

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA UNIDAD CULHUACÁN**

INGENIERÍA EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

**“DISEÑO Y ANALISIS CAE DE UNA TRANSMISION
CONTINUA VARIABLE.”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

PRESENTAN:

**RICARDO GUTIÉRREZ LEÓN
EDWIN RAÚL OSORIO ZARAGOZA**

DIRECTORES DE TESIS:

**M. EN C. JUAN CARLOS PAREDES ROJAS
M. EN C. FERNANDO ELI ORTIZ HERNÁNDEZ**



CIUDAD DE MÉXICO, JUNIO 2016

**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD CULHUACAN**

TESIS INDIVIDUAL

Que como prueba escrita de su Examen Profesional para obtener el Título de Ingeniero en Sistemas Automotrices, deberán desarrollar los C.C.:

**RICARDO GUTIERREZ LEÓN
EDWIN RAUL OSORIO ZARAGOZA**

"DISEÑO Y ANALISIS CAE DE UNA TRANSMISIÓN CONTINUA VARIABLE"

El presente trabajo fue desarrollado con la finalidad de diseñar una transmisión continua variable para un vehículo eléctrico. Actualmente las transmisión variables son mayormente utilizadas en vehículos que son impulsados por motores de combustión interna, sin embargo las ventajas de acoplar una transmisión de ese tipo a un motor eléctrico son significativas. Al acoplar un motor eléctrico se pretende aumentar considerablemente la vida útil y el rendimiento de los vehículos ya que las baterías usadas en dichos autos se ven desgastadas por las caídas de tensión constantes que ocurren cada que el auto requiere iniciar la marcha desde un estado estático. Al incluir la transmisión variable se pretende disminuir tanto como sea posible esta constante carga y descarga del sistema manteniendo una velocidad constante en el motor.

CAPITULADO

Capítulo I Estado del Arte
Capítulo II Marco Teórico
Capítulo III Desarrollo y Diseño
Capítulo IV Resultados

Ciudad de México, a 25 de Abril de 2016

PRIMER ASESOR

SEGUNDO ASESOR

M. EN C. JUAN CARLOS PAREDES ROJAS

M. EN P. FERNANDO ELI ORTIZ HERNANDEZ

Vo. Bo.

APROBADO

**RAMON AVILA ANAYA
JEFE DE LA CARRERA DE I.M.**

**M. EN C. HECTOR BECERRIL MENDOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO**

CONTENIDO

NOMENCLATURA.....	V
INDICE DE FIGURAS	VII
TABLAS.....	VIII
RESUMEN	IX
ABSTRACT	X
INTRODUCCIÓN.....	XI
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES	15
1.1 HISTORIA DE LAS TRANSMISIONES	16
1.1.1 <i>Resumen</i>	19
1.1.2 <i>Historia de la transmisión CVT</i>	20
CAPÍTULO 2 MARCO TEORICO	22
2.1 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS	23
2.1.1 <i>Descripción de una transmisión continua variable</i>	25
2.2 CARACTERÍSTICAS Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CVT DE BANDA.	26
2.2.1 <i>Definiciones</i>	26
2.3 EL VEHÍCULO ELÉCTRICO	28
2.4 MOTORES ELÉCTRICOS.....	29
2.5 LAS BATERÍAS	32
CAPÍTULO 3 DESARROLLO	35
3.1 COMPONENTES PRINCIPALES	36
3.2 DISEÑO DE SISTEMA VARIADOR (POLEAS Y BANDA).....	39
3.2.1 <i>Diseño de la banda</i>	39
3.2.2 <i>Capacidad de la banda</i>	42
3.2.3 <i>Pérdidas del mecanismo</i>	44
3.2.4 <i>Ruido del mecanismo</i>	45
3.2.5 <i>Diámetros de las poleas</i>	45
3.2.6 <i>Longitud de la banda</i>	46
3.2.7 <i>Diseño de las poleas</i>	47
3.3 DISEÑO DE ARBOLES	54
3.3.1 <i>Configuración y accesorios de los árboles</i>	54
3.3.2 <i>Árboles y ejes</i>	55
3.3.3 <i>Etapas del diseño de árboles</i>	55
3.3.4 <i>Diseño del eje de entrada</i>	57
3.3.5 <i>Diseño del eje de salida</i>	82
3.3.6 <i>Selección de rodamientos o cojinetes</i>	92
3.3.7 <i>Modelado en CAD de los ejes principales</i>	102
3.4 VALIDACIÓN DEL DISEÑO ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITO	103
3.4.1 <i>Análisis mediante el método del elemento finito de la CVT</i>	103
3.4.2 <i>Tipos de análisis</i>	103

3.4.3 Etapas Del Método De Elemento Finito	108
3.4.4 Pre-procesamiento:	108
3. 4.5 Solución:	115
3.4.6 Post-procesamiento:	116
3.5 DISEÑO DE CONTROLES.	124
3.5.1 Requerimientos	124
3.5.2 Actuador seleccionado.....	125
3.5.3 Modelo en CAD del actuador.	130
CAPÍTULO 4. RESULTADOS.....	131
4.1 ENSAMBLE FINAL CAD	132
4.1 CARACTERÍSTICAS FINALES DE DISEÑO	134
CONCLUSIONES.....	135
REFERENCIAS.....	137

NOMENCLATURA

Símbolo	Nombre	SI
A	Área	m ²
T	Torque	N/m
U	Vector desplazamiento	
G	Aceleración de la gravedad	(m/s ²)
C.A	Corriente alterna	A
C.C.	Corriente continua	A
CV	Caballos de vapor	
RPM	Revoluciones por minuto	
Pv	Potencia viable	kW
Pt	Potencia total	kW
V	Velocidad	m/s
L	Longitud	m
F	Fuerza	N
Df	Fuerza de arrastre	N
Cd	Coefficiente de arrastre	
R	Radio de la llanta	m
Fs	Factor de seguridad	
S	Porcentaje de la pendiente	
nD	Relacion del diferencial	
C η	Eficiencia del embrague	
m	Masa	Kg

d	Diámetro	m
V _{bm}	Velocidad de la banda en la menor relación	m/s
V _{bM}	Velocidad de la banda en la mayor relación	m/s
i	Relación del variador	
t	Longitud efectiva	m
M	Momento	N/m
K _v	Factor de velocidad	
b	Ancho de la banda	m
c	Holgura	
p	Paso diametral	
w	Ancho del flanco	m
e	Espesor del diente	m

Subíndices

t	Tangencial	l	carga
c	Confiabilidad	f	esfuerzos
p	Primitivo		
n	Normal		
T	Total		
K	Trabajo		
r	Raíz		

Letras Griegas

δ	Angulo del variador	
η	Eficiencia	
μ	Coefficiente de fricción	
β	Angulo de envoltura	°
ρ	Densidad	(kg/m ³)
σ	Esfuerzos	Pa
α	Angulo de bloqueo	°

INDICE DE FIGURAS.

FIGURA. 1 PRIMEROS CONVERTIDORES DE MOVIMIENTO ALTERNATIVO-ROTATIVO	17
FIGURA. 2 MOLINO DE ACEITE GRABADO DEL SIGLO XVI.....	18
FIGURA. 3 MOLINO HIDRAULICO GRABADO DEL SIGLO XII	18
FIGURA. 4 TRANSMISION VARIABLE DE LEONARDO DAVINCI	20
FIGURA. 5 SECUENCIA DE DESARROLLO DE TRANSMISIONES DE AUTOS DE PASAJEROS Y COMERCIALES.....	24
FIGURA. 6 CVT SISTEMA DE POLEAS DE DIÁMETRO VARIABLE Y BANDA DE GOMA.	25
FIGURA. 7 CURVAS DE POTENCIA DE UN MOTOR DIÉSEL Y UN MOTOR ELÉCTRICO.	30
FIGURA. 8 EJEMPLO DE LA EFICIENCIA DE SALIDA DE UN MOTOR.....	34
FIGURA. 9 EJEMPLO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE DESCARGA DE UNA BATERÍA.....	34
FIGURA. 10 V BELT O BANDA FORMA V DE UNA CVT.....	39
FIGURA. 11 CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS O BLOQUES	40
FIGURA. 12 CONJUNTO DE POLEAS DEL SISTEMA VARIADOR.	41
FIGURA. 13 DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA BANDA Y LA LÍNEA DE PASO.....	41
FIGURA. 14 CAPACIDAD DE LA BANDA.	42
FIGURA. 15 CAPACIDAD DE POTENCIA VS COBERTURA DE RELACIONES PARA UNA DISTANCIA ENTRE CENTROS REPRESENTATIVA ...	42
FIGURA. 16 CAPACIDAD DE POTENCIA Y RELACIÓN DE COBERTURA VS LA VELOCIDAD PRIMARIA	43
FIGURA. 17 EFICIENCIA DE LA COMPRESIÓN DE LA BANDA VS RELACIÓN EFICIENCIA DE COMPRESIÓN DE LA BANDA VS CARGA COMPRESORA	44
FIGURA. 18 DIAGRAMA DE LONGITUD DE LA BANDA.	46
FIGURA. 19 CONJUNTO DEL SISTEMA VARIADOR.....	47
FIGURA. 20 ÁNGULO DE LA POLEA Y COEFICIENTE DE FRICCIÓN	49
FIGURA. 21 DIAGRAMA DE FUERZAS DE SUJECCIÓN	50
FIGURA. 22 FACTOR DE SEGURIDAD	51
FIGURA. 23 ALINEAMIENTO DE LA BANDA	52
FIGURA. 24 RANGO DE VALORES PARA EL DES ALINEAMIENTO.	53
FIGURA. 25 DISTINTOS TIPOS DE USO Y CONFIGURACIÓN DE ÁRBOLES O EJES.	54
FIGURA. 26 DIAGRAMA DE UN SISTEMA DE POLEAS Y SUS COMPONENTES	55
FIGURA. 27 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL ENGRANE Y SOBRE EL EJE.....	57
FIGURA. 28 HOJA DE CÁLCULO PARÁMETROS DEL ENGRANE	63
FIGURA. 29 HOJA DE CÁLCULO RESULTADOS DEL ENGRANE.....	63
FIGURA. 30 ÁNGULO DE PRESIÓN Y DIAGRAMAS DE FUERZAS ACTUANTES EN LOS DIENTES DE LOS ENGRANES DE DIENTES RECTOS.	64
FIGURA. 31 DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES EN UNA POLEA	65
FIGURA. 32 DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DE EJE DE ENTRADA.....	70
FIGURA. 33 GRÁFICAS DE MOMENTOS FLECTORES.....	72
FIGURA. 34 GRÁFICAS DE MOMENTO FLECTOR RESULTANTE Y MOMENTO DE TORSIÓN	73
FIGURA. 35 FUERZAS ACTUANTES EN LA SECCIÓN TRANSVERSAL.....	74
FIGURA. 36 PROPIEDADES DE LOS ACEROS DEL LIBRO WORLDGUIDE TO EQUIVALENT IRONS AND STEELS.....	76
FIGURA. 37 RELACIÓN DEL FACTOR Kt VS LA RELACIÓN QUE HAY ENTRE RADIO DE CHAFLANES Y EL DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE ...	79
FIGURA. 38 RELACIÓN PARA OBTENER EL FACTOR Q DE ACUERDO AL RADIO DE LA MUESCA	80
FIGURA. 39 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE SALIDA.....	85
FIGURA. 40 GRÁFICAS DE MOMENTOS FLECTORES.....	87
FIGURA. 41 GRÁFICA DE MOMENTO FLECTOR RESULTANTE.....	87
FIGURA. 42 GRÁFICAS DE FUERZA AXIAL Y TORSIÓN	88
FIGURA. 43 . CATÁLOGO DE RODAMIENTOS DE SKF	99

FIGURA. 44 DIAGRAMA DE RODAMIENTO SELECCIONADO.....	100
FIGURA. 45 DIAGRAMA DE RODAMIENTO DE RODILLOS.....	101
FIGURA. 46 ETAPAS DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO.....	108
FIGURA. 47 PRE-PROCESAMIENTO.....	108
FIGURA. 48 MODELO DE ELEMENTO FINITO DEL EJE DE ENTRADA.....	111
FIGURA. 49 DISTRIBUCIÓN DE LA FUERZA SOBRE LOS NODOS DEL ENGRANE.....	112
FIGURA. 50 RESTRICCIÓN DEL MODELO DEL EJE DE ENTRADA.....	112
FIGURA. 51 MODELO DE ELEMENTO FINITO DEL EJE DE SALIDA.....	113
FIGURA. 52 RESTRICCIÓN DEL ENGRANE PARA EL EJE DE SALIDA.....	113
FIGURA. 53 APLICACIÓN DEL TORQUE AL JE DE SALIDA.....	114
FIGURA. 54 DESPLAZAMIENTO EJE DE ENTRADA.....	117
FIGURA. 55 MÁXIMO DESPLAZAMIENTO.....	117
FIGURA. 56 COMPARACIÓN ESTADO FINAL VS INICIAL.....	118
FIGURA. 57 ESFUERZOS EJE DE ENTRADA.....	118
FIGURA. 58 ESFUERZO MÁXIMO EJE DE ENTRADA.....	119
FIGURA. 59 ESFUERZO MÁXIMO EJE DE ENTRADA.....	119
FIGURA. 60 PRIMER MODO DE VIBRACIÓN DEL EJE DE ENTRADA (FRECUENCIA NATURAL).....	120
FIGURA. 61 DESPLAZAMIENTOS EJE DE SALIDA.....	121
FIGURA. 62 DESPLAZAMIENTO EN EL ENGRANE DEL EJE DE SALIDA.....	121
FIGURA. 63 ESFUERZOS EJE DE SALIDA.....	122
FIGURA. 64 ESFUERZOS EJE DE SALIDA 2.....	122
FIGURA. 65 MÁXIMOS ESFUERZOS EJE DE SALIDA.....	123
FIGURA. 66 PRIMER MODO DE VIBRACIÓN DEL EJE DE SALIDA (FRECUENCIA NATURAL).....	123
FIGURA. 67. DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE CONTROL.....	125
FIGURA. 68 VISTA DEL CORTE TRASVERSAL DEL ACTUADOR.....	126
FIGURA. 69. DIAGRAMA DE FUERZAS Y DESPLAZAMIENTO EN EL TORNILLO.....	127
FIGURA. 70. VISTA DEL SISTEMA DE BALL SCREW.....	128
FIGURA. 71. SISTEMA DE ACTUADOR BALL SCREW.....	129
FIGURA. 72 SISTEMA DE ACTUADOR BALL SCREW POR DESVIACIÓN SURCOS ENTRE VÍAS.....	129
FIGURA. 73 VISTAS DEL MODELO CAD DEL ACTUADOR DE BALL SCREW.....	130
FIGURA. 74 VISTA DEL MODELO COMPLETO DE LA CVT, EN CATIA Y UN RENDER DEL MISMO.....	132
FIGURA. 75 VISTAS DE UN RENDER QUE MUESTRA LOS COMPONENTES DEL SISTEMA CVT.....	133

TABLAS

TABLA. 1 DESCUBRIMIENTOS Y DESARROLLO DEL AUTOMÓVIL Y LAS TRANSMISIONES.....	16
TABLA. 2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL ENGRANE DE ENTRADA.....	60
TABLA. 3 PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DEL ENGRANE DE ENTRADA.....	60
TABLA. 4 FACTOR DE LEWIS.....	62
TABLA. 5 CONSTANTE B CORRESPONDIENTE A CADA ACABADO SUPERFICIAL.....	77
TABLA. 6 FACTOR DE CONFIABILIDAD PARA EJE DE ENTRADA.....	78
TABLA. 7 FACTOR DE CONFIABILIDAD PARA EJE DE SALIDA.....	90

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el desarrollo inicial de una transmisión del tipo CVT o de variación continua, bajo el sistema de poleas de diámetro variable con actuador eléctrico cuyas características estén orientadas a vehículos de dimensiones y torque reducidos y que además sean impulsados por motores eléctricos. Se llevó a cabo el cálculo dimensional y geométrico de los componentes principales. Se efectuó un modelado de los componentes en un programa de diseño asistido por computadora y posteriormente desarrollamos un análisis de elemento finito para garantizar el funcionamiento adecuado de la CVT durante su ciclo de vida.

Se realizó una investigación inicial en búsqueda de guías de diseño de CVT y en general de transmisiones basándonos en documentos de la SAE para asegurar la fiabilidad de la información. Se definieron parámetros iniciales de un vehículo supuesto con una potencia de 75 cv una velocidad máxima de 41.7 m/s y un peso de 500kg con una carga máxima de 500kg. Bajo estos datos se obtuvieron las dimensiones geométricas de los elementos variadores que fueron base para el cálculo de otros componentes como los ejes y la selección de elementos como banda y rodamientos. Se utilizó el software CATIA para hacer el modelado 3D y pre ensamble del sistema y se realizó un análisis por el método de elemento finito, en específico un análisis estático implícito lineal. Se realizaron análisis de casos de carga para el eje de entrada eje de salida así como análisis modales para ambos casos.

Al concluir el proyecto el resultado fue un diseño de una transmisión variable continua que cumplía con los requerimientos fijados al inicio del trabajo en cuanto al rendimiento necesario y que además cumplía con un buen ensamble acorde a las herramientas CAD y dicho diseño también demostró cumplir con una serie de pruebas realizadas mediante las herramientas CAE que garantizan de manera virtual la integridad del diseño en situaciones de exigencia extrema.

ABSTRACT

This document shows the initial development of a continuous variable transmission, with the variable diameter pulleys system and an electric actuator. The system is oriented to be used in small size vehicles with reduced torque and electric engine driven. Took the dimensional and geometric calculation of the main components out. Modeling of the components was performed in a program-aided design computer and later It was developed a finite element analysis to ensure the proper functioning of the CVT during its life cycle.

An initial investigation was conducted in search of CVT design guidelines and general transmissions references based on SAE documents to ensure the reliability of information. Initial parameters of a vehicle were defined with a power of 75 hp a maximum speed of 41.7 m / s and a weight of 500kg with a maximum load of 500kg. Based on these data the geometric dimensions of variable elements were obtained, these elements were the basis for calculating other components such as axles and selecting items such as band and bearings. CATIA software was used to make 3D modeling system and pre assembly and an analysis by the finite element method was performed, it was an implicit linear static analysis specifically. Load case analysis as well as modal analysis were performed for the output and input shaft also.

Upon completion of the project the result was a design of a continuously variable transmission that met the requirements set at the beginning for the performance needed and also show an accurate assembly in line with CAD. The design also showed meet a series of tests conducted by the CAE tools that guarantee virtually design integrity in extreme demand.

INTRODUCCIÓN

La tendencia del mercado y las necesidades actuales de medios de transporte impulsados por fuentes de energía alterna a los combustibles fósiles, proyecta un futuro para los vehículos impulsados por motores eléctricos. Otra característica que estos vehículos pueden presentar son las relativamente reducidas dimensiones ya que estos diseños son orientados a tener un funcionamiento óptimo en las calles con poco espacio y congestionamientos en las ciudades. De acuerdo a los estudios, para el año 2020 la mitad de los autos vendidos comercialmente serán autos eléctricos.

Si bien existen ya automóviles eléctricos a la venta sus características y dimensiones son prácticamente iguales a los impulsados por motores de combustión interna, y los vehículos más pequeños son, en su mayoría, prototipos con bastantes puntos aun por desarrollar. Uno de estos puntos es el sistema de transmisión. Los motores eléctricos ofrecen generalmente mayor torque que los motores de combustión interna, pero dados los sistemas de transmisión actuales no se puede obtener el rendimiento adecuado existen automóviles familiares eléctricos cuyo motor ofrece más torque que autos súper deportivos o automóviles de carreras. Sin embargo, los vehículos cuentan con una mínima aceleración la que la potencia se transmite de diferente manera.

Surge entonces la necesidad de desarrollar o adaptar un sistema de transmisión que mejore el rendimiento en autos eléctricos urbanos.

Este trabajo toma en cuenta los desarrollos actuales sobre los nuevos sistemas de propulsión y de transmisión de potencia para los vehículos terrestres así como las bases de los primeros desarrollos con respecto a la historia, desarrollo e innovaciones que han tenido las transmisiones de potencia y velocidad necesarias para los vehículos propulsado por algún tipo de motor. La presentación de los diferentes tipos de transmisiones existentes, sus ventajas y desventajas y las bases de la elección del sistema de transmisión denominado de variación continua y su aplicación en los motores eléctricos, tanto para autos propulsados solamente por un motor eléctrico o autos con sistemas de propulsión híbrida.

La gran mayoría de los autos actuales siguen utilizando como fuente de potencia un motor de combustión interna, bien sea un motor de ciclo Otto, un motor de ciclo Diésel o cualquier otro tipo de ciclo relacionado. Sin embargo en los últimos años la tendencia hacia el desarrollo de vehículos propulsados por motores eléctricos, como única fuente de motricidad o como complemento.

El conocimiento de los diferentes tipos de sistemas de transmisión es importante para determinar la viabilidad de la utilización de cada sistema en concordancia con las muchas características y variables que tiene cada sistema de transporte terrestre. No todos pueden tener el mismo sistema de propulsión, aunque su fin es el mismo, es necesario la evaluación de las características tanto del vehículo, ya sean internas y externas, además de las características del sistemas de transmisión: costo, tamaño, desgaste, mantenimiento, tiempo de vida etc.

El presente de trabajo se compone las partes explicadas a continuación

Capítulo 1 Antecedentes. Este apartado muestra un poco de la historia de las trasmisiones en general y más específicamente de la transmisión de variación continúa.

Capítulo 2 Marco Teórico. Expone ventajas y limitaciones de la CVT frente a otros tipos de transmisión. Se muestra también información referente a los automóviles impulsados por motores eléctricos a lo largo de la historia.

De esta manera se analizan la características de los sistemas de propulsión por motores eléctricos o híbridos para señalar las ventajas que tiene la utilización de un sistema de transmisión continua variable, y como esta ayudará el mejor desempeño del sistema en su totalidad.

Se toca también las características y funcionamiento de CVT de cadena definiciones y consideraciones de aplicación. Se recomienda a los lectores de este trabajo leer con atención este apartado para comprender de una manera más apropiada el desarrollo del trabajo.

Capítulo 3 Desarrollo. El desarrollo principal del proyecto se compone por diferentes subcapítulos de los cuales se expone una breve introducción a continuación.

Componentes principales. Esta parte del trabajo contiene la ingeniería básica. Es decir se establecen los parámetros bajo los cuales se diseñaran los componentes siguientes como la relación de transmisiones, potencia bajo la cual trabajara el diseño y las características principales del vehículo para el cual se diseñara el variador de la CVT.

Diseño de sistema variador. En este apartado se muestra el diseño de las poleas y las bandas las cuales cumplen la función de variar tanto potencia como velocidad según se requiera. Explica cómo se obtienen las dimensiones y características geométricas adecuadas en base la función que se pretende que cumpla.

Diseño de árboles. Este sub-capítulo se trata del diseño de los ejes sobre los cuales irán las poleas variables, es más extenso que los capitulos anteriores en el trabajo presente ya que al ser los elementos que soportaran la mayoría de los esfuerzos su diseño con lleva mayor número de consideraciones y cálculos. Se hace también un estudio básico de los elementos que inferirán las fuerzas como los engranes y las poleas.

Este capítulo también explica la metodología de diseño de los engranes se toma en cuenta el método AGMA para su diseño y de esa manera asegurar su resistencia y correcto funcionamiento durante un ciclo de vida adecuado. De la misma forma se hace la selección de los elementos complementarios pero necesarios para el funcionamiento y montaje de los ejes como rodamientos.

También se hace el modelado en CAD y los análisis básicos en CAE para determinar la resistencia de los ejes.

Validación del diseño (Análisis por elemento Finito). En esta sección se hace uso del análisis por elemento finito y softwares especializados para CAE y se desarrolla una metodología mucho más específica para validar el diseño de los componentes con una manera mucho más precisa y fiable.

Diseño de Controles. Se centra en el diseño de controles en este capítulo se incluye probablemente lo más innovador en el sistema los controles. Explica el sistema de control eléctrico y el actuador utilizado para el desplazamiento de las poleas móviles el cual es un diseño que al momento de realizar el trabajo no se encuentra implementado en un producto del mercado.

Capítulo 4 Resultados. El capítulo 4 muestra el ensamble final de los componentes diseñados en CAD en el que se comprueba la correcta posición de los componentes así como imágenes fotorrealistas del producto final.

De la misma manera se presentan las características finales de la transmisión.

Finalmente el trabajo presenta las conclusiones obtenidas del trabajo y la referencia bibliográfica.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1.1 Historia de las transmisiones

La tarea de la transmisión es convertir la tracción disponible del motor a una fuerza de tracción dentro de una alta gama de velocidades de camino incluyendo una velocidad en reversa, satisfaciendo los requisitos que colocan en ella el vehículo, el camino, el conductor y el medio ambiente, en este caso la competitividad técnica y económica es de gran importancia. Además de la conducción y el rendimiento del transporte ya sea de pasajeros o comercial, la transmisión da una importancia central con respecto a la fiabilidad, el consumo de combustible, la comodidad de uso y seguridad vial.

Los sistemas de transmisión son una necesidad surgida desde las primeras etapas de la humanidad y a partir del desarrollo de la misma de máquinas -principalmente molinos y bombas de agua- a las cuales poder controlar el torque y la velocidad de funcionamiento. En el caso de los automóviles estos no comenzaron siendo unos dispositivos demasiados sofisticados, sólo un par de ruedas de madera unidas a unas tablas, para el transporte de materiales y mercancías. Sería hasta la llegada de la revolución industrial y su desarrollo más prominente a finales del siglo XIX que se hace imperiosa la necesidad de instalar sistemas de transmisión.

En la siguiente tabla se muestra algunos descubrimientos y desarrollo sobre la evolución del automóvil y de las transmisiones.

4000 A.C. En Mesopotamia se crean jarrones con imágenes de carros.	1829 Stephenson enriela un vehículo de locomoción por vapor.
2500 A.C. Ruedas hechas de dos discos semicirculares de madera, presumiblemente con llantas de cuero.	1877 Otto Patenta los motores de gas a compresión de cuatro tiempos
2000-1000 A.C. Engranés con dientes rectos como elemento de accionamiento de molinos de agua.	1885 Benz Vehículo de tres ruedas con motor de combustión interna
500 A.C. Eruditos griegos descubren los principios de la mecánica.	1897 Bosch Ignición magneto-eléctrica.
200 A.C. Se utilizan palancas, manivelas, rodillos, ruedas, montacargas, engranes helicoidales y ruedas dentadas.	1905 Föttinger convertidor de torque hidrodinámico.
1754 Ley de Euler de engranes, para engranes dentados envolventes.	1907 Ford Producción masiva del modelo T. el auto de pasajeros se convierte en un producto en masa.
1769 Watt patenta la máquina de vapor.	1923 Bosch bomba de inyección
1784 Watt. Caja de cambios constantes de malla	1925 Rieseler Transmisión automática para autos de pasajeros, con convertidor de torque y engranes planetarios.

Tabla. 1 Descubrimientos y desarrollo del automóvil y las transmisiones.

La idea de equipar un motor con una unidad de engranes en orden para ajustar la velocidad y el torque para los requerimientos de la salida de potencia es cien años más viejo que los automóviles de hoy en día, con un nacimiento oficial en 1886. En los primeros días de los motores, el problema era como convertir el movimiento alternativo a un movimiento rotativo. Una de las posibles soluciones fue el dispositivo que se muestra en la imagen.

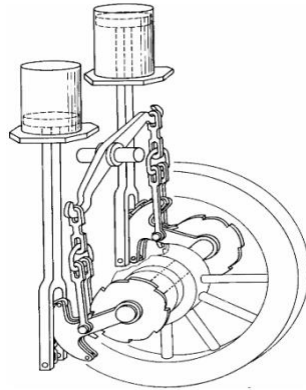


Figura. 1Primeros convertidores de movimiento alternativo-rotativo.

Los engranes se utilizaron sin duda hace más de 1000 años para aumentar la labor humana y animal. En las antiguas civilizaciones del medio oriente utilizaban un buey para hacer girar un sistemas de engranes de madera que se acoplaban, que consistían de una rueda de madera que tenía incrustados dientes de madera. Este dispositivo era utilizado para bombear agua de los ríos y pozos en el suministro de agua.

Las primeras ilustraciones de sistemas de engranes datan de la edad media. La fuerza muscular que utilizada como fuente de potencia ante la falta de motores. Las máquinas humanas tenían que hacer el trabajo pesado en los procesos así fue la primera transmisión existente. En un grabado de Alberto Durerro de alrededor de 1500, la limitada fuerza humana es convertida en fuerza propulsiva por medio de una manivela de empuje, un engranaje angular y un par de engranes cilíndricos.



Figura. 2 Molino de aceite grabado del siglo XVI



Figura. 3 Molino Hidráulico grabado del siglo XII

1.1.1 Resumen

Históricamente el desarrollo de las transmisiones automotrices dividirse en cuatro etapas básicas.

- 1784 a 1884** El reconocimiento del hecho de que las características de par/velocidad de las máquinas de vapor y de combustión interna debe ser adaptada a la carga por medio de una transmisión con el fin de obtener la máxima potencia. Las primeras soluciones fueron las transmisiones de velocidad variable con deslizamiento o de malla constante de engranajes.
- 1884 a 1914** En busca del principio correcto para la conversión de par / velocidad. Además de engranajes dentados, una gran diversidad de transmisión diseños se intentó: cadena, correas y engranajes de fricción, electricidad, transmisiones hidráulicas y neumáticos, incluso, transmisiones y transmisiones dirigidas especialmente continuamente variables fueron probados. Al mismo tiempo, todos los diseños de la transmisión fue especialmente adaptada para un vehículo particular.
- 1914 a 1980** La transmisión de engranajes se hizo más aceptada debido a su alta relación potencia/peso. La noción de cajas de cambios estandarizados que se podría modificar fácilmente para su uso en diferentes vehículos se estableció. Su desarrollo ha seguido a través de las décadas posteriores hasta la actualidad en términos de durabilidad, fiabilidad, nivel de ruido y facilidad de operación (sincronizada, transmisión automática convencional, cambio con la tracción interrumpida, transmisión semiautomática con ayuda de desplazamiento controlado electrónicamente). El número de velocidades y la relación de engrane en constante aumento. Aumentos masivos en la motorización han sido un impulso decisivo detrás del desarrollo de las franquicias de servicio para vehículos de pasajeros.
- 1980 a la fecha** El objetivo principal de investigaciones posteriores han sido soluciones “individuales” adaptados a usos particulares. La gama de los diseños de transmisión se ha hecho mucho más grande. Diseños alternativos de transmisión para automóviles están compitiendo entre sí: transmisiones manuales, transmisiones manuales automatizadas, las transmisiones de doble embrague, transmisiones automáticas convencionales, transmisiones continuamente variables y unidades híbridas. Las transmisiones de engranajes tienen 5-8 velocidades. Todas las tecnologías han ganado en importancia. En el caso de los vehículos comerciales, las transmisiones dirigidas tienen 6 a 16 velocidades y las más grandes posibles relaciones globales. En el sector de vehículos comerciales de servicio pesado europeo, las cajas de cambios manuales automatizados se han generalizado. Ahora, incluso los vehículos comerciales han alcanzado un alto nivel de comodidad de manejo y pueden ser manejados por prácticamente cualquier persona. También hay desarrollos importantes en los autos de pasajeros como la tecnología de transmisión comercial en los campos de la electrónica, software, desarrollo de la función, así como en el sistema y de redes de información.

Hay que hacer notar que todos los elementos esenciales habían sido ya desarrollados para el años de 1925. Desde entonces los progresos han supuesto la meta de incrementar la vida de servicio y el rendimiento, la reducción de peso y tamaño, y la reducción de ruido y optimizar la operatividad. Existen cuatro líneas básicas de desarrollo. (H., 1999)

- Transmisión mecánica z-velocidad (incluidas automáticas),
- Trasmisiones automáticas con varios engranes de relación,
- Transmisiones variables continuas mecánicas o trasmisiones hidrostáticas e
- Híbridas.

1.1.2 Historia de la transmisión CVT

El primer diseño de una transmisión continua variable conocido fue hecha por Leonardo Davinci en 1490, fue llamada la transmisión Nuvinci.

El modelo no fue construido hasta 1950, en el que un ingeniero holandés la fabricó para instalárselo a un automóvil. El problema que presento fue que no era capaz de trabajar con autos de alta potencia.

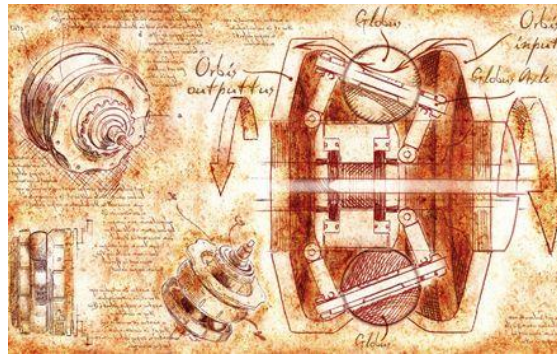


Figura. 4 Transmision variable de Leonardo Davinci

En 1896 Milton Reeves uno de los pioneros de la industria automotriz estadounidense diseña una trasmisión continua para su uso en un aserradero. La primera CVT basada en fricción por correa y poleas de un coche se presentó en Europa por Daimler y Benz en 1886, y se concedió una patente en E.U. para una CVT toroidal en 1935.

Pera la realidad es que no fue hasta la década de 1960 en que los gigantes industria automotriz General Motors inventado un nuevo diseño, una CVT toroidal que trabajó en los mismos principios que la Transmisión NuVinci. A pesar de que habían desarrollado un diseño en la década de 1930 después de extensas pruebas la idea se desechó debido las preocupaciones de costos, pero se habían superado los defectos en el diseño de DaVinci: una CVT diseñado para sostener altos pares y velocidades.

A pesar de que General Motors había resuelto un problema con la CVT hubo muchos otros que aún existían. Después de la década de 1960 la idea de una CVT fue considerada inapropiada debido a su mal comienzo; ruidos fuertes, falta de fiabilidad a altos pares y velocidades debido a deslizamiento.

Inicialmente ninguna empresa invirtió en la investigación y el desarrollo hasta la década de 1970, cuando Nissan con la ayuda de la tecnología moderna resuelve muchos de los problemas de una CVT y hace que el mundo se dé cuenta de que a pesar de que la tecnología tenía sus defectos era un concepto irremplazablemente eficiente para una eficiente transmisión automática suave y ahorradora de combustible para los automóviles. Cuando las pruebas e investigación demostraron que era un dispositivo capaz de generar ahorro de combustible, con la capacidad de soportar altos toques y velocidades, el mundo de la industria se volcó a la una vez infame tecnología.

Tal fue así la aceptación que empezó a tener este sistema que entre a finales de la década de los 80's y la década de los 90 se comercializan los primeros modelos equipados con una transmisión CVT. En 1987 Subaru lanza el primer auto con una CVT controlada electrónicamente. La primera década del siglo XXI se desarrolla el uso de cadenas en lugar de bandas para motores de gran capacidad, para que a partir del año 2010 se ofreciera autos de alta gama con transmisiones CVT.

Estado del Arte

Sistemas de transmisión

Al revisar la historia del desarrollo tecnológico de la humanidad notamos que desde la eras más ancestrales como lo es el viejo Egipto y los pueblos del medio oriente que es donde nacen los primeros rasgos de la civilización, la necesidad obligó a la creación de máquinas como molinos y bombas de agua, para el que fue necesario controlar la velocidad de trabajo de tales máquinas. Las primeras de estas transmisiones fueron un simple conjunto de engranes hechos de madera, cuyos vestigios se han encontrado en medio oriente y China.

CAPÍTULO 2

MARCO TEORICO

2.1 Sistemas de transmisión de vehículos

Si bien en este trabajo nos estamos centrando en el diseño de una transmisión para ser utilizado en un motor eléctrico esto no significa que tampoco pueda ser utilizado en motores de combustión interna o en sistemas híbridos. El resto de los tipos de transmisiones son utilizadas para motores de combustión interna debido a las características de velocidad y torque que estos poseen, y su uso en un motor eléctrico es impensable queremos mostrar sus características y como su uso en ambos tipos de motores o sistemas híbrido mejora el rendimiento en términos de la transmisión de potencia y torque, y de la ayuda en el rendimiento de la fuente de energía ya sea el combustible o las baterías eléctricas.

