de discos toroidales. Así, la posición de los discos generará el cambio de velocidades como se muestra en la **Figura 5-5**.

En este diseño, los rodillos (discos toroidales) giran libremente contra el disco impulsor y el disco de salida. Los rodillos se giran por controles hidráulicos sobre sus ejes para hacer contacto con diferentes diámetros de los discos, cambiando la velocidad del eje de salida.

Figura 5-5. Representación general del mecanismo de transmisión para la propuesta D.
Tomada de [51].



5.2. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.

Para este punto, se definen criterios de evaluación teniendo en cuenta las especificaciones técnicas establecidas en el numeral 1, y se realiza la respectiva evaluación de las propuesta como muestra la **Tabla 5-1**. Para lo que se le asigna un peso multiplicador que refleje el nivel de prioridad de cada ítem así:

- **Peso (x8):** Es el parámetro con más relevante puesto que influye de manera directa en la estabilidad del vehículo. Si bien, no es posible establecer un peso específico de cada opción de solución, si se fijan ciertos parámetros de manufactura aplicables a todas, como por ejemplo el tipo de material a utilizar y el volumen máximo posible, se puede estimar cuáles opciones aumentarán el peso total del auto.

- Volumen (x7): Este parámetro tiene que ver con la restricción general de tamaño que la norma establece.
- Facilidad de uso (x6): Teniendo en cuenta que, de variar la relación de transmisión en la caja, esto será de manera mecánica, es necesario que dicha reacomodación de los elementos sea lo más rápida y sencilla posible, siguiendo con la normativa de la competencia, no se podrán agregar o quitar partes del ensamblaje con que el auto llega a competir.
- Velocidad variable (x5): Posibilidad de tener dos velocidades diferentes con el fin de proporcionar el mejor rendimiento en las pruebas de aceleración y fuerza de tracción.
- Facilidad de manufactura (x4):
- Costo (x3): Una de las visiones de la competencia es que el vehículo se piense para ser fabricado en cantidad, así su costo debe ser el mejor según la relación costo-desempeño.
- Facilidad de Ensamble (x2): El vehículo viaja en avión mayormente desarmado, así que es importante que, en el campo de la competencia, su ensamblaje no de campo para errores.
- Innovación (x1): Es el ítem con menos peso puesto que, aunque es una competencia que se presta para que los estudiantes innoven sus propuestas de diseño, siendo esta la primera vez a concursar no es tan relevante.

Tabla 5-1. Matriz de evaluación y selección de las propuestas.

Criterio	Peso Multiplicador	Propuesta A	Propuesta B	Propuesta C	Propuesta D	Propuesta E
Peso	8	1	2	1	2	2
Volumen	7	1	3	1	2	2
Facilidad de uso	6	1	2	2	2	1
Facilidad de manufactura	5	3	1	2	3	1
Velocidad variable	4	2	3	2	3	3
Costo	3	2	1	2	2	2
Facilidad de Ensamble	2	3	1	2	2	1
Innovación	1	1	2	2	1	3
TOTAL / 108		57	73	57	80	64

Finalmente, la propuesta seleccionada es la (D) tren de engranajes, con una puntuación de 80/108. Se procede a definir los elementos que la conforman y sus especificaciones en el desarrollo del diseño básico y de detalle.

6. DISEÑO DE DETALLE.

En este capítulo se aborda la definición global de los módulos y conjuntos que integran la solución general desde el punto de vista funcional y estructural.

Teniendo en cuenta la normativa de la competencia y la experiencia de diversos equipos participantes en ella, se procede a establecer las características de diseño de los componentes del sistema de transmisión.

6.1. SELECCIÓN DE LA CVT

Si bien SAE no reglamenta cuál debe ser el tipo de transmisión a utilizar, sí recomienda y da la opción a los participantes de adquirir un sistema CVT. Sin embargo, este sistema de transmisión no es suficiente para las condiciones a las cuales estará sometido el vehículo, por lo que es necesario una reducción adicional para la cual se pueden utilizar diferentes mecanismos para lograr optimizar el torque, aprovechando la potencia del motor, experimentando y probando con trenes de engranajes, sistemas epicíclicos, o transmisiones por cadenas acoplados con cardanes, tripoides, etc. [14].

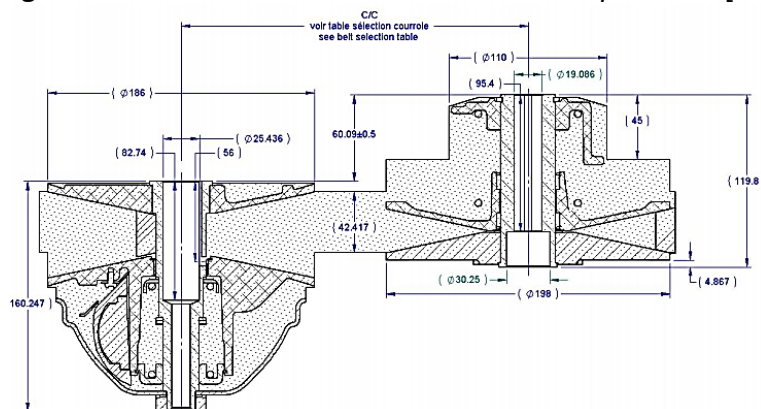
CVTech-IBC apoya a estudiantes de ingeniería de diversas universidades y facultades por su implicación con los equipos que participan en las competencias de Mini-Baja proporcionándoles el sistema de transmisión de potencia variable continuo requerido para construir su vehículo. Este kit de rendimiento incluye poleas de transmisión e impulsadas, un kit de calibración y dos correas. El CVT patrocinado está especialmente diseñado para la competencia y no está disponible en el mercado [52].

El equipo de la Universidad Simón Bolívar para el 2017, en la tesis de Juan Barrios[2] y para el 2012 en la tesis de Reinaldo Wiener [14] usa una CVT con correa de goma en V trapezoidal marca CVTech IBCTM modelo # 0600-0021/5600-0171 [2], cuyos valores de transmisión están dados en la **Tabla 6-1** y su geometría se encuentra en la **Figura 6-1**.

Tabla 6-1. Relaciones de transmisión de la CVTech IBC. Adaptada de [2].

Modelo	Relación de baja (N_{baja})	Relación de alta (N_{alta})	Rango
CVTech IBC Sponsorship	3:1	0,43:1 (teórico) 0,5:1 (real)	6,97

Figura 6-1. Geometría de la CVTech IBC. Adaptada de [53].



6.2. SELECCIÓN DE LAS JUNTAS HOMOCINÉTICAS.

Como referencia de reportes de otros equipos competidores, se elige una junta homocinética que se emplee en vehículos tipo cuatrimoto (ATV). Se elige el repuesto de la Honda Rubicon 500, cuyas especificaciones se encuentran en la **Tabla 6-2**.

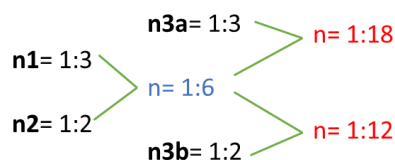
Tabla 6-2. Especificaciones geométricas Junta Homocinética.



Potencia del motor	20 HP
Velocidad del motor	5000 rpm
Articulación de salida máxima	45 °
Articulación de salida mínima	15 °
Peso Junta de entrada ensamblada	2,22 lb (1 kg)
Peso Junta de salida ensamblada	2,32 lb (1,05 kg)
Peso Eje	1,5 lb (0,68 kg)

6.3. DISEÑO DE RUEDAS DENTADAS.

Con el propósito de reducir el tamaño general de la caja tanto como sea posible, se decide dividir las relaciones finales (1:18 y 1:12) en 2 etapas fijas y 2 variables manteniendo reducciones similares así:



Así pues, para comprobar que los engranes no fallan por flexión, se usará la igualdad de la Ecuación 6-1, que refiere a las Ecuaciones 3-2 y 3-10 que refieren al factor de seguridad dentro de la metodología AGMA.

$$\frac{W_t P_d}{FJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} \quad \text{Ec. 6-1}$$

Esfuerzo sometido ≤ Esfuerzo permisible.

