



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: GUANO TOAPANTA, LUIS JAVIER
JORQUE REA, ABRAHAN MESIAS

TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE
TRANSMISIÓN Y FRENOS DE UNA TRICICLETA SOLAR

DIRECTOR: ING. CASTRO, JUAN
CODIRECTOR: ING. MANJARRÉS, FÉLIX

LATACUNGA, DICIEMBRE 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)
ING. FÉLIX MANJARRÉS (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENOS DE UNA TRICICLETA SOLAR**”, realizado por Luis Javier Guano Toapanta y Abrahan Mesias Jorque Rea, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple con las normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

Debido a que constituye un trabajo de investigación que contribuirá a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional de nuestros alumnos, se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a **LUIS JAVIER GUANO TOAPANTA** y **ABRAHAN MESIAS JORQUE REA** que lo entregue al **ING. JUAN CASTRO**, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Diciembre del 2014.

Ing. Juan Castro
DIRECTOR

Ing. Félix Manjarrés
CODIRECTOR

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Luis Javier Guano Toapanta y
Abrahan Mesias Jorque Rea

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENOS DE UNA TRICICLETA SOLAR**”, ha sido desarrollado con base a una investigación, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Diciembre del 2014.

Luis Javier Guano Toapanta
C.C.: 050335872-3

Abrahan Mesias Jorque Rea
C.C.: 050335164-5

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, Luis Javier Guano Toapanta y
Abrahan Mesias Jorque Rea

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, del trabajo “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENOS DE UNA TRICICLETA SOLAR**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Diciembre del 2014

Luis Javier Guano Toapanta
CC: 050335872-3

Abrahan Mesias Jorque Rea
CC: 050335164-5

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de grado mis padres: Luis Enrique Guano R. y Zoila Josefina Toapanta N. quienes han sido los responsables por mi formación, además de brindarme la libertad de escoger que camino seguir; por todos los valores que me enseñaron, brindarme su amor, su apoyo, su confianza en los momentos buenos y, especialmente en los malos; a mi hermano cuyas palabras de ánimo y apoyo han logrado levantarme en los momentos en que las cosas parecían dificultarse; y al resto de mi familia, ya que siempre me han demostrado su cariño y la confianza que tenían puesta en mí.

Debo también dedicar este trabajo a todos mis amigos y compañeros de carrera, ya que la ayuda que de una u otra manera me han brindado ha hecho más fácil y placentero mi paso por esta prestigiosa universidad.

Finalmente a los excepcionales educadores que preside esta célebre universidad que con sus conocimientos han formado en mí un criterio para poder desenvolverme correctamente en un campo laboral exigente.

Luis Javier Guano Toapanta

DEDICATORIA

A ti Dios por el regalo de la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional. Por todas las bendiciones que ha derramado sobre mí y sobre mi familia a la lardo de la misma.

A mi padre Juan Jorque y a mi madre María Rea, por ser los pilares más importantes de mi vida, por demostrarme siempre su amor, cariño y apoyo incondicional, por haberme dado una gran educación no solo a nivel académico sino también personal, porque siempre han sido un punto de referencia en mi vida y una guía en mí caminar. Todo se los debo a ellos, a su esfuerzo y dedicación.

A mi hermano Daniel, que más que mi hermano ha sido mi gran amigo durante toda mi vida, respaldándome y dando una palabra de aliento para seguir adelante, ha sido un ejemplo a seguir.

A mi familia y amigos que creyeron siempre en mí, dándome ejemplos dignos de superación y entrega, que estuvieron siempre listos para brindarme su ayuda.

“Mi eterna gratitud para quienes me apoyaron en todo momento y fueron testigos de mis triunfos y fracasos”

Abrahan Mesias Jorque Rea

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por brindarme la capacidad de decidir que camino tomar para mi formación profesional dándome las fuerzas para superar los obstáculos y por de tener unos excelentes padres.

A la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE por darme la oportunidad de cumplir mis sueños y ser un profesional, a todos los catedráticos que de una u otra manera aportaron en mi formación académica.