Transmisiones para carros de pasajeros

Las transmisiones para autos de pasajeros están clasificados en los siguientes diseños principales y formatos:

- Transmisiones manuales (MT)
- Transmisiones manuales automatizadas (AMT)
- Transmisiones automáticas con varios engranes de relaciones
 - Transmisión de doble embrague (DCT dual clutch transmissions)
 - Transmisión automática convencional (AT) (consiste de un convertidor de torque hidrodinámico y un sistema planetario montado en la parte trasera del sistema)
 - transmisiones automáticas de tipo contraeje
- Transmisiones variables continuas mecánicas (CVT)

Lo que sigue introducirá a los principios de los diseños básicos de las transmisiones para autos de pasajeros de acuerdo con la clasificación ya presentada.

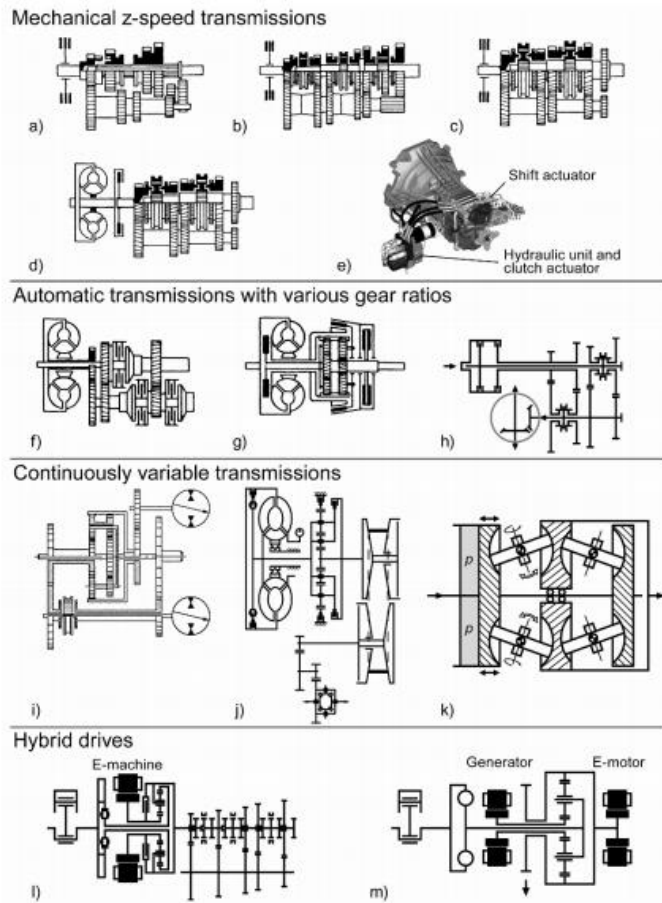


Figura. 5 Secuencia de desarrollo de transmisiones de autos de pasajeros y comerciales.

a) transmisión con acoplamiento de marchas por desplazamiento; b) transmisión con malla constante. c) transmisión sincronizada; d) transmisión con embrague del convertidor de par; e) Caja de cambios automática manual; f)g) transmisión automática convencional; h) transmisión de embrague dual; i) transmisión de variación continua hidrostática con división de potencia variable con discos cónicos; j) transmisión de variación continua k) engranes de fricción toroidal l) transmisión máquina híbrida 1-E velocidad-z; m) transmisión máquina híbrida 2-E con tren resumido (división de potencia).

2.1.1 Descripción de una transmisión continua variable

Una transmisión continuamente variable es una transmisión que puede cambiar de forma continua a través de un número infinito de relaciones de transmisión eficaces entre los valores máximo y mínimo. Esto contrasta con otras transmisiones mecánicas que ofrecen un número fijo de relaciones de transmisión. La flexibilidad de una CVT permite al eje de entrada mantener una velocidad angular constante en una gama de velocidades de salida.

CVT puede proporcionar una mejor economía de combustible que otras transmisiones al permitir que el motor funcione a las revoluciones por minuto más eficaces para una gama de velocidades del vehículo. También se puede utilizar para construir un sistema de recuperación de energía cinética.

Alternativamente, se puede utilizar para maximizar el rendimiento de un vehículo por lo que permite que el motor gire en el RPM en el que se produce el pico de potencia. Este suele ser más alto que el RPM que alcanza su máxima eficiencia. Por último, una transmisión CVT no requiere estrictamente la presencia de un embrague, lo que permite la ausencia de los mismos. En algunos vehículos, sin embargo, se añadió un embrague centrífugo, sin embargo, esto es sólo para proporcionar una posición “neutral” en una motocicleta.

Muchos pequeños tractores para uso en el hogar y el jardín tienen simples CVTs de banda de goma. Por ejemplo, la línea de John Deere Gator de pequeños vehículos utilitarios usan un cinturón con un sistema de polea cónica. Ellos pueden ofrecer una gran cantidad de energía y pueden alcanzar velocidades de 10 a 15 kilómetros por hora, todo ello sin necesidad de un embrague o cambiar de marcha. Casi todas las motos de nieve, viejas y nuevas, y el uso de CVT motorscooters, por lo general la banda de caucho de poleas variables.

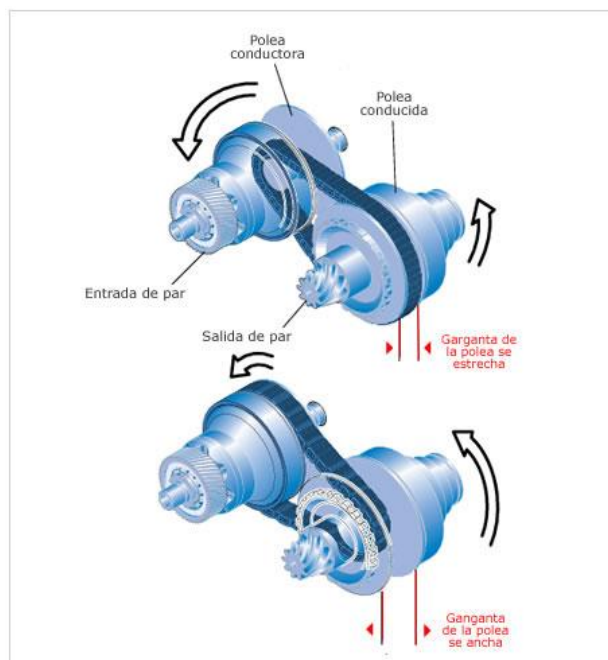


Figura. 6 CVT sistema de poleas de diámetro variable y banda de goma.

2.2 Características y funcionamiento del sistema de CVT de banda.

2.2.1 Definiciones

1. **Variator belt-correa del variador:** un miembro flexible sin fin que transmite el torque entre dos ejes a través de fricción de contacto con poleas cónicas.
2. **Variator ratio-relación del variador:** (CVT relación, relación de la polea, relación de la banda) relación de velocidad: velocidad de la polea primaria/velocidad de la polea secundaria.
3. **Variator ratio range-Rango de relación del variador:** (relación global, cobertura de la relación) microreductor/
4. **Underdrive ratio-Relación de marcha baja:** (baja relación) numéricamente la menor de las relaciones del variador. Típicamente equivalente a la primera marcha de una transmisión automática o manual.
5. **Overdrive ratio-Relación de sobremarcha:** (alta relación) numéricamente la relación de variación menor. Típicamente equivalente al mayor de los engranes de una transmisión automática o manual.
6. **Primary sheave (pulley) set-Conjunto de la polea primaria:** (polea de entrada/ eje) Conjunto de poleas que está acoplada al motor y representa la entrada a la unidad del variador de la CVT (puede tener engranes entre el motor y la polea primaria).
7. **Secondary sheave (pulley) set-Conjunto de la polea secundaria:** (polea de salida/eje) conjunto de la poleas que se acoplan con las ruedas y representan la salida de la unidad de variación de la CVT. Típicamente tiene engranes entre las poleas secundarias y las llantas.
8. **Variator belt width (nominal)-Anchura de la banda del variador (nominal):** la anchura de la correa en una línea efectiva de paso. La anchura de la cinta y la longitud se combinan para definir el funcionamiento de la geometría de la banda.
9. **Belt length-Longitud de la banda:** la longitud de la banda en una línea efectiva de paso. La anchura de la cinta y la longitud se combinan para definir el funcionamiento de la geometría de la banda.
10. **Wrap angle (arc)-ángulo de contacto (arco):** el ángulo en la polea a través de la cual la banda tiene contacto con la polea. Puede ser dividido en ángulo activo o pasivo.
11. **Active wrap angle (arc)-Ángulo activo de contacto (arco):** La porción del ángulo de contacto donde la tensión de la banda se incrementa o decrece.
12. **Passive wrap angle (arc)-Ángulo pasivo contacto (arco):** (ángulo inactivo de contacto) la porción del ángulo donde la velocidad de la banda es constante.
13. **Shaft diameter-Diámetro del eje:** el diámetro del eje primario o secundario debajo de la banda.
14. **Fixed sheave-Polea fija (eje fijo):** la parte de la polea que se encuentra sujeta fijamente al eje. Típicamente la polea fija es una parte integral del eje.
15. **Moveable sheave-Polea móvil:** el componente de la polea que se mueve axialmente relativo a la polea fija para cambiar la relación de la banda.
16. **Center distance-distancia al centro:** la distancia entre los centros de los ejes primario y secundario.

17. **Sheave alignment-Alineación de la polea:** la posición axial relativa de la polea fija primaria a la polea fija secundaria
18. **Sheave offset-Desplazamiento de la polea:** (Calibre de ancho) la dimensión en la dirección axial entre la polea fija primaria y la polea fija secundaria a un diámetro de referencia predeterminado. Por ejemplo, el desplazamiento de la polea puede ser de 24.6 mm a como diámetro de referencia de un diámetro de 100mm.
19. **Sheave angle-Ángulo de la polea:** el ángulo de la superficie de la polea relativa al plano de operación de la banda. Típicamente 11°
20. **Pitch diameter-Diámetro de paso:** el diámetro efectivo en el cual el torque es transmitido. También igual al diámetro en el cual la apertura de las poleas es igual al ancho nominal de la banda.
21. **Pitch distance-Distancia de paso:** la longitud tangencial entre el segmento de la banda en que se encuentra en contacto con las poleas.
22. **Variator input torque-Variador del torque de entrada:** entrada de torque que
23. **Top speed ratio-Máxima relación de velocidad:** la relación del variador en las condiciones que definen la velocidad máxima del vehículo.
24. **Coefficient of fricción-Coeficiente de fricción:** (tracción) el coeficiente de fricción efectivo de la fricción entre la banda y las poleas.
25. **Balance cap/balance dam-Equilibrio cap/equilibrio presa:** una característica que se puede utilizar en combinación con un pistón o cilindro para reducir la componente de la fuerza centrífuga.
26. **Stops internal/external-Topes internos/externos:** la característica en el diseño de las poleas que controla la posición axial de las poleas móviles al extremo del viaje.
27. **Sheave stroke-Carrera de la polea:** el viaje axial de las poleas móviles para permitir al variador cubrir el total del rango de relaciones.
28. **Clamping force-Fuerza de sujeción:** la fuerza axial externada en la banda por las poleas.
29. **Clamping force ratio-Relación de la fuerza de sujeción:** La relación de la fuerza axial de las poleas primarias con la fuerza de sujeción de las poleas secundarias.
30. **CVU-(Unidad de Variación Continua):** (variador) la unidad de variación continua: la combinación del conjunto de poleas primarias, conjunto de poleas secundarias y la banda. (program, 2010)

2.3 El Vehículo eléctrico

Un vehículo eléctrico es un vehículo de combustible alternativo impulsado por uno o más motores eléctricos. La tracción puede ser proporcionada por ruedas o hélices impulsadas por motores rotativos, o en otros casos utilizar otro tipo de motores no rotativos, como los motores lineales, los motores inerciales, o aplicaciones del magnetismo como fuente de propulsión, como es el caso de los trenes de levitación magnética.

A diferencia de un vehículo con un motor de combustión interna (abreviadamente denominado vehículo de combustión) que está diseñado específicamente para funcionar quemando combustible, un vehículo eléctrico obtiene la tracción de los motores eléctricos, pero la energía puede ser suministrada de los modos siguientes:

Alimentación externa del vehículo durante todo su recorrido, con un aporte constante de energía, como es común en el tren eléctrico y el trolebús.

Energía proporcionada al vehículo en forma de un producto químico almacenado en el vehículo que, mediante una reacción química producida a bordo, produce la electricidad para los motores eléctricos. Ejemplo de esto es el coche híbrido no enchufable, o cualquier vehículo con pila de combustible.

Energía generada a bordo usando energía nuclear, como son el submarino y el portaaviones nuclear.

Energía generada a bordo usando energía solar generada con placas fotovoltaicas, que es un método no contaminante durante la producción eléctrica, mientras que los otros métodos descritos dependen de si la energía que consumen proviene de fuentes renovables para poder decir si son o no contaminantes.

Energía eléctrica suministrada al vehículo cuando está parado, que es almacenada a bordo con sistemas recargables, y que luego consumen durante su desplazamiento. Las principales formas de almacenamiento son: energía química almacenada en las baterías como en el llamado vehículo eléctrico de batería, especialmente en baterías de litio que parece ser la tecnología más madura a día de hoy. Es preciso destacar las nuevas inversiones que se están haciendo en el mayor yacimiento de litio (Salar de Uyuni-Bolivia) para la fabricación de estas baterías.

Energía eléctrica almacenada en supercondensadores. Tecnología aún muy experimental.

Almacenamiento de energía cinética, con volante de inercia sin rozamiento.

También es posible disponer de vehículos eléctricos híbridos, cuya energía proviene de múltiples fuentes, tales como: Almacenamiento de energía recargable y un sistema de conexión directa permanente.

Almacenamiento de energía recargable y un sistema basado en la quema de combustibles, incluye la generación eléctrica con un motor de explosión y la propulsión mixta con motor eléctrico y de combustión. (Marie, 2013)

2.4 Motores eléctricos

Los coches eléctricos pueden usar motores AC o DC:

Si el motor es un motor de corriente continua, entonces puede funcionar en cualquier batería que provea desde 96 hasta 192 voltios. Muchos de los motores de corriente continua se utilizan en los coches eléctricos provienen de la industria de la carretilla elevadora eléctrica.

Si se trata de un motor de corriente alterna, entonces probablemente es un motor trifásico de CA funciona a 240 voltios de corriente alterna con una batería de 300 voltios.

Instalaciones de CC tienden a ser más simple y menos costosas. Un motor típico estará en el rango de 20.000 a 30.000 vatios. Un controlador típico estará en el 40 000 vatios a la gama de 60.000 vatios (por ejemplo, un controlador de 96 voltios podrán administrar un máximo de 400 o 600 amperes). Los motores de corriente continua tienen la característica agradable que se pueden conducir más, (hasta un factor de 10 - a - 1) por períodos cortos de tiempo. Es decir, un motor de 20.000 vatios aceptará 100.000 vatios durante un corto período de tiempo y entregar 5 veces su potencia nominal. Esto es ideal para las explosiones cortas de la aceleración. La única limitación es la acumulación de calor en el motor. El exceso satura y el motor se calienta hasta el punto en que se autodestruye.

Instalaciones de CA permiten el uso de casi cualquier motor trifásico de CA industrial, y que puede hacer la búsqueda de un motor con un determinado tamaño, forma o grado de energía más fácil. Los motores de CA y los controladores tienen a menudo una característica de regeneración. Durante el frenado, el motor se convierte en un generador y suministra energía a las baterías.

Potencia y par motor de los motores eléctricos.

La potencia de cualquier motor es su capacidad para realizar un trabajo. Ese trabajo, en un coche, consiste en moverlo. Tanto acelerar como mantenerse a velocidad constante implican un trabajo a realizar por el motor.

Con tres conceptos básicos explicados de forma digestiva, podremos entender de qué nos están hablando ahora y siempre

Potencia es el producto de dos factores: par y régimen de giro.

Par de giro es la fuerza con la que da vueltas el motor. Cuanta más fuerza tenga al dar cada vuelta, más capacidad tendrá para realizar un trabajo.

Régimen de giro es el número de vueltas que da por unidad de tiempo, en general, revoluciones por minuto. Cuantas más vueltas dé por minuto, más capacidad tendrá, también, para realizar un trabajo. (Marie, 2013) (Carter, 2007)

Un motor muy potente ha de tener, o bien un elevado par de giro (mucho trabajo en cada vuelta) o bien un elevado régimen de giro (capacidad de girar muy rápido) o bien ambas cosas. Por el contrario, si sólo puede girar lentamente y con poca fuerza, será un motor de baja potencia.

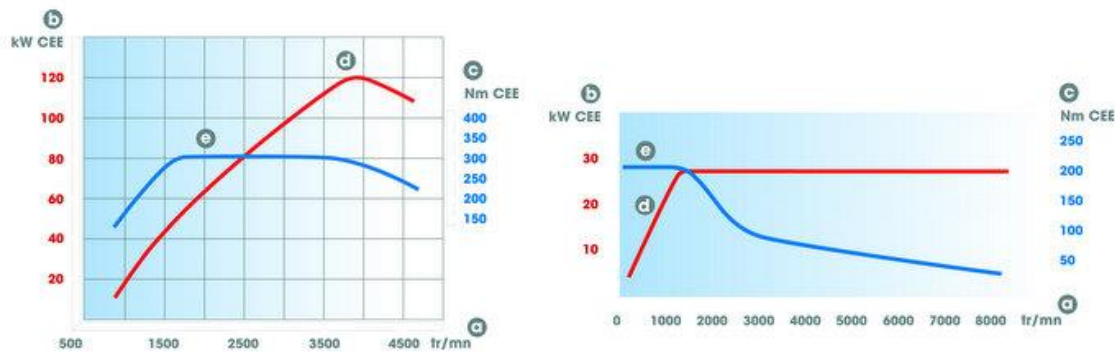


Figura. 7 Curvas de potencia de un motor diésel y un motor eléctrico.

En el gráfico superior podemos observar las curvas de potencia (rojo) y par (azul) del motor diésel (izquierda) y el motor eléctrico (derecha) del Peugeot 3008 HYbrid4. Ambas curvas son típicas y representativas de sus respectivos géneros, por lo que nos sirven como explicación general.

Nos interesa sobre todo la forma, no tanto los valores concretos que alcanzan, pues el eléctrico en cuestión es un pequeño motor de apoyo (37 CV) del motor principal (163 CV) y la comparación de cifras absolutas sería absurda.

Existe un régimen crítico (ralentí) por debajo del cual la fuerza de una explosión no sería capaz de hacer girar el motor adecuadamente hasta la siguiente

Diésel:

Vemos que el ralentí (régimen mínimo al que puede girar) se sitúa hacia las 800 r.p.m. Puesto que se mueve por explosiones puntuales, que tienen lugar en un momento concreto del ciclo, existe un régimen crítico (ralentí) por debajo del cual la fuerza de una explosión no sería capaz de hacer girar el motor adecuadamente hasta la siguiente. El impulso de un motor de combustión es discreto, no continuo.

Esto es lo que obliga a un motor de combustión a girar todo el tiempo, aunque el coche se detenga, por lo que el giro del motor ha de desvincularse de las ruedas pisando el embrague o dejándolo en punto muerto. Los modernos sistemas start&stop evitan este problema, a cambio de asumir la difícil tarea de volver a arrancar el motor innumerables veces. Esto supone un gran esfuerzo mecánico para el motor de arranque encargado de hacerlo.

Con respecto a las curvas, simplemente destacar que por debajo de 2.500 r.p.m. (régimen razonable de cambio de marcha) el motor no llega a 80 kW (110 CV) y eso sería acelerando a fondo. En general, circularíamos con 30 o 40 CV de potencia aunque el motor pueda dar cuarto veces más. La potencia máxima se obtiene alrededor de 4.000 r.p.m. (Carter, 2007)

Es de destacar también, que un motor diésel tiene un régimen máximo de giro, totalmente infranqueable por razones químicas (tiempo mínimo por explosión) que se sitúa alrededor de las 5.000 o 5.500 r.p.m. De ahí hacia arriba, un diésel no puede continuar acelerando (un gasolina sí puede llegar mucho más lejos, pero a costa de su fiabilidad mecánica a partir de ciertos regímenes).

Eléctrico.

El motor puede iniciar y detener su giro en cualquier posición y no necesita estar girando constantemente para no apagarse

Lo primero que llama la atención es que no hay ralentí, pues las curvas de potencia y par nacen en 0 r.p.m. Puesto que la fuerza que impulsa un motor eléctrico es magnética, ésta se puede generar en todos los puntos de su rotación. El motor puede iniciar y detener su giro en cualquier posición y no necesita estar girando constantemente para no “apagarse”. Su empuje es continuo, no discreto.

Esta es la razón por la que un eléctrico no necesita embrague y su motor puede girar solidariamente con las ruedas (con la desmultiplicación que corresponda) sin que la transmisión tenga que desconectarse nunca.

Otra diferencia notable es que el par máximo lo entrega justo al comenzar a girar, se mantiene constante y empieza a caer a partir de un punto. La potencia es elevada desde el principio, alcanza el máximo muy rápido y se mantiene en ese máximo “hasta el infinito” (8.000 r.p.m. en este caso, pero podrían ser bastantes más).

Cuando se conduce un vehículo eléctrico, siempre sorprende su entrega inmediata de potencia. La razón es doble: por un lado, al no haber embrague, todo el movimiento del motor va directo a las ruedas y, por otro, la fuerza de giro es máxima desde la primera vuelta. Esto se traduce en arrancadas muy vigorosas hasta para el más modesto de los motorcitos eléctricos.

El usuario medio saca la conclusión inmediata de que el coche es mucho más potente de lo que indican las cifras y, a efectos prácticos, casi se podría decir que es cierto. Me explico.

En conducción normal y volviendo de nuevo a las curvas, apenas utilizamos un pequeño porcentaje de la potencia disponible en un motor de combustión (salvo algún iluminado que se dedica a llevar el coche hasta el corte de inyección en cada marcha para ir al supermercado).

Como ya hemos señalado, si mi coche lleva un motor diésel como el de la gráfica, con 120kW (163 CV) de potencia máxima, es muy posible que utilice habitualmente (pisando a fondo hasta 2.500 r.p.m. antes de cambiar de marcha) menos de 110 CV y que circule casi todo el tiempo con 30 o 40 CV en uso.

Y esa es la sensación que tengo, en realidad. Un motor eléctrico que proporcionase la misma potencia (o incluso algo menos) casi desde el inicio nos daría una sensación prestacional mucho mayor en uso habitual. Mucho mayor, insisto, y muy especialmente arrancando desde parado, lo más agradable y sorprendente.

¿Dónde está la trampa? Bueno, la trampa está en el límite, que es lo que casi nunca usamos. Si exprimimos a fondo la mecánica, sí veremos que un motor más potente, aunque sea de combustión, es más potente en realidad, pero para eso hay que explorar zonas del cuentavuelta que prácticamente sólo se utilizan para adelantar en carretera o para ir a gran velocidad pero carecen de sentido en zonas lentas (ciudad). (Marie, 2013)

2.5 Las baterías

Algunas baterías para autos eléctricos de ion-litio tienen una vida promedio proyectada de 5 años o de 100.000 km. Con un costo de \$10,000 dólares el remplazo una vez que la batería se haya degradado a punto de no aportar la eficiencia requerida para el vehículo.

Este rendimiento es basado en las pruebas de laboratorio donde las baterías son probadas y descargadas bajo condiciones promedio o de máxima carga. El hecho es que el desarrollo actual de baterías es enorme. Pero las baterías de autos tienen sus propias características, como el de ofrecer una alta tensión durante un largo periodo de tiempo, el control de calentamiento tanto en la carga como en la descarga en casos de condiciones de alta carga para el automóvil. Pero el desarrollo prosigue y en los próximos 5 o 10 años tendremos baterías con el rendimiento aceptable como para realizar viajes de 500Km con una sola carga y con un tiempo de carga de energía de máximo 2 horas para una carga de 100%, o también centros de intercambio de baterías descargadas por baterías con carga.

Tipos de baterías

Una batería es un dispositivo para almacenar energía química para su conversión en energía eléctrica. Una batería se compone de una o más celdas electroquímicas, cada una de las cuales consta de dos medias células o electrodos. Una media célula electrodo negativo o cátodo, cargada de electrones. El otro llamado electrodo positivo o ánodo tiene un déficit de electrones. Cuando ambas partes se conectan por un cable estas producen un flujo electrónico, que va desde la parte con electrodos a la que no tiene. Este flujo llamado electricidad es usada para producir trabajo, en este caso en el motor eléctrico del automóvil. Con el tiempo los electrones de cátodo han sido transferidos al ánodo hasta llegar a un equilibrio, donde ambos electrodos tienen casi el mismo número de electrones, es en este punto que la batería se considera “muerta” ya no es capaz de producir una corriente eléctrica. Los electrones son generados por reacciones químicas, y hay muchas diferentes reacciones químicas que se usan en las baterías disponibles. Por ejemplo, las baterías alcalinas comunes, producen electricidad por medio de una reacción de óxido de zinc y manganeso y son consideradas desechables tras un solo uso. Mientras las baterías de los autos por otro lado tienen que ser recargables, por lo que no requieren ser reemplazadas constantemente. En este caso la energía eléctrica se utiliza para invertir los electrodos negativos y positivos de las células electroquímicas y reiniciar el flujo de electrones.

Los fabricantes de automóviles identifican tres tipos de baterías recargables con un uso adecuado para de los coches eléctricos. Esos tipos son las baterías de plomo-ácido, las baterías de níquel metal hidruro (NiMH), y de iones de litio (Li-ion).

Las baterías de plomo fueron inventadas en 1859 y son la forma más antigua de la batería recargable todavía en uso. Han sido utilizados en todo tipo de vehículos - incluyendo coches eléctricos - desde el siglo XIX. Las baterías de plomo son un tipo de batería de celda húmeda y por lo general contienen una solución suave de ácido sulfúrico en un recipiente abierto. El nombre proviene de la combinación de electrodos de plomo y ácido usados para generar electricidad en estas baterías. La principal ventaja de las baterías de plomo-ácido es que, después de haber sido utilizado durante muchos años, se conocen bien son baratas de producir. Sin embargo, producen gases peligrosos cuando se usan y si la batería está sobrecargada hay un riesgo de explosión.

Las baterías de níquel metal hidruro entraron en uso comercial en la década de 1980. Tienen una alta densidad de energía - es decir, una gran cantidad de energía puede ser almacenada en una batería relativamente pequeña - y no contienen metales tóxicos, por lo que son fáciles de reciclar. Las baterías de litio, que entró en uso comercial en la década de 1990, tienen una muy alta densidad de energía y es menos probable que pierdan su carga cuando no se utilice que la mayoría, una propiedad llamada auto descarga. Debido a su peso ligero y bajo mantenimiento, las baterías de iones de litio son ampliamente utilizadas en dispositivos electrónicos como ordenadores portátiles.

Algunos expertos creen que las baterías de iones de litio son lo más cercano que la ciencia ha llegado a desarrollar en relación a una batería recargable perfecta, y este tipo de batería es el mejor candidato para alimentar los coches eléctricos del futuro próximo. Una variación en las baterías de iones de litio, baterías de polímero de llamada de iones de litio, también pueden resultar útiles para el futuro de los vehículos eléctricos. Estas baterías pueden llegar a costar menos de construir que las baterías de iones de litio, sin embargo, en la actualidad, las baterías de polímero de iones de litio son prohibitivamente caras.

Descarga

El tren motriz de un auto eléctrico simple está compuesto por la fuente de poder (batería), conductor eléctrico (motor y controlador), y los dispositivos transmisión de potencia (engranes, cadenas, jutas, etc.) El motor eléctrico tiene una eficiencia que varía en función de la velocidad y de la carga. Y el tiempo de descarga de la batería varía en función como se indica en la gráfica.

La mayoría de vehículos que funcionan con electricidad utilizan una configuración de transmisión directa, donde la velocidad del vehículo es directamente proporcional a la velocidad del motor para una engrane de relación fija. Esta es una configuración muy sencilla, usualmente a expensas del desempeño y la ineficiencia.

Un ciclo de manejo típico envuelve numeras paradas y arranques, terrenos variables y resistencia al avance también variable. Un tren motriz con una transmisión variable continua puede beneficiar a los vehículos que operan sobre la dinámica de velocidad y carga, permiten al motor operar cerca de su pico de potencia o pico de eficiencia en un amplio intervalo de ciclos de trabajo. Adicional a esto, una CVT cambia la inercia efectiva vista en el motor para incrementar la aceleración del vehículo. **(Marie, 2013)**

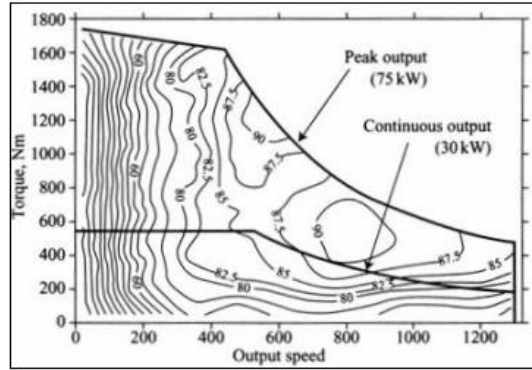


Figura. 8 Ejemplo de la eficiencia de salida de un motor.

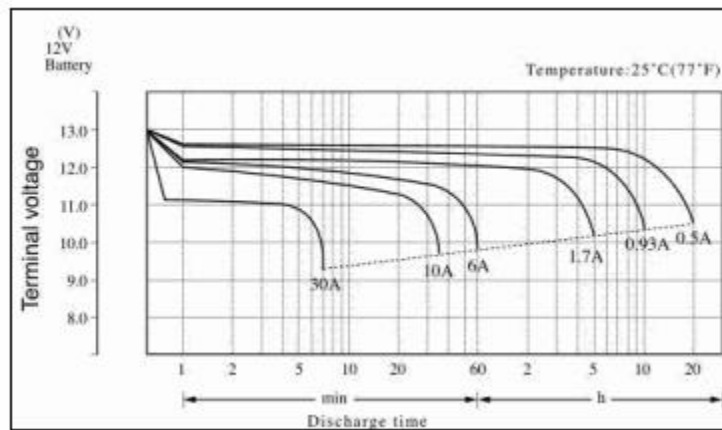


Figura. 9 Ejemplo de las características de descarga de una batería.

CAPÍTULO 3

DESARROLLO

3.1 Componentes principales

Anteriormente en las consideraciones generales del diseño se vio las características principales a tomar en cuenta para la selección adecuada de las características de una transmisión cualquiera. Pero para el inicio del diseño específico de una transmisión lo primero a establecer es el rango de relaciones dentro de las cuales trabajará la transmisión, para ello ya todas las características como tamaño del vehículo, carga, largo, motor, potencia, tren motriz y demás características se han estudiado y elegido.

Como con cualquier transmisión, la selección de las relaciones es un área crítica del diseño. Con el diseño de una CVT, la selección de la relación es ligeramente diferente de una relación de transmisión de una caja manual. Debido a la disponibilidad de todas las relaciones entre la máxima submarcha y relaciones de sobremarcha, estas dos condiciones son los puntos clave para la selección de la relación. Estos puntos se pueden trazar como una función de la velocidad del vehículo y la polea primaria en un gráfico comúnmente conocida como un variograma. La proporción de menores de la unidad debe ser establecida para proporcionar el rendimiento deseado lanzamiento del vehículo en combinación con el dispositivo de arranque en la que fue seleccionado. La relación de sobremarcha debe ser seleccionado para proporcionar las velocidades ideales o más eficaz del motor para proporcionar una óptima economía de combustible. La relación de dispersión entre la submarcha y relaciones de sobremarcha se conoce como el intervalo de la relación. El intervalo de la relación típica de un CVT es entre 5 y 6, en comparación con 3.8 a 4.3 para una transmisión de paso de cuatro velocidades. Dependiendo de la aplicación del vehículo, la CVT típicamente tendrá un mejor rendimiento y economía de combustible que una transmisión de paso. (**International, 2011**) Como seleccionar las relaciones.

Determinación de la relación más alta.

Usualmente la relación más alta es seleccionada de tal forma que permita lograr la velocidad máxima posible. Sin embargo, también se utiliza una mayor proporción en beneficio de la economía de combustible en carretera. (Pero no alcanzaría la velocidad máxima.) Por lo tanto, es necesario conocer la velocidad máxima del vehículo, utilizando la potencia dada.

Potencia viable.

Se debe considerar la potencia máxima o total P_t del motor, así como la eficiencia η de la transmisión que está entre el 70 u 80 %. Por lo tanto debemos de obtener la potencia viable P_v .

$$P_v = P_t * \eta \quad (1.1)$$

La potencia viable nos puede generar una fuerza de empuje relacionado con la velocidad V del auto.

$$F = \frac{P_v}{V} \quad (1.2)$$

Tomando en cuenta la fuerza que nos resta la resistencia al avance generada por el aire o fuerza de arrastre D_f

$$D_f = \frac{1}{2} * A * V^2 * C_d * \rho_{Aire} \quad (1.3)$$

Donde:

A: área frontal del automóvil.

V: velocidad dada.

C_d : coeficiente de resistencia al avance.

ρ : densidad del aire.

Para calcular la velocidad de velocidad máxima que nos puede generar el auto tomando en cuenta la potencia y fuerzas que actúan, igualamos la fuerza de empuje y de arrastre (2) y (3)

$$F = Df$$

De donde tenemos la velocidad.

$$V = \sqrt[3]{\frac{Pt}{\frac{1}{2} * A * \rho_{Aire} * Cd}} \quad (1.4)$$

La relación máxima la obtendremos de:

$$n_M = \frac{rpm * 3.1416}{60} * \frac{R}{Vmax * n_D} \quad (1.5)$$

Donde:

Rpm: revoluciones por minuto en el que el motor ofrece su máxima eficiencia.

R: radio de la llanta

Vmax: velocidad máxima

nM : relación máxima

nD: relación del diferencial

Determinación de la relación mínima

Considerando que un carro debe de ser capaz de arrancar y moverse totalmente cargado y siendo en una pendiente, tenemos que.

$$Fs = (m + ml) * \frac{9.81m}{s^2} * \left(\frac{s}{100}\right) * \frac{fs}{\eta} \quad (1.6)$$

Donde:

m: masa del auto

ml: masa de la carga

s: porcentaje de la pendiente

fs: factor de seguridad

η: eficiencia

Fuerza tangencial disponible en las llantas

$$F_t = T * C\eta * n_m * \frac{n_D}{R} \quad (1.7)$$

Donde

F_t: fuerza de las llantas

T: torque

C η: eficiencia del Clutch. 100% o 1 en nuestro caso debido a que nuestro caso no requiere de Clutch o dispositivo de arranque.

n_m: relación mínima

n_D: relación del diferencial

R: radio de la llanta motriz.

Podemos igualar las fuerzas de la pendiente y la fuerza de las llantas, F_s=F_t. (5) y (6) Dejando tenemos que:

$$n_m = F_s * \frac{R}{T * C\eta * n_D} \quad (1.8)$$

Ahora en este punto ya hemos definido las relaciones mínimas y máximas.

Considerando entonces datos promedio del sector al que va dirigido el presente desarrollo, y realizando los cálculos que se mostraron en esta parte del texto obtenemos los siguientes datos.

Potencia = 75cv = 73.95Hp

A = 2.35m²

Torque = 130Nm

V_{max teorica} = 41.7 m/s

Relacion Diferencial = 5: 1

Ø_{neumatico} = 0.226m

masa_{vehiculo} = 500kg

masa_{carga posible} = 500k = 500kg

Cd = 0.37

Pendiente 30%

Factor de seguridad 1.3

máxima relación (overdrive ratio) = 0.4315

mínima relación (underdrive ratio) = 2.4134

$$\text{Rango de relaciones} = \frac{2.4134}{0.4315} = 5.593$$

(International, 2011)

3.2 Diseño De Sistema Variador (Poleas Y Banda)

3.2.1 Diseño de la banda.

Consideraciones

El elemento principal de una transmisión variable continua de poleas es el variador, compuesto principalmente por discos de forma cónica y una banda de compresión o cadena de tensión. La potencia es transmitida por fricción por medio de una banda, la cual corre entre dos conjuntos de discos cónicos ajustables. A través de los ajustes axiales de los discos, las bandas corren en diámetros variables, en relaciones infinitamente variables. La relación del torque con la presión entre los discos y la banda requiere de mucha atención, desde el hecho de que la excesiva presión reduce la eficiencia de la banda, conduciendo al incremento del consumo de potencia. Es también esencial prevenir el desplazamiento de la cadena que conduciría a la destrucción de la transmisión. Esto hace que el diseño y capacidades del elemento que desplace a las poleas y sus controles un factor crítico en las transmisiones continuas variables de este tipo.