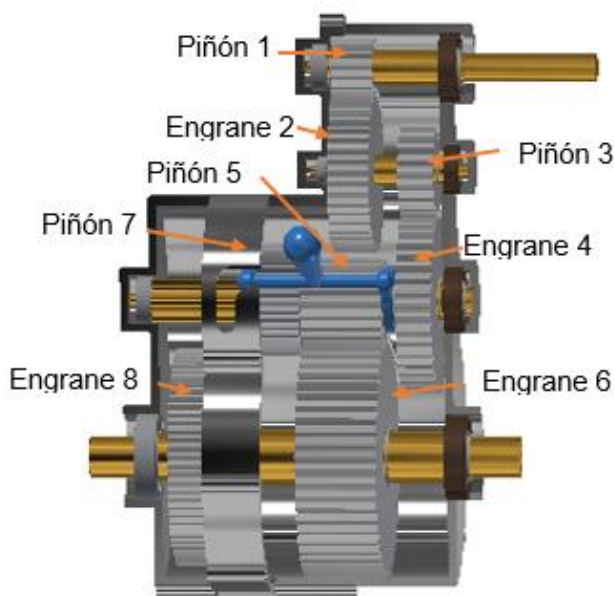
De igual forma, para evitar falla por desgaste, se usará la igualdad de la Ecuación 6-2, que refiere a las Ecuaciones 3-11 y 3-14 que refieren al factor de seguridad dentro de la metodología AGMA.

$$C_p \sqrt{W_t K_o K_s K_v \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \leq \frac{S_C Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad \text{Ec. 6-2}$$

Esfuerzo sometido ≤ Esfuerzo permisible.

La **Figura 6-2** muestra la configuración general de la caja de transmisión que se desarrollará en los siguientes numerales.

Figura 6-2. Configuración general de la caja de cambios. Fuente: Autor.



De manera general, todas las relaciones de transmisión comparten datos de entrada que se presentan en la **Tabla 6-3**.

Tabla 6-3. Datos de entrada comunes para todas las relaciones de transmisión. Fuente: Autora.

Parámetros de entrada			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Ángulo de presión	q	20	$^{\circ}$
Potencia	P	10	hp
Material		<i>AISI 4140</i>	
Dureza		510	BHN
Grado		1	-
Relación de Poisson		0,3	-
Resistencia última a la tensión	S_{ut}	1770	MPa
Resistencia a la fluencia	S_y	1640	MPa

6.3.1. Reducción n_1 (1:3)

Parámetros de entrada			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Módulo	m	2,5	mm
Relación de transmisión (acumulada)	n	1:2	-
Velocidad Angular	w	1900-633,33	r.p.m.
Ancho de cara	b	30	mm
Factor de seguridad a picadura	Y	1	-
Factor de sobrecarga	K_o	1,5	-

Número de calidad	Q_V	10	-
Factor de terminado superficial	C_f	1	-
Factor por ciclos de esfuerzo	C_L	1	-
Factor de temperatura	K_T	1	-
Factor de confiabilidad	K_R	1	-
Valores calculados			
	Piñón	Engrane	
Velocidad angular	1900	633,33	rpm
Diámetro de paso	37,5	112,5	mm
Número de dientes	15	45	-
Velocidad en la línea de paso	3,731		m/s
Fuerza radial.	727,523		N
Fuerza tangencial	1998,852		N
Flexión			
Factor de seguridad a flexión.	1,01	1,07	-
Desgaste			
Factor de seguridad a desgaste.	2,53	2,96	-

6.3.2. Reducción n2 (1:2)

Parámetros de entrada			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Módulo	m	3	mm
Relación de transmisión (acumulada)	n	1:6	-
Velocidad Angular	w	633,33-316,67	r.p.m.
Ancho de cara	b	25,5	mm
Factor de seguridad a picadura	Y	1	-
Factor de sobrecarga	K_o	1,5	-
Número de calidad	Q_v	10	-
Factor de terminado superficial	C_f	1	-
Factor por ciclos de esfuerzo	C_L	1	-
Factor de temperatura	K_T	1	-
Factor de confiabilidad	K_R	1	-
Valores calculados			
	<i>Piñón</i>	Engrane	
Velocidad angular	633,33	316,67	rpm
Diámetro de paso	63	126	mm
Número de dientes	21	42	-
Velocidad en la línea de paso	2,089		m/s
Fuerza radial.	1299,154		N
Fuerza tangencial	3569,397		N
Flexión			

Factor de seguridad a flexión.	1,92	2,09	-
Desgaste			
Factor de seguridad a desgaste.	1,02	1,06	-

6.3.3. Reducción n3a (1:3)

Parámetros de entrada			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Módulo	m	3	mm
Relación de transmisión (acumulada)	n	1:18	-
Velocidad Angular	w	316,66-105,55	r.p.m.
Ancho de cara	b	58	mm
Factor de seguridad a picadura	Y	1	-
Factor de sobrecarga	K_o	1,5	-
Número de calidad	Q_v	10	-
Factor de terminado superficial	C_f	1	-
Factor por ciclos de esfuerzo	C_L	1	-
Factor de temperatura	K_T	1	-
Factor de confiabilidad	K_R	1	-
Valores calculados			
	<i>Piñón</i>	Engrane	
Velocidad angular	316,66	105,55	rpm
Diámetro de paso	57	171	mm
Número de dientes	19	57	-
Velocidad en la línea de paso	0,945		m/s
Fuerza radial.	2871,86		N
Fuerza tangencial	7890,372		N
Flexión			
Factor de seguridad a flexión.	1,95	2,05	-
Desgaste			
Factor de seguridad a desgaste.	1,04	1,11	-

6.3.4. Reducción n3b (1:2)

Parámetros de entrada			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Módulo	m	2	mm
Relación de transmisión (acumulada)	n	1:12	-
Velocidad Angular	w	316,66-158,33	r.p.m.
Ancho de cara	b	30,5	in
Factor de seguridad a picadura	Y	1	-

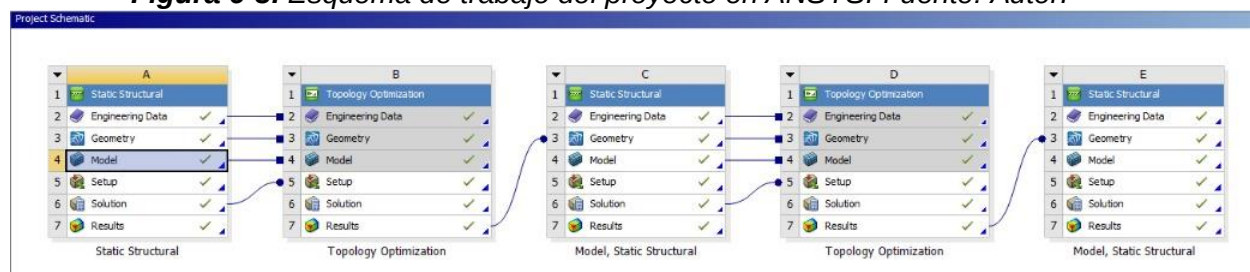
Factor de sobrecarga	K_o	1,5	-
Número de calidad	Q_v	10	-
Factor de terminado superficial	C_f	1	-
Factor por ciclos de esfuerzo	C_L	1	-
Factor de temperatura	K_T	1	-
Factor de confiabilidad	K_R	1	-
Valores calculados			
	Piñón	Engrane	
Velocidad angular	316,66	158,33	rpm
Diámetro de paso	76	152	mm
Número de dientes	38	76	-
Velocidad en la línea de paso	1,26		m/s
Fuerza radial.	2153,895		N
Fuerza tangencial	5917,779		N
Flexión			
Esfuerzo a flexión AGMA.	1,24	1,25	Mpa
Desgaste			
Esfuerzo por contacto AGMA.	1,00	1,08	Mpa

6.3.5. Extracción de material.

Para la competencia, SAE establece que uno de los criterios importantes para el desarrollo del monoplaza debe ser el peso total del mismo, por tanto, se realiza una optimización topológica de las ruedas dentada con el fin que, desde la caja, este parámetro sea minimizado.