A la carrera de ingeniería Automotriz, a sus catedráticos y compañeros estudiantes con los cuales compartimos tantas experiencias agradables que las llevo grabadas en mi memoria.

A mis padres por brindarme su amor y apoyo en las situaciones críticas de mi vida, por sus consejos y palabras de aliento que hicieron que siga luchando por este objetivo.

Envió también mis agradecimientos a mis familiares, amigos y a todos los que siempre han estado apoyándome en las decisiones más difíciles de mi vida.

Además en este proyecto, existieron personas las cuales fueron de gran ayuda en el desarrollo del mismo, envió el más sincero agradecimiento a los Ingenieros Félix Manjarrés, Juan Castro y Ramiro Santillán, por su innegable ayuda y gran apoyo en el proyecto, buscando en nosotros el desarrollo y la aplicación de la Ingeniería Automotriz.

Luis Javier Guano Toapanta

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por protegerme durante todo mi camino y darme fuerzas para superar obstáculos y dificultades a lo largo de toda mi vida.

A la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE por darme la oportunidad de cumplir mis sueños y ser un profesional, a todos los catedráticos que de una u otra manera aportaron en mi formación académica.

A mi padre Juan Jorquera y mi madre María Rea, quienes con mucho amor desde muy niño me enseñaron a ser humilde y a valorar el esfuerzo, por todas aquellas conversaciones que me direccionaron a luchar y seguir adelante.

A ti ñaño Daniel por tu apoyo incondicional en lo que me propongo, por ofrecerme un hombro en el cual apoyarme, por darme una voz de aliento cuando más lo necesitaba.

A mis compañeros de promoción por su valiosa amistad y como no a mi compañero de tesis Luis Guano por su colaboración, fomentando el trabajo en equipo para hacer posible este proyecto.

A todos, espero no defraudarlos y contar siempre con su valioso apoyo, sincero e incondicional.

Abrahan Mesias Jorquera Rea

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
AGRADECIMIENTO	viii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xviii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xxi
RESUMEN	xxv
ABSTRACT.....	xxvi
CAPÍTULO I.....	1
MARCO TEÓRICO Y GENERALIDADES DE LA TRICICLETA.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. LA TRICICLETA.....	1
1.2.1. Historia de la tricicleta.....	1
1.3. TIPOS DE TRICICLETAS DE ACUERDO A SU FORMA	3
1.3.1. Vertical.....	3
1.3.2. Delta reclinada	4
1.3.3. Renacuajo reclinada	4
1.3.4. Otros diseños.....	5
1.4. INGENIERÍA DE LA TRICICLETA SOLAR	6

1.5.	TRICICLETAS EN EL ÁMBITO ECUATORIANO	7
1.6.	TRICICLETAS EN EL ÁMBITO INTERNACIONAL.....	8
1.7.	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	9
1.7.1.	Introducción	9
1.7.2.	Tipos de transmisión flexible.....	9
a.	Transmisión por bandas.....	10
b.	Transmisión por cadenas.....	11
1.7.3.	Componentes del sistema de transmisión	11
a.	Cadenas.....	12
b.	Piñones y ruedas dentadas.....	13
c.	Los rayos	15
d.	Llantas	15
e.	Bujes	17
1.8.	SISTEMA DE FRENOS	18
1.8.1.	Introducción	18
1.8.2.	Tipos de frenos	20
a.	Frenos de aro.....	20
b.	Frenos de buje	22
1.8.3.	Componentes del sistema de frenado.....	23
1.8.4.	Fuerzas que actúan en el proceso de frenado.....	24
a.	Fuerzas de frenado	24
b.	Resistencia a la rodadura	25
c.	Adherencia.....	25
d.	Fricción en el frenado.....	26
e.	Distribución de pesos del vehículo.....	26
f.	El mecanismo de fricción	27
g.	Eficacia del frenado.....	28
h.	Distancia de parada	29
i.	Tiempo de frenada	30