La banda de compresión tiene la ventaja de que el paso entre eslabones es más corto y reduce el ruido de trabajo, además de ser más baratas y son opciones más viables para autos pequeños de poca potencia y con poca demanda de trabajo.

Es por eso que en este trabajo se utiliza el diseño de una banda de compresión, ya que se enfoca en un carro pequeño con un motor de potencia y torque bajos.

Más comúnmente conocida en la literatura como V-belt CVT o por su creador Van Doorne, La cinta metálica se compone de dos conjuntos de bandas de metal y una serie de bloques de acero en forma de cuña (elementos). La banda de tipo compresión se designa como una correa de empuje debido a que los bloques comprimidos actúan como una columna sólida para transferir par de torsión desde una polea a la otra. Las bandas delgadas de acero forman la estructura principal de la banda. Las bandas están colocadas estrechamente juntas para formar un conjunto anillado sin juego. Hay dos conjuntos de bandas, una a cada lado del conjunto de la banda. Cada banda es de aproximadamente 0,2 mm de espesor, y un conjunto de banda consiste típicamente de 9 o 12 bandas (Figura 10).

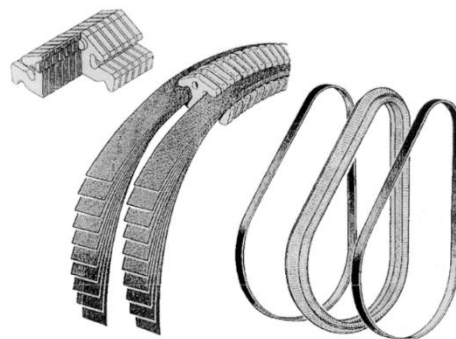


Figura. 10 V belt o banda forma V de una CVT

Estas bandas fijas dan al conjunto resistencia a la tracción de alta presión del cinturón con la máxima flexibilidad. Un perfil especial en el lado interior de cada banda optimiza el área de lubricación y reduce al mínimo las pérdidas por fricción entre las bandas de deslizamiento.

El espesor típico de bloque varía de 1,5 mm para las bandas de 24 mm de ancho a 1,8 mm para las bandas de 30 mm de ancho (Fig. 2.2). Los bloques tienen una forma de cuña, y los lados del bloque que hacen contacto con las poleas están perfilados. La transferencia de energía se produce en todo lo largo del lado del perfil. Los bloques de 30 mm tienen un área de contacto más grande que los bloques de 24-mm con el fin de incrementar la presión de contacto experimentando una mayor carga de torque.

Los bloques de acero se sujetan axialmente entre las mitades de polea. Los bloques tienen una tendencia a moverse hacia afuera, a lo largo del radio de la polea, debido a su forma de cuña. El movimiento hacia fuera de los bloques es contrarrestado por las bandas, que producen tensión en las bandas y sujetan a los bloques en la “V” de la polea. Este equilibrio entre las fuerzas radiales entre los bloques en las bandas y las fuerzas de tracción en las bandas es la base para el establecimiento de una fuerza de fricción entre los bloques y poleas. Esta fuerza de fricción y el área de contacto de acompañamiento permiten la transferencia de par que se produzca dentro de la polea / empuje banda.

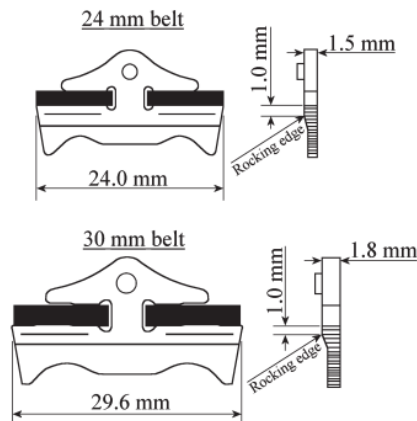


Figura. 11 Características de los elementos o bloques

El cinturón V-belt ha sido diseñado para asegurar que la fuerza de tracción en los ensambles de la banda sea mayor que el “empuje o compresión” de la fuerza entre los bloques. Esto permite a las bandas empujar los bloques hacia abajo en las poleas, lo que les permite transmitir par, y al mismo tiempo impide que la columna de apilado se pandee y empuje hacia afuera los conjuntos de poleas (Fig 12).

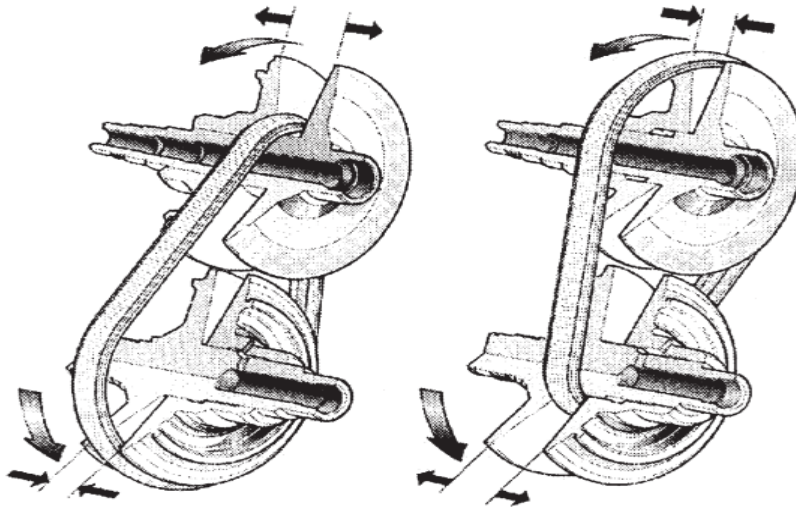


Figura. 12 Conjunto de poleas del sistema variador.

El diseño de Van Doorne define el eje de transmisión de fuerza de empuje (línea de paso de la correa) a la altura del borde oscilante del bloque. El borde oscilante está situado aproximadamente a 1 mm por debajo de las sillas de montar de bloque (la parte de corona de los bloques donde los contactos íntimos de la banda del bloque sobre casi la ancho total de la banda). Esta dimensión se utiliza para determinar el radio de funcionamiento geométrico tanto en el primario y polea secundaria y en última instancia, la relación global.

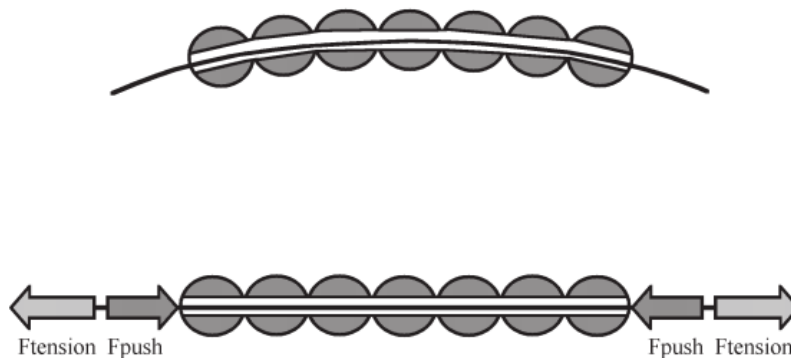


Figura. 13 Diagrama de fuerzas de la banda y la línea de paso.

El diseño de Van Doorne define el eje de transmisión de fuerza de compresión (línea de paso de la correa) en lo alto del borde oscilante del bloque. El borde de balanceo está situado aproximadamente a 1 mm por debajo de los montajes de los bloques (la parte de corona de los bloques donde las bandas hacen contacto con el bloque sobre casi el ancho total de la banda). Esta dimensión se utiliza para determinar el radio de funcionamiento geométrico tanto en las poleas primarias y secundarias y en última instancia, la relación global.

Las bandas y el borde balanceo de los bloques viajan a lo largo de diferentes radios a través de los sistemas de poleas. Esto provoca un movimiento relativo entre las bandas y los bloques cuando el cinturón no está en proporción de 1:1 (relación media). Este movimiento relativo aumenta los ajustes de la relación extremas. Debido a esto, la correa de compresión típicamente muestra su eficiencia más alta en la relación media. (Pennings B, 2004), (International, 2011)

3.2.2 Capacidad de la banda

La capacidad de torque máximo de la banda es primeramente determinada por el nivel de tensión en la banda. Estas tensiones son una combinación de la tensión de tracción (debido a las fuerzas de sujeción axial de las poleas y las fuerzas centrífugas generadas en los bloques) y la tensión de flexión (debido a la flexión de los conjuntos de la banda que ocurre en la relación máxima de ajuste en un pequeño Angulo de envoltura) experimentado por la banda en diferentes proporciones y configuración de carga.

La variedad de tamaños de bandas, varía en ancho y número de bandas dentro del conjunto, esto es viable para varias aplicaciones. Típicamente mientras más amplia sea la banda más bandas habrá en cada conjunto y aumente la capacidad de la banda.

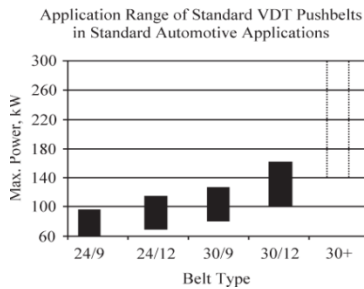


Figura. 14 Capacidad de la banda.

Las combinaciones de la cobertura de relaciones, el par de entrada, y la velocidad de la banda, así como otros parámetros relacionados, determinan la capacidad de la correa y el tipo.

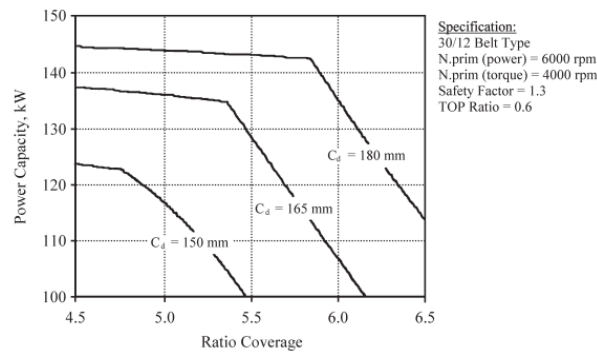


Figura. 15 Capacidad de potencia Vs cobertura de relaciones para una distancia entre centros representativa

(International, 2011)

DISEÑO DEL SISTEMA VARIADOR (POLEAS Y BANDA)

Las cargas del cinturón deben ser calculados en tres puntos distintos de relación en el variograma (curva de funcionamiento de la banda)-máxima velocidad, en la relación más baja (overdrive) y más baja velocidad en orden para seleccionar la banda correcta para una aplicación. Las fuerzas centrífugas más altas en el cinturón se encuentran en la velocidad máxima del vehículo (mayor relación). Los esfuerzos de flexión más altos se encuentran en el ajuste de la relación overdrive, junto con las altas fuerzas centrífugas. Las fuerzas axiales de la polea resultan en altas presiones de contacto a través de los bloques, a lo largo con altas tensiones de tracciones y flexiones, todas estas ocurren a la más baja velocidad.

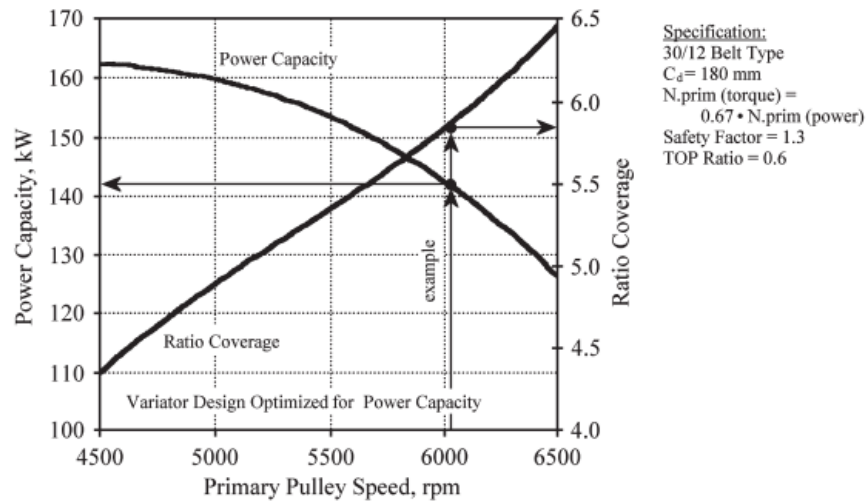


Figura. 16 Capacidad de potencia y relación de cobertura Vs la velocidad primaria

(International, 2011)

3.2.3 Pérdidas del mecanismo

La eficiencia depende de la variación de las pérdidas por fricción de las bandas a diferentes relaciones. Las pérdidas cambian de acuerdo a la velocidad de desplazamiento, sobre todo en las relaciones extremas, perdiendo entre 1 y 2% en estas relaciones. Las pérdidas son mínimas en las relaciones medias donde la velocidad diferencial de desplazamiento de las bandas se minimiza.

Las fuerzas axiales insertadas por las poleas tienen un gran impacto en la eficiencia de la banda. Típicamente, la fuerza de sujeción se establece al menos 30% mayor que la fuerza de sujeción requerida mínima para evitar que la correa se deslice bajo cargas de torque. Fuerza excesiva sobre el 30% del margen de seguridad provoca tensión innecesaria y pérdida por fricción. La eficiencia decrece en el orden de 1 a 2% debido a la sobrecarga.

La cantidad de sobrecarga es expresada como el factor de seguridad. El factor de seguridad se define como la fuerza de sujeción aplicada real dividida por el mínimo necesario de fuerza de cierre para prevenir el deslizamiento de la banda. Por lo tanto, una fuerza de sobrecarga del 30% equivale a un factor de seguridad de 1,3.

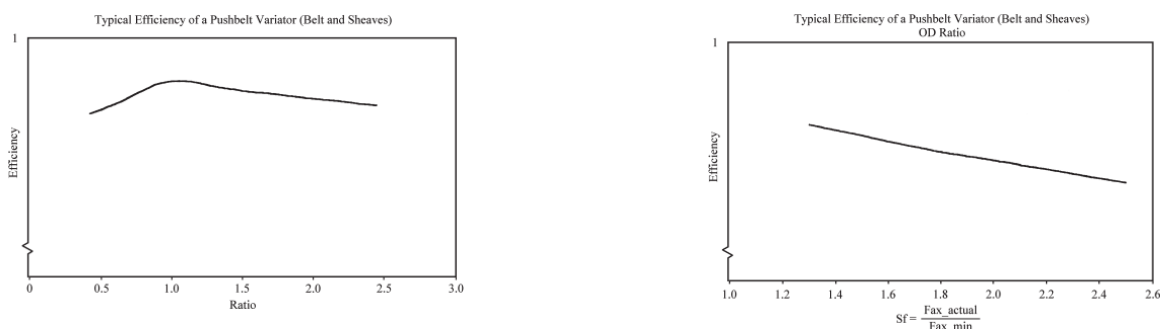


Figura. 17 Eficiencia de la compresión de la banda Vs relación Eficiencia de compresión de la banda Vs carga compresora

Fallas del mecanismo.

Las principales fallas se deben a la sobre carga, exceso de velocidad, des alineamiento, y sobrecalentamiento por falta de lubricación. La insuficiente fuerza de sujeción en relación al torque aplicado, puede llevar a la banda a salirse de las poleas, dañando los lados de los bloques y las poleas, y llevar a una falla prematura.

El exceso de velocidad ocurre cuando la banda excede el máximo rango de velocidad, excediéndose la tensión permitida y causando la falla.

El que no esté alineada la banda o las poleas, causa que la sólida columna de bloques tenga una fuerza excesiva de en los lados de la banda. Cuando el esfuerzo resultante fuerza a uno de los lados a sobrepasar la tensión máxima permitida resulta en una falla.

Y al lubricación necesaria en requerida para mantener la temperatura de operación de la banda dentro del rango permitido. (International, 2011)

3.2.4 Ruido del mecanismo

La banda genera ruido como cada uno de los bloques de contacto con la polea. El más delgado de los bloques, el más pequeño de los pasos y la más alta es la frecuencia a la velocidad de la banda dada. Con la pequeña altura relativa de la cinta Doorne Van (1,5 o 1,8 mm), el ruido de banda audible sólo se produce a velocidades muy bajas de la correa.

La mayoría de los análisis se realizan bajo la suposición de un estado de equilibrio cuasi-estático. Aunque estos modelos son incapaces para capturar con precisión las interacciones transitoria-dinámicas que ocurren en un sistema CVT, el análisis del comportamiento en estado estacionario del sistema de CVT sienta las bases para un mayor desarrollo y ha permitido obtener información valiosa sobre la transmisión del par mecánico, la distribución de la fuerza del cinturón y el régimen de funcionamiento de estado estacionario.

Existen muchos trabajos de estudios realizados para el análisis y entendimiento de las características de las fuerzas que actúan en las bandas para transmisiones CVT. Como la transmisión de torque tomando en cuenta el deslizamiento de la banda, características entre los elementos. La fuerza de sujeción de las poleas sobre las bandas. Los efectos de las fuerzas de tensión, las velocidades de trabajo, etc. Todo esto ha llevado al desarrollo de modelos estáticos de análisis.

3.2.5 Diámetros de las poleas

Los diámetros de las poleas es una consideración que se propone por parte de las necesidades de los diseñadores, estas medidas dependen del tamaño disponible, el peso, los costos, materiales, lubricación, fuerza, etc.

Con el objeto de calcular la longitud de la banda deben establecerse el tamaño de las poleas, esto se determina a través de la distancia entre el centro de los ejes del conjunto de poleas conductoras y el de las conducidas. Los fabricantes de este tipo de transmisiones, a lo largo de numerosos estudios y pruebas han determinado por varios factores tales como la optimización del espacio una distancia entre centros promedio de 155mm. Basados en dicho estándar se determinó un tamaño de polea cuyo diámetro este contenido en ese espacio llegando al número de 0.143m que de ahora en adelante será considerado como el radio máximo.

En un apartado anterior se trabajó el establecimiento del rango de relaciones del variador. La obtención de esos datos son utilizados ahora para determinar los radios simétricos de las poleas, para generar la variación.

Teniendo los datos de relación mínima y la relación máxima. Ahora la banda genera relaciones simétricas

$$n_m * \mu = \frac{1}{n_M} \quad (2.1)$$

Donde μ es el coeficiente de fricción.

Considerando un diámetro menor d_1 se obtiene d_2 de la siguiente relación.

$$d_2 = \frac{d_1}{\text{rango de relaciones}} \quad (2.2)$$

Velocidades de la banda en la menor relación considerando el régimen máximo

$$V_{bm} = \frac{n_m * 2 * \pi}{60} * \frac{d_1}{2} \quad (2.3)$$

Velocidad a la mayor relación:

$$V_{bM} = \frac{n_M * 2 * \pi}{60} * \frac{d_2}{2} \quad (2.4)$$

3.2.6 Longitud de la banda

La longitud del paso efectivo de la banda del variador es una función geométrica de la distancia entre centros de los conjuntos de poleas, para una relación particular. Una vez que este parámetro se ha elegido, la longitud efectiva es

Relación del variador:

$$i = \frac{d_2}{d_1} \therefore d_1 = \frac{d_2}{i} = \frac{0.143m}{2.4134} = 0.0592m$$

Incluyendo el ángulo:

$$\begin{aligned} \text{sen}(\delta) &= \frac{d_1}{2c}(i - 1) \quad (2.5) \\ \text{sen}(\delta) &= \frac{0.0592}{2(0.155)}(2.4134 - 1) \\ \delta &= \text{sen}^{-1}(0.292563) \approx 17^\circ \end{aligned}$$

Ángulos de envoltura:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \pi - 2\delta = \pi - 2(17^\circ) = 180^\circ - 34^\circ = 146^\circ = 2.54481\text{rad} \\ \beta_2 &= \pi + 2\delta = \pi + 2(17^\circ) = 180^\circ + 34^\circ = 214^\circ = 3.7350\text{rad} \end{aligned}$$

Note que se transformó el valor de ángulos a radianes ya que en el siguiente paso se necesitara el valor en estas unidades para poder sumado como una parte de la longitud.

Longitud efectiva:

$$\begin{aligned} t &= 2c\cos(\delta) + \frac{d_1}{2}[\pi - 2\delta + i(\pi + 2\delta)] \quad (2.6) \\ t &= 2(0.155)\cos(17^\circ) + \frac{0.0592}{2}[\pi - 2(17^\circ) + i(214^\circ)] \end{aligned}$$

Transformando a radianes y resolviendo.

$$t = 0.638696m = 63.8696cm.$$

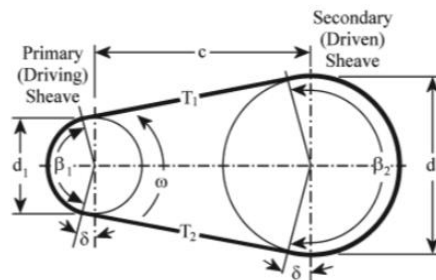


Figura. 18 Diagrama de longitud de la banda.

3.2.7 Diseño de las poleas.

El sistema de transmisión de variación continua tiene como principal dispositivo al variador, elemento que se compone de las poleas, banda y controles. Las poleas se dividen en dos tipos, la polea móvil y la polea fija. La polea móvil es aquella que se desplaza axialmente en el eje del conjunto de poleas, que son primarias o de entrada y secundarias o de salida. Las otras poleas son las fijas que se mantiene en su lugar todo el tiempo, estas poleas componen un solo elemento junto con el eje del conjunto. En las poleas está ajustada una banda que es la que se encarga de transferir el torque por medio de fricción. Los controles se encargan de desplazar a las poleas móviles sobre el eje. En las poleas conductoras el control se encuentra del lado que se conecta a la entrada desde el motor, y en las poleas conducidas se encuentra del lado de salida hacia el diferencial.

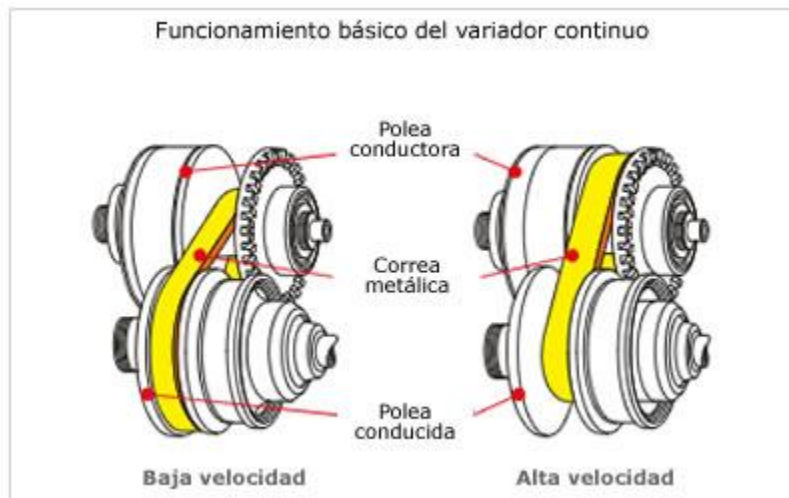


Figura. 19 Conjunto del sistema variador

Esta parte va enfocada a las especificaciones, consideraciones y características geométricas requeridas para el diseño de las poleas junto con los controles.

2.9.1 Consideraciones

Desplazamiento de las poleas.

La polea móvil debe de transferir torque al eje. Los requerimientos para la conexión entre el eje y la polea móvil son una baja vibración y una alta rigidez de torsión. Esto se logra por medio de rodamientos.

Rigidez de la polea.

Es muy importante minimizar los movimientos relativos entre la banda y las poleas. Debido a que las poleas y el eje tienen flexión la banda se desplaza radialmente mientras esta enganchada a la polea. El movimiento de deflexión de la polea requiere trabajo y por lo tanto en un sistema diseñado inadecuadamente puede producir pérdidas medibles. Por lo tanto, es deseable mantener la variación de la posición radial, y por lo tanto las pérdidas, a un mínimo. Hay cuatro factores que contribuyen a la rigidez del mecanismo de banda-polea. En primer lugar, la rigidez de la banda, a diferencia de las bandas de elastómeros, suele ser bastante alta, y el estiramiento de la banda puede ser ignorado. En segundo lugar, el espacio entre la polea móvil entre la polea y el eje provoca un movimiento de nutación de la polea móvil y el eje.

Esto puede contribuir significativamente en generar un movimiento radial de la banda en la polea y debe estar estrechamente controlad. En tercer lugar, la flexión del eje también puede ser un importante contribuyente a movimiento radial de la banda- polea. La Deflexión del eje es por lo general más alto de la polea secundaria porque las tensiones de la correa son de alta en la baja relación cuando la banda está en el diámetro máximo en esta polea.

Las poleas actúan como brazos de palanca sobre los ejes, lo que provoca que los ejes se doblen en la dirección opuesta de la fuerza de tracción del centro de la banda. El cuarto factor que causa la desviación de la polea es la inercia de rotación y cualquier falta de rigidez de las propias poleas. Idealmente, las poleas están ahusados para reducir al mínimo la inercia asociada con la masa giratoria en el diámetro exterior de las poleas y para maximizar la rigidez. (**International, 2011**)

Selección de material.

Las poleas están hechas por lo general con un acero SAE 8620, con una dureza Rc 60-20 con una profundidad de 1.0 a 1.5 mm. La elección debe de balancear los factores de formabilidad, maquinado, durabilidad y costo. La forja puede ser en caliente o en frío dependiendo de la selección del material y de las medidas.

Debido al diámetro de muchas de las poleas se requiere una forja en caliente. Y la precisión de forjado en frío ofrece un mejor acabado superficial.

Las aleaciones son usadas para incrementar la dureza, tenacidad y fortaleza del acero. La dureza mínima para revestir la superficie es de RC 60, y la profundidad un mínimo de 1.3 mm. Las poleas tienen mucha masa, y es difícil mantener un patrón de dureza superficial constante y decidir la dureza del centro.

Los factores que afectan la vida de fatiga de la pieza, son la formación del acero, el proceso de forja, y el tratamiento superficial final.

Diseño de la carcasa de la transmisión.

El diseño de la carcasa es muy importante para proveer la funcionalidad y durabilidad del variador. La carcasa de la transmisión debe soportar el ensamble de poleas-ejes con un alto grado de precisión durante todas las condiciones. Debe de tener una buena colocación, el material debe de ser capaz de soportar los soportes de los tornillos y seguros y permitir el buen alineamiento de la banda.

Entre las consideraciones para el empaque del variador están:

- Rango de relaciones
- Método de alimentación de aceite
- Tipo de banda
- Torque y velocidad de salida
- Manufactura y servicio.
- Sistema de control.

Capacidad del torque

La capacidad de torque del variador envuelve la geometría generada por los componentes banda-poleas, el coeficiente de tracción entre la banda y las poleas, y la fuerza axial aplicada por las poleas a la banda. El torque es transmitido de un grupo de poleas a otra por medio de la fuerza dentro de la banda. También tienen que ver el área de transferencia de torque de la banda. Los factores que se relacionan con el conjunto de la banda y las poleas se presentan a continuación; entre estas se encuentra muchos factores y requerimientos para el diseño de ambas poleas y banda ya que se relacionan entre estos. **(Boardman Bruce, 1990)**

2.9.2 Coeficiente de tracción

Como la banda de una CVT es un dispositivo de tracción, existe una relación entre la geometría y el coeficiente de tracción; también el coeficiente de tracción es función del material y fluidos. Para prevenir el bloqueo el ángulo de la polea debe de satisfacer la siguiente relación

$$\tan(\alpha) > \mu \quad (2.7)$$

Donde μ es el coeficiente de tracción de la banda hacia la polea.

Esto debido a que dado el ángulo existente el coeficiente de tracción debe ser corregido multiplicándose por el seno del ángulo incluido lo que da como resultado un coeficiente cercano a la unidad el cual es adecuado para transmitir el torque. Así entonces se determinó un coeficiente de tracción:



Figura. 20 Angulo de la polea y coeficiente de fricción

(International, 2011)

2.9.3 Ángulo de la polea.

Para un diseño dado de polea, se debe de tener cuidado en saber el coeficiente de tracción para cada fluido usado. Los ángulos típicos para las poleas es de 11°, si bien puede ser más pequeño o más grande, eso dependerá de los materiales usados, la fuerza de sujeción, tamaño y velocidad.

Fuerza de sujeción

La fuerza de sujeción es aplicada solamente a la segunda polea, es este conjunto quien transmite la potencia y torque a las ruedas, además de que a diferencia del primer conjunto de poleas, las poleas secundarias reciben torque de la banda, misma lo recibe de las poleas primarias. Debe de ser una fuerza equilibrada asumiendo que la fuerza de fricción entre la banda y la polea actúa solo tangencialmente en la circunferencia de paso. Asumiendo esto y recordando que las poleas móviles solo recibe la mitad del torque, obtenemos

$$\sum F_z = F_{Driven} - N \cos(\alpha) = 0 \quad (2.8)$$

$$\sum M_z = \mu N \frac{d_2}{2} - \frac{Torque_{out}}{\mu d_2} [\cos(\alpha)] \quad (2.9)$$

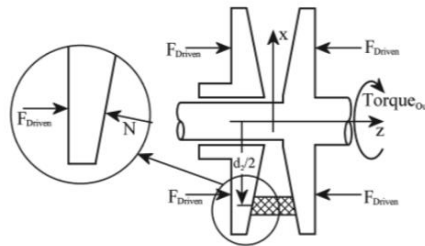


Figura. 21 Diagrama de fuerzas de sujeción

(International, 2011)

2.9.4 Fuerza de sujeción

Como N no es constante alrededor del ángulo de envoltura, se elimina, y resolviendo la ecuación 2.23 para N y sustituyendo en la ecuación 2.10

$$F_{Driven} \approx \frac{Torque_{out}}{\mu d_2} [\cos(\alpha)] \quad (2.10)$$

Esta ecuación ahora predice la fuerza de sujeción requerida en la polea secundaria móvil en el umbral de deslizamiento entre la banda y la polea. Se recomienda que un factor de seguridad se aplica a esta ecuación, porque sin fuerza de sujeción resultaría en brusco deslizamiento de la banda y en una falla. Un factor de seguridad típico de las bandas de metal es de 1,3.

Estando la fuerza de sujeción en función al torque de salida, debe entonces tomarse en cuenta para el cálculo en momento en el cual el torque de salida es el mayor, por lo tanto se establecerán las condiciones de arranque. El motor ofrece el mayor torque de entrada posible y la relación o variador está en su máxima multiplicación de torque siendo:

$$i = 2.4134$$

Calculamos el máximo torque de salida.

$$Torque_{out} = i(Torque_{in}) = 313.742Nm$$

entonces, con un factor de seguridad de 1.3 la máxima fuerza de sujeción en la polea conducida será:

$$F_{Driven} = Fuerza_{conducida} \approx \frac{313.742}{0.15(0.143m)} [\cos(11^\circ)] * 1.3 = 18665.31368N$$

Polea conductora

Parecería que la ecuación. 2.24 se podrían aplicar al comportamiento de la polea primaria, sin embargo, todo el trabajo anterior experimental ha demostrado que esto es falso. Una buena ecuación analítica para predecir el comportamiento de la polea primaria todavía tiene que ser formulada.

La fuerza de sujeción requerida sobre la polea primaria para mantener una relación dada es una función de la relación, la fuerza de apriete real aplicada a la polea secundaria, el par de entrada, y el factor de seguridad real.

La figura 2.16 es un ejemplo de un gráfico típico obtenido a partir de los datos de prueba en bandas de los fabricantes. Como puede verse, un sobreesfuerzo de la polea secundaria con diferentes factores de seguridad cambia el equilibrio de fuerzas requerido en la polea primaria.

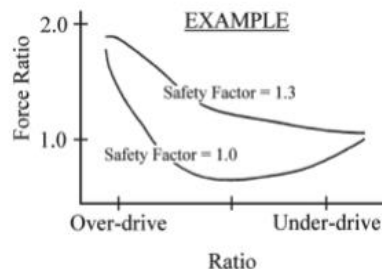


Figura. 22 Factor de seguridad

(International, 2011)

La fuerza de relación en la gráfica es definida como

$$Force\ ratio = Relación\ de\ Fuerza = \frac{Fuerza_{conducida}}{Fuerza_{conductora}} \quad (2.11)$$

Basados en esta imagen, se puede obtener un estimado de la fuerza necesaria es apegándose a la gráfica se aproxima una fuerza de relación para un factor de seguridad de 1.3.

Entonces:

$$Relación\ de\ Fuerza = 1.2 \therefore Fuerza_{conductora} = (Fuerza_{conducida})/1.2$$

$$F_{Driven} = Fuerza_{conducida} = 15554.42N$$

Recordar que en ocasiones se acostumbra a usar el doble en la fuerza conductora que en la conducida.

2.9.5 Alineamiento de las poleas

Las poleas deben de estar alineadas de tal manera que pueda moverse como una columna sólida de una polea a otra, con un mínimo de torcimiento en la banda. Alineamiento es definido como como la dimensión lateral de una polea fija a otra polea fija en el punto de la línea de paso de la banda. Cualquier diferencia entre esta dimensión y el ancho de la banda en la línea de paso efectiva es definida como desalineamiento. Esto puede causar que la banda se doble en la polea. La cantidad de desalineamiento cambia en función de la relación debido a la geometría fija de la longitud de la banda y las poleas. Es deseable operar en áreas con un desalineamiento mínimo.

El desalineamiento es una consecuencia invariable de la geometría del sistema variador. Aunque esto es verdad es necesario minimizar el extremo. Hay dos puntos de relación en los cuales la banda opera con desalineamiento cero. Cuando la relación es cero es elegida, los valores de desalineamiento se describen como en la siguiente figura.

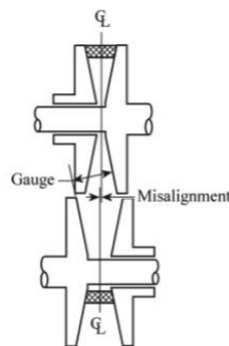


Figura. 23 Alineamiento de la banda

2.9.6 Alineamiento de la banda

Usando el valor cero de desalineamiento, se utiliza la siguiente ecuación.

Desalineamiento (i)=

$$\left[\frac{d_1(i) - d_i}{2} \right] \tan(\alpha) - \left[\frac{d'_2 - d_2(i)}{2} \right] \tan(\alpha) \quad (2.12)$$

Determinación del calibre que es usada para fijar el alineamiento.

$$calibre = \left[\left(c - \frac{d'_1}{d'_2} \right) \tan(\alpha) + w \right] \cos(\alpha) \quad (2.13)$$

Donde w es el ancho de la banda en la línea efectiva de paso.

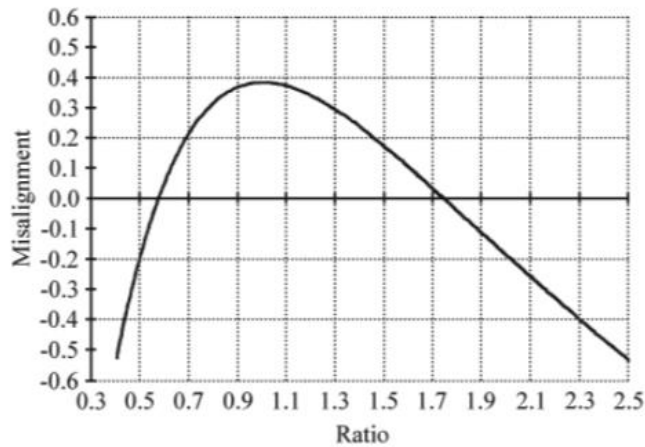


Figura. 24 Rango de valores para el desalineamiento.

Factores que influyen en la falta de alineación son las tolerancias en el medidor, las tolerancias en la pila de distancia entre ejes, de desviación de los haces bajo carga, y los efectos térmicos de la estructura de soporte (centro cambios de distancia y el espacio de cambios axiales).