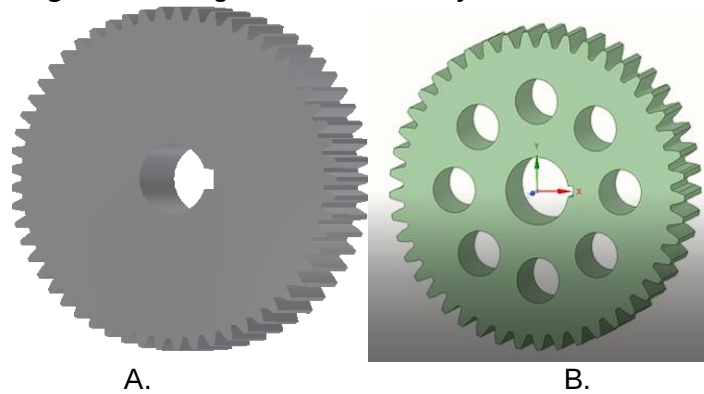
El flujo de trabajo de las operaciones en ANSYS (**Figura 6-3**) muestra que esta extracción de material se realiza en dos etapas: la primera a partir de la extracción, en forma de H, de material del cuerpo del engranaje manteniendo el factor de seguridad tanto para desgaste como para flexión, esto mediante el módulo de optimización topológica. La segunda parte, es una extracción de material a manera de agujeros pasantes también usando el módulo de optimización topológica.

Figura 6-3. Esquema de trabajo del proyecto en ANSYS. Fuente: Autor.



El resultado de esto es la disminución porcentual del 50% del peso, que es el factor que se busca disminuir, la **Figura 6-4** evidencia esta disminución.

Figura 6-4. Engrane 6 A. Macizo y B. Fuente: Autor.



6.4. DISEÑO DE EJES.

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050 [15]. El acero estirado en frío se usa para diámetros menores de 3 pulgadas.

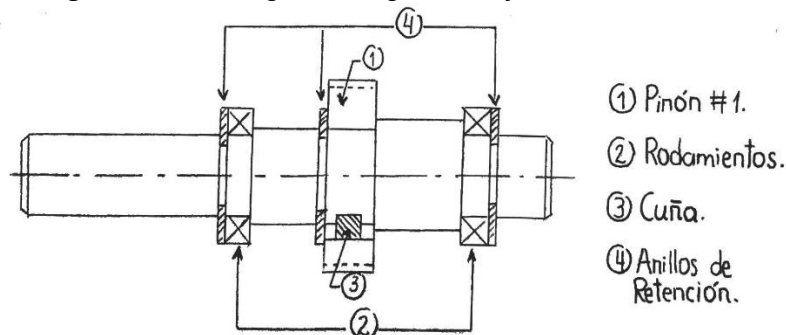
Así pues, la falla por fatiga se reduce moderadamente mediante el incremento de la resistencia, con lo que se decide iniciar el diseño con un acero 1020 CD con S_{ut} 470 MPa y S_y 390 MPa, seguido de un 1045 CD con S_{ut} 530 MPa y S_y 530 MPa, finalmente se utiliza un acero 1050 CD con S_{ut} 690 MPa y S_y 580 MPa, lo que permite reducir el diámetro de las secciones transversales y a su vez el peso y volumen de la caja.

Material	AISI 1050 CD		
Resistencia última a la tensión	S_{ut}	690	MPa
Resistencia de fluencia	S_y	580	MPa

6.4.1. Eje 1.

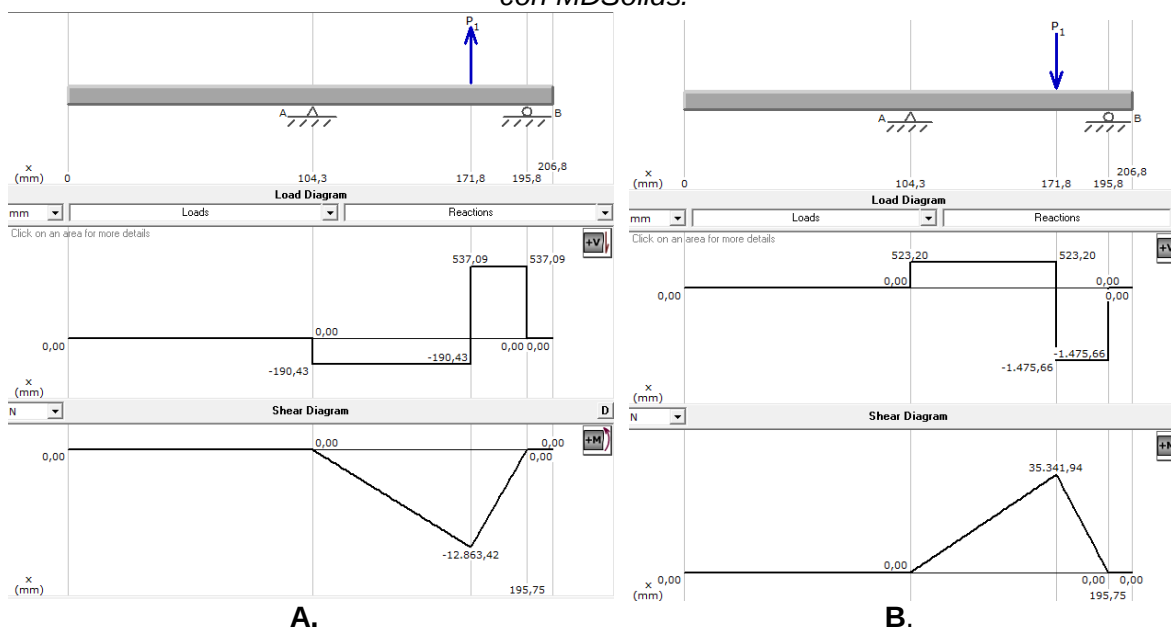
La configuración general de este eje se muestra en la **Figura 6-5**. Presenta el piñón (1) soportado por un hombro del eje y un anillo de retención, adicionalmente hay dos rodamientos en cada extremo del eje soportados de igual manera, por hombros y anillos retenedores. La **Figura 6-6** presenta el dimensionamiento general final, producto de los cálculos.

Figura 6-5. Configuración general eje 1. Fuente Autor.



Teniendo esta configuración y las aproximaciones de las longitudes establecidas, junto con las fuerzas tangencial y radial y el par torsor transmitido por el piñón (1), es posible generar los diagramas de cortante y momentos en dos planos: x-y y x-z (**Gráfica 6-1**).

Gráfica 6-1. Diagramas de cortante y momentos en **A.** plano x-y, **B.** plano x-z. Obtenida con MDSolids.



PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Límite de resistencia a la fatiga sin corregir	S'_e	345	MPa
Factor de modificación de la condición superficial	k_a	0,798	-
Factor de modificación del tamaño	k_b	0,9	-
Factor de modificación de la carga	k_c	1	-
Factor de modificación de la temperatura.	k_d	1	-
Factor de confiabilidad.	k_e	1	-
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión.	k_f	1,54	-
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión.	k_{fs}	1,34	-
Límite de resistencia a la fatiga completamente corregido.	S_e	252,037	MPa
Par de torsión medio.	T_m	37,478	N.m
Momento flexionante alternante.	M_a	29,23	N.m
Diámetro del eje calculado	d	17	mm
Verificación por fatiga			
Esfuerzo de von Mises por E.D	σ'_a	93,492	Mpa
Esfuerzo de von Mises por ED	τ'_m	90,374	Mpa

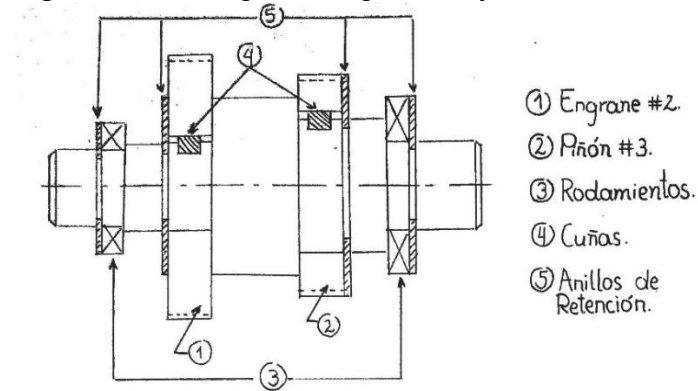
Para la selección de rodamientos, se calcula la fuerza a la que va a estar sometida el rodamiento, teniendo en cuenta las reacciones y la vida de diseño usada para los rodamientos que se estableció como 200h. Los dos rodamientos seleccionados son:

Figura 6-6. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.