CAPÍTULO II.....	32
DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LOS SISTEMAS	32
2.1. CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES	32
2.2. LA CASA DE LA CALIDAD	32
2.3. VOZ DEL USUARIO	33
2.4. VOZ DEL INGENIERO.....	34
2.5. RESULTADOS.....	37
2.6. CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD.....	37
2.7. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	38
CAPÍTULO III	41
3.1. ANÁLISIS FUNCIONAL DE LA TRICICLETA SOLAR.....	41
3.2. DEFINICIÓN DEL ANÁLISIS FUNCIONAL.....	41
3.3. DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES.....	42
3.3.1. Función 1.- Sistema de Transmisión.....	42
3.3.2. Función 2.- Sistema de Frenos	42
3.4. ANÁLISIS DE DIAGRAMAS FUNCIONALES	42
3.5. DEFINICIÓN DE MÓDULOS	43
3.6. SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO	44
3.7. DIVISIÓN MODULAR PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN .	44
3.7.1. Módulo 1. TRANSMISIÓN FLEXIBLE.....	45
a. Características de cada alternativa de solución.....	45
b. Diseño conceptual para la transmisión flexible	45
3.7.2. Módulo 2. EJES	47
a. Características de cada alternativa de solución.....	47
b. Diseño conceptual de los ejes de transmisión.	48

3.7.3.	Módulo 3. RODAMIENTOS.....	49
a.	Características de cada alternativa de solución.....	50
b.	Diseño conceptual para los rodamientos	51
3.7.4.	Modulo 4. SUJECIÓN DE LA TRANSMISIÓN	52
a.	Diseño conceptual para la sujeción de la transmisión.....	52
3.8.	DIVISIÓN MODULAR PARA EL SISTEMA DE FRENOS.....	53
3.8.1.	Módulo 1. DISCO DE FRENO	55
a.	Características de cada alternativa de solución.....	55
b.	Diseño conceptual para el disco de frenos	56
3.8.2.	Módulo 2. MORDAZAS DE FRENO.....	58
a.	Características de cada alternativa de solución	58
b.	Diseño conceptual para la mordaza de frenos.....	59
CAPÍTULO IV.....		62
CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES		62
4.1.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN FLEXIBLE.	62
4.1.1.	Cálculos del mecanismo delantero.	62
a.	Especificación factor de servicio.	63
b.	Selección de cadena.....	63
c.	Cálculo de las dimensiones específicas de la catarina – piñón.	67
d.	Cálculos de la distribución de fuerzas de el sistema de transmisión.....	69
e.	Cálculos de la velocidad de la cadena.....	70
f.	Cálculos de la potencia de la cadena.....	71
4.1.2.	Selección de la cadena.....	71
4.1.3.	Cálculos del mecanismo posterior.	72
a.	Verificar la velocidad angular de salida esperada.....	73
b.	Cálculo de los diámetros de los piñones para la cadena # 2.	73
c.	Distancia entre centros.	74
d.	Cálculo de las dimensiones específicas de la catarina - piñón ..	77

e.	Cálculos distribución de fuerzas de el sistema de transmisión. .	77
f.	Cálculos de la velocidad de la cadena.....	79
g.	Cálculos de la potencia de la cadena.....	79
h.	Cálculo de la fuerza de la cadena para la mínima relación de transmisión.....	80
i.	Cálculos de la velocidad de la cadena	81
j.	Cálculos de la velocidad del neumatico	81
4.2.	CONSIDERACIONES PARA LOS ESTUDIOS POR ELEMENTOS FINITOS.....	83
4.2.1.	Solucionador ó Solver	83
4.2.2.	Verificación de convergencia	84
4.2.3.	Mallado	85
a.	Calidad de malla	85
b.	Verificación de malla.....	85
c.	Tipo de malla	85
4.2.4.	Criterio de aceptación del estudio.....	86
4.2.5.	Condiciones de borde o frontera.....	86
4.2.6.	Diseño de las catarinas.....	86
a.	Configuración Geométrica	86
b.	Simulación CAD-CAE	87
4.3.	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN.....	90
4.3.1.	Cálculo del torque para el eje	91
4.3.2.	Cálculo de la potencia del eje	91
4.3.3.	Diseño del eje.	92
4.4.	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	96
4.4.1.	Magnitud de carga	96
4.4.2.	Condiciones de operación y medio ambiente	96
4.4.3.	Selección del rodamiento.....	97