3.3 Diseño De Arboles

3.3.1 Configuración y accesorios de los árboles

Usualmente, los árboles son cilindros escalonados, con el fin de que los hombros o resaltos sirvan para ubicar axialmente los diferentes elementos. Además, los hombros sirven para transmitir cargas axiales. En los árboles se usan diferentes elementos para la transmisión de potencia o para posicionar o fijar las piezas que se montan sobre éstos. Algunos métodos utilizados para transmitir pares de torsión y potencia son las cuñas o chavetas, ejes estriados, espigas o pasadores, ajustes a presión, ajustes ahusados (con superficies cónicas) y conectores ranurados. Para evitar movimientos axiales de las piezas se usan, por ejemplo, hombros, tornillos de fijación o prisioneros, anillos de retención, pasadores, collarines de fijación, tornillos y manguitos. Algunos métodos sirven tanto para fijar axialmente las piezas, como para transmitir par de torsión (por ejemplo, los pasadores). Las chavetas y los pasadores actúan como “fusibles”, es decir, son elementos “débiles” (y baratos) que tienden a fallar en caso de una sobrecarga, protegiendo así las piezas caras.

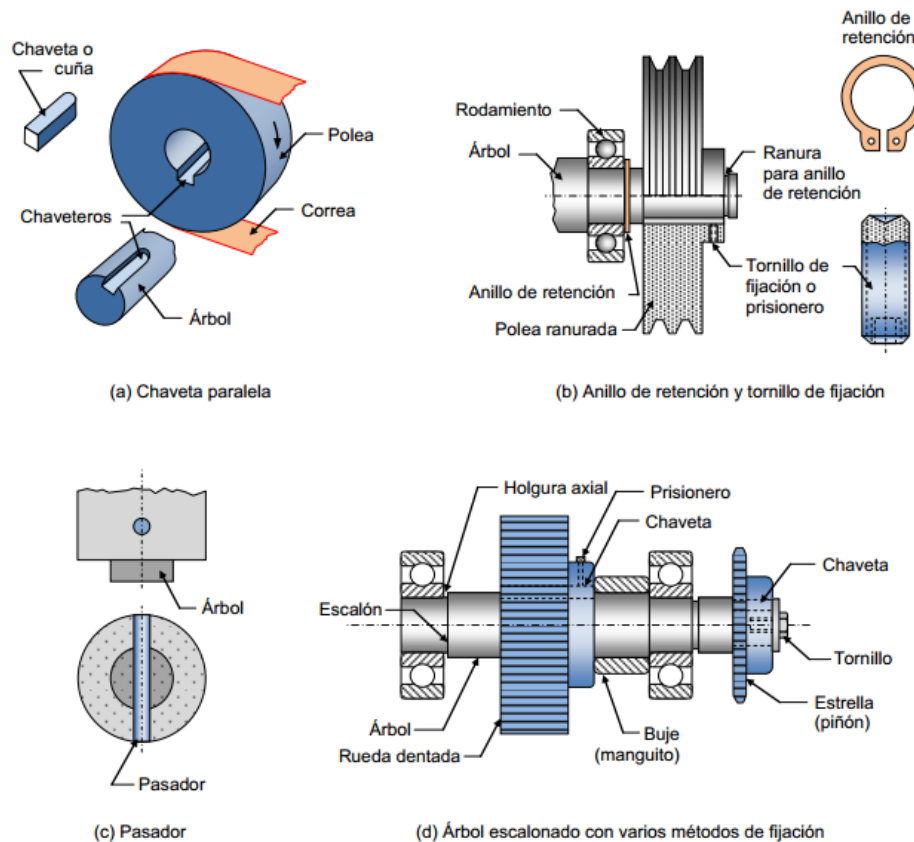


Figura. 25 Distintos tipos de uso y configuración de árboles o ejes.

3.3.2 Árboles y ejes

Los árboles y ejes son elementos de máquinas, generalmente de sección transversal circular, usados para sostener piezas que giran solidariamente o entorno a ellos. Algunos elementos que se montan sobre árboles y ejes son ruedas dentadas, poleas, piñones para cadena, acoples y rotores. Los ejes no transmiten potencia y pueden ser giratorios o fijos. Por otro lado, los árboles o flechas son elementos que giran soportando pares de torsión y transmitiendo potencia. La figura muestra una transmisión por banda, que transmite potencia que se lleva a cabo por mediante árboles, poleas, banda y otros elementos.

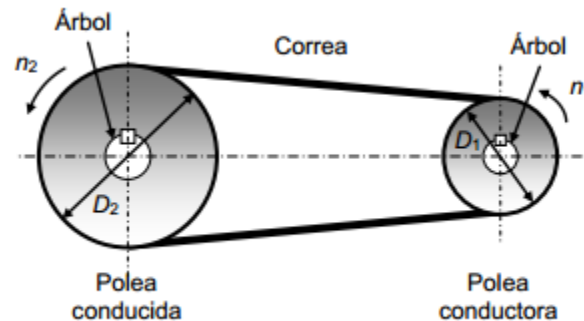


Figura. 26 Diagrama de un sistema de poleas y sus componentes

Los árboles están sometidos a torsión, flexión, carga axial y fuerzas cortantes, y al menos alguna de estas cargas es variable (en un árbol girando sometido a un momento flector constante, actúan esfuerzos normales variables). Como los esfuerzos en los árboles son combinados y variables, debe aplicarse la teoría de fatiga para esfuerzos combinados.

3.3.3 Etapas del diseño de árboles

El diseño de árboles comprende básicamente:

- Selección del material
- Diseño constructivo (configuración geométrica)
- Verificación de la resistencia:
 - estática
 - a la fatiga
 - a las cargas dinámicas (por ejemplo cargas pico)
- Verificación de la rigidez del árbol:
 - deflexión por flexión y pendiente de la elástica
 - deformación por torsión
- Análisis Modal (verificación de las frecuencias naturales del árbol)

El material más utilizado para árboles y ejes es el acero. Se recomienda seleccionar un acero de bajo o medio carbono, de bajo costo. Si las condiciones de resistencia son más exigentes que las de rigidez, podría optarse por aceros de mayor resistencia. Es necesario hacer el diseño constructivo al inicio del proyecto, ya que para poder hacer las verificaciones por resistencia, por rigidez y de las frecuencias críticas, se requieren algunos datos sobre la geometría o dimensiones del árbol. Por ejemplo, para verificar la resistencia a la fatiga en una sección determinada es necesario tener información sobre los concentradores de esfuerzos que estarán presentes en dicha sección, así como algunas relaciones entre dimensiones.

El diseño constructivo consiste en la determinación de las longitudes y diámetros de los diferentes tramos o escalones, así como en la selección de los métodos de fijación de las piezas que se van a montar sobre el árbol. En esta etapa se deben tener en cuenta, entre otros, los siguientes aspectos:

- Fácil montaje, desmontaje y mantenimiento.
- Los árboles deben ser compactos, para reducir material tanto en longitud como en diámetro (recuérdese que a mayores longitudes, mayores tenderán a ser los esfuerzos debidos a flexión y, por lo tanto, los diámetros).
- Permitir fácil aseguramiento de las piezas sobre el árbol para evitar movimientos indeseables.
- Las medidas deben ser preferiblemente normalizadas.
- Evitar discontinuidades y cambios bruscos de sección, especialmente en sitios de grandes esfuerzos.
- Generalmente los árboles se construyen escalonados para el mejor posicionamiento de las piezas.
- Generalmente los árboles se soportan sólo en dos apoyos, con el fin de reducir problemas de alineamiento de éstos.
- Ubicar las piezas cerca de los apoyos para reducir momentos flectores.
- Mantener bajos los costos de fabricación.
- Basarse en árboles existentes o en la propia experiencia, para configurar el árbol (consultar catálogos y analizar reductores y sistemas de transmisión de potencia).

Después del diseño constructivo puede procederse a verificar la resistencia del árbol. Los árboles deben tener la capacidad de soportar las cargas normales de trabajo y cargas eventuales máximas, durante la vida esperada. Entonces, se debe verificar la resistencia del árbol a la fatiga y a las cargas dinámicas; estas últimas son generalmente las cargas producidas durante el arranque del equipo. Debe hacerse también un análisis de las frecuencias naturales (críticas) del árbol. Todo sistema tiende a oscilar con una gran amplitud cuando se excita con determinadas frecuencias; esto se denomina resonancia. Los árboles, junto con las piezas que se montan sobre ellos, tienden también a vibrar excesivamente cuando giran a las velocidades críticas.

El diseñador debe asegurar que la velocidad de rotación del árbol sea bastante diferente de cualquier velocidad que produzca resonancia; de lo contrario, las deflexiones o deformaciones del árbol tenderían a ser grandes y a producir la falla.

Finalmente, los árboles deben tener suficiente rigidez, con el objetivo de evitar que las deformaciones excesivas perjudiquen el buen funcionamiento de las piezas que van montadas sobre éstos. Por ejemplo, deformaciones excesivas en los árboles pueden hacer que el engrane de un par de ruedas dentadas no sea uniforme o no se extienda en toda la altura de trabajo del diente. Por otro lado, los cojinetes (de contacto rodante o deslizante) se pueden ver afectados si las pendientes del árbol en los sitios de los cojinetes son muy grandes. Como los aceros tienen esencialmente igual módulo de elasticidad, la rigidez de los árboles debe controlarse mediante decisiones geométricas.

En conclusión, el buen funcionamiento de un árbol depende de muchos factores, entre los cuales podemos mencionar una buena resistencia y rigidez, una correcta fijación de las piezas, una adecuada alineación y lubricación de los elementos que lo requieran.

3.3.4 Diseño del eje de entrada

3.4.1 Resistencia de los árboles

Esfuerzos en los árboles

Los elementos de transmisión de potencia como las ruedas dentadas, poleas y estrellas transmiten a los árboles fuerzas radiales, axiales y tangenciales. Debido a estos tipos de carga, en el árbol se producen generalmente esfuerzos por flexión, torsión, carga axial y cortante. La figura 3.3 muestra esquemáticamente un árbol en el cual está montado un engranaje cónico y una estrella. Se muestran las fuerzas sobre el engranaje, las cuales producen los cuatro tipos de sollicitación mencionados.

Las fuerzas radial, F_r , axial, F_a , y tangencial, F_t (saliendo del plano del papel), actúan sobre el piñón cónico produciendo, respectivamente:

- Flexión y cortadura (F_r)
- Carga axial (tracción o compresión) y flexión (F_a)
- Flexión, torsión y cortadura (F_t)

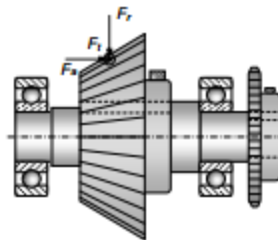


Figura. 27 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el engrane y sobre el eje

Para poder calcular las fuerzas que actúan sobre el eje debido a los engranes es necesario primero establecer el diseño de los engranes mismos. En este punto se tiene poca información para realizar el diseño del engrane, pero basado en diseños de ejes de CVT similares se puede deducir que el engrane del eje de entrada es un engrane de tipo recto cuyo diámetro exterior excede por muy poco el diámetro del eje mismo, esto sobre todo para evitar concentraciones de esfuerzos. Por su parte el engrane del eje de salida es Helicoidal, principalmente por las ventajas que un engrane de este tipo representa frente a uno recto como su mayor capacidad de transmitir torque su funcionamiento más silencioso, así como porque este engrane debe estar acoplado con el diferencial del vehículo, y dicho acoplamiento se facilita al realizarse con un eje helicoidal.

Engrane de entrada.

El proceso de diseño de un engrane se basa en los sistemas estandarizados como punto de partida en esta se definen las medidas y proporciones geométricas de diente, el objetivo de utilizar medidas estandarizadas implica reducir inversión al minimizar los requerimientos del herramental requerido para fabricarlos.

Como se podrá revisar más adelante en este capítulo, los engranes fallan por estar sometidos principalmente a dos tipos de esfuerzos, el esfuerzo a la flexión en la raíz del diente debido a la carga transmitida y el esfuerzo por contacto en la parte lateral del diente que recibe impacto repetidamente. Basado en estos parámetros existe un método simple para la selección de engranes basado en la Formula de Lewis. Este análisis es inadecuado para el diseño de un tren de engranes donde la vida útil de los componentes es crítica para el funcionamiento, Sin embargo es bastante útil para usarse como diseño preliminar a usarse como punto de partida para un diseño más adecuado posteriormente.

Procedimiento preliminar de la selección de engrane.

Los primeros pasos para la selección de un engrane nos marcan el definir el número de dientes de los engranes que nos provean de la relación de transmisión esperada, debido a que nuestra relación será 1:1 entre el engrane del eje de entrada de la transmisión y el engrane que provendrá del motor para impulsarlo este factor se vuelve relativamente irrelevante, aun así el número de dientes influirá directamente en la resistencia del engrane por lo que se recomienda elegir un número de dientes lo más adecuado posible en base a conocimiento empírico para esto uno puede apoyarse de tablas en las que se establecen los números de dientes más típicamente utilizados para engranes.

El segundo parámetro fundamental es la elección del material en esta ocasión estamos utilizando en esta ocasión acero 8620. Como se mencionó anteriormente los engranes deben de presentar resultados a dos factores principales; flexión y contacto (desgaste superficial o pitting). El acero 8620 es un acero para cementación, un tratamiento que endurece la superficie del material. Esto significa que el acero una vez cementado y templado ofrece tanto una buena dureza superficial como una buena tenacidad en el núcleo. Además de presentar ausencia de zonas blandas (dureza uniforme) disminuyendo el riesgo de desgaste superficial.

Como ya se mencionó, el método de la ecuación de Lewis es un método simple para calcular el esfuerzo de flexión, aceptable para determinar las características geométricas del engrane en la fase conceptual.

Esfuerzo de flexión

El cálculo del esfuerzo de flexión en los dientes de un engrane puede basarse en la fórmula de Lewis.

$$\sigma = \frac{Ft}{FmY}$$

Donde:

F_t es la fuerza tangencial

F es el ancho del flanco del diente

m modulo

Y factor de forma de Lewis

Cuando se entrelazan los dientes, la fuerza es transmitida con cierto grado de impacto. El factor de velocidad es usado para determinar este, y es calculada en base a la ecuación de Barth.

$$K_V = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

Introduciendo el factor de velocidad dentro de la ecuación de Lewis tenemos

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v F m Y}$$

La ecuación de Lewis provee un punto de partida permitiendo establecer la configuración del engrane a desarrollar. Esto es gracias a la capacidad de relacionar las magnitudes de los esfuerzos de flexión permisibles en la raíz del diente. El esfuerzo permisible es el esfuerzo máximo de flexión para el material seleccionado, que es tomado de las hojas de datos técnicos. El esfuerzo obtenido de la ecuación de Lewis debe de ser menor que el máximo del material.

Para un análisis de mayor profundidad en un engrane se necesita una serie de factores que dan la seguridad en cada uno de los parámetros que envuelven el uso de un engrane. Pero antes de eso es necesario partir también de los parámetros geométricos del engrane a analizar y también de los parámetros de trabajo, tales como velocidad, torque, potencia, etc. Las tablas siguientes muestran todos esos parámetros.

Dmasa	66	mm		
m	3			Módulo
Ángulo de ataque	20°			
De	66	mm		Diámetro exterior
Dp	60	mm		Diámetro primitivo
Dr	52.5	mm		Diámetro raíz
z	20			número de dientes
a	3	mm		Adendo
b	3.75	mm		Dedendo
c	0.75	mm		Holgura
ht	6.75	mm		Altura total del diente
hk	6	mm		Altura de trabajo
s	4.7124	mm		Espacio entre dientes
e	4.7124	mm		Espesor de diente
p	9.42477796	mm		Paso diametral
w	50	mm		Ancho de flanco
mf				Índice de envoltura

Tabla. 2 Características Geométricas del Engrane de entrada.

Potencia	81681.6	Watts	109.53683	Hp
Torque	130	Nm		
Velocidad angular	628.32	Rad/s		
Fbt	4611.43701	N		Fuerza
Fn	1577.20435	N		Fuerza normal
Ft	4333.33333	N		Fuerza Tangencial

Tabla. 3 Parámetros para el cálculo del engrane de entrada.

Pero como se dijo la ecuación de Lewis permite establecer un esfuerzo de flexión en el cual se basará el resto de los cálculos.

Sustituyendo los valores en la ecuación x

Tenemos

$$\sigma = \frac{4333.33N}{.244 * .050 * .003 * .30769} = 577.19MPa$$

Donde el valor .244 es el factor de velocidad obtenido a partir de la ecuación de Barth.

$$K_v = \frac{6.1 + 18.85m/s}{6.1} = .2444$$

Donde la velocidad representada es la velocidad del diámetro de paso del engrane y “Y”, .30769 es el valor del factor de forma de Lewis tomada de la tabla donde se relacionan el factor con el número de dientes, el ángulo de ataque y los valores de adendo y dedendo

Z o N, numero de dientes	Y(φ=20°; a=0.8m; b=m)	Y(φ=20°; a=m; b=1.25m)
12	0.33512	0.22960
13	0.34827	0.94317
14	0.35985	0.25530
15	0.37013	0.26622
16	0.37931	0.27610
17	0.38757	0.28508
18	0.39502	0.29327
19	0.40179	0.30078
20	0.40797	0.30769
21	0.41363	0.31406
22	0.41883	0.31997
24	0.42806	0.33056
26	0.43601	0.33979
28	0.44294	0.34790

30	0.44902	0.35510
34	0.45920	0.36731
38	0.46740	0.37727
45	0.47846	0.39093
50	0.48458	0.39860
60	0.49391	0.41047
75	0.50345	0.42283
100	0.51321	0.43574
150	0.52321	0.44930
300	0.53348	0.46364
Rack	0.54406	0.47897

Tabla. 4 Factor de Lewis.

El valor de resistencia flexión para el acero 8620 es de 588 Mpa, por lo tanto el valor obtenido es 576 Mpa lo que es menor que la resistencia del material, de esta manera es posible estar seguro que el análisis siguiente lograra dar mejores resultados.

Si el esfuerzo obtenido no cumple con la condición antes mencionada se debe de realizar de nuevo dicho método con parámetros diferentes. Esto se convierte entonces en un proceso reiterativo. Para este proceso se realizó un archivo en Microsoft Excel en que se involucraron las formulas antes descritas de manera que se pudiera variar y obtener la mejor combinación en cuanto al diámetro del engrane y el número de dientes del mismo.

La primera hoja de cálculo nos pide valores para diámetro exterior y modulo basado en estos nos puede calcular el resto de parámetros geométricos.

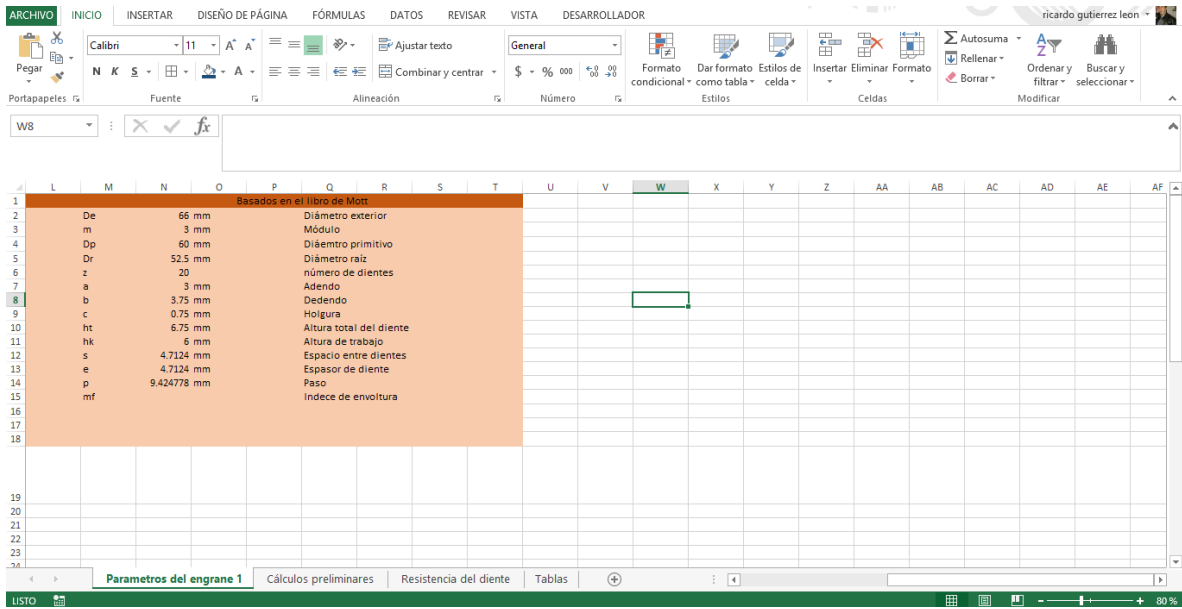


Figura. 28 Hoja de cálculo parámetros del engrane

La siguiente hoja de cálculo nos pide valores como la potencia y torque así como el ángulo de presión del engrane con estos valores las formulas pueden calcular las fuerzas que provoca el engrane.

En la última hoja de cálculo nos otorga los resultados de las fórmulas utilizadas por el método de Lewis, el resultado final será el esfuerzo a la flexión expresado en pascuales. Como se mencionó la comparación entre este y las propiedades del material es la que nos sirve como punto de partida para saber si los parámetros del engrane cumplirán con el propósito deseado.

Potencia	122522.4	Watts	164.305245	Hp
Torque	195	Nm		
Velocidad angular	628.32	Rad/s		
rp	30	mm		
Fbt	6917.15552	N		
Fn	2365.80652	N		
Ft	6500	N		
α	20	°		

RESULTADOS		
V	18.84955592	m/s
Kv	0.24449333	
Ft	6500.0152	N
σ	576026835.3	Pa

Figura. 29 Hoja de cálculo Resultados del engrane

Obtención de las fuerzas que actúan en el engrane recto.

Como ya se mencionó al inicio del capítulo, para el diseño del eje es necesario saber las fuerzas que actuarán sobre este, en esta sección se analizarán las fuerzas debidas a la acción de los engranes descritos anteriormente.

En el caso del árbol de entrada al ser recto el engrane solo presenta dos fuerza actuando tangencial y radialmente. Estas pueden considerarse las componentes de la fuerza total que actúa sobre el engrane como se muestra en la imagen.

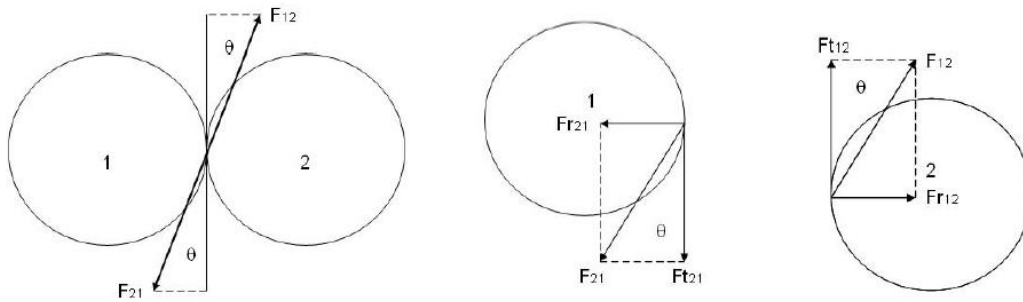


Figura. 30 Ángulo de presión y diagramas de fuerzas actuantes en los dientes de los engranes de dientes rectos.

Por trigonometría si una fuerza F es aplicada sobre el engrane tendremos:

$$F_t = F \cos \phi \quad (3.4) ; F_r = F \sin \phi \quad (3.5)$$

Donde ϕ es el ángulo de presión es decir el ángulo en que se aplica la fuerza al engrane, el cual de manera regular se establece en 20° ya que es un valor normalizado y facilita la obtención de respuestas manejaremos este dato para nuestro engrane.

Al no conocer el valor de F en este caso obtenemos una de las dos componentes que tiene una forma directa de ser calculada sin necesidad de utilizar la otra componente o la fuerza misma.

$$F_t = \frac{2T}{D_0} \quad (3.6)$$

El torque promocionado por el motor eléctrico es igual a 130Nm , sin embargo, el análisis debe realizarse para cargas pico, que son cargas mayores a las nominales o normales de trabajo que suelen suceden en cualquier motor incluyendo los eléctricos. No tenemos manera de calcular eficazmente el valor de las cargas pico ya que dependerá de las características específicas del motor y la batería, por lo que se ha manejado a manera de calculo que dichas cargas serán igual a un valor 1.5 veces mayor a los valores nominales, es decir que el torque utilizado para el diseño del eje de entrada será 195Nm .

Tenemos entonces:

$$F_t = \frac{2(195Nm)}{0.06m} = 6500N$$

Luego igualando las dos ecuaciones que determinan el valor de F_t y sustituyendo el valor del angulo de presión.

$$F = \frac{6500N}{\cos(20^\circ)} = 6917.1555N$$

Calculamos ahora F_r

$$F_r = F \sin(20^\circ) = 2365.806N$$

Obtención de las fuerzas de la polea.

Una vez habiendo determinadas las medidas y fuerzas principales de los engranes, el otro elemento que produce cargas sobre el eje es la polea o poleas variables, para determinar estas fuerzas se realiza el siguiente análisis. La polea recibe todo el torque de entrada ya que es transmitido por eje directamente a la polea y esta lo imparte en las dos direcciones de la banda.

Pero, la banda y las poleas inevitablemente presentan un deslizamiento que, aunque es mínimo comparado con bandas, acelera la banda haciendo que $F_1 > F_2$, la relación entre estas fuerzas se puede aproximar de manera aceptable para su cálculo, con la formula presentada a continuación después de variados cálculos realizados.

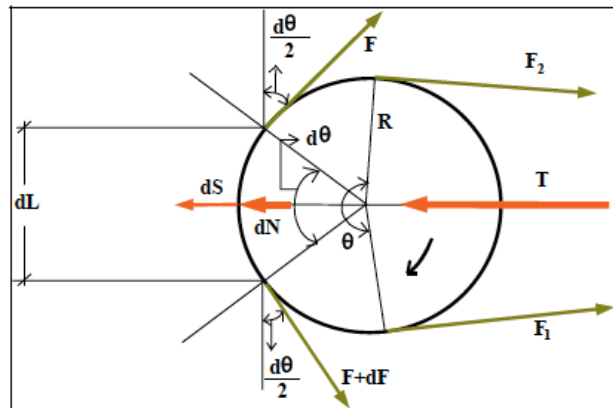


Figura. 31 Diagrama de fuerzas actuantes en una polea

Apoyados en la imagen anterior, considérese a dL como una sección de longitud diferencial de la banda.

Si dN es la fuerza que actúa entre la banda y la polea y dS es la fuerza centrífuga del elemento de banda considerado, se tendrá que como la fuerza resultante normal es cero:

$$\sum F_N = 0 = dN + dS - F \cdot \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \operatorname{sen} \frac{d\theta}{2} \quad (3.7)$$

Como $d\theta$ es muy pequeño se puede asumir que $\rightarrow \operatorname{sen} \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$

$$0 = dN + dS - F \cdot \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \frac{d\theta}{2} \quad (3.8)$$

Despreciando el valor de $dF \cdot \frac{d\theta}{2}$ tenemos:

$$0 = dN + dS - F \cdot d\theta \quad (3.9)$$

Ahora si se supone, solo para el efecto de este cálculo, que no hay deslizamiento entre la banda y la polea

$$\sum F_t = 0 = \mu \cdot dN + dF \cdot \cos \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \cos \frac{d\theta}{2} \quad (3.10)$$

Como $d\theta$ es muy pequeño se considera que $\rightarrow \cos \frac{d\theta}{2} \cong 1$ por lo que:

$$0 = \mu \cdot dN + dF \quad (3.11)$$

Como $dN = F \cdot d\theta - dS$

$$0 = \mu \cdot F \cdot d\theta - \mu \cdot dS - dF \quad (3.12)$$

Ahora si la masa del elemento dL es igual a dm y V la velocidad de la correa se tiene:

$$dS = dm \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.13)$$

Si γ es el peso específico de la banda

$$dm = b \cdot h \cdot dL \cdot \gamma \quad (3.14)$$

Siendo

$$b = \text{ancho de la banda}$$

$$h = \text{altura de la banda}$$

Nótese que solo se toma un valor de base y altura para determinar el área de la banda para facilitar el cálculo y por qué dicho valor posteriormente será eliminado en el proceso.

Como:

$$dL = \left(R + \frac{h}{2}\right) \cdot d\theta \approx R \cdot d\theta \quad (3.15)$$

Siendo R el radio de la polea, se tiene que

$$dm = b \cdot h \cdot \gamma \cdot R \cdot d\theta \quad (3.16)$$

Con lo que:

$$dS = b \cdot h \cdot \gamma \cdot R \cdot \left(\frac{V^2}{R}\right) d\theta \quad (3.17)$$

Si se hace $K = b \cdot h \cdot \gamma \cdot V^2 \rightarrow dS = Kd\theta$

Con lo que:

$$0 = \mu \cdot F \cdot d\theta - \mu \cdot K \cdot d\theta - dF \quad (3.18)$$

$$\mu \cdot (F - K) \cdot d\theta = dF \rightarrow \mu \cdot d\theta = \frac{dF}{F - K} \quad (3.19)$$

Integrando:

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F - K} = \mu \cdot \int_0^\theta d\theta \quad (3.20)$$

$$\mu \cdot \theta = [L \cdot (F - K)]_{F_2}^{F_1} = L \cdot \frac{F_1 - K}{F_2 - K} \quad (3.21)$$

$$\frac{F_1 - K}{F_2 - K} = e^{\mu\theta} \quad (3.22)$$

Como $K = b \cdot h \cdot \gamma \cdot V^2$ si $V=0$ entonces $K=0$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \quad (3.23)$$

De esta manera tenemos la Ecuación que se aproxima a la relación existente entre las fuerzas existentes en la polea:

$$F_1 = F_2 e^{\mu\theta} \quad (3.24)$$

Una vez determinada esta relación entre fuerzas de la polea se deben puntualizar algunos datos para realizar los cálculos de manera efectiva:

El ángulo $\theta = \beta$ (el ángulo de envoltura en condiciones underdrive que es cuando se ofrece el mayor torque), para ser coherentes con la nomenclatura que se ha venido manejando en el trabajo, tenemos que:

$$\beta = 146^\circ = 2.54818rad$$

El coeficiente de fricción se determinó antes como 0.15, pero dada la inclinación de la polea para los cálculos posteriores el coeficiente de tracción efectivo se deberá corregir dividiéndolo entre el seno del ángulo incluido $\delta = 11^\circ$

$$\text{Entonces. } \mu = \frac{0.15}{\text{sen}(11^\circ)} = 0.7861$$

Se observa que el nuevo valor del coeficiente de tracción es mucho más cercano a la unidad lo que implicaría la mayor transferencia de torque en estas transmisiones.

Ahora bien sustituyendo los valores de μ y β tenemos:

$$F_1 = 5.4452F_2$$

Las dos fuerzas de la polea F_1 y F_2 producen pares de torsión con sentidos contrarios por lo que deben restarse entre ellas y multiplicarse por el radio de la polea para conocer los pares de torsión mencionados que actuarían sobre el eje, como ya se mencionó los valores deben ajustarse a las condiciones de relación mínima por lo que el diámetro de la polea para este eje será $d_1 = 0.0592m$

$$(F_1 - F_2) \frac{d_1}{2} = T$$

$$(5.4452F_2 - F_2) \frac{d_1}{2} = T$$

$$(4.4452F_2) \frac{d_1}{2} = T$$

$$(F_2) = \frac{2T}{4.4452d_1} = \frac{2(195Nm)}{4.4452(0.0592m)}$$

$$F_2 = 1481.99N$$

Por lo tanto:

$$F_1 = 5.4452(1481.99N) = 8069.77N$$

Calculo de reacciones.

Ahora que tenemos las fuerzas que actúan en el eje de entrada se realiza un diagrama de cuerpo libre en el plano xy y otro en el xz para ayudarnos a plantear las ecuaciones de equilibrio.

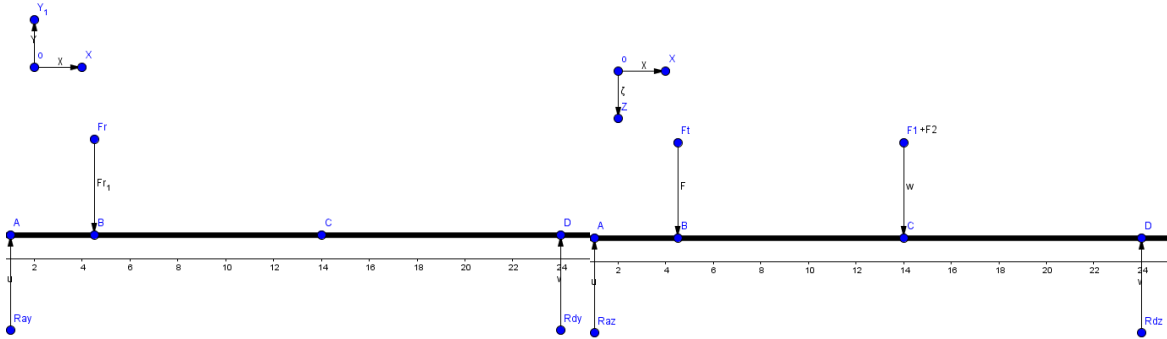


Figura. 32 Diagramas de cuerpo libre de eje de entrada.

Planteamos entonces las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0 ; \text{ No existen fuerzas axiales por tratarse de un engrane recto. } \quad (3.25)$$

$$\sum F_y = 0 ; \quad R_{Ay} + R_{Dy} - F_r = 0 \quad (3.26)$$

$$\sum F_z = 0 ; \quad F_t + (F_1 + F_2) - R_{Az} - R_{Dz} = 0 \quad (3.27)$$

$$\sum M_{Axy} = 0 ; \quad 0.23R_{Dy} - 0.035F_r = 0 \quad (3.28)$$

$$\sum M_{A_{xz}} = 0 ; \quad 0.23R_{Dz} - 0.035F_t - 0.13(F_1 + F_2) = 0 \quad (3.29)$$

Despejando optemos las reacciones dadas por los rodamientos.

$$R_{Dy} = \frac{0.035F_r}{0.23} = 360.0139N$$

$$R_{Ay} = F_r - R_{Dy} = 2005.792N$$

$$R_{Dz} = \frac{0.035F_t + 0.13(F_1 + F_2)}{0.23} = 6387.95N$$

$$R_{Az} = F_t + (F_1 + F_2) - R_{Dz} = 9663.808N$$

Obtención del Momento Flector.

En el apartado anterior se determinaron las fuerzas que actúan sobre el eje así como sus respectivas reacciones. Estas fuerzas y reacciones dan origen a momentos de flexión de los cuales se puede determinar un momento flector resultante. Este dato será de gran relevancia posteriormente en el trabajo para determinar el diámetro del eje.

Para poder determinar este momento se hace uso de Diagramas de momentos. Al igual que cuando se calcularon las fuerzas y las reacciones el eje es dividido en secciones. Para obtener el momento que actúa en cada sección se toma la sección como referencia y se calculan los momentos que generan las fuerzas a su izquierda, con las respectivas distancias desde el punto de referencia hasta el punto de aplicación de la fuerza.

Este procedimiento debe realizarse en ambos planos XY y XZ de la misma manera que cuando se determinaron fuerzas y reacciones.

Realizando este proceso obtendremos los siguientes diagramas para el eje de entrada.

Diagramas

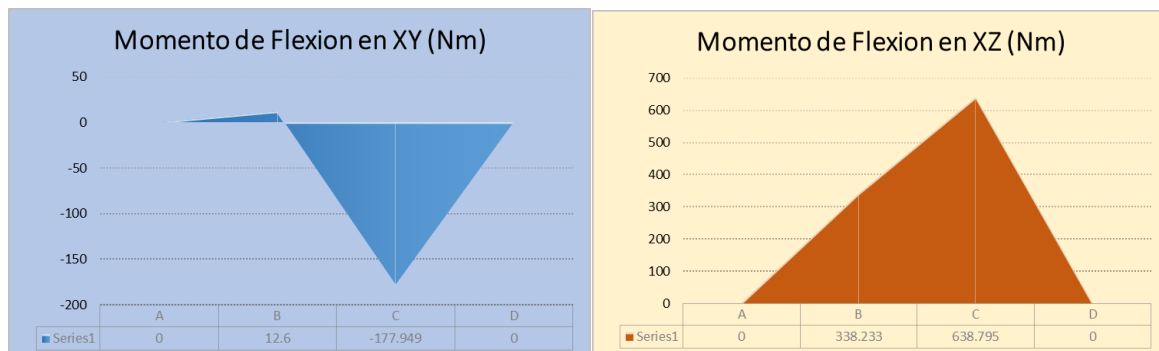


Figura. 33 Gráficas de momentos flectores

Para obtener el momento flector resultante simplemente se obtiene la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de los valores en cada punto de ambos diagramas y así se obtiene un diagrama del momento flector resultante. Otro diagrama importante que debe de tomarse en cuenta es el de Torsión en el cual simplemente se grafica la sección en la cual entra el par de torsión que impulsara el movimiento del eje.