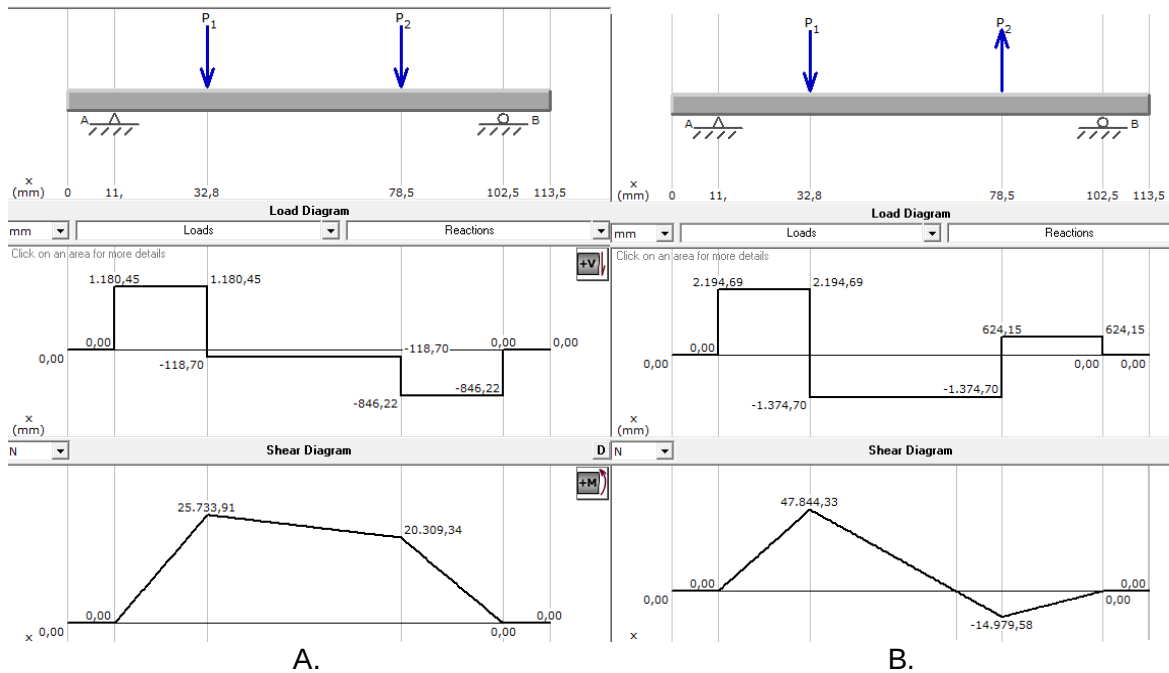


60

Figura 6-7. Configuración general eje 2. Fuente Autor.



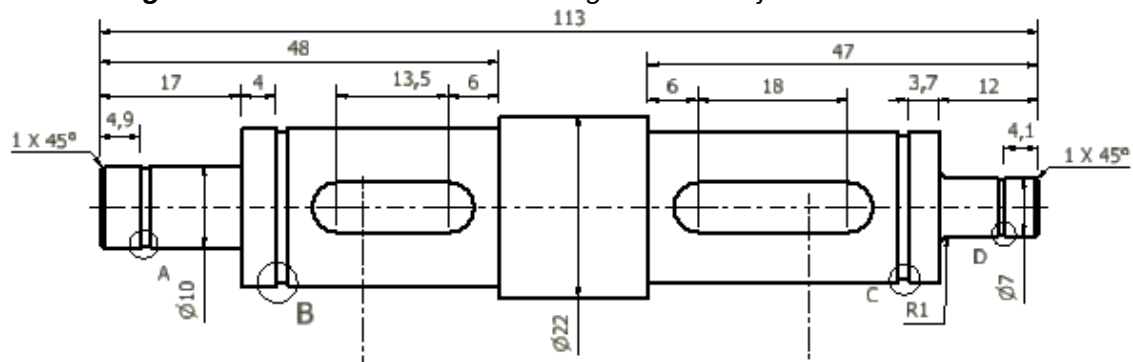
Gráfica 6-2. Diagramas de cortante y momentos en A. plano x-y, B. plano xz. Obtenida con MDSolids.



PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Límite de resistencia a la fatiga sin corregir	S'_e	345	MPa
factor de modificación de la condición superficial	k_a	0,798	-
factor de modificación del tamaño	k_b	0,9	-
factor de modificación de la carga	k_c	1	-

factor de modificación de la temperatura.	k_d	1	-
factor de confiabilidad.	k_e	1	-
factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión.	k_f	1,51	-
factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión.	k_{fs}	1,30	-
Límite de resistencia a la fatiga completamente corregido.	S_e	249,055	MPa
Par de torsión medio.	T_m	112,436	N.m
Momento flexionante alternante.	M_a	38,861	N.m
Diámetro del eje calculado	d	19	mm
Verificación por fatiga			
Esfuerzo de von Mises por ED	σ'_a	87,259	MPa
Esfuerzo de von Mises por ED	τ'_m	187,867	MPa
Criterio de falla por ED Goodman	n	1,61	-
Verificación por fluencia			
Esfuerzo máximo de Von Mises			MPa
Criterio de falla contra fluencia	n_y	2,11	-

Figura 6-8. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.



Para la selección de rodamientos, se calcula la fuerza a la que va a estar sometida el rodamiento, teniendo en cuenta las reacciones y la vida de diseño usada para los rodamientos que se estableció como 200h. Los dos rodamientos seleccionados son:

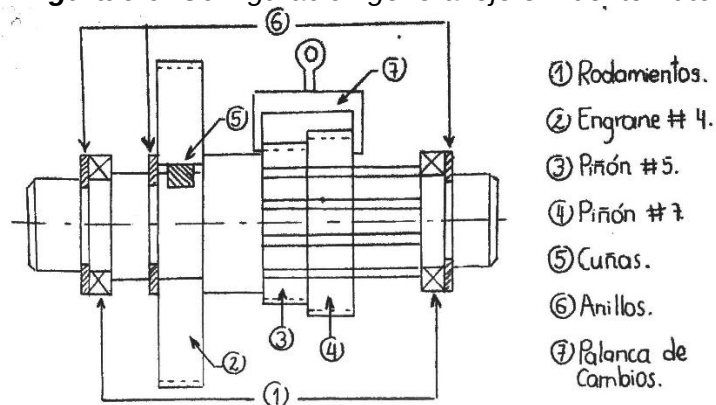
Rodamiento C			
Referencia		6300	
Capacidad de carga dinámica	C_c	14000	N
Masa rodamiento	m_{rc}	0,12	kg
Anillo seleccionado		DSH-22	
Rodamiento D			
Referencia		627	

Capacidad de carga dinámica	C_D	3450	N
Masa rodamiento	m_{rD}	0,012	kg
Anillo seleccionado		DSH-7	