a.	Carga radial	97
b.	Carga axial.....	98
4.4.4.	Manejo de rodamientos.....	100
4.5.	DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS.....	100
4.5.1.	Funcionamiento del sistema de frenado	100
a.	La maneta de freno.....	103
b.	Cañerías de freno.....	103
c.	El disco de frenos.....	104
d.	La mordaza de freno.....	106
e.	Pastillas de freno.....	107
f.	Líquido de frenos	108
4.5.2.	Parámetros y restricciones del sistema de frenos según las bases técnicas de La Ruta Solar.....	110
4.5.3.	Dinámica longitudinal de la frenada	111
a.	Distribución de pesos del vehículo.....	111
b.	Centro de gravedad	112
4.5.4.	Efectos dinámicos sobre el vehículo a causa de la desaceleración	113
a.	Transferencia de carga del eje posterior al eje delantero.	114
b.	Distribución de la fuerza aplicada sobre los cada uno de los ejes.....	115
c.	Efectos producidos por la transferencia de pesos sobre los neumáticos.....	116
d.	Fuerza de frenado máxima	117
e.	Desaceleración del vehículo	117
f.	Distancia de parada	117
g.	Cálculo del tiempo de frenada	118
h.	Par de frenado	118
i.	Cálculo del balance óptimo de la frenada	119
4.5.5.	Dimensionamiento del disco de freno	119

a.	Alternativas y selección del disco de freno	120
4.5.6.	Cálculo del par de frenado entre disco-pastilla	123
a.	Relación palanca-multiplicación	124
b.	Fuerzas en las palancas de freno.	125
C.	Cálculo de la presión generada por la bomba de freno.....	126
d.	Fuerzas lineales generadas en cada mordaza de freno	126
e.	Fuerzas de fricción, contacto disco-pastilla.....	127
f.	Par de frenado generado por el contacto disco-pastilla	127
g.	Fuerzas en cada uno de los neumáticos.....	129
h.	Diagrama de para el cálculo y diseño del sistema de frenos	130
4.5.7.	Configuración geométrica en CAD del disco de frenos.....	130
4.5.8.	Simulación en Ansys del disco de frenos.....	131
4.6.	Diagrama de flujo del proceso de diseño del disco	135
CAPÍTULO V.....		136
PROCESO DE MANUFACTURA.....		136
5.1.	CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO DE MANUFACTURA ...	136
5.2.	CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	138
5.2.1.	Proceso de manufactura del los ejes de transmisión	139
5.2.2.	Proceso de manufactura de la catarinas a ser readecuadas. ...	140
5.2.3.	Proceso de manufactura de las bases o soporte del sistema de transmisión.....	141
5.2.4.	Operaciones tecnológicas	144
5.2.5.	Cursograma sinóptico de la construcción del sistema de transmisión.....	145
a.	Desarrollo del eje	145
b.	Desarrollo de las bases.....	146
c.	Desarrollo de las catarinas.....	146

5.3.	CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE FRENOS	147
5.3.1.	Bases de las mordazas de freno.....	147
5.3.2.	Acoples hidráulicos	148
5.3.3.	Cursograma sinóptico de la construcción del sistema de frenos	150
a.	Desarrollo de las bases de los frenos	150
b.	Desarrollo de los acoples del freno hidráulico.....	150
CAPÍTULO VI.....		151
PROTOCOLO DE PRUEBAS.....		151
6.1.	CARACTERÍSTICAS DEL ESCENARIO DE PRUEBAS.	152
6.2.	PARÁMETROS DE LAS PRUEBAS	152
6.3.	PRUEBAS DE CAMPO.....	153
6.3.1.	Sistema de transmisión.....	153
6.3.2.	Sistema de frenos	154
6.4.	ANÁLISIS Y CONCLUSIONES DE LAS PRUEBAS	155
CAPÍTULO VII.....		157
COSTOS.....		157
7.1.	COSTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	157
7.2.	COSTOS DEL SISTEMA DE FRENOS	158
7.3.	COSTOS DE MANUFACTURA.....	159
7.4.	COSTO DE DISEÑO.....	159
7.5.	COSTOS DE HERRAMIENTAS	160
7.6.	COSTO TOTAL DEL PROYECTO.....	160
CAPÍTULO VIII.....		162
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		162
8.1.	CONCLUSIONES:	162
8.2.	RECOMENDACIONES	163