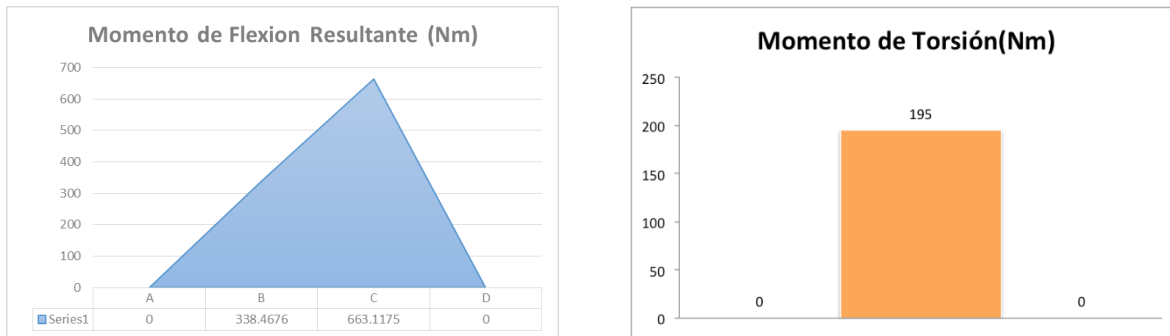


Figura. 34 Gráficas de momento flector resultante y momento de torsión

De estos Diagramas obtenemos los valores de:

$$M = \text{Momento flector resultante} = 663.1175$$

$$T = \text{Par de torsión} = 195 \text{ Nm}$$

Nótese que solo se está utilizando un valor del momento flector esto es debido a que se utiliza el mayor puesto que esta será la zona sometida a mayores esfuerzos. La determinación de la sección o secciones críticas se basa parcialmente en estas ecuaciones. De acuerdo con éstas, la sección es más crítica si:

Su diámetro es pequeño.

Las cargas α PF, M y T son grandes.

Adicionalmente, por el criterio de fatiga, una sección es más crítica en la medida en que tenga discontinuidades, gran rugosidad superficial, etc.

Como generalmente no existe una sección en la cual las propiedades seccionales sean menores y las cargas sean mayores, etc., deben analizarse las secciones críticas de los diferentes tramos del árbol. No necesariamente la sección crítica es aquella en la cual alguna carga es máxima o alguna propiedad es mínima, ya que alguna combinación de propiedades y cargas sub-críticas podría ser la más crítica. Debe tenerse un cuidado similar al escoger los puntos críticos (de las secciones críticas), si no existe un punto en el cual actúen simultáneamente los esfuerzos máximos por carga axial, flexión y torsión.

3.4.2 Determinación del diámetro del Eje

Para determinar el diámetro del eje de entrada utilizaremos el procedimiento marcado por ASME este procedimiento nos asegura tener una pieza de dimensiones apropiadas para una ida útil adecuada para la parte en cuestión. Para poder llevar a cabo este método necesitamos entender dos cosas básicas la primera:

Como se muestra en la figura 3.8, en cualquier sección transversal de un árbol existe, en general, un par de torsión, T, una carga axial, F, una fuerza cortante, V, y un momento flector, M.

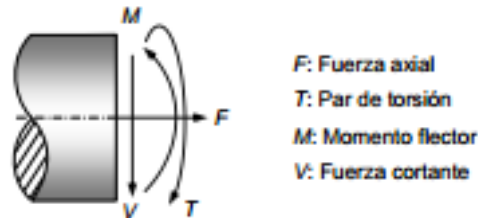


Figura. 35 Fuerzas actuantes en la sección transversal

La segunda es que a lo largo de los años se ha demostrado que la mayor cantidad de ejes que han fallado lo han hecho a causa de la fatiga de los mismos. El método ASME se basa precisamente en determinar la resistencia a la fatiga como un punto crítico dentro del cálculo.

La ecuación empleada para determinar el diámetro de un eje está dada por:

$$d_e = \frac{32 ns}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M^2}{\sigma_e} + \frac{3}{4} \cdot \frac{T^2}{\sigma_y}}^{1/3}$$

Donde:

d_e = *Diámetro del eje de entrada.*

ns = *Factor de seguridad*

M = *Momento flector*

σ_e = *Limite a la Fatiga.*

T = *Torque*

σ_y = *Limite elastico.*

De estos datos el Momento flector se determinó en el apartado anterior, el torque o par de torsión se determinó en capítulos anteriores, el factor de seguridad es determinado por nosotros y el límite elástico se obtiene en base al material. Por lo tanto la única variable que nos hace falta calcular será el límite a la fatiga.

El límite a la fatiga σ_e para un elemento mecánico puede ser estimado aplicando una serie de factores modificadores o factores de corrección que se basan en las características de aplicación del elemento. Esto es Dado por la siguiente formula:

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g \sigma_e^1$$

El factor σ_e^1 es el limite a la fatiga de un espécimen de prueba estandarizado, si se desconoce su valor como es el caso existen relaciones predeterminadas por ASME con las cuales se puede aproximar.

$$\sigma_e^1 = 0.504 \sigma_{UTS}$$

Donde σ_{UTS} = La resistencia maxima a la tracción (ultimate tensile strenght)

Cabe aclarar que esta relación solo se considera valida cuando $\sigma_{UTS} \leq 1400 \text{ Mpa}$

Specification	Designation	Notes	C	Cr	Cu	Mn	Ni	P	S	Si	Other	Properties
Medium-carbon steel, 1045/1045H (Continued)												
USA (Continued)												
ASTM A519 (2003)	1045	Carbon steel seamless mechanical tubing; cvr.	0.43-0.50	0.60-0.90	...	0.040 max	0.050 max	621 UTS; 552 YS; 5 El; 90 HRB
ASTM A519 (2003)	1045	Carbon steel seamless mechanical tubing; HR	0.43-0.50	0.60-0.90	...	0.040 max	0.050 max	517 UTS; 310 YS; 15 El; 80 HRB
ASTM A519 (2003)	1045	Carbon steel seamless mechanical tubing; norm	0.43-0.50	0.60-0.90	...	0.040 max	0.050 max	517 UTS; 331 YS; 15 El; 80 HRB
ASTM A519 (2003)	1045	Carbon steel seamless mechanical tubing; stress-relieved.	0.43-0.50	0.60-0.90	...	0.040 max	0.050 max	552 UTS; 483 YS; 8 El; 85 HRB
ASTM A568/A568M (2004)	1045	Carbon sheet steel in coils and cut lengths.	0.42-0.50	0.60-0.90	...	0.030 max	0.035 max	...	Si if required.	...
ASTM A576-90b (2000)	G10450	Hot-wrought special quality nonresulfurized carbon steel bars with low Mn.	0.43-0.50	0.60-0.90	...	0.040 max	0.050 max	...	Si, Cu, Pb, B, Bi, Ca, Se, Te, if spec'd	...
ASTM A682/A682M (2002)	1045	CR carbon spring steel strip in coils or cut lengths.	0.43-0.50	0.25 max	0.30 max	0.60-0.90	0.30 max	0.035 max	0.040 max	0.15-0.30	Mo 0.10 max; Cu+Ni+Cr+Mo<=0.80 if specified.	...
ASTM A730 (1999)	Grade C (formerly A236, Grade C)	Ann, norm, or norm and tempered carbon steel forgings for railway use; 203 mm<solid t<=356 mm.	0.40-0.55	0.60-0.90	...	0.045 max	0.050 max	0.15 min	...	515 min UTS; 260 min YS; 19 min E
ASTM A730 (1999)	Grade C (formerly A236, Grade C)	Ann, norm, or norm and tempered carbon steel	0.40-0.55	0.60-0.90	...	0.045 max	0.050 max	0.15 min	...	515 min UTS; 260 min YS; 20 min E

Figura. 36 Propiedades de los aceros del Libro Worldguide to equivalent irons and steels

En la tabla obtenemos el valor de $\sigma_{UTS} = 517$

Por lo tanto podemos obtener σ_e^1 de la siguiente manera.

$$\sigma_e^1 = 0.504 (517) = 260.568 \text{ MPa}$$

El paso siguiente sería determinar cada uno de los factores modificadores de la fórmula:

K_a Este factor está relacionado al acabado superficial de la pieza y se puede determinar usando la formula

$$K_a = a\sigma_{UTS}^b$$

Donde a y b son constantes que se pueden determinar en base a la siguiente tabla.

Acabado Superficial	a(Mpa)	b
Rectificado	1.58	-0.085
Rolado en frio	4.51	-0.265
Rolado en Caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

Tabla. 5 Constante b correspondiente a cada acabado superficial.

Utilizando los valores dados para Rolado en frío (Cold Drawn) tenemos:

$$K_a = 57.7(517)^{-0.718} = 0.6499$$

K_b Este factor se basa en las dimensiones del elemento. La relación que establece ASME es que para diámetros menores a 50 mm se utiliza la ecuación:

$$K_b = \frac{d_e^{-0.1133}}{7.62}$$

Esta fórmula toma como base una asunción de la medida final del diámetro o dicho de otra manera el valor deseado del diámetro del eje. En nuestro caso suponemos un diámetro de 20 a 40 mm por lo que la fórmula es válida. Entonces, sustituyendo el valor de d_e tenemos:

$$K_b = \frac{30^{-0.1133}}{7.62} = 0.8561$$

K_c Es el factor de confiabilidad se establece dado el nivel de confianza que se desea. Para el presente caso al ser un elemento crucial para la movilidad de un vehículo elegimos el nivel de confianza de 0.999 de acuerdo con la tabla tenemos.

Confianza Nominal del Eje	K_c
0.5	1.0
0.9	0.897
0.99	0.814
0.999	0.753

Tabla. 6 Factor de confiabilidad para eje de entrada.

$$K_c = 0.753$$

K_d es un factor que se relaciona con la temperatura de operación a la cual se encontrara el eje. Para temperaturas que se encuentren entre los valores $-57\text{ }^\circ\text{C}$ y $204\text{ }^\circ\text{C}$; $K_d = 1$. La temperatura de operación de cualquier transmisión se puede ubicar dentro del rango antes mencionado por lo que el valor del factor se considerara la unidad.

K_e considera la cantidad de ciclos de carga experimentados por el eje. En nuestro caso no se cuentan datos históricos de carga ya que esos usualmente se obtienen de pruebas en laboratorio sobre partes prototipo. En casos como estos el factor debe de considerarse con el valor de la unidad. Este factor se utiliza principalmente en las etapas de rediseño.

K_f es el factor de concentración de esfuerzos debido a zonas como hombros, chaveteros etc. Esta dada por la expresión:

$$K_f = \frac{1}{k_F}$$

$$\text{Donde } k_F = 1 + q(k_t - 1)$$

Utilizamos como apoyo las siguientes gráficas. Para poder hacer uso de la gráfica necesitamos calcular las relaciones r/d así como D/d

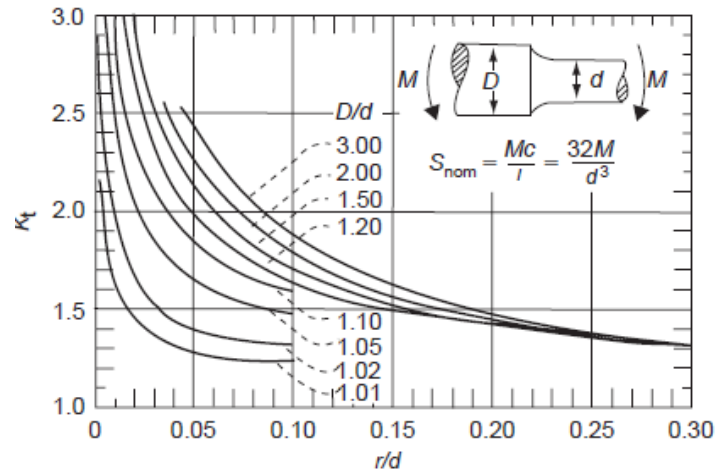


Figura. 37 Relación del factor K_t vs la relación que hay entre radio de chaflanes y el diámetro mínimo del eje

La mayoría de los chaflanes del eje tienen un radio de 0.5 mm. Tomando este valor como referencia tenemos que

$$r/d = 0.016$$

$$D = d + r + r = 31mm$$

$$D/d = 1.033 \approx 1.05$$

Tomando estas relaciones podemos aproximar el valor k_t

$$k_t = 2$$

Teniendo el valor de k_t solo necesitamos obtener el valor de la constante q para lo cual hacemos uso de la siguiente gráfica.

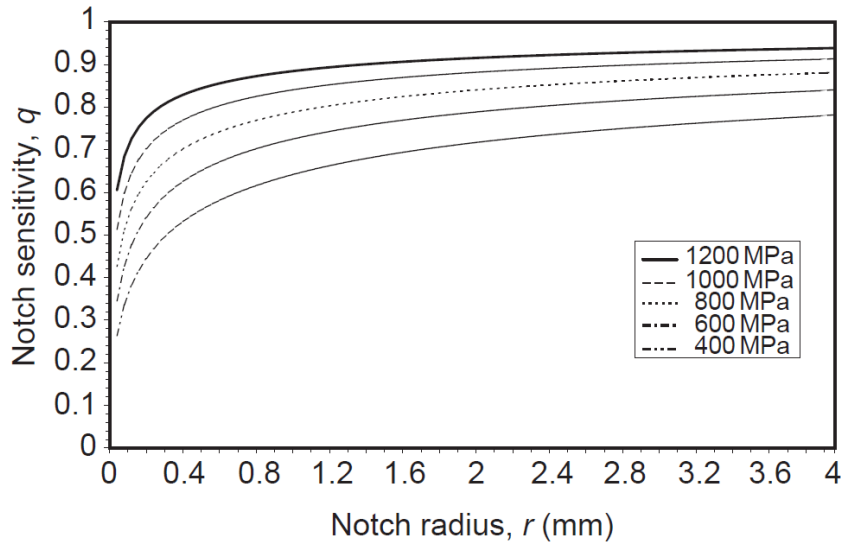


Figura. 38 Relación para obtener el factor q de acuerdo al radio de la muesca

No sabemos cuál será la carga que soportara al final las partes con chaflán por lo que para asegurar una adecuada resistencia tomamos la línea de 800 Mpa y podemos aproximar una constante $q = 0.75$

Entonces podemos utilizar la expresión para calcular k_F

$$k_F = 1 + 0.75(2 - 1) = 1.75$$

Entonces.

$$K_f = \frac{1}{1.75} = 0.57$$

K_g es un factor dependiente de recubrimiento, tratamientos superficiales o térmicos que se den al componente. En el presente trabajo no se propone un tratamiento térmico o superficial para el eje por lo tanto el factor permanecerá con valor de la unidad es decir. $K_g = 1$

Una vez determinados todos los factores modificadores y el límite a la fatiga de un espécimen de prueba podemos calcular el límite a la fatiga del componente.

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g \sigma_e^1$$

$$\sigma_e = 62.223 \text{ MPa}$$

Ahora que se ha determinado el límite a la fatiga tenemos todas las variables necesarias para aplicar la fórmula del método ASME para la determinación del diámetro mínimo de engrane.

$$d_e = \frac{32 (1.25)}{\pi} \sqrt{\frac{663.1175^2}{62.223} + \left(\frac{3}{4}\right) \frac{195^2}{310}}^{1/3}$$

$$d_e = 0.028m = 28mm \approx 30mm$$

3.3.5 Diseño del eje de salida.

3.5.1 Resistencia de los árboles

El procedimiento aplicado para el eje de entrada se replica para el eje de salida tomando en cuenta las mismas consideraciones. En primera instancia se obtendrán las fuerzas que actúan sobre el eje debido al engrane y el conjunto de poleas.

En segunda instancia se calcularán las reacciones generadas por la aplicación de las fuerzas antes mencionadas.

Una vez hecho esto se repetirá el procedimiento ASME para el diseño de ejes por lo que se calculará el momento flector resultante y el límite a la fatiga para poder aplicarla fórmula y finalmente obtener el diámetro requerido.

Engrane de salida.

El procedimiento aplicado en caso del engrane recto el eje de entrada no se puede reproducir para un engrane Helicoidal por tal motivo no se realizó una parametrización en Excel como para el eje de entrada. Para el caso del engrane Helicoidal distancias geométricas de engranes comerciales sometidos a un torque similar al que se someterá en esta transmisión. Las ventajas de elegir elementos comerciales y prediseñados ya se establecieron en otros capítulos esto nos permite tener costos menores ya que son producidos en masa, facilita la obtención de refacciones, entre otras ventajas.

Tenemos entonces los siguientes datos para el engrane helicoidal:

$$\begin{aligned}
 Z &= 42 \text{ dientes} \\
 \alpha &= 20^\circ \\
 m &= 2 \\
 D_0 &= m \cdot z = 84\text{mm} \\
 D_o &= z \cdot m_a = 89.4\text{mm} \\
 D_c &= 93.4\text{mm} \\
 D_i &= 84.7292\text{mm} \\
 h &= 4.3354\text{mm} \\
 h_f &= 2.334\text{mm} \\
 h_k &= 2\text{mm} \\
 t &= 6.28\text{mm} \\
 t_s &= 6.68\text{mm} \\
 s = e = t/2 &= 3.1415\text{mm} \\
 b &= 24\text{mm}
 \end{aligned}$$

Obtención de las fuerzas que actúan en el engrane Helicoidal.

El procedimiento anterior debe repetirse con los mismos pasos para el eje de salida, teniendo en cuenta las diferencias entre estos tales como:

- el eje de salida presenta fuerza axial por poseer un engrane helicoidal.
- La distribución y localización de elementos como los rodamientos es diferente.
- El torque de entrada se ve aumentado por la relación o “gear ratio” en condiciones underdrive siendo:

$$T = T_{out}(1.5) = 470.613Nm$$

El cálculo para determinar las fuerzas a causa del engrane es diferente al ser diferente el tipo de engrane. En este caso se tiene la manera directa de determinar F_n , que es la fuerza imprimida sobre el engrane y de las cuales obtendremos sus tres componentes ya que la fórmula para engranes helicoidales nos marca que:

$$F_n = \frac{2T}{D_0} = \frac{2(470.613Nm)}{0.0894m}$$

$$F_n = 10528.25N$$

Las expresiones para calcular sus componentes tangencial, radial y axial son:

$$F_t = F_n(\cos\phi)(\cos\alpha) \quad (3.49)$$

$$F_r = F_t(\tan\phi) = F_n(\sen\phi) \quad (3.50)$$

$$F_a = F_t(\tan\alpha) \quad (3.51)$$

$F_1 = F_2 e^{\mu\theta}$ Recordemos que $\alpha = 20^\circ$ es el angulo de la helice y $\phi = 20^\circ$ en este caso sera el angulo de presión. Entonces:

$$F_t = 9296.68N$$

$$F_r = 3383.716N$$

$$F_a = 3383.716N$$

Obtención de las fuerzas de la polea.

El siguiente paso es la determinación de las fuerza producidas por las poleas, de manera análoga, se ocupa la misma relación obtenida en los ejes de entrada, pero esta vez variando los datos a los correspondientes a la polea conducida en estado de relación mínima

La relación era:

- Para este caso el ángulo $\theta = \beta$ (el ángulo de envoltura en condiciones underdrive que es cuando se ofrece el mayor torque)

$$\beta = 3.7350rad$$

- El coeficiente de fricción se determinó antes como 0.15, pero dada la inclinación de la polea para los cálculos posteriores el coeficiente de tracción efectivo se deberá corregir dividiéndolo entre el seno del ángulo incluido $\delta = 11^\circ$

Entonces.

$$\mu = \frac{0.15}{\text{sen}(11^\circ)} = 0.7861$$

Ahora bien sustituyendo los valores de μ y β tenemos:

$$F_1 = 7.98F_2$$

Si:

$$d_2 = 0.143m$$

$$(F_1 - F_2) \frac{d_2}{2} = T$$

$$(7.98F_2 - F_2) \frac{d_2}{2} = T$$

$$(6.98F_2) \frac{d_2}{2} = T$$

$$(F_2) = \frac{2T}{6.98d_2} = \frac{2(470Nm)}{6.98(0.143m)}$$

$$F_2 = 942.98N$$

Por lo tanto:

$$F_1 = 7.98(942.98N) = 7524.9804N$$

Calculo de reacciones

Se realizan los diagramas de cuerpo libre en el eje x y en los planos xy, xz respectivamente, para ayudarnos a calcular las reacciones.

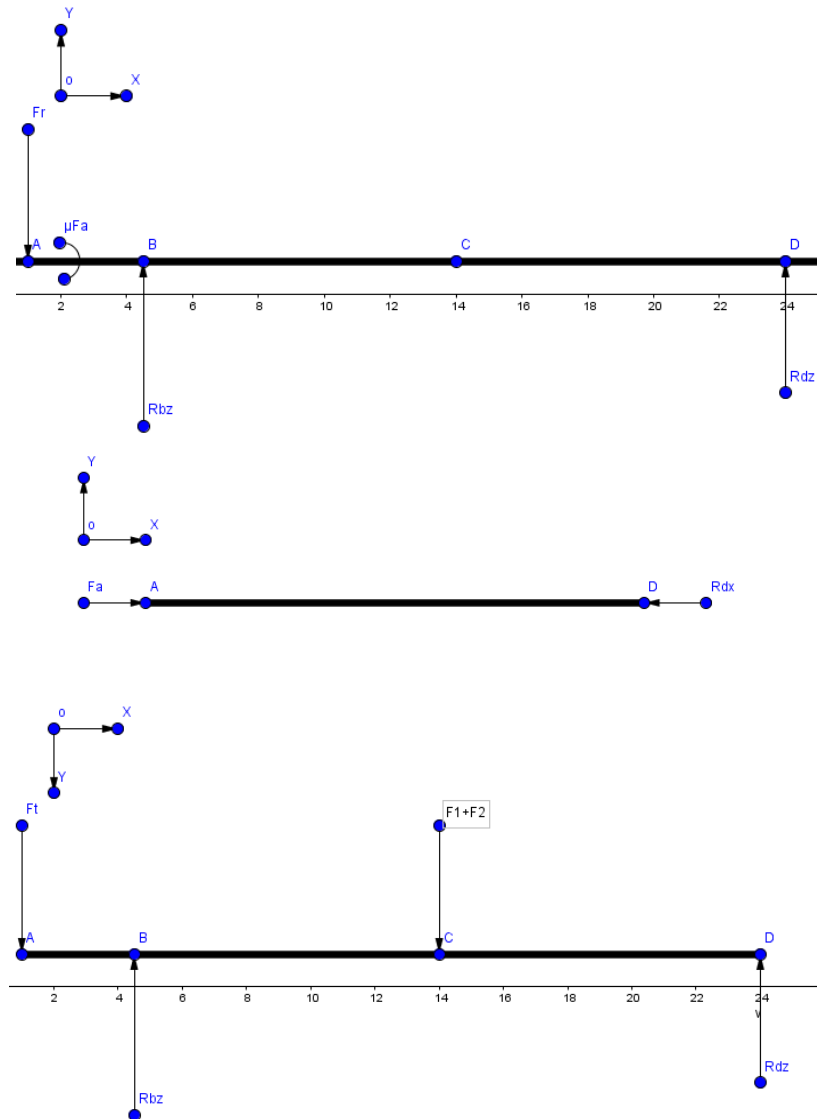


Figura. 39 Diagrama de cuerpo libre del eje de salida

Planteamos entonces las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0 ; F_a - R_{Dx} = 0 \quad (3.52)$$

$$\sum F_y = 0 ; R_{By} + R_{Dy} - F_r = 0 \quad (3.53)$$

$$\sum F_z = 0 ; F_t + (F_1 + F_2) - R_{Bz} - R_{Dz} = 0 \quad (3.54)$$

$$\sum M_{A_{xy}} = 0 ; 0.04F_r + 0.17R_{Dy} - \mu F_a = 0 \quad (3.55)$$

$$\sum M_{A_{xz}} = 0 ; 0.04F_t - 0.09(F_1 + F_2) + 0.176R_{Dz} = 0 \quad (3.56)$$

Despejando optemos las reacciones dadas por los rodamientos.

$$R_{Dx} = F_a = 3383.716N$$

$$R_{Dy} = \frac{\mu F_a - 0.04F_r}{0.17} = 93.55N$$

$$R_{By} = F_r - R_{Dy} = 3290.16N$$

$$R_{Dz} = \frac{0.09(F_1 + F_2) - 0.04F_t}{0.17} = 2295.58N$$

$$R_{Bz} = F_t + (F_1 + F_2) - R_{Dz} = 15469.06N$$

Obtención del Momento Flector.

Diagramas.

Al igual que para el eje de entrada realizamos los diagramas de los esfuerzos que soportara el árbol de salida. Es decir momento flector y torsión.

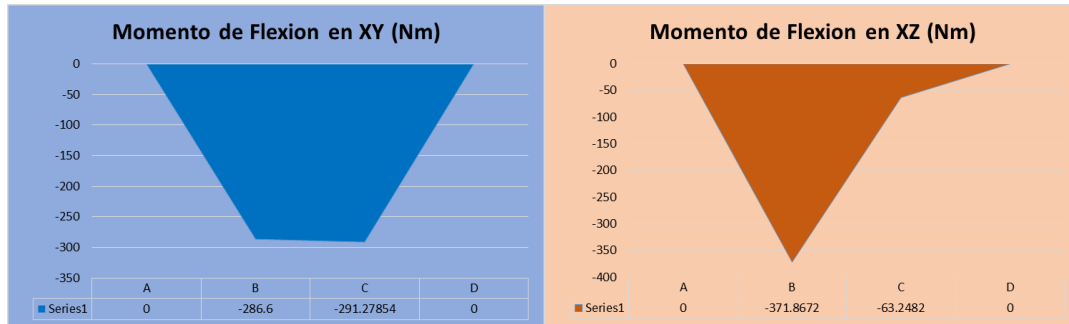


Figura. 40 Graficas de Momentos Flectores.

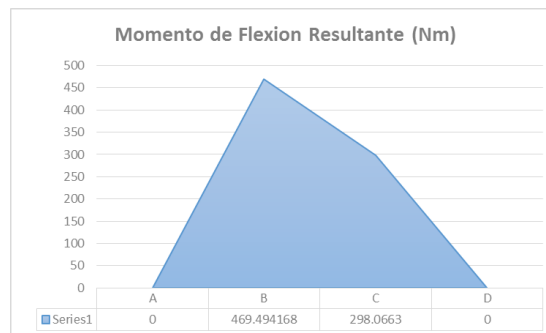


Figura. 41 Grafica de Momento Flector Resultante.

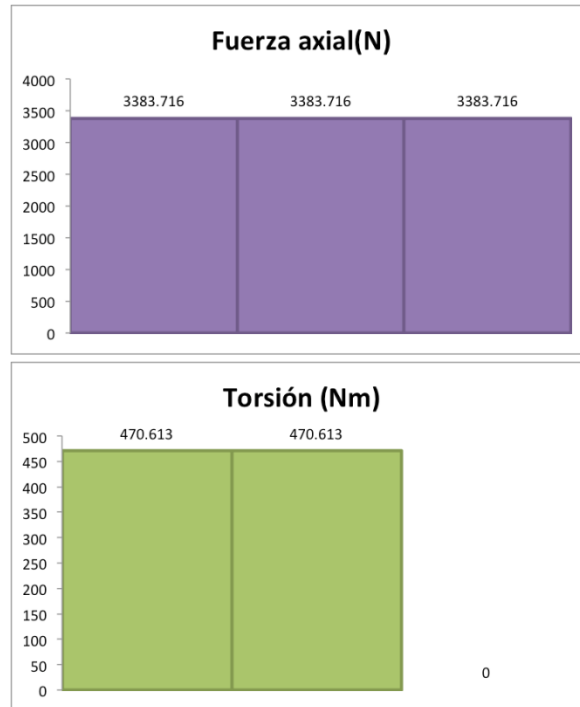


Figura. 42 Gráficas de fuerza axial y torsión

Como se puede observar en los diagramas la zona que tiene que soportar mayores cargas sería la zona B. Ya que es donde se presenta el mayor momento flector, la fuerza axial se presenta a lo largo de todo el eje, y la torsión al ingresar por el engrane se presenta desde la sección A hasta la sección C donde sale por medio de las poleas.

Entonces tenemos una sección B sometida a las cargas:

$$\begin{aligned}F_a &= 3383.716N \\T &= 470.613Nm \\M &= 395.7259Nm\end{aligned}$$

3.5.2 Determinación del diámetro del Eje

Para determinar el diámetro del eje de entrada utilizaremos el procedimiento marcado por ASME de la misma manera que se realizó para el eje de entrada, por tanto la ecuación empleada para determinar el diámetro de un eje está dada por:

$$d_e = \frac{32 ns}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M^2}{\sigma_e} + \frac{3}{4} \cdot \frac{T^2}{\sigma_y}}^{1/3}$$

Donde:

d_e = *Diámetro del eje de entrada.*

ns = *Factor de seguridad*

M = *Momento flector*

σ_e = *Limite a la Fatiga.*

T = *Torque*

σ_y = *Limite elastico.*

Al igual que en el caso del eje de entrada el factor que nos hace falta determinar es el límite a la fatiga σ_e por lo que de nuevo debemos calcular los factores modificadores para poder aplicar la fórmula:

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g \sigma_e^1$$

El factor σ_e^1 permanecerá igual debido a que el material de ambos ejes es el mismo por lo tanto tenemos:

$$\sigma_e^1 = 0.504 \sigma_{UTS}$$

Donde σ_{UTS} = La resistencia maxima a la tracción (ultmate tensile strenght)

El valor de $\sigma_{UTS} = 517$

Por lo tanto podemos obtener σ_e^1 de la siguiente manera.

$$\sigma_e^1 = 0.504 (517) = 260.568 \text{ MPa}$$

Calculamos ahora los factores modificadores de la fórmula:

- K_a tendrá el mismo valor para el eje de entrada ya que al estar relacionado al acabado superficial de la pieza no hay variación alguna entre ejes así que podemos determinar el mismo valor

$$K_a = a \sigma_{UTS}^b$$

$$K_a = 0.6499$$

- K_b para este factor asumimos que el dimaetro final del eje será 30 mm es decir menor a 50mm por lo tanto tenemos:

$$K_b = \frac{d_e^{-0.1133}}{7.62}$$

$$K_b = \frac{30^{-0.1133}}{7.62} = 0.8561$$

- K_c Es el factor de confiabilidad se establece dado el nivel de confianza que se desea. Para el presente caso elegimos el nivel de confianza de 0.999 de acuerdo con la tabla tenemos.

Confianza Nominal del Eje	K_c
0.5	1.0
0.9	0.897
0.99	0.814
0.999	0.753

Tabla. 7 Factor de confiabilidad para eje de salida.

$$K_c = 0.753$$

- K_d se puede ubicar nuevamente como $K_d = 1$. Ya que la temperatura de operación será la misma que para el eje de entrada y por lo tanto se encuentra dentro del rango $-57\text{ }^\circ\text{C}$ y $204\text{ }^\circ\text{C}$.
- K_e se considera igual a la unidad ya que en nuestro caso no se cuentan datos históricos de carga.
- K_f , dado que la determinación de este factor toma en cuenta la variación de radios en los chaflanes que existen en las variaciones de diámetro del eje, y tomando en cuenta que el promedio de chaflanes para el eje es de 05 mm. El valor de este factor será el mismo tanto en eje de entrada como eje de salida por lo tanto tenemos el valor de

$$K_f = 0.57$$

- K_g es un factor dependiente de recubrimiento, tratamientos superficiales o térmicos que se den al componente. En el presente trabajo no se propone un tratamiento térmico o superficial para el eje por lo tanto el factor permanecerá con valor de la unidad es decir. $K_g = 1$

Como se puede observar el valor de todos los factores modificadores permaneció igual que para el eje de entrada, al ser el mismo material podemos concluir que el límite a la fatiga tendrá el mismo valor para ambos ejes:

$$\begin{aligned}\sigma_e &= K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g \sigma_e^1 \\ \sigma_e &= 62.223 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Ahora podemos proceder a aplicar la fórmula del método ASME para la determinación del diámetro mínimo de engrane.

$$d_e = \frac{32 (1.25)}{\pi} \sqrt{\frac{469.4941^2}{62.223} + \left(\frac{3}{4}\right) \frac{195470.613^2}{310}}^{1/3}$$

$$d_e = 0.025097\text{m} = 25\text{mm} \approx 30\text{mm}$$

Se debe normalizar el diámetro a un valor cerrado que se pueda conseguir con mayor facilidad por las empresas de manufactura. Se procede a aproximar al valor mayor inmediato el cual en este caso será 30mm.

3.3.6 Selección de rodamientos o cojinetes

En esta sección del capítulo se aborda someramente los criterios que deben considerarse para la selección de los rodamientos del eje. Esto es necesario ya que según sus dimensiones se modificara la geometría de los ejes principales, una vez teniendo las dimensiones de los mismos y las modificaciones del eje se procederá a hacer un diseño en forma y modelado de los ejes.

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuadas para una aplicación o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas, así como cargas axiales. Tienen una baja fricción y pueden ser fabricados con una gran precisión y con un diseño de funcionamiento silencioso. Por lo tanto, estos rodamientos son los preferidos para los motores eléctricos de tamaño pequeño y mediano.

Los rodamientos CARB y de rodillos a rótula pueden soportar cargas muy elevadas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuadas, por ejemplo, para aplicaciones de ingeniería pesada, donde existen cargas muy elevadas, y flexiones del eje y deslizamiento.

En muchos casos, sin embargo, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento, por lo tanto, no es posible dar unas reglas generales. Así los siguientes factores deben de ser tomados a consideración a la hora de seleccionar un rodamiento en especial para el uso que se le vaya a dar.

Espacio disponible

Cargas

Desalineación

Precisión

Velocidad

Funcionamiento silencioso

Rigidez

Desplazamiento axial

Montaje y desmontaje

Obturación integrada

Espacio disponible

En muchos casos, una de las dimensiones principales del rodamiento, el diámetro del agujero, viene determinado por las características de diseño de la máquina y por el diámetro del eje.

Para los ejes de diámetro pequeño, se puede utilizar cualquier tipo rodamiento de bolas, siendo los rodamientos rígidos de bolas los más utilizados; los rodamientos de agujas también son adecuados. Para ejes de diámetro grandes, se pueden considerar los rodamientos de rodillo cilíndricos, cónicos, a rotula y los rodamientos CARB, así como los rodamientos rígidos de bolas.

Cuando el espacio radial disponible es limitado, se deberán seleccionar rodamientos de sección transversal pequeña, particularmente los de baja altura de sección, es decir, los rodamientos 8 o 9 mm. Las coronas de agujas, los casquillos de agujas y los rodamientos de agujas con o sin aro interior, son muy adecuados, así como determinadas series de rodamiento rígidos de bolas, rodamientos de rodillos cilíndricos, cónicos, a rotula y rodamiento CARB.

Cuando el espacio axial es limitado, se pueden usar algunas series de rodamientos de rodillos cilíndricos y rodamientos rígidos de bolas para cargas radiales y combinadas respectivamente, así como los diversos rodamientos de agujas combinados. Para las cargas puramente axiales se pueden usar coronas axiales de agujas (con o sin arandelas), así como rodamientos axiales de bolas y rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.

Cargas.

Magnitud de la carga

La magnitud de la carga es uno de los factores que suele determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Por lo general, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos completamente llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula correspondiente. Los rodamientos de bolas son los más utilizados cuando las cargas son ligeras o moderadas. Para cargas elevadas y ejes de gran diámetro, la elección más adecuada son los rodamientos de rodillos.

Sentido de la carga

Carga radial

Los rodamientos de rodillos cilíndricos de diseño UN Y N. los rodamientos de agujas y los rodamientos de CARB sólo pueden soportar cargas puramente radiales. Todos los demás rodamientos radiales pueden soportar algunas cargas axiales además de las cargas radiales (cargas combinadas).