6.4.3. Eje 3.

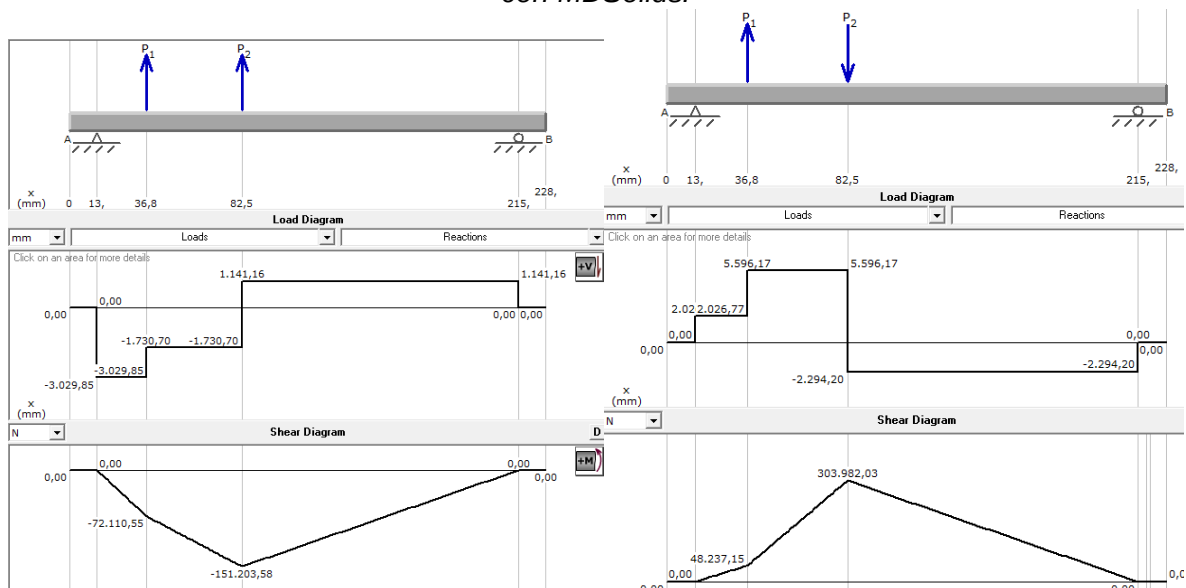
La configuración general de este eje se muestra en la **Figura 6-9**. Presenta el engrane (4) y los piñones (5) y (7) soportados por un hombro del eje y un anillo de retención cada uno, adicionalmente hay dos rodamientos en cada extremo del eje soportados de igual manera, por hombros y anillos retenedores. La **Figura 6-10** presenta el dimensionamiento general final, producto de los cálculos.

Figura 6-9. Configuración general eje 3. Fuente Autor.



En este eje, solo transmitirá par torsor uno de los engranajes a la vez, así, se realiza el cálculo para la posición más crítica que se da cuando se tiene el momento flector y par torsor mayor, esto se comprueba con las Gráficas 6 y 6.

Gráfica 6-3. Diagramas de cortante y momentos en A. plano x-y, B. plano x-z. Obtenida con MDSolids.



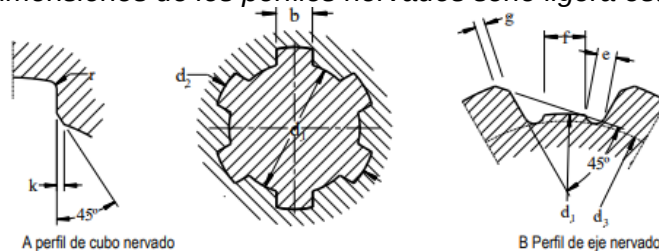
A.

B.

PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Límite de resistencia a la fatiga sin corregir	S'_e	345	MPa
Factor de modificación de la condición superficial	k_a	0,798	-
Factor de modificación del tamaño	k_b	0,9	-
Factor de modificación de la carga	k_c	1	-
Factor de modificación de la temperatura.	k_d	1	-
Factor de confiabilidad.	k_e	1	-
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión.	k_f	1,47	-
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión.	k_{fs}	1,32	-
Límite de resistencia a la fatiga completamente corregido.	S_e	238,038	MPa
Par de torsión medio.	T_m	224,876	N.m
Momento flexionante alternante.	M_a	174,010	N.m
Diámetro externo del eje calculado	d_2	30	mm
Diámetro menor (base del nervio)	d_1	26	mm
Verificación por fatiga			
Esfuerzo de von Mises por ED	σ'_a	107,058	MPa
Esfuerzo de von Mises por ED	τ'_m	107,363	MPa
Criterio de falla por ED Goodman	n	1,65	-
Verificación por fluencia			
Criterio de falla contra fluencia	n_y	2,70	-

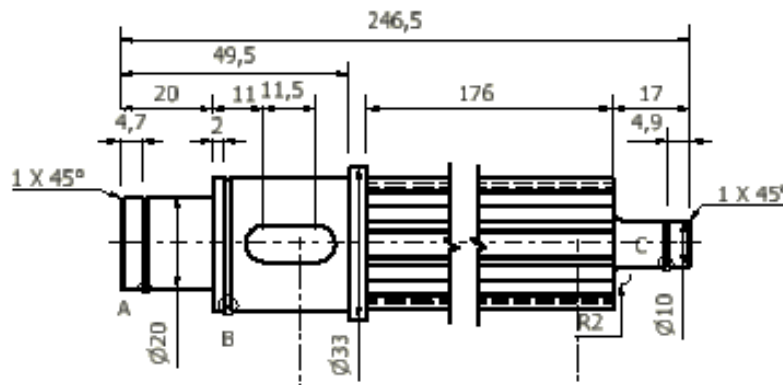
Este eje presenta una particularidad, ya que es desde el cual se realiza el cambio de velocidad moviendo de posición los piñones (5) y (7), por tanto, es necesario que tanto el eje como las ruedas dentadas tengan un perfil ranurado, para esto se utiliza la **Tabla 6-4**.

Tabla 6-4. Dimensiones de los perfiles nervados serie ligera estandarizados.



Medidas Nominales	No. de nervios	d_1	d_2	b	d_3	e	f	g	k	r
$z \times d_1 \times d_2$	z									
6 X 23 X 26	6	23	26	6	22.1	1.25	3.54	0.3	0.3	0.2
6 X 26 X 30		26	30	6	24.6	1.84	3.85	0.3	0.3	0.2
6 X 28 X 32		28	32	7	26.7	1.77	4.03	0.3	0.3	0.2
8 X 32 X 36	8	32	36	6	30.42	1.89	2.71	0.4	0.4	0.3
8 X 36 X 40		36	40	7	34.5	1.78	3.46	0.4	0.4	0.3
8 X 42 X 46		42	46	8	40.4	1.68	5.03	0.4	0.4	0.3
8 X 46 X 50		46	50	9	44.62	1.61	5.75	0.4	0.4	0.3
8 X 52 X 58		52	58	10	49.7	2.72	4.89	0.5	0.5	0.5
8 X 56 X 62		56	62	10	53.6	2.76	6.38	0.5	0.5	0.5
8 X 62 X 68	10	62	68	12	59.82	2.48	7.31	0.5	0.5	0.5
10 X 72 X 78		72	78	12	69.6	2.54	5.45	0.5	0.5	0.5
10 X 82 X 88		82	88	12	79.32	2.67	8.62	0.5	0.5	0.5
10 X 92 X 98		92	98	14	89.44	2.36	10.08	0.5	0.5	0.5
10 X 102 X 108		102	108	16	99.9	2.23	11.49	0.5	0.5	0.5
10 X 112 X 120		112	120	18	108.8	3.23	10.72	0.5	0.5	0.5

Figura 6-10. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.