BIBLIOGRAFÍA.....	165
NETGRAFÍA	167
ANEXOS.....	168

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1.- Factores de adherencia según el tipo de carretera.....	25
Tabla 2. 1.- Especificaciones técnicas para el diseño y construcción del sistema de transmisión.	39
Tabla 2. 2.- Especificaciones técnicas para el diseño y construcción del sistema de frenos.	40
Tabla 3. 1.- Mapa morfológico de los tipos de transmisión flexible.	46
Tabla 3. 2.- Ponderación del sistema de transmisión flexible.	46
Tabla 3. 3.- Mapa morfológico de los ejes de transmisión.	48
Tabla 3. 4.- Ponderación de ejes de transmisión.	49
Tabla 3. 5.- Mapa morfológico de los rodamientos.	51
Tabla 3. 6.- Ponderación a las alternativas de rodamientos.	51
Tabla 3. 7.- Ponderación del material para la construcción de la soportes de la transmisión.....	52
Tabla 3. 8.- Ponderación al tipo de material para la construcción de las bases.	53
Tabla 3. 9.- Mapa morfológico de los tipos de discos de frenos.	56
Tabla 3. 10.- Ponderación a las alternativas de los tipos de discos de frenos.....	57
Tabla 3. 11.- Mapa morfológico de los tipos de mordazas de frenos.....	59
Tabla 3. 12.- Ponderación a las alternativas de los tipos de mordazas de frenos.....	60
Tabla 4. 1.- Alternativas de cadena para seleccionar.	72
Tabla 4. 2.- Dimensiones para el segundo conjunto de la transmisión.	77
Tabla 4. 3.- Relación de transmisión y velocidades alcanzadas.	82
Tabla 4. 4.- Especificaciones de velocidad angular del sistema de transmisión.	83
Tabla 4. 5.- Valores de la resistencia a la fluencia de los materiales.....	90
Tabla 4. 6.- Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de bolas.	98

Tabla 4. 7.- Composición de un disco de freno.....	104
Tabla 4. 8.- Determinación de peso total de la tricicleta solar en condiciones de conducción.....	111
Tabla 4. 9.- Factores de rozamiento del pavimento para neumáticos de bicicleta.....	115
Tabla 4. 10.- Mapa morfológico del disco de frenos.	121
Tabla 4. 11.- Ponderación del disco de frenos.....	121
Tabla 4. 12.- Resultados de los cálculos obtenidos del estudio de la dinámica longitudinal de la frenada.	122
Tabla 4. 13.- Datos de los componentes del sistema de frenos de la tricicleta solar.....	123
Tabla 5. 1.- Tipos de procesos y máquinas a usar.	137
Tabla 5. 2.- Proceso de manufactura de los ejes del sistema de transmisión.	139
Tabla 5. 3.- Readequación de las catarinas del sistema de transmisión..	140
Tabla 5. 4.- Proceso de manufactura de las bases del sistema de transmisión	142
Tabla 5. 5.- Operaciones Tecnológicas	144
Tabla 5. 6.- Simbología.....	145
Tabla 5. 7.- Proceso de manufactura de las bases del sistema de frenos.....	148
Tabla 5. 8.- Proceso de manufactura de acoples hidráulicos.	149
Tabla 6. 1.- Características del escenario de pruebas.....	152
Tabla 6. 2.- Verificaciones de las velocidades a distintas relación de transmisión	154
Tabla 6. 3.- Velocidad máxima alcanzada partiendo desde el reposo.	154
Tabla 6. 4.- Detalle del tiempo y distancia de frenado de la tricicleta.	155
Tabla 7. 1.- Costos de los elementos del sistema de transmisión de la tricicleta solar.....	157