Cargas axiales

Los rodamientos axiales de bolas y los rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto son adecuados para las cargas ligeras o moderadas puramente axiales. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto sólo pueden soportar cargas axiales en ambos sentidos; para las cargas axiales en ambos sentidos, son necesarios los rodamientos axiales de bolas de doble efecto.

Los rodamientos axiales de bolas con contacto angular pueden soportar cargas axiales moderadas a altas velocidades; en estos casos los rodamientos de simple efecto también pueden soportar cargas radiales simultáneas, mientras que los rodamientos de doble efecto se usan normalmente para cargas puramente axiales.

Para las cargas axiales moderadas y elevadas en un sentido, los rodamientos más adecuados son los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y cónicos, así como los rodamientos axiales de rodillos a rótula. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula también pueden soportar cargas radiales simultáneas. Para las cargas axiales de rodillos cilíndricos o de rodillos a rótula adyacentes entre sí.

Cargas combinadas

Una carga combinada consta de una carga radial y una carga axial que actúan simultáneamente. La capacidad que tiene un rodamiento para soportar una carga axial está determinada por su ángulo de contacto α ; cuanto mayor es dicho ángulo, más adecuado es el rodamiento para soportar cargas axiales. El factor de cálculo y , que disminuye al aumentar el ángulo de contacto α , proporciona una indicación de esto. Los valores de este factor para un tipo de rodamiento o para los rodamientos individuales podrán encontrarse en el texto previo a las tablas de productos, o en las propias tablas de productos. La capacidad de carga axial de los rodamientos rígidos de bolas depende de su diseño interno y del juego interno del rodamiento.

Para las cargas combinadas, se usan principalmente los rodamientos de una y de dos hileras de bolas con contacto angular y los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos, aunque los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos a rótula también son adecuados. Asimismo, los rodamientos de bolas a rótula y los rodamientos de rodillos cilíndricos de diseño NJ y NUP, así como los rodamientos de rodillos cilíndricos de diseño NJ y UN con aros angulares HJ, también se pueden utilizar para las cargas combinadas con una componente axial relativamente pequeña.

Los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, los rodamientos de rodillos cónicos, los rodamientos de rodillos cilíndricos de diseño UN + aro angular HJ, y los rodamientos axiales de rodillos a rótula, sólo pueden soportar cargas axiales en un sentido. Para las cargas axiales variables, estos rodamientos se deben combinar con un segundo rodamiento. Por esta razón, los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular están disponibles como rodamientos para apareamiento universal, y se pueden suministrar rodamientos de una hilera de rodillos cónicos aparados.

Cuando la componente axial de las cargas combinadas es elevada, esta puede ser soportada, independientemente de la carga radial, por un rodamiento independiente. Además de los propios rodamientos radiales, como los rodamientos rígidos de bolas o los rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto que son adecuados para esta tarea. En estos casos, para tener la seguridad de que el rodamiento sólo se somete a la carga axial, el aro exterior del rodamiento se debe montar con un huelgo radial.

Momentos

Cuando una carga actúa excéntricamente sobre un rodamiento, se produce un par de vuelco. Los rodamientos de dos hileras, por ejemplo los rodamientos rígidos de bolas o de bolas con contacto angular, pueden soportar pares de vuelco, pero son más adecuados los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular apareado o los rodamientos de rodillos cónicos en una disposición cara a cara, o mejor aún, espalda con espalda.

Desalineación

Las desalineaciones angulares entre eje y el soporte se pueden originar, por ejemplo, por la flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos de los rodamientos en el soporte no están mecanizados a la vez o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes distintos y a gran distancia entre sí.

Los rodamientos rígidos, es decir los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos cilíndricos, no pueden soportar ninguna desalineación, o sólo desalineaciones muy pequeñas, a no ser que fuercen. Por otras partes, los rodamientos autoalineables, es decir los rodamientos de bolas a rótula, los rodamientos de rodillos a rótula, los rodamientos CARB y los rodamientos axiales de rodillos a rótula, pueden soportar las desalineaciones producidas bajo las cargas de funcionamiento y también pueden compensar los errores de alienación iniciales producidos por errores de alienación iniciales producidos por errores de alienación iniciales producidos por errores de mecanización o de montaje.

Los rodamientos axiales de bolas con arandelas de alojamiento esférica y aros de asiento, las unidades de rodamiento Y, y los rodamientos de aguja autoalineables pueden compensar la desalineación inicial debida a errores de mecanización o de montaje.

Precisión

Para las aplicaciones que requieren una alta precisión de funcionamiento y altas velocidades, se requieren rodamientos con una precisión mayor que la Normal (por ejemplo, disposiciones de husillos para máquina de herramienta).

Velocidad

La temperatura de funcionamiento admisible limita la velocidad a la que los rodamientos pueden funcionar. Los rodamientos que ofrecen una baja fricción y por tanto, una baja generación de calor interna, son los más apropiados para el funcionamiento a alta velocidad.

Las velocidades más altas se pueden alcanzar con los rodamientos rígidos de bolas y con los rodamientos de bolas a rótula cuando las cargas son puramente radiales y con los rodamientos de bolas con contacto angular para cargas combinadas. Esto es particularmente cierto para los rodamientos de bolas con contacto angular de alta precisión o para los rodamientos rígidos de bolas con elementos rodantes cerámicos.

Debido a su diseño, los rodamientos axiales no pueden soportar velocidades tan altas como los rodamientos radiales.

Funcionamiento silencioso

En ciertas aplicaciones, por ejemplo pequeños motores eléctricos para electrodomésticos o equipos de oficina, el ruido producido durante el funcionamiento es un factor importante y puede influir en la elección de un rodamiento.

Rigidez

La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica (resiliencia) del rodamiento bajo carga. Normalmente, esta deformación es muy pequeña y puede ser ignorada. En algunos casos, por ejemplo en los husillo para máquina herramienta o en disposiciones de rodamientos en engranajes, la rigidez es un factor importante.

Debido al contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, los rodamientos de rodillos, por ejemplo, de rodillos cilíndricos o de rodillos cónicos, son más rígidos que los rodamientos de bolas. La rigidez de los rodamientos puede aumentarse aún más aplicando una precarga.

Desplazamiento axial

Los ejes u otros componentes rotativos de la máquina están generalmente soportados por un rodamiento fijo y otro libre.

Los rodamientos fijos proporcionan una fijación axial para el componente de la máquina en ambos sentidos. Los rodamientos más adecuados para este fin son los que admiten cargas combinadas, o los que pueden proporcionar un guiado axial en combinación con un segundo rodamiento.

Los rodamientos libres deberán permitir el desplazamiento axial del eje, de manera que los rodamientos no se sobrecarguen, por ejemplo, la causa de la dilatación térmica del eje. Entre los rodamientos más adecuados para la posición libre, se encuentran los rodamientos de agujas y los rodamientos de rodillos cilíndricos de diseño NJ y algunos rodamientos completamente llenos de rodillos cilíndricos.

Para las aplicaciones que requieren un desplazamiento axial relativamente grande y en las que el eje puede estar desalineado, el rodamiento libre ideal es el CARB.

Todos estos rodamientos permiten el desplazamiento axial del eje con respecto al alojamiento en el rodamiento. Los valores para el desplazamiento axial permisible dentro del rodamiento, se muestran en las tablas de productos correspondientes.

Si se utilizan rodamientos no desarmables, por ejemplo, rodamientos rígidos de bolas o rodamientos de rodillos a rótula como rodamientos libres, uno de los aros del rodamiento debe tener un ajuste libre.

Montaje y desmontaje

Agujero cilíndrico

Los rodamientos con agujeros cilíndricos son más fáciles de montar y desmontar si son de diseño desarmable, especialmente si se necesitan ajustes de interferencia en ambos aros. Los rodamientos desarmables, también son preferibles cuando el rodamiento ha de ser montado y desmontado con frecuencia, ya que el aro con los elementos rodantes y la jaula, se pueden montar de forma independiente del otro aro, como es el caso de los rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto y los rodamientos de rodillos cilíndricos, cónicos y de agujas así como de bolas de rodillo.

Agujero cónico

Los rodamientos con agujero cónico se pueden montar fácilmente sobre un eje cónico o en el asiento de un eje cilíndrico usando un manguito de fijación o de desmontaje.

Obturaciones integradas

La selección de obturación es de vital importancia para el adecuado funcionamiento del rodamiento. Se pueden contar con los siguientes tipos:

Placa de protección

Obturación de baja fricción

Obturaciones rozantes

Que pueden proporcionar una solución económica y compacta para muchas aplicaciones. Se dispone de una gran variedad de tamaños para

Rodamientos rígidos de bolas

Rodamientos de bolas con contacto angular

Rodamiento de bolas a rótula

Rodamientos de rodillos cilíndricos

- Rodamientos de agujas

Rodamientos de rodillos a rótula

Rodamientos CARB

Rodillos de leva

Rodamientos Y, y unidades de rodamientos Y.

Todos los rodamientos con obturaciones integradas a ambos lados están lubricados con una grasa de alta calidad, y en la cantidad adecuada.

3.6.1 Rodamientos seleccionados.

Tomando en cuenta todos los criterios anteriores, se ha decidido seleccionar los siguientes rodamientos para el apoyo de los ejes. Se seleccionaron del catálogo del proveedor SKF un proveedor de tecnología líder en el combinan una gama de productos tales: rodamientos y unidades de rodamientos, obturaciones, mecatrónica, servicios y sistemas de lubricación. Además de que hacen uso de herramientas informáticas superiores a las de otros proveedores las cuales nos ayudaron a conceptualizar nuestro diseño como se muestra más adelante.

Para los rodamientos ubicados en los puntos A y D en el eje de entrada y en el punto D del eje de salida. Se seleccionó un rodamiento de bolas simple, accediendo a las tablas de productos digitales de la empresa. (SKF, s.f.)

Product tables Search IMP PDF Print Close

unsealed

Deep groove ball bearings, single row, unsealed
[Product information](#) [Tolerances , see also text](#)
[Radial internal clearance , see also text](#)
[Recommended fits](#)
[Shaft and housing tolerances](#)

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed		* = SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		kg	-
28	68	18	25,1	13,7	0,585	22000	14000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,027	61806
30	47	9	7,28	4,55	0,212	30000	19000	0,051	61906
30	55	9	11,9	7,35	0,31	28000	17000	0,085	16006 *
30	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	17000	0,12	6006 *
30	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,20	6206 *
30	62	16	23,4	12,9	0,54	24000	15000	0,19	6206 ETN9
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306 *
30	72	19	32,5	17,3	0,735	22000	14000	0,33	6306 ETN9
30	90	23	43,6	23,6	1	18000	11000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	18000	0,030	61807
35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907
35	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11	16007 *
35	62	14	18,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16	6007 *
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207 *
35	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27	6207 ETN9
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307 *
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407
40	52	7	4,94	3,45	0,186	26000	16000	0,034	61808

Figura. 43 . Catálogo de rodamientos de SKF

Aquí se puede obtener sus planos y datos de una amplia gama de rodamientos, recordando los criterios de selección anteriores se seleccionó:



Group Products Bearings, units and housings Ball bearings Deep groove ball bearings Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	Limiting speed	Designation
d	D	B	dynamic C	static C_0	Reference speed		* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
28	68	18	25,1	13,7	22000	14000	63/28

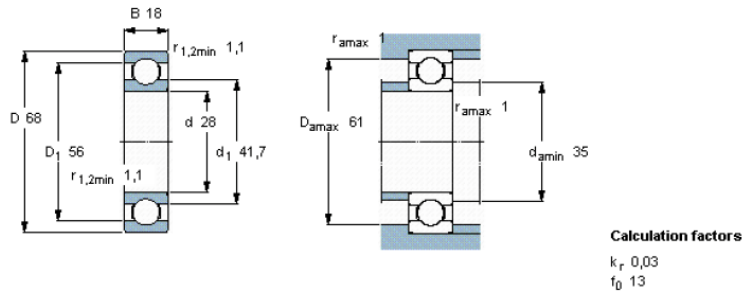


Figura. 44 Diagrama de rodamiento seleccionado

Ahora bien los análisis y cálculos que deben de realizarse para los rodamientos implican recursos. Pero dichos análisis se consideran innecesarios a que al ser un diseño obtenido por un proveedor confiable está implícito que dichos análisis tuvieron que realizarse previamente. Diseñar rodamientos para nuestro propósito específico no sería rentable desde ningún punto de vista y no es realmente necesario. Adicionalmente, como se mencionó antes.

Este proveedor en particular nos ofrece no solo los planos y dimensiones del producto que se seleccione, sino una variedad de herramientas entre los cuales se destaca el modelo en CAD

El único rodamiento que debe seleccionarse de un tipo diferente es el ubicado en la sección B del eje de salida. Recordemos que estos ejes de salida presentan fuerza axial debido a el tipo de engrane que incorporan, esta fuerza axial es sostenida por uno de los rodamientos mientas que al otro se le permite que tenga juego axial para que no se sobrecargue el rodamiento, cuando se tiene estas características, es mejor un rodamiento de tipo cilíndrico o de agujas. Por esta razón se seleccionó de una tabla diferente de productos del proveedor. (SKF, s.f.)

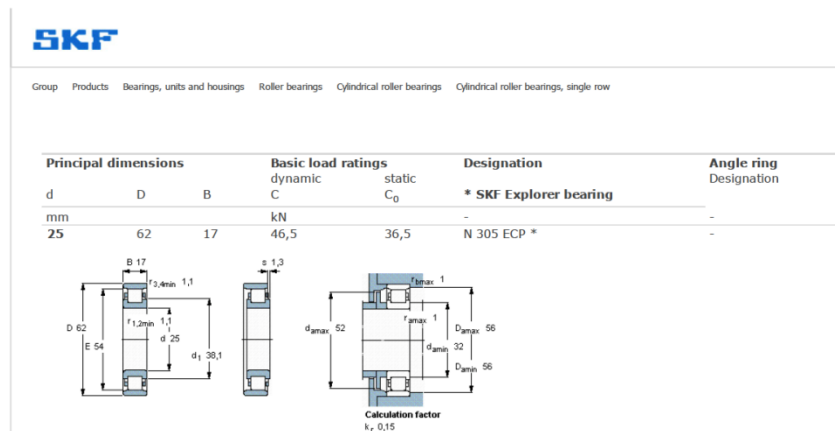


Figura. 45 Diagrama de rodamiento de rodillos.

3.3.7 Modelado en CAD de los ejes principales.

Ahora que se ha definido el diámetro menor y la disposición de elementos, así como la dimensiones de las poleas, se puede realizar un modelo 3D en un programa CAD en este caso CATIA V5.

Se eligió este momento en el proceso de diseño para elaborar el diseño en CAD por dos razones. La primera es que se necesitaba el valor del diámetro menor así como el de las poleas ya que eje y una de las poleas forman una misma parte.

La segunda razón es porque para corroborar el diámetro mínimo de los ejes como se mencionó antes, se debe corroborar el diseño mediante análisis de fatiga entre otros. Estos análisis se llevaran a cabo mediante un programa de análisis por elemento finito en el siguiente capítulo, para esto es necesario tener el modelo 3D.

Los diferentes diámetros que se observan en el eje son reducciones y modificaciones con el objeto de fijar los componentes en su lugar tales como los rodamientos. Que fueron seleccionados en el capítulo previo.

En el caso específico del engrane de entrada se realizó un diseño paramétrico con el mismo objetivo que el cálculo paramétrico en Excel para poder agilizar los rediseños en caso de que se necesitara hacer una modificación. Es decir ya que como se vio al inicio del capítulo la mayoría de las características geométricas del engrane son dependientes entre sí. Así se hicieron las medidas dependientes del módulo y al cambiar un solo dato el engrane se reconstruye en el modelo de CAD.

3.4 Validación Del Diseño Análisis Por Elemento Finito

3.4.1 Análisis mediante el método del elemento finito de la CVT

El método del elemento finito (explicación, buscar referencias)

En la actualidad los avances en la tecnología han puesto a los ingenieros frente a grandes retos como a llevar a cabo proyectos más costosos y complejos proyectos como los viajes espaciales, aeronáutica y hasta aplicaciones nucleares. Para un buen entendimiento, los analistas necesitan modelos matemáticos que les permitan simular el comportamiento de complejos sistemas físicos. Estos modelos son usados durante la etapa de diseño de los proyectos.

Ciencias de ingeniería, tales como, mecánica de sólidos y fluidos, termodinámica, entre otras, son usadas para representar o describir el comportamiento de sistemas físicos en forma de ecuaciones diferenciales. Hoy en día, el método del elemento finito se ha convertido en uno de los métodos más comúnmente usados para resolver ese tipo de ecuaciones. Este método requiere de un uso intensivo del equipo de cómputo, y puede aplicarse para solucionar casi cualquier tipo de problema encontrado en la práctica.

El método consiste en el uso de una aproximación simple de variables desconocidas para transformar ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas. Existen tres disciplinas que son requeridas para el uso adecuado del método:

Ciencias de ingeniería para representar las leyes de la física (ecuaciones diferenciales)

Métodos numéricos para la elaboración y solución de las ecuaciones

Herramientas de cómputo para llevar a cabo los cálculos necesarios.

3.4.2 Tipos de análisis.

Existen diferentes tipos de análisis que se pueden llevar a cabo mediante el método, cada tipo de análisis intenta representar un fenómeno físico determinado, como puede ser un fenómeno térmico, fatiga, dinámica de fluidos, etc. Para cada uno de estos fenómenos existen determinados códigos que engloban las ecuaciones adecuadas involucradas en dichos fenómenos. La selección del tipo de análisis que se debe realizar está determinada por el tipo de fenómeno que se va a representar. Estos son algunos de los tipos de análisis que se pueden realizar mediante el uso del método del elemento finito:

Análisis estructurales estáticos (lineales y no lineales)

Análisis estructurales dinámicos

Análisis térmicos

Análisis de fatiga

Análisis de fluidos (CFD)

Análisis magnéticos

Análisis NVH

También existen algunos códigos con la capacidad de resolver fenómenos multi-físicos, es decir que tienen la capacidad de combinar más de un fenómeno físico de manera simultánea

como puede ser un análisis estructural combinado con un fenómeno térmico cuyo efecto influye en el comportamiento estructural del sistema.

4.2.1 Tipos de análisis estructurales mediante el método del elemento finito:

Dentro de los análisis los análisis estructurales que se pueden llevar a cabo mediante este método existen diversos tipos o clasificaciones, estas clasificaciones se pueden generalizar en dos partes, los análisis implícitos y los análisis explícitos, la diferencia entre ambos recae principalmente en la forma en la que resuelven las ecuaciones y en la manera en la que el tiempo es representado dentro de las ecuaciones.

Los análisis explícitos son aquellos análisis que consideran el tiempo, como su nombre hace referencia, de manera explícita, es decir es la persona que realiza el análisis la que define el tiempo que el análisis tomara en cuenta y a su vez el tiempo es un factor que se incluye de manera directa en la ecuación del movimiento, de tal manera que el resto de los valores son calculados en el dominio del tiempo. Este tipo de análisis son usados para analizar eventos con una duración corta (menos de un segundo) y para eventos en los que ocurran grandes deformaciones, por ejemplo, un evento de impacto de un automóvil.

Cuando se usa un código explícito se debe considerar que el sistema que se está analizando no necesariamente debe llegar al equilibrio, lo cual ayuda al usuario de manera que este análisis es menos propenso a presentar errores que impidan que el análisis corra, esto se debe a que no se debe lidiar con un factor llamado convergencia, sin embargo al no realizar un análisis en el que el estado de equilibrio sea un factor que nos determine si el análisis se encuentra bien representado o no, se debe prestar especial atención a que los resultados sean coherentes. Generalmente se usan graficas de la energía presente en el sistema para determinar si el análisis es una buena representación de la realidad.

Se conoce como análisis implícito al análisis que se hace mediante un código (solver) que invierte las matrices de rigidez para buscar el equilibrio en la ecuación del movimiento, los análisis implícitos requieren una cantidad significativa de capacidad de cómputo ya que el proceso de invertir matrices no es una labor fácil de realizar para el equipo de cómputo. En un análisis de tipo implícito el tiempo queda establecido, como su nombre hace referencia, de manera implícita, es decir, este valor (tiempo) se determina mediante el cálculo de otras variables en la ecuación del movimiento, los valores se calculan en el dominio del desplazamiento o frecuencia. Este tipo de análisis es usado para deformaciones pequeñas y eventos que pueden durar grandes cantidades de tiempo (desde minutos hasta horas).

Existen análisis que se conocen como análisis estáticos en donde el procedimiento de revertir la matriz de rigidez se lleva a cabo solo una vez, en este tipo de análisis se tiene un estado inicial y un estado final que es el estado en el que se alcanza el equilibrio con una carga dada, se podría considerar al análisis estático un análisis implícito en su forma más simple.

Es importante tener un buen entendimiento de ambos tipos (explícito e implícito) de análisis para poder definir cuándo es pertinente usar cada uno de ellos y saber si uno u otro se va a adecuar mejor al evento que se quiere representar.

Análisis implícito e explícito.

Cuando se habla de un análisis de tipo lineal, se habla de un análisis cuyo compartimento será lineal, es decir, que los resultados pueden ser extrapolados o interpolados mediante el conocimiento de la pendiente que rige a la recta. La recta que marcara el comportamiento del análisis es la recta que se encuentra en la parte lineal de la gráfica esfuerzo deformación de los materiales, en un análisis lineal se considera solo la parte donde el módulo de Young está presente en dicha gráfica, y todos los resultados podrán ser interpolados o extrapolados a partir del módulo.

Un análisis de tipo lineal se puede considerar como uno de los más básicos y es dominado por la ley de Hooke ($\sigma = \epsilon E$), la ley de Hooke menciona que los esfuerzos serán iguales a los desplazamientos presentados multiplicados por el módulo de Young. Este análisis es usado muy comúnmente por su simplicidad, en un análisis de este tipo se busca saber el estado final de un evento al aplicar una carga, es decir busca el estado de equilibrio, por lo que un análisis lineal es un análisis implícito ya que no importa el tiempo que tarda en llegar al estado estable siempre y cuando el estado estable exista.

La más grande limitante de un análisis de tipo lineal se presenta cuando las fuerzas aplicadas generan esfuerzos que excedan el punto de cedencia del material, en el momento en que el punto de cedencia es excedido los resultados dejan de tener confiabilidad ya que el comportamiento del material deja de respetar el módulo de Young y por tanto los resultados que obtiene el solver difieren de los reales. Una vez que el punto de cedencia es excedido el solver sigue calculando los resultados mediante una extrapolación de la recta del material, lo cual lleva a un resultado erróneo.

Un análisis de tipo no lineal es aquel que utiliza información más detallada para calcular los resultados, comúnmente se dice que cuando en un análisis se presenta una no linealidad es un análisis no lineal, pero este término no es suficientemente claro para definir un análisis no lineal, por lo que se debe aclarar lo que una no linealidad es. Una no linealidad es un factor que evita que los resultados sean proporcionales a la carga o al módulo de Young del material.

Una no linealidad puede ser clasificada en; geométrica, de material o de carga. Las no linealidades geométricas son las que se presentan cuando los componentes analizados presentan contactos. Las no linealidades de material son las que se presentan cuando se incluye la parte plástica del comportamiento del material y cuando las características de este dependen de algún otro factor como la temperatura. Las no linealidades de carga son las que se presentan cuando las cargas que se aplican en el análisis varían su comportamiento a lo largo del análisis.

Los análisis no lineales pueden ser de tipo implícito o explícito, este tipo de análisis es más completo que un análisis lineal y los resultados que se obtienen aun cuando el punto de cedencia es excedido son confiables. La capacidad de cómputo requerida para este tipo de análisis así como la información necesaria son mayores a las de un análisis de tipo lineal y es necesario un amplio conocimiento del evento físico así como del método del elemento finito para llevar a cabo un análisis cuyos resultados representen la realidad. En el caso de la CVT se llevó a cabo un análisis estático de tipo lineal (implícito)

4.2.2 Análisis modal

Frecuencia natural:

La frecuencia natural es la frecuencia a la que un sistema vibra o tiende a vibrar bajo cierta excitación. Todos los cuerpos tienen una frecuencia a la que tienden a vibrar cuando son excitados, cuando el cuerpo o sistema es excitado con una frecuencia igual a su frecuencia natural se presenta un fenómeno conocido como resonancia, la cual puede causar la falla de un sistema por lo que es importante conocer la frecuencia natural del sistema y tomar esta frecuencia en consideración cuando se establezcan los criterios de diseño.

La frecuencia natural se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Donde f es la frecuencia natural, k es la rigidez del sistema y m es la masa del mismo.

Un análisis modal sirve para calcular los modos de frecuencia o frecuencia natural de un sistema dado, los únicos factores que influyen en la frecuencia natural de un sistema es; la masa, la rigidez de sistema y las condiciones de frontera que delimitan el mismo. Mediante el análisis modal es posible determinar dos datos importantes, la frecuencia natural y el modo de vibración, el modo de vibración no es más que la manera en la que el sistema tiende a moverse cuando alcanza su frecuencia natural.

Un análisis modal es importante ya que cuando se realiza un diseño se debe considerar que el componente o sistema sea capaz de soportar las cargas a las que este sujeto durante su operación y también se debe considerar que la operación que este realice sea llevada a cabo de la mejor manera. Cuando no se conocen las frecuencias naturales de un sistema es posible que el diseño entre en resonancia, si el sistema entra en resonancia el modo de vibración del sistema seguramente impedirán que se realice una tarea de manera adecuada y en el peor de los casos se presenta la falla del sistema.

El análisis modal considera la ecuación del movimiento con un amortiguamiento de cero, lo que da como resultado lo siguiente:

$$M\ddot{x} + Kx = 0$$

Donde M es la masa del sistema, K es la rigidez, x es el desplazamiento y \ddot{x} es la aceleración.

Los componentes de la CVT que se evaluarán son los ejes, tanto el de entrada como el de salida, estos componentes serán analizados mediante FEA ya que son los que estarán soportando las cargas más severas del sistema. Algunos otros componentes no son analizados ya el diseño fue seleccionado y se puede suponer que es suficientemente robusto.

Para analizar los ejes de la CVT se realizarán dos tipos de análisis (modal y lineal estático) mediante los cuales se determinará si el diseño es suficientemente robusto para poder desempeñar su función de manera precisa y sin llegar a la falla. Tanto los casos de carga como los requerimientos fueron propuestos mediante ciertos criterios que serán mencionados más adelante en el presente trabajo.

3.4.3 Etapas Del Método De Elemento Finito

Para realizar un análisis de elemento finito se deben llevar a cabo tres etapas; pre-procesamiento, solución- y post-procesamiento. Estas etapas son esenciales y de igual importancia, no se puede considerar un análisis de elemento finito si no existen las tres.

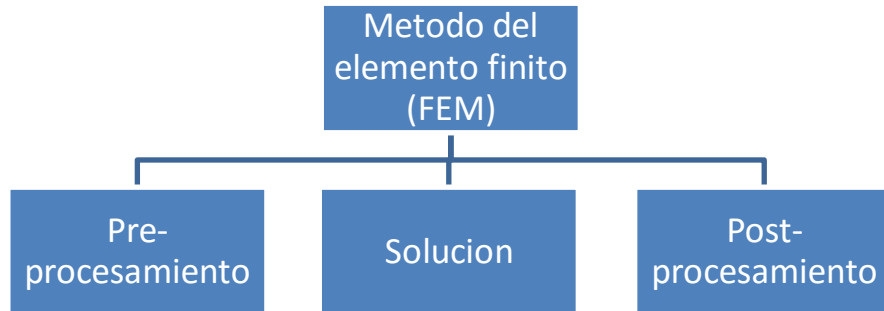


Figura. 46 Etapas del Método del elemento finito..

3.4.4 Pre-procesamiento:

El pre-procesamiento es la etapa en de preparación de lo que se conoce como modelo de elemento finito FEM por sus siglas en inglés, esta etapa también se conoce como etapa de modelado, en esta etapa se parte de una geometría o diseño virtual generado por un diseñador mediante un software CAD y se comienzan a crear nodos que a su vez forman elementos que representaran dicha geometría. Al proceso de crear nodos y elementos se le conoce como discretizacion y no es más que tomar un medio continuo y dividirlo en una cantidad finita de figuras regulares.

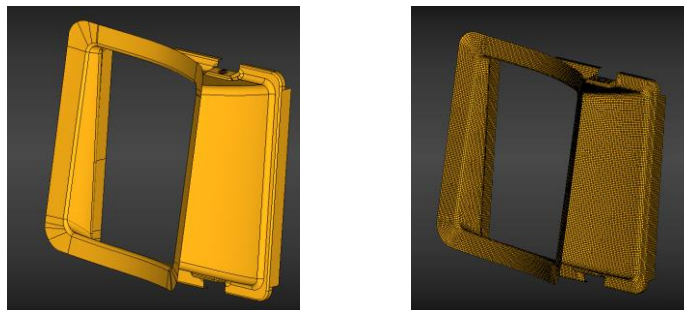


Figura. 47 Pre-procesamiento.

Una vez generados los elementos que representaran el sistema continuo, se procede a asignar propiedades y materiales a dichos elementos, también se generan las restricciones o condiciones de frontera y las cargas que serán aplicadas al sistema. A todo el conjunto de acciones de preparación del modelo de elemento finito es a lo que se le conoce como pre-procesamiento y aunque en esta etapa no se realiza ningún cálculo, se requiere de un buen conocimiento de la física y el método del elemento finito para saber qué tipos de elementos representaran de una mejor manera el sistema, así como dónde y que tipo de cargas serán necesarias en el análisis.

Ya que la efectividad de un análisis no depende necesariamente de la cantidad de elementos y los detalles que se incluyan en él, es necesario entender bien la teoría que está detrás del análisis y las herramientas que se usaran para lograr una representación bastante precisa del sistema. En ocasiones un sistema se puede reducir de decenas de componentes a solo un par de ellos y no todas las características geométricas de los componentes son necesarios para tener una buena aproximación.

Como se mencionó antes para llevar a cabo el análisis de la CVT se llevó a cabo un análisis estático de tipo lineal (implícito). Para la etapa de pre-procesamiento se utilizó la herramienta de mallado llamada Hypermesh, esta herramienta cuenta con grandes capacidades para llevar a cabo una discretización adecuada ya que cuenta con diferentes comandos que ayudan a modificar y adaptar los nodos y elementos para así lograr una buena representación de la geometría, también cuenta con comandos muy útiles para lograr una calidad de malla adecuada para obtener resultados confiables.

Casos de carga:

En el análisis de la CVT se incluyeron 2 casos de carga por cada eje. Los casos de carga que se realizaron en el análisis son:

Análisis de fuerzas ejercidas en el engrane del eje de entrada.

Análisis de torque máximo ejercido sobre el eje de salida.

Análisis modal para encontrar la frecuencia natural (ambos ejes).

Suposiciones.

Los casos de carga de análisis de fuerzas en los ejes se determinaron suponiendo un evento en el que pese a que el motor estuviera ejerciendo la máxima fuerza posible sobre el engrane del eje las ruedas permanecieran estáticas. Este evento sería un caso de abuso en el sistema ya que dicha situación no es común y las probabilidades de que sucedan en el uso regular del vehículo son muy bajas. Otro factor importante es que se está suponiendo que el eje permanece estático mientras dicha carga es aplicada sobre él lo cual es poco probable ya que con la máxima fuerza del motor aplicada al eje se generaría un torque capaz de vencer la fricción entre el eje y la banda, por lo cual este tendería a girar, sin embargo se considera que si el engrane y eje de entrada son capaces de soportar dicho caso de carga el diseño es suficientemente robusto para el uso cotidiano. Ya que este es un evento que se supone no se presentara con recurrencia en el sistema, no será necesario realizar un análisis de durabilidad y el requerimiento para este caso de carga será obtener esfuerzo máximo menor al esfuerzo de ruptura del material.

Para el análisis modal se realizó una investigación en la que se buscó información acerca de las frecuencias a las que tienden a vibrar los motores eléctricos y así se determinó la frecuencia que se debe evitar en los ejes para que no se presente resonancia en el sistema. Mediante dicha investigación se determinó que los motores eléctricos pueden presentar frecuencias de hasta 1000 Hz, por esta razón el requerimiento de frecuencia natural para ambos ejes será de mayor a 1000 Hz. En la industria, para determinar el requerimiento mínimo de frecuencia para un componente se realizan mediciones con acelerómetros posicionados en diferentes partes de un vehículo, la información registrada se procesa y así se determina cuáles serán las frecuencias que se deberán evitar en los componentes, debido a que no existe la posibilidad de realizar estas mediciones es que se tiene que determinar el requerimiento mínimo basándose en la información encontrada mediante la investigación.

4.3.1 Análisis del Eje de entrada etapa de Preprocesamiento.

Caso de carga: Fuerza aplicada al engrane (análisis estático lineal).

En el caso de carga estático lineal se aplicó una fuerza tangencial al diente del engrane del eje de entrada, dicha fuerza fue calculada en capítulos anteriores y es de 6450 N, el eje será restringido de manera que la parte central no permitirá las rotaciones en su propio eje y en los extremos donde se encuentran ubicados los cojinetes se restringen todos los en traslación y las dos rotaciones que corresponden no corresponden al eje de giro del eje.

La malla utilizada para el eje de entrada consta de tres tipos de elementos; elementos RBE2 que son elementos 1D para crear conexiones, elementos TRIA6 que son elementos 2D en este caso utilizados para representar una membrana que cubre el eje y así podemos obtener los esfuerzos sobre la superficie del mismo, finalmente están los elementos 3D tipo TETRA10 que son elementos solidos que representan el eje. El tamaño de elemento utilizado en el análisis es de 2 mm, este tamaño de elemento fue elegido de acuerdo a los criterios de selección de malla los cuales consideran el tiempo de cómputo y la fidelidad de los resultados.

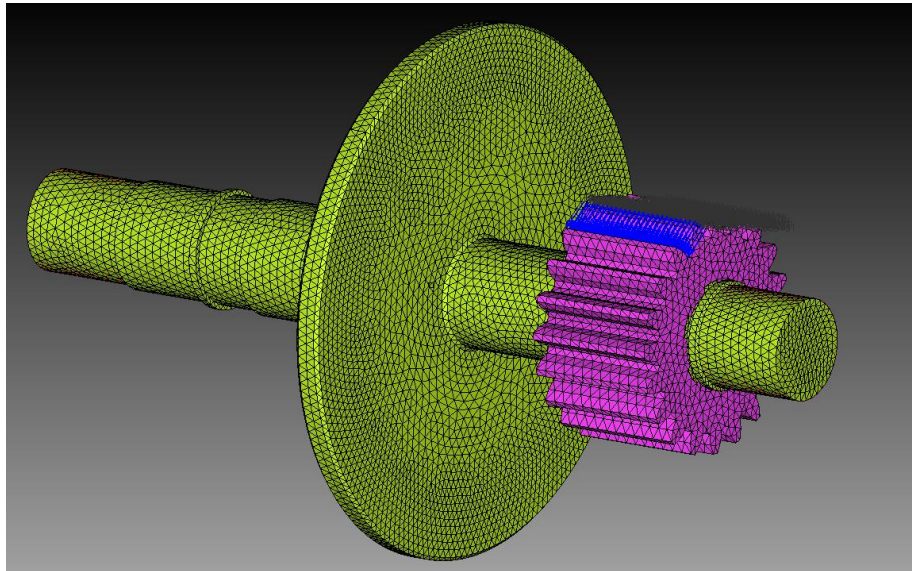


Figura. 48 Modelo de elemento finito del eje de entrada

Para representar la fuerza aplicada sobre la superficie del engrane fue necesario dividir la magnitud de la fuerza tangencial entre el número de nodos correspondiente a el área del diente del engrane en la cual se aplicara la fuerza. El resultado es una fuerza aplicada por nodo con una magnitud de 50 N que al multiplicarse por los 129 nodos de la superficie da como resultado la magnitud deseada.