Para la selección de rodamientos, se calcula la fuerza a la que va a estar sometida el rodamiento, teniendo en cuenta las reacciones y la vida de diseño usada para los rodamientos que se estableció como 200h. Los dos rodamientos seleccionados son:

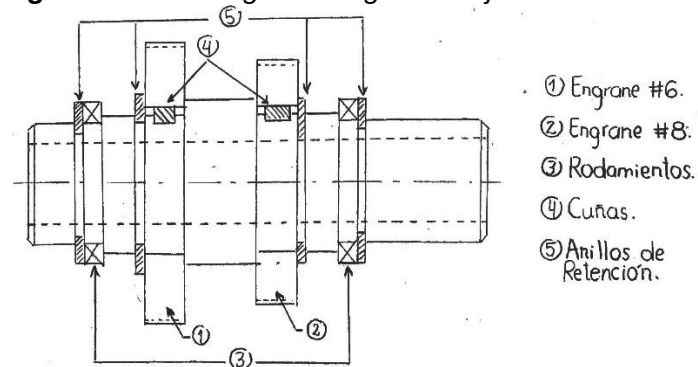
Rodamiento E			
Referencia		6204	
Capacidad de carga dinámica	C_E	13500	N
Masa rodamiento	m_{rE}	0,1	kg
Anillo seleccionado		DSH-20	
Rodamiento F			
Referencia		6300	
Capacidad de carga dinámica	C_F	14000	N
Masa rodamiento	m_{rF}	0,12	kg
Anillo seleccionado		DSH-22	

6.4.4. Eje 4.

La configuración general de este eje se muestra en la **Figura 6-11**. Presenta los 2 engranes finales (6 y 8) soportados por un hombro del eje y un anillo de retención cada uno, adicional

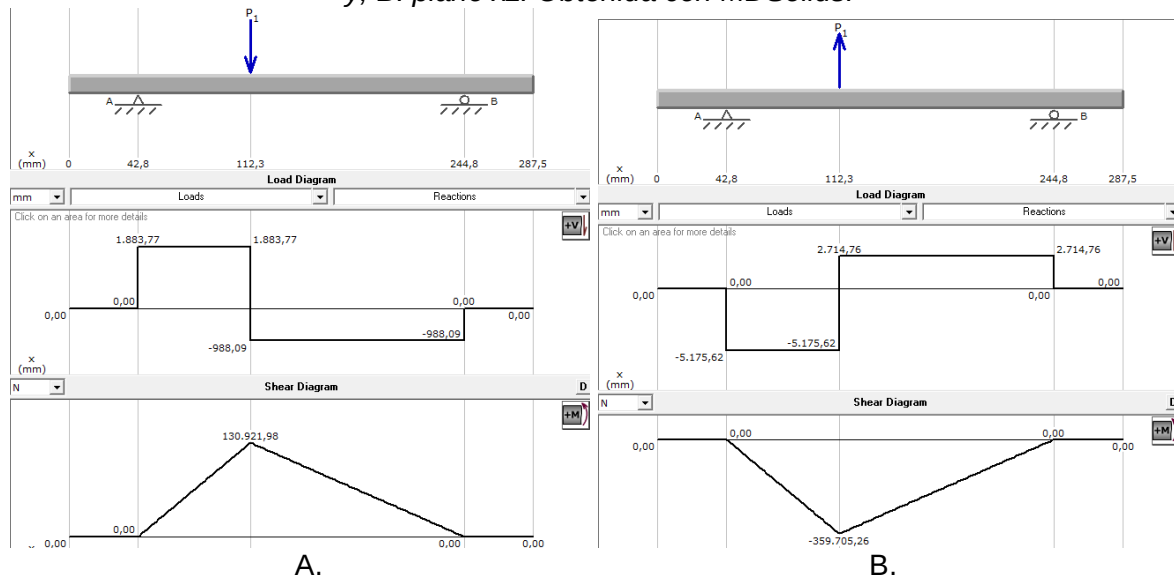
dos rodamientos en cada extremo del eje soportados de igual manera, por hombros y anillos retenedores.

Figura 6-11. Configuración general eje 4. Fuente Autor.



En este eje, solo transmitirá par torsor uno de los engranajes a la vez, así, se realiza el cálculo para la posición más crítica que se da cuando el engrane 6 está en contacto ya que se tienen el momento flector y par torsor mayores (Gráfica 6-).

Gráfica 6-4. Diagramas de cortante y momentos con engrane 6 en contacto en A. plano x-y, B. plano xz. Obtenida con MDSolids.



Este eje presenta una particularidad y es que, al conectar con las juntas homocinéticas, debe ser de sección hueca, por tanto, su análisis incluye esta consideración. La diferencia radica en que, en la sección hueca, el primer y segundo momento de inercia se calculan con las ecuaciones 6- y 6- respectivamente.

$$I = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} \quad \text{Ec. 6-3}$$

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{32} \quad \text{Ec. 6-4}$$

Donde D= diámetro externo del eje.
d= Diámetro del agujero del eje.

Así, reemplazando estos términos en el cálculo de los esfuerzos medios y alternantes de las ecuaciones 3-27 y 3-28, se tiene:

$$\sigma_a = k_f \frac{32M_a D}{\pi(D^4-d^4)} \quad \sigma_m = k_f \frac{32M_m D}{\pi(D^4-d^4)} \quad \text{Ec. 6-5}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16T_a D}{\pi(D^4-d^4)} \quad \tau_m = k_{fs} \frac{16T_m D}{\pi(D^4-d^4)} \quad \text{Ec. 6-6}$$

Con M_m y $T_a = 0$, los esfuerzos combinados por energía de distorsión son:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2)^{\frac{1}{2}} = k_f \frac{32M_a D}{\pi(D^4-d^4)} \quad \text{Ec. 6-7}$$

$$\sigma'_m = (3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \sqrt{3} k_{fs} \frac{16T_m D}{\pi(D^4-d^4)} \quad \text{Ec. 6-8}$$

Y el criterio de falla por fatiga de ED-Goodman, sustituido en la ecuación 3-32, queda:

$$\frac{1}{n} = \frac{16D}{\pi(D^4-d^4)} \left(\frac{2 k_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} k_{fs} T_m}{S_{ut}} \right) \quad \text{Ec. 6-9}$$

Esto genera una ecuación de orden 4, por tanto, teniendo como dato de entrada el diámetro externo de la junta homocinética (d) de 20,43 mm (apartado 6.2.), se procede a iterar el diámetro mayo (D) siguiendo los diámetros estándar del mercado y esperando un factor de seguridad $n=1,5$. El resultado geométrico de esta iteración se muestra en la **Figura 6-12**.

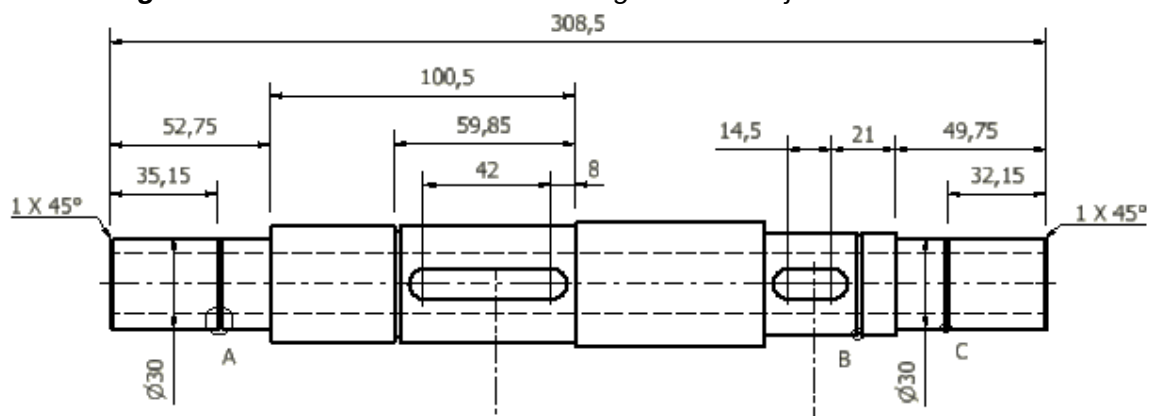
PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Límite de resistencia a la fatiga sin corregir	S'_e	345	MPa
Factor de modificación de la condición superficial	k_a	0,798	-
Factor de modificación del tamaño	k_b	0,9	-
Factor de modificación de la carga	k_c	1	-
Factor de modificación de la temperatura.	k_d	1	-
Factor de confiabilidad.	k_e	1	-
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión.	k_f	1,45	-
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión.	k_{fs}	1,31	-
Límite de resistencia a la fatiga completamente corregido.	S_e	231,252	MPa
Par de torsión medio.	T_m	674,627	N.m
Momento flexionante alternante.	M_a	299,110	N.m
Diámetro agujero del eje	d	20,43	mm
Diámetro externo del eje calculado	D	30	mm
Verificación por fatiga			
Esfuerzo de von Mises por ED	σ'_a	80,410	MPa

Esfuerzo de von Mises por ED	τ'_m	142,074	MPa
Criterio de falla por ED Goodman	n	1,5	-
Verificación por fluencia			
Criterio de falla contra fluencia	n_y	2,5	-

Para la selección de rodamientos, se calcula la fuerza a la que va a estar sometida el rodamiento, teniendo en cuenta las reacciones y la vida de diseño usada para los rodamientos que se estableció como 200h. Los dos rodamientos seleccionados son:

Rodamiento G			
Referencia		6206-RSH	
Capacidad de carga dinámica	C _G	20300	N
Masa rodamiento	m _{rG}	0,2	kg
Anillo seleccionado		DSH-38	
Rodamiento H			
Referencia		6206-RSH	
Capacidad de carga dinámica	C _H	20300	N
Masa rodamiento	m _{rH}	0,2	kg
Anillo seleccionado		DSH-38	

Figura 6-12. Dimensionamiento final general del Eje 1. Fuente: Autor.