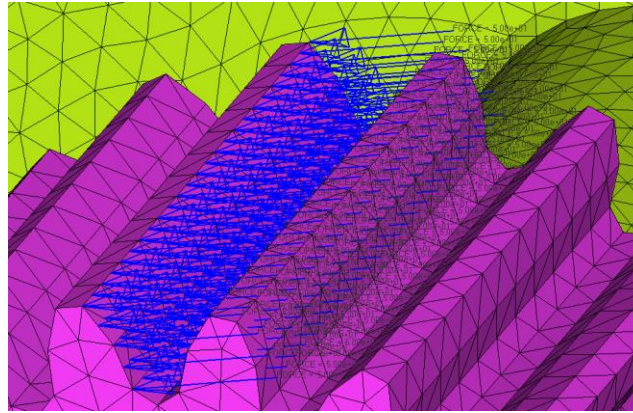


Figura. 49 Distribución de la fuerza sobre los nodos del engrane

Para representar las restricciones en el eje de una manera adecuada fue necesario crear elementos tipo RBE2 los cuales son una configuración usada en optistruct la cual permite retransmitir el movimiento de un nodo maestro a una cantidad definida de nodos esclavos. Dicho elemento permite transmitir tanto rotaciones como traslaciones y de igual manera al restringir el movimiento en el nodo maestro se restringe el movimiento en los nodos esclavos.

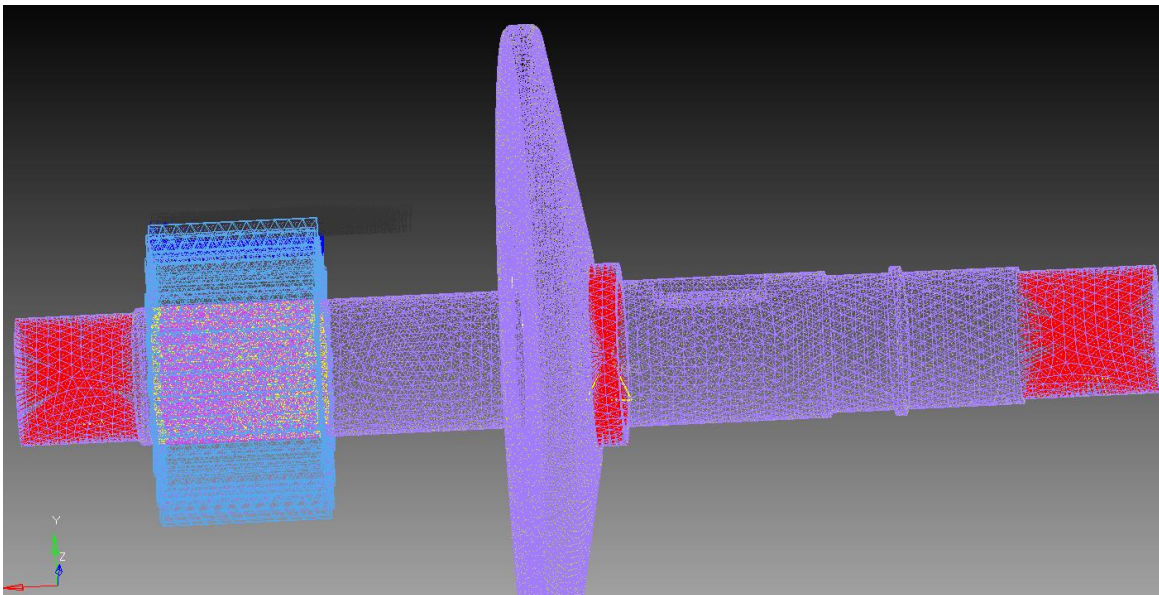


Figura. 50 Restricción del modelo del eje de entrada

Para el análisis modal se consideraron las mismas restricciones que en el análisis lineal estático. Para la parte del método de resolución se utilizó lanczos debido a que es el más recomendado para llevar a resolver la matriz de rigidez del sistema, mediante este análisis se obtuvieron los primeros diez modos de vibración del eje, sin embargo solo se utilizara el primero que es el modo con la frecuencia más baja a la que vibra el eje.

4.3.2 Análisis del Eje de Salida etapa de preprocesamiento.

Para la creación del modelo del eje de salida se utilizó una técnica similar a la del eje de entrada en cuanto a tipos de elementos y método de mallado, sin embargo las restricciones y las cargas aplicadas se realizaron de manera diferente con el fin de representar las cargas a las que estará sujeto el eje de salida las cuales difieren a las del eje de entrada ya que el torque se multiplicado mediante el uso de la banda.

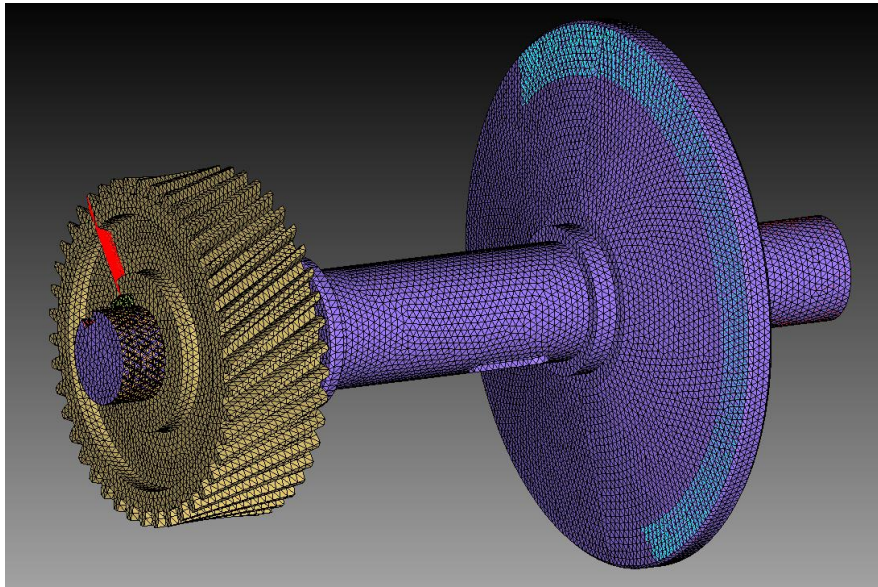


Figura. 51 Modelo de elemento finito del eje de salida

Para el eje de salida se emplearon elementos RBE2 que sirvieron para representar la restricción de las rotaciones del engrane helicoidal, se seleccionaron todos los nodos pertenecientes a una cara del diente del engrane y se restringieron como esclavos, el nodo maestro se creó en el centro geométrico del engrane y se restringieron todas las rotaciones para simular que el engrane no puede rotar.

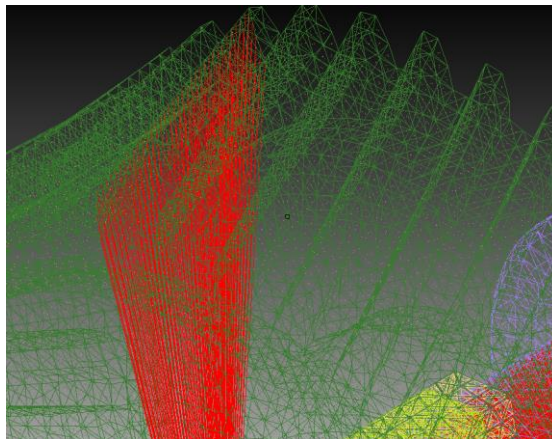


Figura. 52 Restricción del engrane para el eje de salida

En el análisis del eje de salida se aplicó torque para representar la carga a la que estaría sujeto el eje en un único evento que representa una situación en la que la máxima relación de torque es aplicada al eje. Como ya se mencionó anteriormente el diente del engrane se restringe de tal manera que no se le permite ninguna rotación o desplazamientos mientras que el torque se aplica en la cara del disco del eje, y esto se hace de tal manera que se representa el área que estaría siendo tocada por la banda. El elemento que se utiliza para aplicar el torque es un elemento 1D RBE3 que es utilizado para transmitir y distribuir cargas.

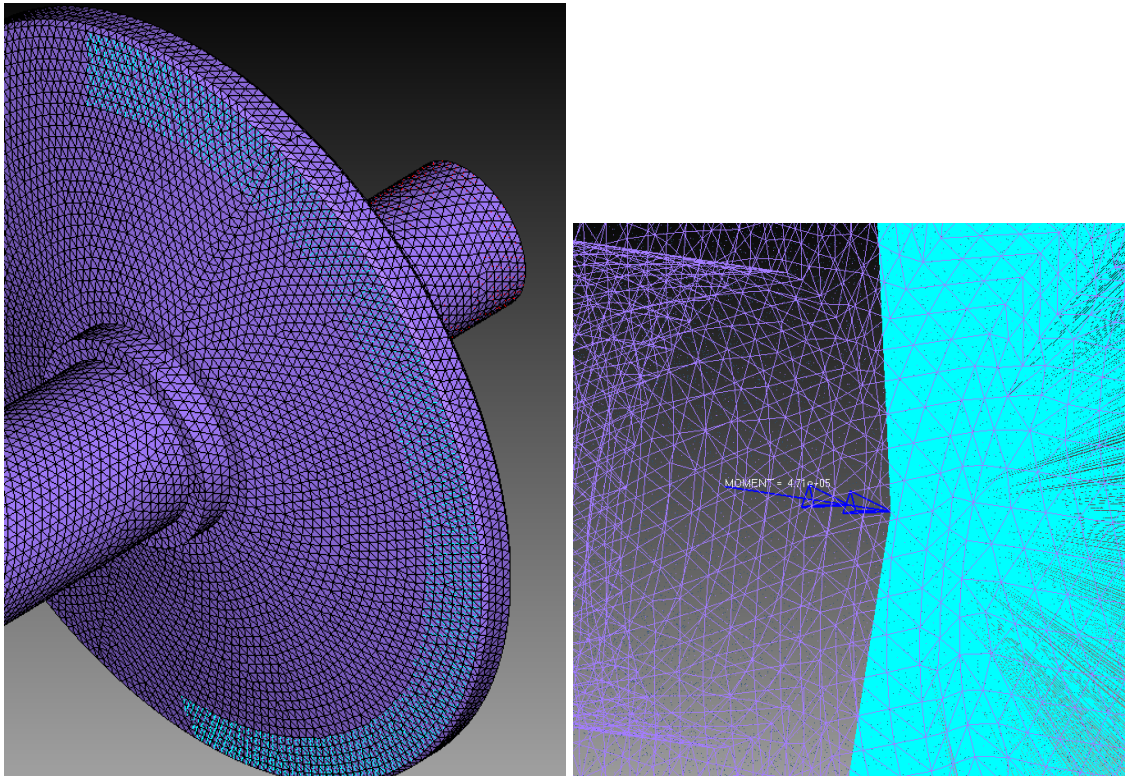


Figura. 53 Aplicación del torque al eje de salida

El área que se utilizó para aplicar la carga en la que se simula la banda fue obtenida mediante una aproximación tomando en cuenta el Angulo antes obtenido en capítulos anteriores y las dimensiones de la banda. El torque fue calculado también en capítulos anteriores y es resultado de la relación entre ejes.

3. 4.5 Solución:

La etapa de solución es quizá la más sencilla de las tres, en esta etapa se realizan los cálculos mediante un software o código acorde al tipo de análisis que se esté llevando a cabo, durante esta etapa lo que el usuario hace es monitorear el análisis y detectar que no haya errores. Conforme más experiencia se tenga realizando análisis la probabilidad de cometer errores que impidan que el análisis se efectúe correctamente es menor. Los errores típicos que se pueden presentar al realizar el análisis son los siguientes:

- Propiedades de materiales no validas
- No haber asignado propiedades a los elementos
- Calidad de la malla
- Un modelo que no esté bien restringido

Para la etapa de solución se pueden utilizar distintos códigos. Existen diferentes códigos que fueron desarrollados para resolver los diferentes tipos de análisis que existen, incluso para el mismo tipo de análisis puede existir más de un código con la capacidad de resolverlo. La elección del código o solver que se utilizará depende de la capacidad del usuario de manejar un código u otro.

Para la etapa de solución el código que se utilizó fue Optistruct el cual usa un código muy parecido a Nastran. Este código es comercialmente bien conocido y se conoce por su buena capacidad para resolver problemas estáticos y lineales, este solver se eligió debido a que es una herramienta comercial y es sencillo encontrar información sobre él, lo cual facilita el entendimiento y solución de problemas que se pudieran presentar durante la solución.

El código que se utilizó para llevar a cabo el análisis está basado en resolver la siguiente ecuación:

$$F = K * u$$

Donde F es el vector resultante de todas las fuerzas y momentos aplicados al sistema, K es la matriz de rigidez, en un análisis lineal el comportamiento de la matriz de rigidez es constante, finalmente u es el vector de desplazamiento nodal.

3.4.6 Post-procesamiento:

El post procesamiento o etapa de visualización es una etapa clave del método ya que en esta etapa se pueden visualizar los resultados obtenidos mediante el análisis pero el hecho de poder visualizar resultados no siempre es significado de que el análisis está correcto, es decir, existe una diferencia entre un análisis que se completó sin errores durante la etapa de procesamiento y un análisis realizado correctamente, la diferencia es que un análisis se puede completar sin errores en la etapa de procesamiento debido a que la etapa de pre-procesamiento y la solución eran congruentes entre sí, pero si algún valor, como puede ser una propiedad física de un material, no era el valor correcto, los datos que se obtienen son erróneos y por lo tanto el análisis es incorrecto.

Mediante la etapa de post-procesamiento es posible identificar de manera gráfica y gracias al conocimiento tanto empírico como teórico si el resultado obtenido es coherente o no. Un usuario del método con los conocimientos adecuados de las ciencias y la experiencia suficiente puede detectar errores en un análisis incluso cuando este haya concluido la etapa de procesamiento sin errores aparentes. El usuario debe aplicar un criterio basado en conocimientos para determinar si los valores son de utilidad o no.

Finalmente en esta etapa de visualización se observa el resultado del análisis y se pueden tomar diferentes acciones basadas en esos resultados. Si es necesario se pueden llevar a cabo modificaciones en el diseño original para cumplir con los requerimientos necesarios o de ser el caso se pueden incluso realizar optimizaciones en un diseño con el fin de reducir masas, mejorar rendimiento o hasta reducir costos.

En la etapa de post-procesamiento o visualización se utilizó una vez más una herramienta que pertenece a Hyperworks, esta herramienta es Hyperview, este visualizador posee comandos muy útiles que facilitan la tarea de visualizar y desplegar los resultados, además de que la compatibilidad con el código de solución es un factor que juega un papel fundamental ya que al existir una gran variedad de códigos y tipos de análisis es importante elegir aquellos que sean compatibles y no limiten las capacidades del usuario.

4.5.1 Análisis del Eje de entrada Etapa de Post-procesamiento (Resultados)

Mediante el análisis se obtuvieron los resultados de los cuales solo se tomaron en cuenta los desplazamientos y los esfuerzos de Von Mises.

El desplazamiento máximo encontrado se presentó en el engrane y fue de 0.073 mm como muestran las imágenes. La escala del espectro de colores está basada en el valor máximo y el valor mínimo de desplazamientos obtenidos en el análisis. El valor mayor se representa gráficamente con el color rojo mientras que el valor mínimo se representa con el color azul, el resto de los valores intermedios son calculados de manera lineal mediante dividir el valor absoluto del rango entre la cantidad de divisiones especificados para la escala. El uso

correcto de un visualizador ayuda a la rápida identificación de las zonas de interés y al fácil entendimiento y presentación de los resultados.

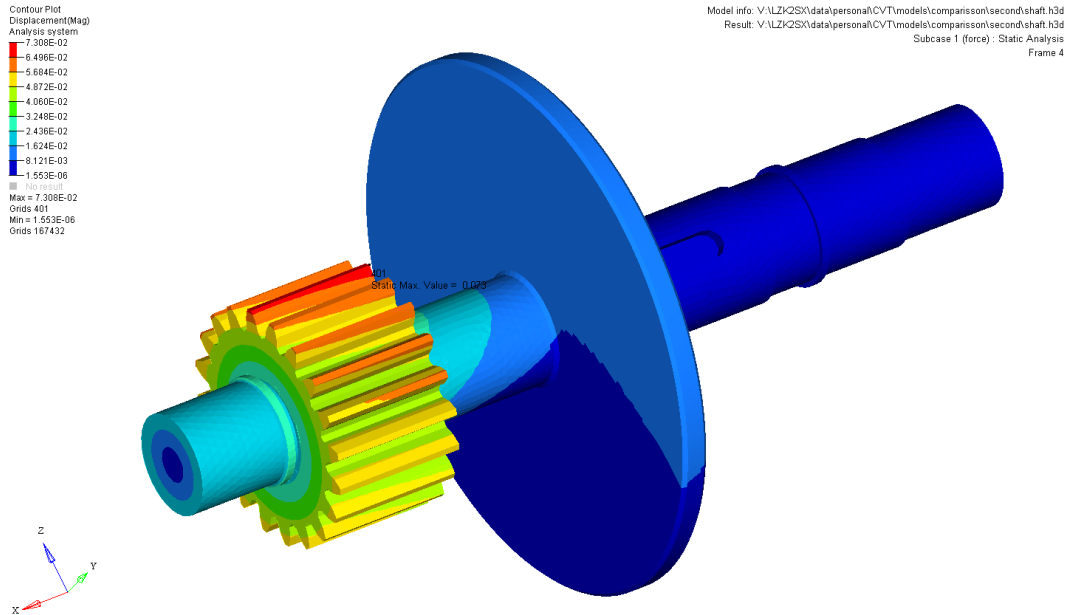


Figura. 54 Desplazamiento eje de entrada

Los resultados de desplazamiento representan la distancia que se estaría desplazando el diente del engrane al estar siendo sometido a la fuerza provocada por el engrane de entrada. Es importante diferenciar el desplazamiento de la deformación ya que la deformación es la variación de la geometría del componente respecto a su forma original, esta no cuenta con unidades ya que es un valor adimensional que más bien mide el porcentaje de variación de uno respecto a otro.

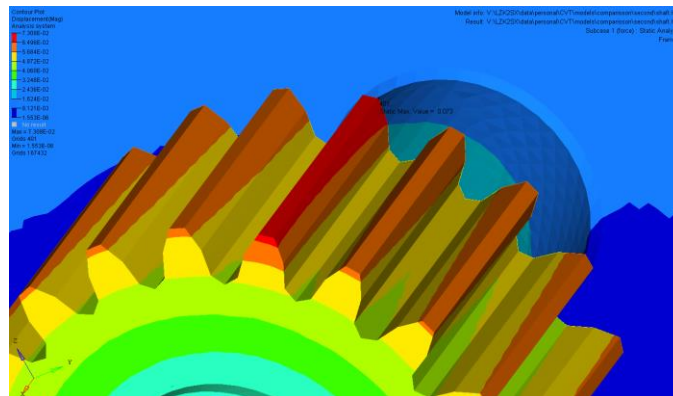


Figura. 55 Máximo desplazamiento

La siguiente imagen muestra la representación del engrane deformado por la aplicación de la fuerza y también muestra a manera de marco la representación del engrane previo a la deformación.

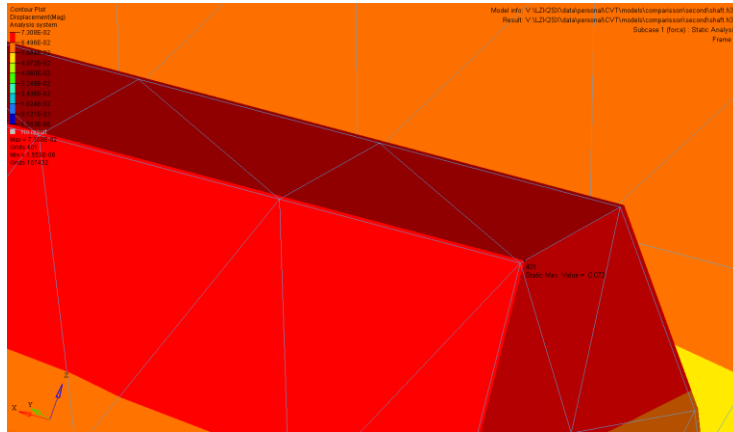


Figura. 56 Comparación estado final vs inicial

Debido a la deformación provocada por el desplazamiento anteriormente mostrado, se presentan los siguientes valores de esfuerzo en el eje de entrada. Estos valores de esfuerzo son calculados por el solver a partir de los valores de desplazamientos y deformación obtenidos.

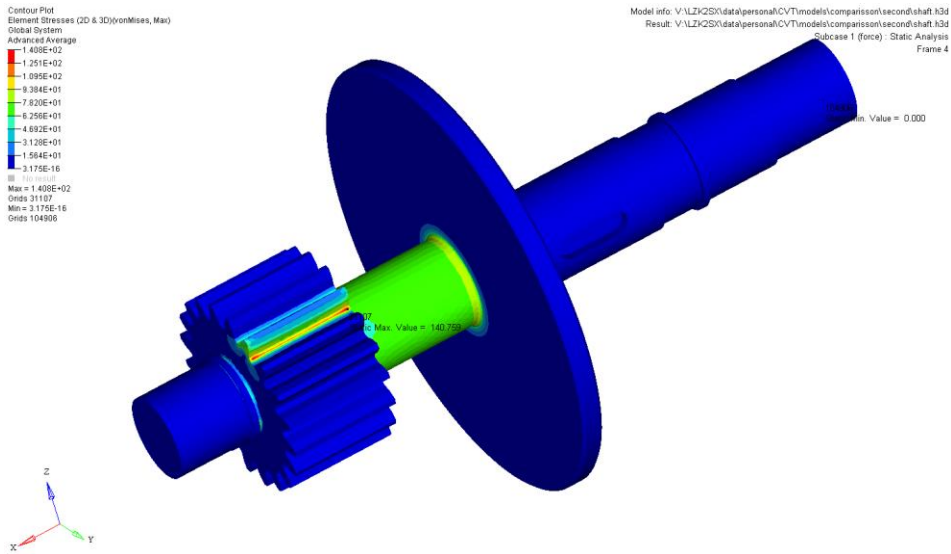


Figura. 57 Esfuerzos eje de entrada

El valor maximo de esfuerzo presentado en el componente es de 140.759 MPa y se presenta en la base del diente del engrane.

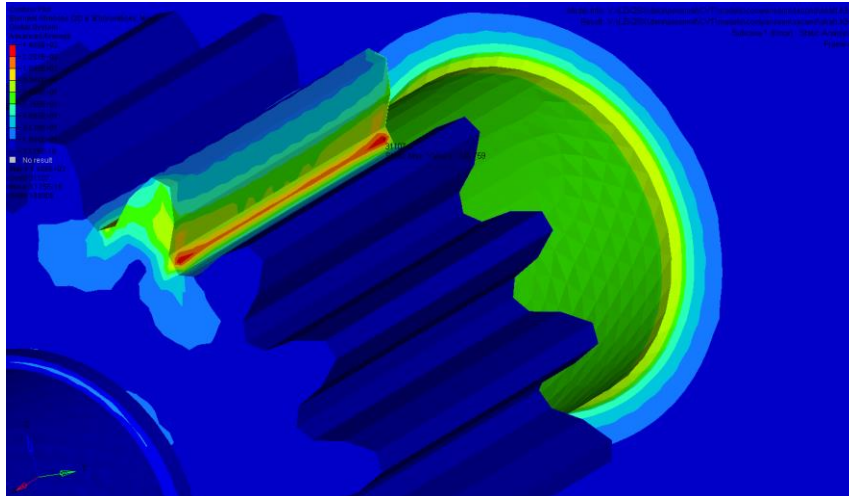


Figura. 58 Esfuerzo máximo eje de entrada

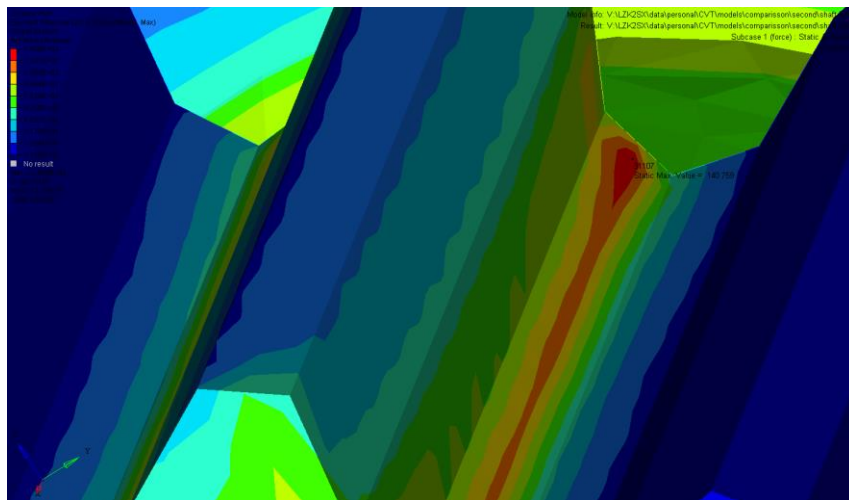


Figura. 59 Esfuerzo máximo eje de entrada

Caso de carga: Analisis de frecuencia modal.

Para el analisis de frecuencia modal el resultado que se obtivo fueron 1645.8 Hz. Es importante resaltar que en un analisis de frecuencia natural o analisis modal solo se pueden tomar dos datos como ciertos; la frecuencia y el modo de vibracion, ya que los desplazamientos que arroja el analisis como resultados son solo una representacion propuesta por el software y no deben ser tomados como ciertos, sin embargo al visualizar los resultados el valor de desplazamientos es util para entender que zonaa presentara los mayores desplazamientos si el sistema se exita de maneraa que se produzca resonancia.

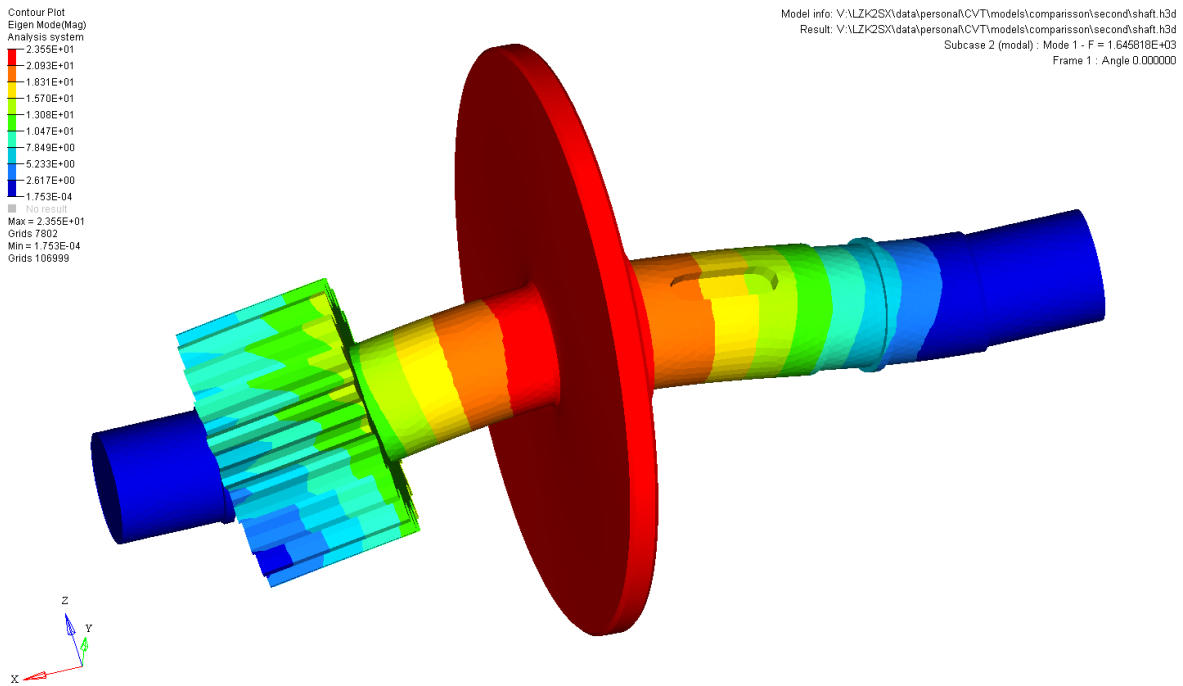


Figura. 60 Primer modo de vibración del eje de entrada (frecuencia natural).

4.5.2 Análisis del Eje de Salida Etapa de Post-procesamiento (Resultados)

De igual manera que en el eje de entrada para este caso se obtuvieron los desplazamientos. Los máximos desplazamientos están representados por el color rojo en la escala de colores mientras que lo que se encuentra en azul rey son aquellos elementos que presentan los mínimos desplazamientos.

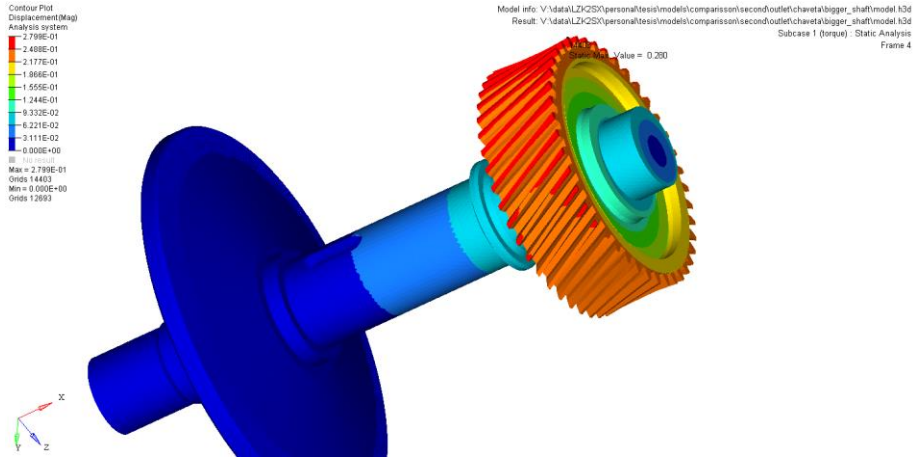


Figura. 61 Desplazamientos eje de salida

El desplazamiento máximo que se presentó en el eje fue de 0.28 mm y se ubica en el diente del engrane similar a lo que se presentó en el eje de entrada del mediante el análisis anterior.

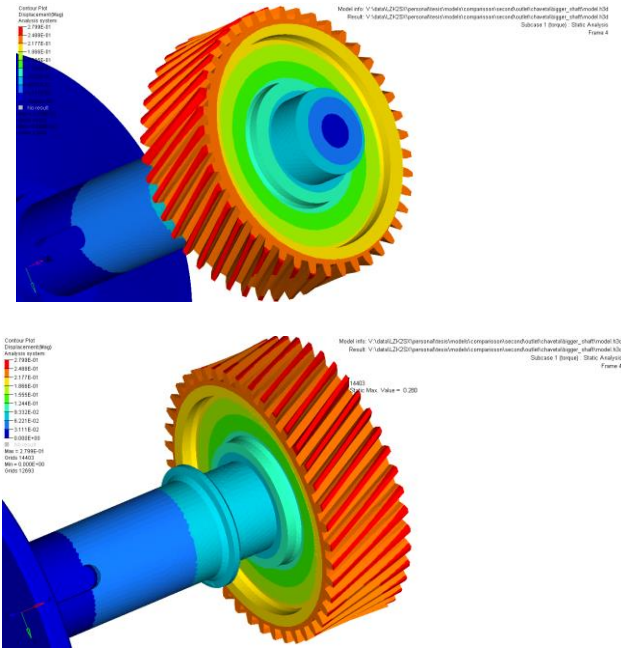


Figura. 62 Desplazamiento en el engrane del eje de salida

Como resultado de la aplicación del torque se presentaron los siguientes niveles de esfuerzos en el eje. En la siguiente imagen se puede observar como los esfuerzos que se presentan en el eje se distribuyen de manera uniforme en el eje mientras que la mayor concentración de esfuerzos se presentan en la base del engrane. El esfuerzo máximo es de 388 MPa.

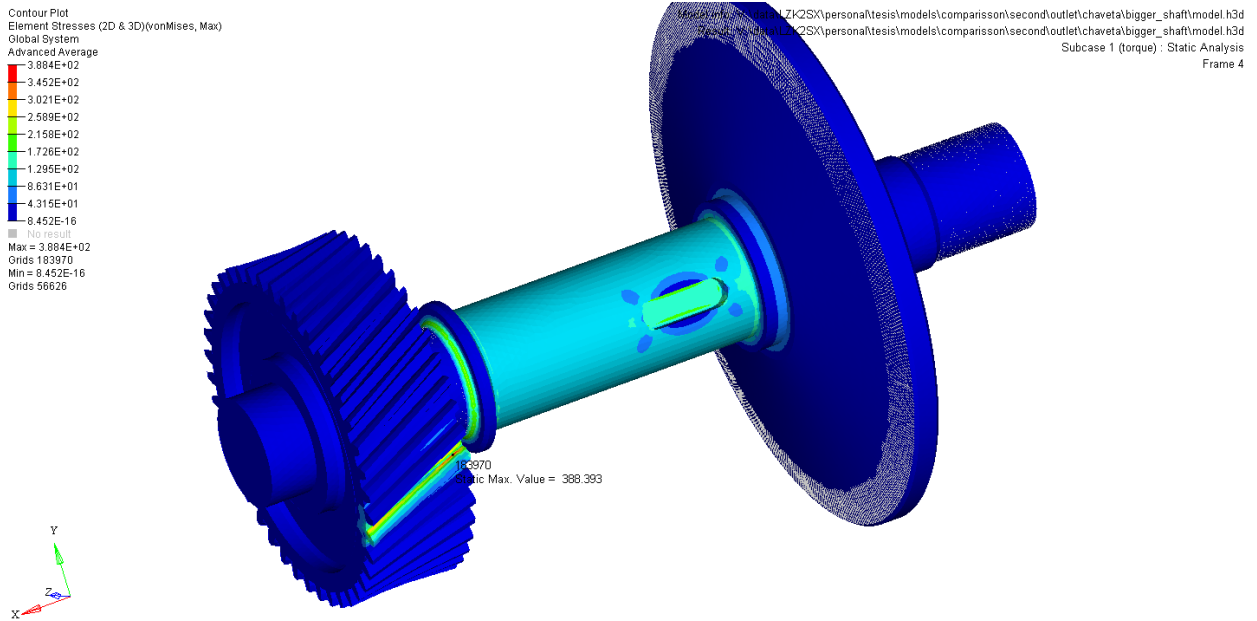


Figura. 63 Esfuerzos eje de salida

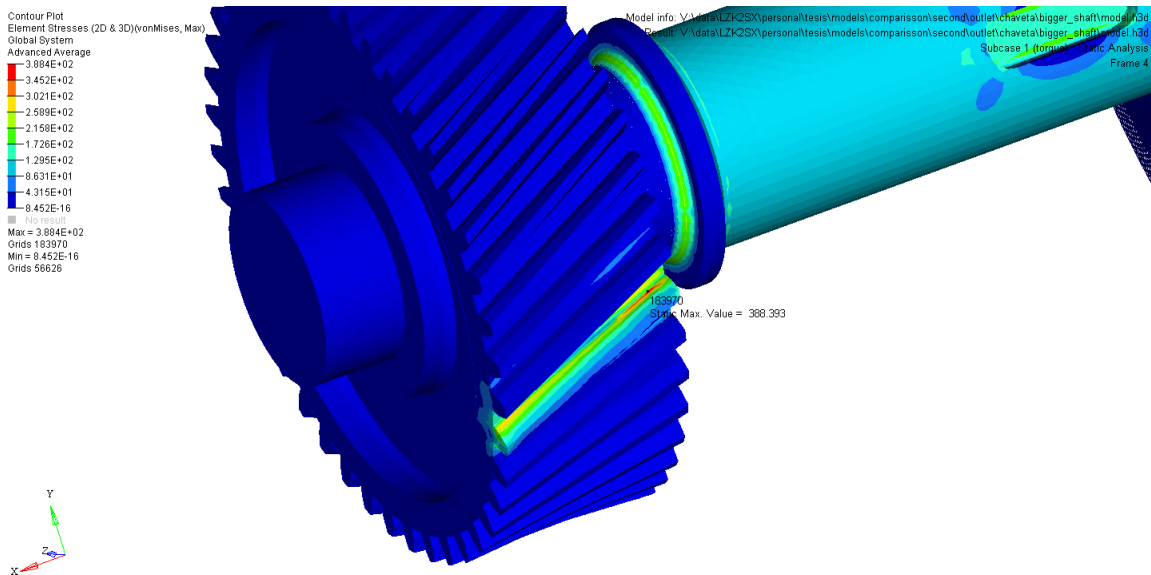


Figura. 64 Esfuerzos eje de salida 2

La siguiente imagen muestra que una zona que presenta niveles importantes de esfuerzos es la unión entre el engrane helicoidal y el eje, esto es algo congruente debido a que en esta unión el diámetro del eje se disminuye y por tanto es normal que los niveles de esfuerzo se incrementen ya que el área transversal es menor y la fuerza aplicada permanece constante.

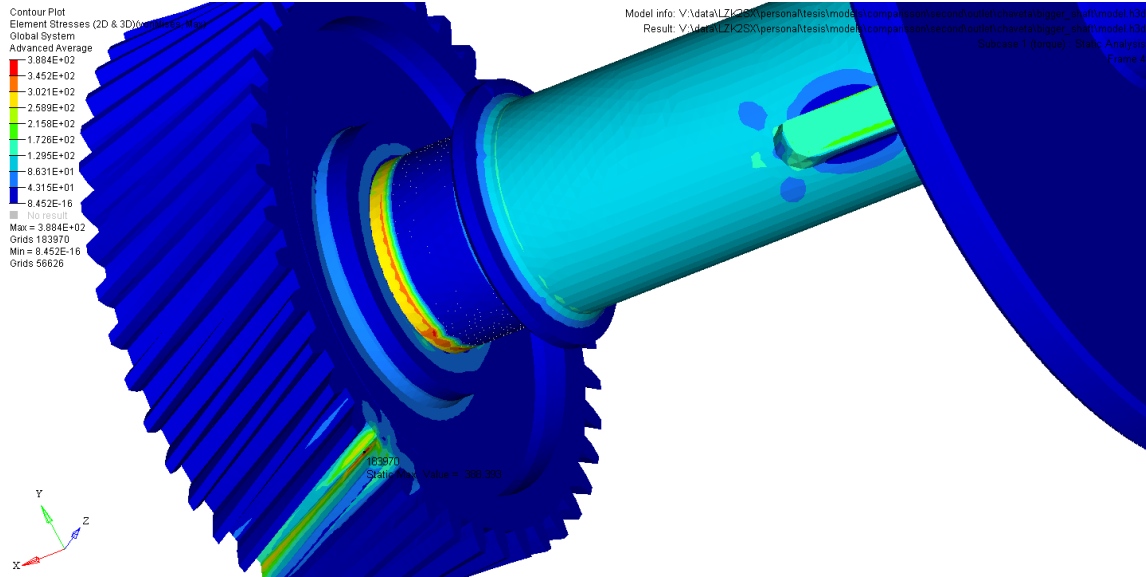


Figura. 65 Máximos esfuerzos eje de salida

Los resultados obtenidos para el análisis modal muestran que la primera frecuencia a la que el eje de salida tiende a vibrar es a los 1411 Hz y los mayores desplazamientos se presentan en la zona del disco.

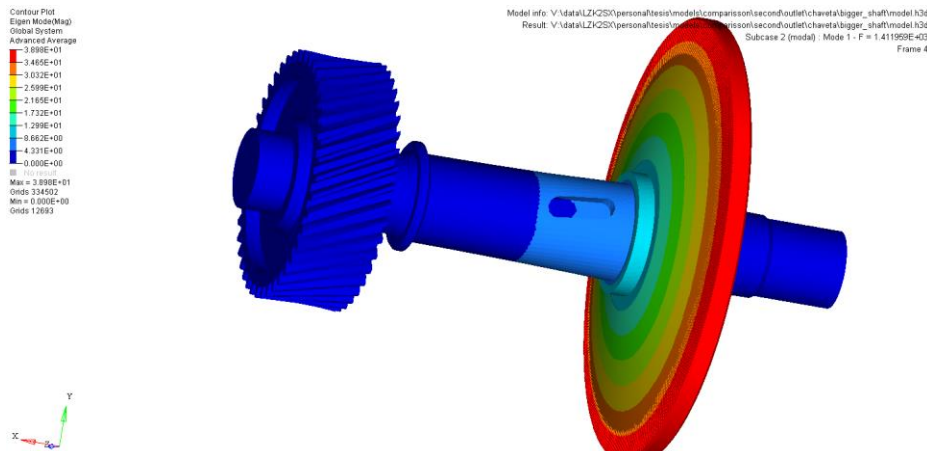


Figura. 66 Primer modo de vibración del eje de salida (frecuencia natural).

3.5 Diseño De Controles.

3.5.1 Requerimientos

El control de la apertura y cierre de las poleas en uno de los más importantes puntos en el diseño de una CVT, los controles o actuadores deben de proporcionar la fuerza de sujeción requerida para evitar que la banda salga de la polea o genere una pérdida importante de torque por falta de contacto. La pérdida de torque es debido tanto por falta de fuerza como por exceso de fuerza.

El proceso de proveer y mantener la fuerza suficiente de sujeción es muy complicado. En la mayoría de los sistemas utiliza un sistema hidráulico de actuadores que generan el desplazamiento axial de las poleas y por lo regular genera una fuerza mucho mayor a la necesaria, o la falta de presión puede causar una fuerza de sujeción menor. Esto ya ha sido tratado en los requerimientos para el diseño de las bandas.

Pero además de eso el mantener líneas hidráulicas hacia los actuadores, requiere de un mayor espacio para colocar los controles, bombas, válvulas y otros elementos del sistema.

En este trabajo hemos decidido introducir un sistema electromecánico de control (electromechanical dual acting pulley EMDAP) este sistema utiliza dos servo motores de CC como actuadores. Cada polea móvil es conducida por un servomotor CC, el motor primario es usado para cambiar la relación de la CVT, mientras que la segunda es usada para prevenir el deslizamiento de la banda generando la fuerza de sujeción en las poleas conducidas. Dado que el método de control es igual solo se explica el uso en el primero.

El controlador PID (Proporcional, Integral y Derivada) ha sido la base en los sistemas de control lineales simples. Es una técnica bien conocida y bien establecida para diversas aplicaciones de control industrial. Esto se debe principalmente a su diseño simple, ajuste los parámetros sencillos y el rendimiento robusto. Como actuadores, servomotores CC se utilizan ampliamente en muchos controles automáticos, incluyendo la unidad de robots manipuladores, máquinas herramientas, máquinas laminadoras, máquinas de controladores PID, fotocopia, etc. por lo general se utilizan para controlar estos servomotores.

El diagrama de bloques del sistema de CVT se puede ver en la Figura 67 En experimentos de laboratorio, los parámetros que se pueden medir directamente son X_p (posición axial de la polea primaria), X_s (posición axial de la polea secundaria), $p \omega$ (velocidad angular de la polea primaria), $s \omega$ (velocidad angular de la polea secundaria), T_p (par motor de la polea primaria) y T_s (par de torsión de polea secundaria).

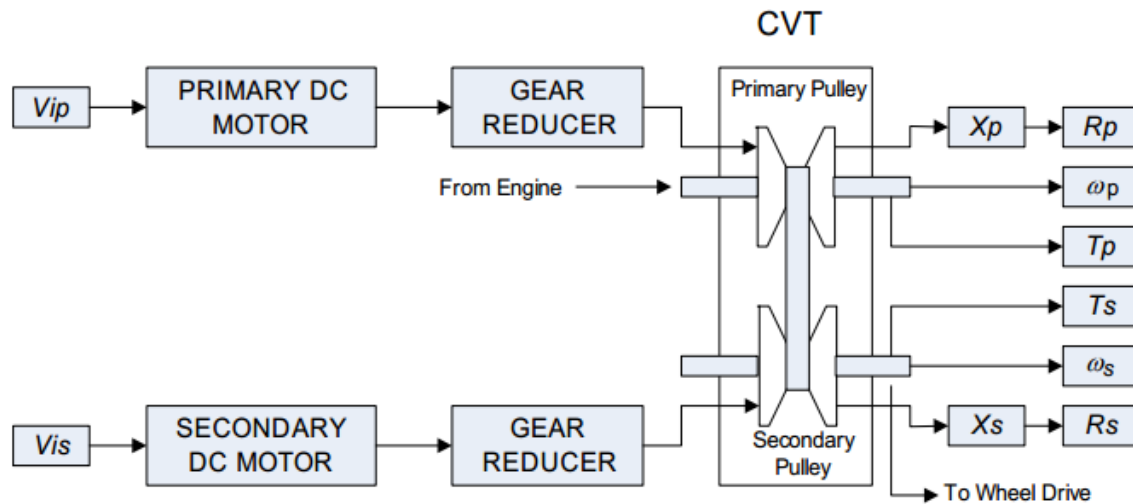


Figura. 67. Diagrama de flujo del sistema de control

El motor principal acciona el movimiento de la polea principal para la CVT para el cambio de relación, mientras que el segundo motor acciona el movimiento de la polea secundaria para generar la fuerza de sujeción. Un resorte de disco se podría insertar en la parte posterior de cada polea, en la polea secundaria para proporcionar la fuerza de sujeción a la banda continua, y para reducir el deslizamiento de la correa.

Durante el cambio de relación el radio de la correa primaria es menor que el radio de la correa secundaria ($R_p < R_s$). Cuando se requiere cambio de relación, el motor principal accionará la polea primaria axialmente con el nuevo valor de radio de primaria y, al mismo tiempo que el motor secundario acciona la polea secundaria en consecuencia para proporcionar la fuerza de sujeción óptima para la prevención de deslizamiento de la correa. Estos movimientos se detendrán una vez que se alcanza la proporción deseada. Cuando la CVT está en sobremarcha, el radio de la correa primaria es mayor que el radio de la correa secundaria ($R_p > R_s$). (Patente n° 1 312 832 A2, 2003.)

3.5.2 Actuator seleccionado.

A continuación se muestra un diagrama del actuador utilizado. Como se ya se mencionó en este capítulo el actuador será accionado por un servomotor controlado electrónicamente lo cual asegura mucha más eficiencia en el posicionamiento de la polea y un mayor control. Ahora bien la manera más sencilla de transferir este movimiento del servomotor a un movimiento axial que permita el desplazamiento de las poleas lo más lógico sería la utilización de un tornillo sin fin o una cremallera. Sin embargo, la elección del actuador es una de las incorporaciones fundamentales del presente diseño se eligió por un innovador tipo de actuador llamado “Ball Screw”.

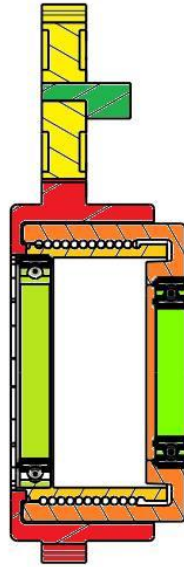


Figura. 68 Vista del corte transversal del actuador

Se eligió este diseño ya que los tornillos comunes producen su deslizamiento sobre su rosca que “tira” de ellos a través de la rosca de la pieza en la que se montan, este deslizamiento es fácil de producir pero altamente ineficiente, ya que alrededor de 40% de la potencia es la que se logra transferir a la pieza de trabajo. Para mejorar esta idea el contacto deslizante se reemplazó por elementos rodantes como los de un rodamiento de bolas. Las bolas se disponen a lo largo de toda la rosca del tornillo. Dichas bolas deben de tener una manera de recircular de lo contrario caerían fuera del tornillo, este tema se abordará un poco adelante. Con estos principios se ha llegado a diseños actuales que tienen eficiencias alrededor del 90%. A continuación se explican los requerimientos de la adaptación de este principio específicamente a nuestra transmisión.

El actuador está compuesto por el eje de tornillo, que tiene la rosca a lo largo de toda su superficie circunferencial exterior, una tuerca que se encuentra alrededor del tornillo que tiene el mismo tipo de ranura sobre toda su superficie circunferencial interior. En la vía que forman ambas roscas se encuentra un número de bolas similares a las usadas en rodamientos. El tornillo tiene la característica principal de ser un elemento cilíndrico hueco para así poder colocarse alrededor del eje principal ya sea el de entrada o el de salida.

Como se puede apreciar uno de los bordes del tornillo se encuentra cubierto por uno de los extremos de la tuerca esto se hace con el objeto de suprimir salpicaduras del lubricante que debe tener en su interior, estas salpicaduras podrían darse por la rotación del eje-tornillo y así se previenen pérdidas en la eficiencia de la transmisión. Adicionalmente es posible limitar el total del desplazamiento axial del tornillo y mantener un peso ligero lo cual es esencial ya que todo el actuador va montado sobre el eje mismo.

Se debe asegurar una relación

$$d/D \leq 1/15$$

donde:

d = diametro de la bola

D = diametro del eje – tornillo

Esto es con el objetivo de reducir la longitud total necesaria del tornillo y tuerca haciendo un actuador más ligero y compacto pero sin reducir su capacidad de carga y la eficiencia de la transmisión.

Se debe también de tomar en cuenta el valor del Angulo de avance del tornillo, este ángulo determina la distancia que recorre la tuerca cada rotación. Entre mayor sea el ángulo mayor distancia podrá recorrerse en un lapso de tiempo menor. Sin embargo, esto también influye directamente en la capacidad de carga ya que cuanto mayor es el ángulo de avance la fuerza impresa por cada bola tiene una componente con mayor inclinación perdiéndose mucho de la potencia y reduciendo la eficiencia de la transmisión. Como se muestra en la Figura

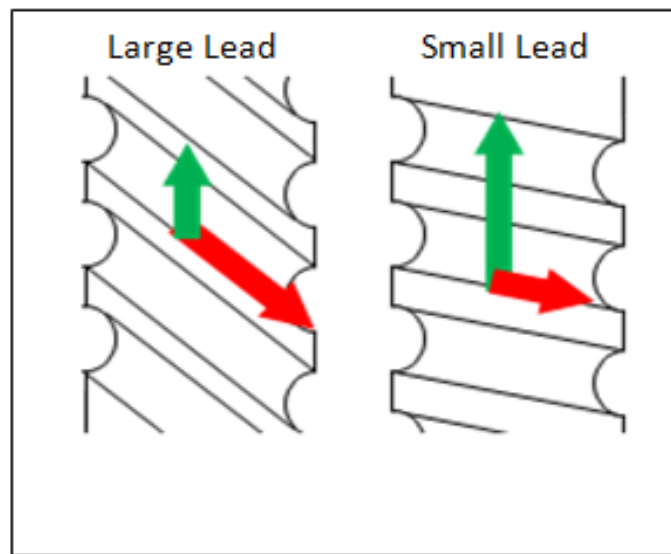


Figura. 69. Diagrama de fuerzas y desplazamiento en el tornillo

El siguiente aspecto a aclarar es referente a las bolas las cuales se dividirán en dos tipos distintos, las que se llaman bolas de carga y las llamadas bolas espaciadoras las cuales estarán intercaladas una la vez. Esto hará que las velocidades rotacionales de bolas adyacentes ir en una misma dirección siendo guiadas una por la otra y así se elimina el deslizamiento relativo entre los puntos de contacto de las mismas. Ya que si solo se tuvieran bolas de carga al estar todas en puntos de contacto bajo carga directa se puede producir deslizamiento relativo y alguna bola podría comenzar a girar en un sentido opuesto a su adyacente perjudicando la eficiencia de la transmisión.

La diferencia de tamaño existente entre ambos tipos de bolas debe ser igual a $50\mu\text{m}$ siendo menor las bolas de separación obviamente para que estas no reciban carga. Esta relación hace posible una distancia entre las bolas y el tornillo apropiada para una transmisión suave y silenciosa de la potencia, una distancia mayor resultaría en ruido. De lo contrario, si dicha diferencia es menor dificultara su propósito de disminuir el deslizamiento relativo entre bolas.

Cabe mencionar que la tuerca está asegurada para no tener movimiento axial ni rotacional mientras que el tornillo tiene movimiento rotacional por medio uno de los rodamientos mostrados en el esquema lo cual al ser un tornillo lo provee también de movimiento axial que es propósito principal del actuador mismo. El otro rodamiento permite que el eje principal de la CVT gira como en su función sin que la tuerca tenga que girar con él.

Como se puede mostrar el actuador también posee lo que llamaremos miembro conector cuya función precisamente es esa conectar el eje-tornillo con los engranes que potencial el actuador. Este miembro conector Mantiene este contacto por una parte dentada que engrana con una parte igualmente dentada al final del eje-tornillo, el miembro conector está situado rodeando tanto tornillo como tuerca. En su superficie circunferencial exterior posee dientes de engrane. Dicho engrane está en contacto con el piñón del servomotor lo que permite que le sea transferida la potencia y este su vez la transfiera al eje-tornillo para finalmente desplazar la polea. El contacto entre el eje-tornillo y el miembro conector debe de estar moleteado para evitar fugas de lubricante.

Es necesario, como se mencionó con antelación que las bolas tengan un método de recirculación, existen hoy en día varios métodos de recirculación para este tipo de actuadores. Se pueden diferenciar 3 tipos principales cada uno con su especialidad.

Tubos de retorno. Es el método más común de recirculación ya que es bastante fácil de fabricar y tiene un desempeño constante. Su simplicidad los hace fácil de producirse en masa y puede adaptarse a varios tamaños y cargas. Las bolas son recirculadas por medio de tubos que recogen las bolas y las depositan de nuevo en otro ciclo. Se colocan aproximadamente cada 1.5 o 3.5 líneas de la rosca, para mantener la dimensión del tubo manejable. La figura muestra un ejemplo de este tipo de sistema



Figura. 70. Vista del sistema de Ball Screw.

End caps. Este método tiene un principio similar al anterior pero está reservado cuando se requiere un gran ángulo de avance y para tornillos con múltiples hélix, contiene en la misma tuerca un aditamento al final de toda la rosa del tornillo la cual retorna las bolas hasta el inicio del ciclo. Su principal inconveniente es que necesita moldes de troquel para su manufactura lo que representa un costo elevado. La imagen muestra un diseño en CAD de este tipo de actuador.

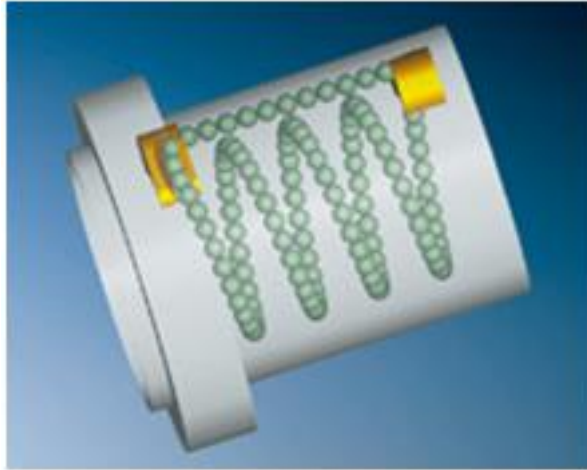


Figura. 71. Sistema de actuador Ball Screw.

Deflectores. Este método no utiliza geometrías externas para la recirculación de las bolas, en cambio usa deflectores a lo largo de toda la línea de la rosca, en cada vuelta el deflector conecta o desvía la bola a la curva anterior de la rosca manteniéndolas en recirculación, este diseño en particular es el mejor para pequeños ángulos de avance ya que facilita la transición de una curva de la rosca a la anterior. Este tipo de tuerca es más costosa que la de tubos debido a su fabricación. A pesar de eso, el ahorro de espacio es su principal ventaja. La figura siguiente mostrará un ejemplo de este método.

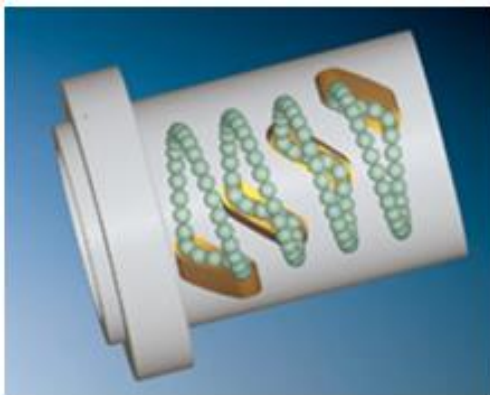


Figura. 72 Sistema de actuador Ball Screw por desviación surcos entre vías

Tomando todo lo anterior en cuenta se decidió que el sistema de deflectores es el más adecuado para los propósitos específicos de nuestro diseño, debido a que cumple con todas las características necesarias, nuestro tornillo implementa un ángulo de avance mínimo, además de que la principal prioridad del actuador radica en mantenerlo lo más ligero y compacto como sea posible ya que descansa sobre el eje mismo de la transmisión. **(Patente nº 1 312 832 A2, 2003.)**

3.5.3 Modelo en CAD del actuador.

En esta sección podemos apreciar los componentes antes descritos en su versión modelada en CAD en el programa CATIA V5 podemos observar el piñón proveniente del motor conectado con el elemento conector descrito anteriormente En la parte superior derecha de la figura se pueden observar la tuerca el eje-tornillo al centro y el elemento conector.

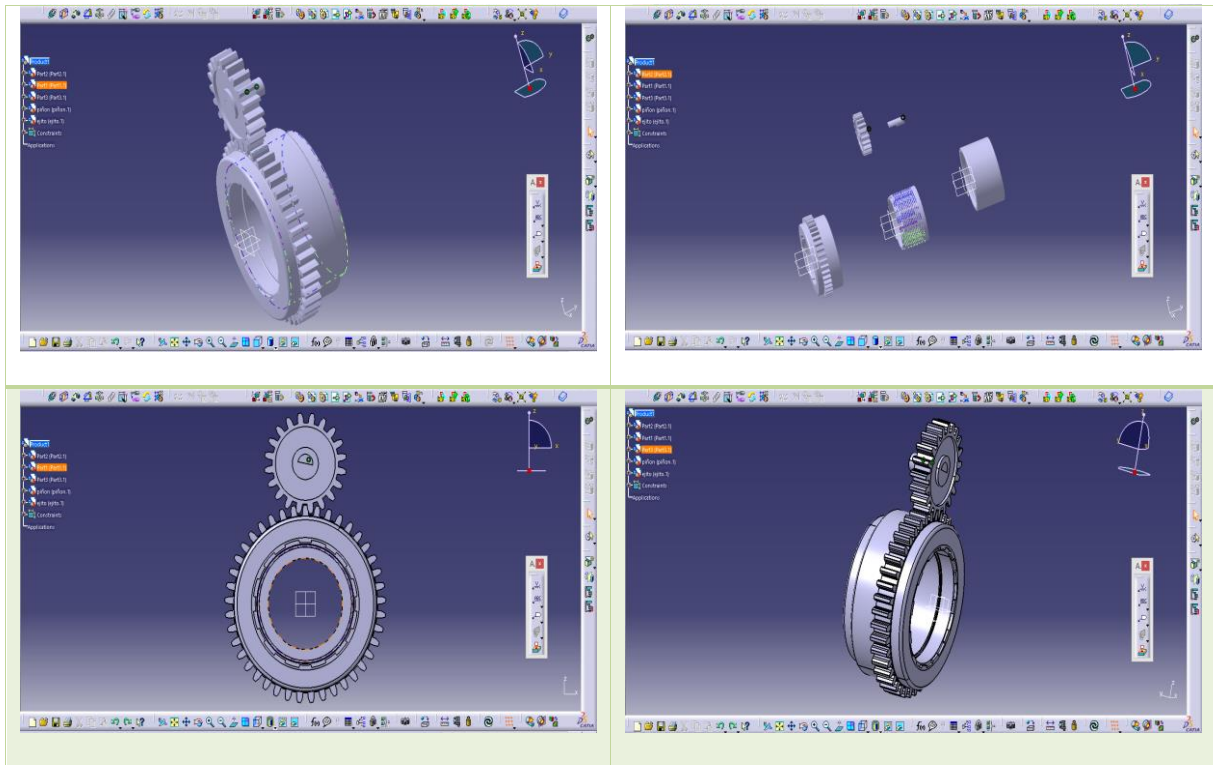


Figura. 73 Vistas del modelo CAD del actuador de Ball Screw

CAPÍTULO 4. RESULTADOS.

4.1 Ensamble Final CAD

Se muestran a continuación imágenes del ensamble final del dispositivo. Vale la pena resaltar que tanto los modelos en CAD de todos los componentes como los render del producto final y los análisis en ANSYS de los ambos ejes de la transmisión se anexan en el CD adjunto al presente trabajo para su consulta.

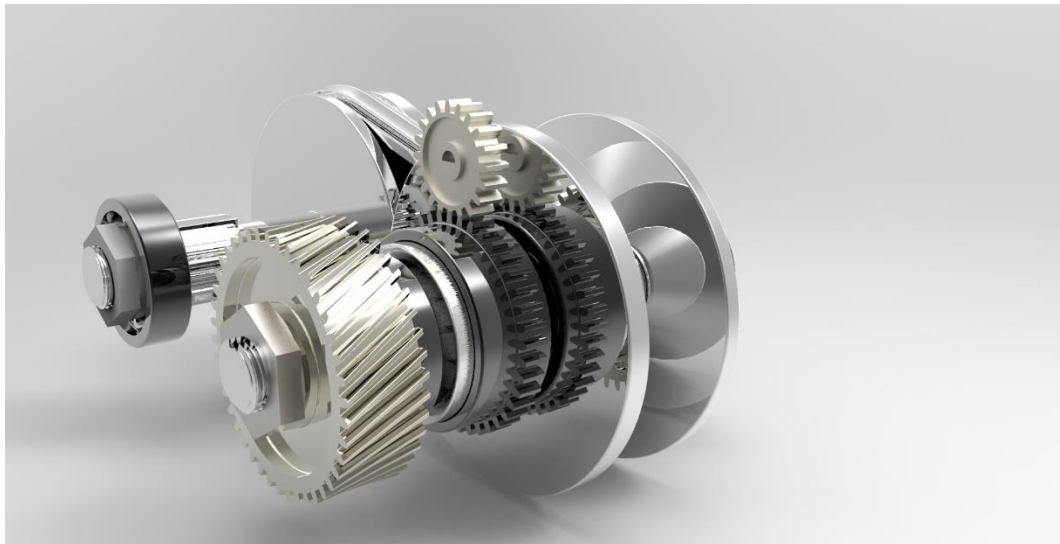
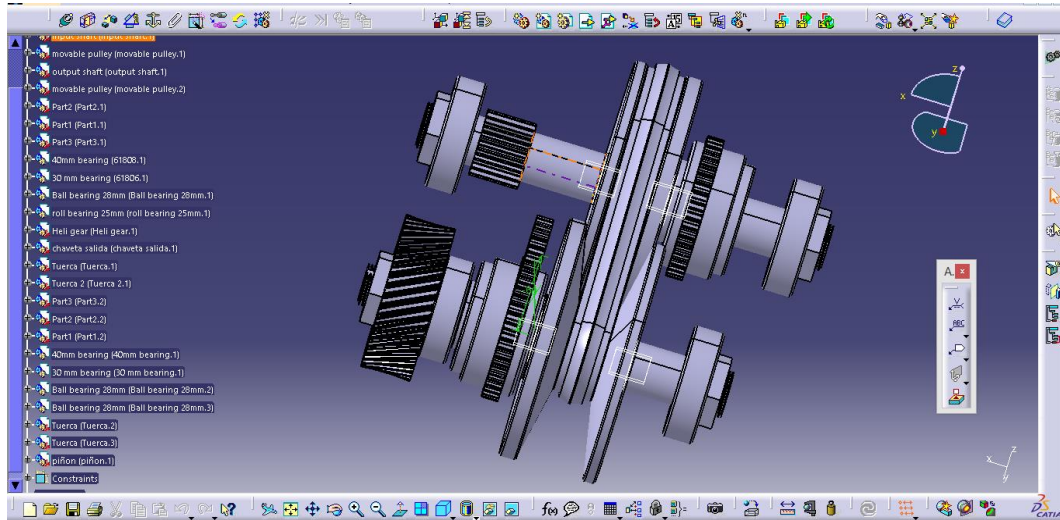


Figura. 74 Vista del modelo Completo de la CVT, en CATIA y un render del mismo

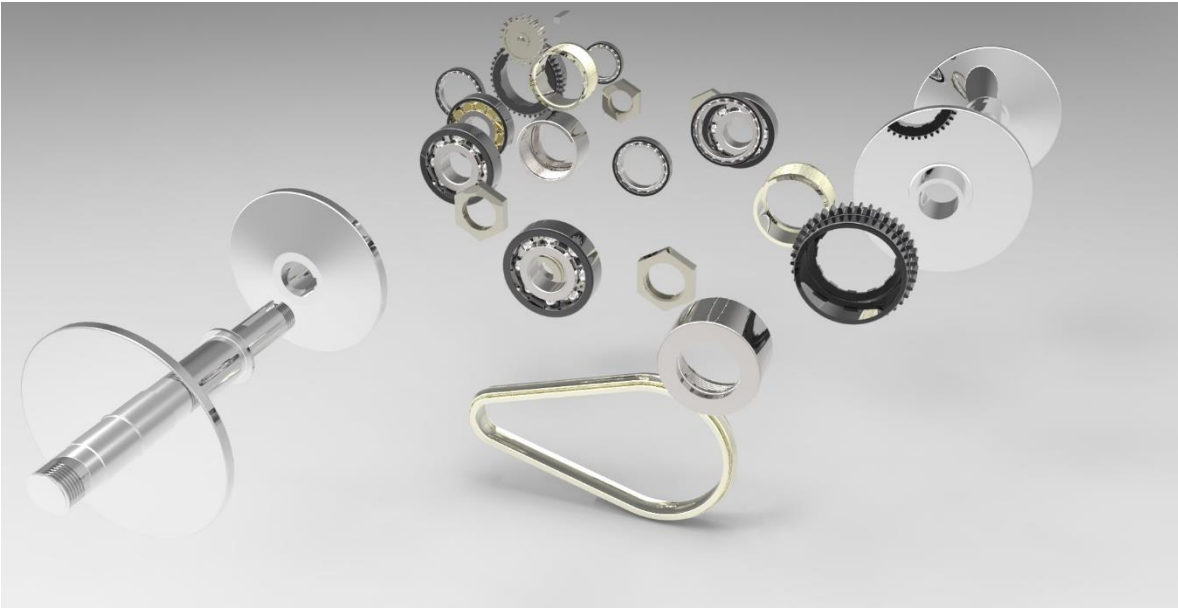


Figura. 75 *Vistas de un render que muestra los componentes del sistema CVT*

4.1 Características Finales de Diseño

A continuación se muestran los resultados obtenidos a lo largo del trabajo. Dado que el objetivo del trabajo era el diseño de una CVT los resultados los podemos considerar como las características de la misma.

Características de la CVT		
Tipo de CVT	Poleas y Banda	
	Banda de Compresion	
Maxima relación		0.4315
Minima relación		2.4134
Rango de relaciones		5.593
Maximo Torque de salida		471 Nm
Banda de transmision	Tipo de Banda	V-belt banda de compresión
	Longitud	63.8 cm
	Tipo de elemento	24 mm
Poleas	Diametro Maximo	0.143m
	Diametro Minimo	0.0592m
	Material	Acero SAE 8620
	Angulo de Inclinacon	11°
Arbol de entrada	Diametro promedio	0.03 m
	Longitud	0.24 m
	Material	Acero SAE 8620
Arbol de salida	Diametro promedio	0.03 m
	Longitud	0.24 m
	Material	Acero SAE 8620
Engrane de entrada	Tipo de Engrane	Recto
	Diametro exterior	0.0660 m
	Diametro Primitivo	0.0600 m
	Diametro Raiz	0.0525 m
	Numero de dientes	20
	Material	Acero SAE 8620
Engrade desalida	Tipo de Engrane	Helicoidal
	Diametro exterior	0.0934 m
	Diametro de Paso	0.0894 m
	Diametro de forma	0.0847 m
	Diametro Base	0.0840 m
	Numero de dientes	42
	Angulo de helice	20°
Material	Acero SAE 8620	
Rodamientos seleccionados		
Rodamiento de bolas SFK	Diametro interno	0.028 m
	Diametro externo	0.068 m
Rodamiento de Rodillos	Diametro interno	0.025 m
	Diametro externo	0.062 m

CONCLUSIONES.

Las ventajas y desventajas de utilizar una transmisión de variación continua se fueron mostrando desde los antecedentes, aunque existen pocos trabajos que ligen este tipo de transmisiones a motores eléctricos. Al terminar, el proyecto aquí presente se puede decir que un tren motriz basado en un motor eléctrico y una transmisión de variación continua es viable. Esto debido a que según los cálculos presentados en el trabajo las dimensiones necesarias de los elementos de la transmisión para tener un rendimiento aceptable en un vehículo urbano son reducidas permitiendo ser instalado en un vehículo pequeño. Adicional a esto el hecho de usar como fuente de impulso un motor eléctrico nos permite muchas ventajas entre ellas el prescindir de muchos componentes como lo son clutch convertidores de torque y engranes planetarios los cuales son indispensables para su buen funcionamiento en vehículos impulsados por motores de combustión interna. El diseño y manufactura de dichos componentes representaría una inversión de recursos importante, además de que el sistema tendría más puntos en los cuales se podría dar un fallo.

Por estas razones la elección de un tren motriz eléctrico fue acertada no solo desde el punto de vista de las tendencias del mercado si no por simplicidad de componentes y del mecanismo en sí.

Otro punto importante que se puede concluir es respecto al uso de los actuadores, es uno de los elementos claves en el diseño ya que proporciona el movimiento axial que determina el funcionamiento de la CVT, por lo cual debe de seleccionarse el tipo de actuador muy cuidadosamente, nuestra elección por un actuador de tipo “screw ball” garantiza un mejor control y eficiencia al ser controlado de manera electrónica además de que nos permite prescindir de una bomba hidráulica como en otros sistemas y aun así se mantiene bastante compacto.

A lo largo del proyecto se puede determinar la utilidad y las ventajas que tiene diseñar con ayuda de herramientas tecnológicas, el modelado en CAD y análisis en CAE nos ofrece resultados fiables en menor tiempo y prescindiendo de prototipos. Y nos permite conocer los puntos críticos que se pueden mejorar en futuros rediseños como los engranes.

También las herramientas proporcionadas por los proveedores como las mostradas en la selección de rodamientos nos garantizan una decisión adecuada y que cumplirá con las exigencias de una manera confiable.

Se debe puntualizar, que el diseño mecánico realizado aquí tiene una dependencia hacia la elaboración de un sistema de control electrónico adecuado, el cual se sugiere como tema para investigaciones posteriores. Si se cuenta con dicho sistema funcionando apropiadamente el mecanismo presente cumplirá con los objetivos del mismo.

En cuanto a los objetivos planteados para el proyecto, se cumplió el diseño mecánico y dimensionamiento de los componentes principales de una CVT, se analizó modelos y se presentan imágenes foto realística que permiten visualizar el prototipo de una manera adecuada y atractiva. Sin embargo dicha visualización podría mejorarse en gran medida al manufacturar un prototipo físico del sistema, dicho prototipo se puede realizar en el futuro próximo mediante el sistema de manufactura aditiva por deposición ya que la institución (ESIME TICOMAN) cuenta con el equipo adecuado.

Se puede concluir entonces que se diseñó un sistema de transmisión de potencia que optimizara el rendimiento de la batería y del motor eléctrico del vehículo en el cual sea instalado, siempre y cuando tenga características similares a las planteadas para realizar los cálculos.

REFERENCIAS

- Boardman Bruce, D. a. (1990). *Fatigue Resistance of Steels*. Recuperado el 2016, de ASM international:
http://www.asminternational.org/documents/10192/1849770/06181G_Sample.pdf
- Carter, J. M. (2007). Use of a continuously variable transmission to optimize performance and efficiency of Two-Wheeled Light Electric Vehicles (LEV). *European Ele-Drive Conference*.
- H., L. G. (1999). *Automotive Transmissions, fundamentals, selection, design and application*. Berlín, Alemania: Springer.
- International, S. (2011). *SAE Metal belt drive, continuously variable ratio (CVT) Automatic transmissions*. United States: SAE.
- Marie, K. &. (2013). *Effects of variability and rate on battery charge storage and lifespan*. Princeton, New Jersey: Princeton University.
- Pennings B, T. M. (2004). New Push-Belt Design to Increase Power Density of CVTs Featuring a New Maraging Steel. *Mensual*.
- program, U. D. (2010). *Battery test manual for plug-in vehicles*. Idaho: INL Idaho National Laboratory.
- SKF. (s.f.). SKF. Obtenido de Rodamientos rígidos de bolas:
<http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>
- Yoshida, I. I.-s. (2003.). *Patente nº 1 312 832 A2*.