6.5. DISEÑO DEL MECANISMO DE CAMBIO.

Los cambios de velocidad fueron diseñados para ser estáticos, es decir el mecanismo de cambio funciona con el vehículo apagado y, antes de cada competencia, los estudiantes cambian manualmente la relación de transmisión con la palanca acoplada a los piñones, tal como se muestra en la **Figura 6-13**.

Figura 6-13. Mecanismo de cambio acoplado. Fuente: Autor.



Ya que el sistema de transmisión se somete a una fuerza axial de aproximadamente 200 N, que es ejercida por los estudiantes, el material utilizado es el acero AISI 1035, cuyas propiedades son:

Material	AISI 1035 CD	
Resistencia a la tensión	550	MPa
Dureza Brinell	163	HBN
Resistencia a la fluencia	460	MPa

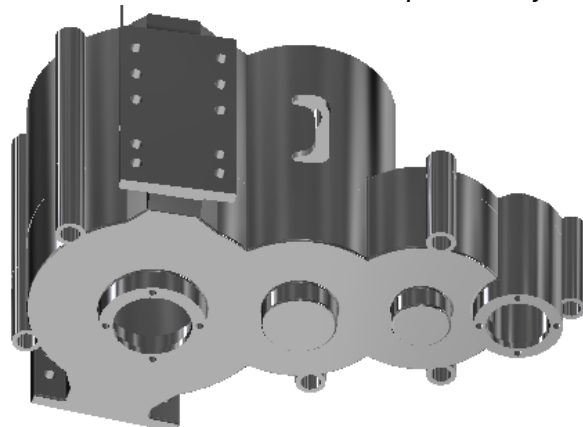
6.6. DISEÑO DE LA CARCASA

La norma referencia que las carcasas de los elementos deben ser diseñadas en aluminio, por tanto, se decide usar el material Duraluminio 7075: es un material de fabricación nacional el cual tiene temple producido por envejecimiento, posee importantes propiedades mecánicas y buena dureza. Esta Aleación de aluminio alcanza 130 HB de dureza después de tener un apropiado tiempo de envejecimiento (21 días) [54].

Material	Duraluminio 7075	
Densidad	2,76	g/cm ²
Módulo Elástico	72000	MPa
Dureza Brinell	140	HBN
Tensión de fluencia	460	MPa
Tensión de tracción	520	MPa

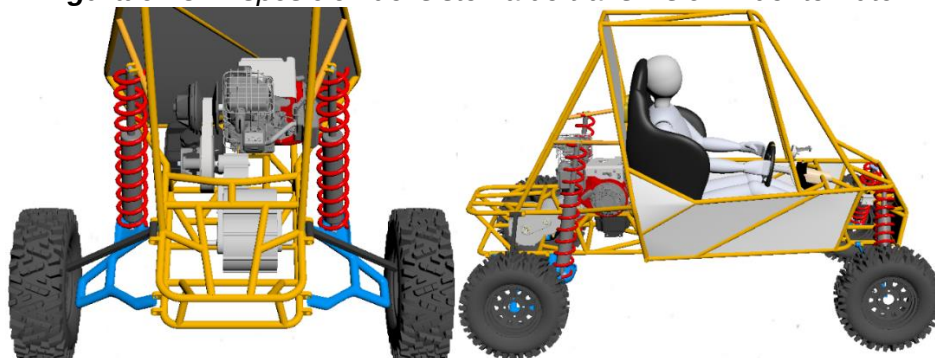
Así, el diseño de la carcasa se establece como una geometría de superposición a todo el sistema de transmisión previamente calculado. El resultado de esto se observa en la **Figura 6-14.**

Figura 6-14. *Ensamble de las carcasas para la caja de cambios.*



Las decisiones de acople y soporte se hacen teniendo en consideración la geometría general del chasis del auto, diseñado paralelamente a este trabajo de grado por estudiantes de la facultad. El ensamble se observa en la **Figura 15**.

Figura 6-15. *Disposición del sistema de transmisión. Fuente Autor.*



6.7. REPORTE DE COSTOS

El presente trabajo de grado tiene como objetivo suministrar los planos para la fase de diseño de detalle; sin embargo, como insumo para la etapa posterior de manufactura, se registra, en las Tablas 7-1 y 7-2, el reporte de costos de materiales y fabricación en donde se especifica la naturaleza del valor y las posibles empresas proveedoras de los productos y servicios en la ciudad de Bogotá.

Tabla 6-5. *Estimación costo-material para la caja reductora.*

Costo - material			
Concepto	Denominación	Valor	Empresa
Engranés	Acero 4140	\$270.000,00	Dimetales /IMPOROD Ltda.
Ejes	Acero 1050	\$70.000,00	IMPOROD Ltda.
Carcasa	Duraluminio 7075	\$1.480.000,00	Fundural
Rodamientos	-	\$90.000,00	SKF
Elementos de sujeción	Acero 1030	\$25.000,00	Dimetales /IMPOROD Ltda.

Palanca de cambios	Acero 1035	\$50.000,00	Dimetales /IMPOROD Ltda.
TOTAL	-	\$1.985.000,00	-

Tabla 6-6. Estimación costo-manufactura para la caja reductora.

Costo - manufactura		
Concepto	Valor	Empresa
Engranajes	\$1.800.000,00	Dimati
Ejes	\$800.000,00	Dimati / Tecnindustriales SAS
Palanca de cambios	\$380.000,00	Dimati
TOTAL	\$2.980.000,00	-

Finalmente, y como conclusión del reporte presentado, se estima que la fabricación de la caja reductora tendrá un valor de \$4.965.000,00, a esto se debe agregar el valor de la caja CVT y el motor que dependerán de los proveedores de la competencia, según el año en que se participe.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Teniendo en cuenta los parámetros establecidos por la norma SAE, es posible definir de manera concisa las especificaciones de diseño que permitan concluir, satisfactoriamente, el diseño del sistema de transmisión del vehículo de BAJA, para el cual se desarrolló el presente proyecto.
- Los valores de las relaciones de transmisión tienen sustentación en los trabajos de equipos competidores cuyos prototipos han tenido rendimientos óptimos en competencia, por tanto, se considera su uso en el presente trabajo; sin embargo, es necesario que, con el recorrido del equipo de la facultad, los estudiantes proyecten estudios propios que sustenten, debatan o mejoren lo que aquí se aplicó.
- El mecanismo de cambio de velocidades estático, como una primera aproximación del diseño del vehículo, cumple con los requerimientos de la norma y se ajusta a las posibilidades físicas de los estudiantes ya que, al necesitar de fuerza física para su ajuste, fue pensado y diseñado para que no requiera mayor esfuerzo y las piezas móviles sean las menos posibles facilitando su manufactura, ensamble y uso.
- Para el proceso de selección de materiales se buscó la mejor relación costo-peso. Así, para cada parte se seleccionó el material más liviano y de menor costo que, en el cumplimiento de las condiciones de falla a las cuales pudiera estar sometida, resistiera las cargas. Sin embargo, pensando en la facilidad y rapidez en la consecución de la materia prima, se recomienda evaluar si unificar el material significa una ventaja real. Para esta recomendación se evaluó unificar los materiales de los ejes de transmisión y la palanca de cambios a AISI SAE 1050 CD, con el cual las partes presentan pequeñas modificaciones a sus dimensiones y resisten las cargas por análisis de fatiga.

- Cada etapa de diseño del presente proyecto, pudo ser llevada a cabo con los conocimientos adquiridos durante la carrera, lo que demuestra que es un proyecto pensado para el ámbito académico y que presenta un reto alcanzable para los estudiantes.
- Para el diseño de los elementos de transmisión, se encontró que en algunos equipos se trabaja con normas como la ISO que son menos conservadoras que la norma AGMA con la que se sustenta gran parte de los cálculos de diseño. Estos equipos consultados tienen en cuenta vidas útiles reducidas a esencialmente las horas de competencia y factores de seguridad bajos. Esto conlleva a tener sistemas mucho más compactos y livianos; sin embargo, para el presente trabajo no se realizaron asunciones de ese tipo, pues dependen del recorrido de cada equipo y de la observación de resultados. No son recomendaciones de diseño que se puedan seguir sin tener fundamentación propia. Se recomienda entonces, no arriesgar estos parámetros sin antes tener resultados del desempeño del vehículo de la Universidad Santo Tomás, lo que implicaría usar métodos conservadores que probablemente aumenten el volumen y peso del sistema.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Baja SAE, "Collegiate Design Series Baja SAE® Rules 2018," 2018.
- [2] J. Barrios Osorio, "Diseño de una transmisión epicicloidal de varias velocidades y sistema de cambios para un prototipo mini baja.," 2017.
- [3] Universidad de Buenos Aires, "Proyecto " UBA Mini Baja ",," 2013. .
- [4] UN -Agencia de Noticias, "IV Competencia Nacional de Vehículos de Tracción Humana se realiza en la U.N." 2013.
- [5] A. Guáqueta, "Caracterización del vehículo eléctrico construido en la Universidad Santo Tomás," 2017.
- [6] BAJA SAE RULERS, "Baja Sae Rules 2019," *Baja Sae 2019*, p. 124, 2019.
- [7] SAE International, "Student Events - Events - Collegiate Design Series." p. 1, 2019.
- [8] B. Sae, B. S. A. E. Espec, B. Sae, and N. J. Berm, "Informe Técnico Título del Proyecto : Baja SAE División : Motor y transmisión Participante : Neider Javier Bermúdez Melo Revisado : Andrés Gerardo Clavijo Vargas Grado de Avance estimado del proyecto (%): 10 % Marco Conceptual."
- [9] Briggs & Stratton, "Model 19 | Racing Engines | Briggs Racing," *Racing Engines*. 2017.
- [10] Aficionados a la Mecánica, "Caja de cambios de variador continuo CVT." [Online]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios9.htm>.

- [11] MotorPasion Mexico, "Transmisión CVT." [Online]. Available: <https://www.motorpasion.com.mx/otros/transmision-cvt-vale-la-pena-comprar-un-auto-con-ella-o-no>.
- [12] O. Aaen, "Clutch Tuning Handbook." .
- [13] "CVET POWER CORP _ technology." .
- [14] R. A. W. Rocca, "MODELO DE COMPORTAMIENTO DE UNA CVT MECÁNICA APLICADO A PROTOTIPOS MINI-BAJA," 2008.
- [15] D. R. Tobergte and S. Curtis, "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013.
- [16] Intermec, "Manual poleas dentadas."
- [17] P. Tom, "Poleas y correas." .
- [18] J. M. PINTOR BOROBIA, "Trenes de Engranajes_Universidad Pública de Navarra," *Apunt. la Asign. Teor. MAQUINAS*, p. 13, 2006.
- [19] D. Dudey, "Manual de Engranajes: Diseño, manufactura y aplicación de engranajes." .
- [20] M. Piovan, "Trenes de engranajes, reductores planetarios y diferenciales," *Elem. Máquinas*, pp. 1–13, 2014.
- [21] Ruville, "Catálogo juntas homocinéticas," 2017.
- [22] R. Norton, *Diseño de maquinas Un enfoque integrado*. 2011.
- [23] Dr. Mohammad Kilani, "Mechanics of Machines." 2016.
- [24] A. Clavijo, "Gears."
- [25] P. E. (Universit. of D. Robert L. Mott, "SUSFERRIN_Diseño_Elementos_Maquinas.pdf." p. 871, 2006.
- [26] Universidad de Santiago de Chile, "Fallas por fatiga."
- [27] Universidad Carlos III de Madrid, "Diseño de máquinas: Fatiga."
- [28] E. Cliffs, "Capítulo 4 TEORÍAS DE FALLA POR FATIGA 257," vol. 4, pp. 257–277.
- [29] "Tesis Helio Borges- Protocolo de pruebas Baja.pdf." .
- [30] J. L. Marín, "DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA EMBEBIDO DE TELEMETRÍA PARA VEHÍCULOS BAJA SAE," 2012.
- [31] R. A. W. Rocca, "MODELO DE COMPORTAMIENTO DE UNA CVT MECÁNICA APLICADO A PROTOTIPOS MINI-BAJA," 2012.
- [32] A. Villalobos, "DISEÑO DE SISTEMA DE CONTROL PARA UNA SUSPENSIÓN SEMI-ACTIVA DE UN VEHÍCULO TIPO BAJA SAE." 2013.
- [33] "DISEÑO DE UN AMORTIGUADOR MAGNETO REOLÓGICO CON RESORTE

NEUMÁTICO INTEGRADO PARA VEHÍCULOS BAJA SAE.” .

- [34] J. Marin, “Baja SAE USB Project.” [Online]. Available: <https://seelio.com/gallery?tags%5B%5D=sae>.
- [35] “About Baja SAE — TAMU Society of Automotive Engineers.” .
- [36] C. D. E. Tecnología, “PROYECTO transmisión de potencia para vehículos BAJA SAE usando dos CVTS PROYECTO transmisión de potencia para vehículos pequeños utilizando dos PORTE CVTS,” pp. 0–119, 2008.
- [37] “Sae brasil,” vol. 4. p. 297, 1945.
- [38] A. D. E. A. Tardin and R. P. Mattedi, “Projeto da transmissão de potência para veículos baja sae utilizando duas cvts,” pp. 0–119, 2008.
- [39] G. R. Chase Jaffray, Michael Didion, “2015 University of Texas at San Antonio Baja SAE Design Report,” no. 110, 2007.
- [40] L. Ritter, “DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA UM VEÍCULO BAJA,” 2015.
- [41] D. Matínez, J., & Corona, “Caracterización de la CVT del prototipo Baja SAE USB mediante la creación de un banco de pruebas.” .
- [42] M. McCausland, M. Watkins, I. Masterson, and S. Andrew, “SAE Baja: Final Drive Gearbox,” 2010.
- [43] B. Vamos and B. Vamos, “2013 Baja SAE Drivetrain,” no. April 2013, 2013.
- [44] F. S. GONZALEZ, “PROYECTO DE DISEÑO DE UN VEHICULO MINIBAJA.”
- [45] C. Fabian *et al.*, “Diseño Y Construcción De Un Prototipo Mini-Baja Sae,” 2008.
- [46] A. Almuflih, A. Perryman, C. Ming, Z. Zhu, and R. Pan, “SAE Baja Design Progress Report Presentation Team Drivetrain.”
- [47] K. Bovard, W. McClead, W. Fu, and W. Virginia-, “SAE Baja Multi-Speed Transmission / Transaxle,” pp. 1–11, 2015.
- [48] “Dimensionamiento de un sistema de transmisión para un vehículo BAJA,” 2015.
- [49] P. E. Labossiere and D. Labossiere, “UMSAE Baja Transmission Design Letter of Transmittal,” 2011.
- [50] T. D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics.” p. 295.
- [51] T. Yukawa, T. Kumada, and G. Obinata, “Continuously variable transmission using quadric crank chains,” *IEEE International Conference on Industrial Informatics (INDIN)*. pp. 1043–1048, 2010.
- [52] CVTech-IBC, “CVTech-IBC - - Student Support.” [Online]. Available: <http://www.cvttech-ibc.com/en/client/pagesoussectiondf3b.html?clef2=6>.
- [53] S. A. E. Mini-baja, G. Luck, and T. Free, “MINI-BAJA SPONSORSHIP PROGRAM.”

[54] FUNDURAL, “DURALUMINIO 7075-NACIONAL.” .