Tabla 7. 2.- Costos de los elementos del sistema de frenos de la tricicleta solar.....	159
Tabla 7. 3.- Costos de manufactura.....	159
Tabla 7. 4.- Costo de diseño.....	160
Tabla 7. 5.- Costos de herramientas.....	160
Tabla 7. 6.- Costo total del proyecto.	161

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1. 1.- Tricicleta Coventry Rotary.	2
Figura 1. 2.- Tricicletas de gran confort.	3
Figura 1. 3.- Tricicleta vertical.	4
Figura 1. 4.- Tricicleta de forma reclinada.	4
Figura 1. 5.- Tricicleta renacuajo reclinada.	5
Figura 1. 6.- Tricicleta de transporte liviano.	8
Figura 1. 7.- Tricicleta impulsada por energía solar.	8
Figura 1. 8.- Tipos de bandas.	10
Figura 1. 9.- Tipos de cadenas.	11
Figura 1. 10.- Desviador delantero y desviador posterior.	12
Figura 1. 11.- Despiece de un eslabón de la cadena.	13
Figura 1. 12.- Piñón único y piñón múltiple.	14
Figura 1. 13.- Mecanismo de apoyo al cambio de marchas.	14
Figura 1. 14.- Fijación del rayo de una bicicleta.	15
Figura 1. 15.- Llantas para diferentes condiciones de terreno.	16
Figura 1. 16.- Partes de llantas (tubular y normal).	16
Figura 1. 17.- Buje delantero.	17
Figura 1. 18.- Buje posterior.	18
Figura 1. 19.- Fuerzas principales en el proceso de frenado.	19
Figura 1. 20.- Frenos caliper.	21
Figura 1. 21.- Frenos Cantilever.	21
Figura 1. 22.- Frenos V-Brake.	22
Figura 1. 23.- Frenos contrapedal.	22
Figura 1. 24.- Frenos de tambor.	23
Figura 1. 25.- Frenos de disco.	23
Figura 1. 26.- Distribución de pesos del vehículo.	26
Figura 1. 27.- Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.	27
 CAPÍTULO III	
Figura 3. 1.- Función del Sistema de Transmisión.	42

Figura 3. 2.- Función del sistema de frenos.....	42
Figura 3. 3.- División modular del sistema de transmisión.....	44
Figura 3. 4.- Despiece de la cadena de transmisión.....	47
Figura 3. 5.- Tipos de ejes.	47
Figura 3. 6.- Eje pedalier de 110 mm.....	49
Figura 3. 7.- Rodamientos del eje en la tricicleta.	50
Figura 3. 8.- Sujeción del eje intermedio de la transmisión.....	53
Figura 3. 9.- División modular del sistema de frenos.	54
Figura 3. 10.- Descripción de funcionamiento del sistema de frenos hidráulicos.	54
Figura 3. 11.- Disco de frenos perforados.....	57
Figura 3. 12.- Esquema de un freno de disco con mordaza fija.....	60
CAPÍTULO IV	
Figura 4. 1.- Descripción del sistema de transmisión.....	62
Figura 4. 2.- Características de las cadenas.....	63
Figura 4. 3.- Eje pedalier con catarina de 40 dientes.....	65
Figura 4. 4.- Nomenclatura de las catarinas.	67
Figura 4. 5.- Características de la catarina.	69
Figura 4. 6.- Cálculo de la fuerza de la cadena delantera.....	70
Figura 4. 7.- Determinación de medidas de una cadena.	71
Figura 4. 8.- Dimensionamiento de la cadena en número de pasos.....	75
Figura 4. 9.- Características de la catarina de cambios.	77
Figura 4. 10.- Configuración de la cadena a la máxima relación de transmisión.	78
Figura 4. 11.- Configuración de la cadena a la mínima relación de transmisión.	80
Figura 4. 12.- Representación del elemento 272	86
Figura 4. 13.- Geometría de las catarinas.....	87
Figura 4. 14.- Esquema de simulación de la catarina en Worbench de Ansys.	87
Figura 4. 15.- Catarina importado a Structural Mechanics de Ansys.	88
Figura 4. 16.- Mallado de la catarina de 40 dientes.	88

Figura 4. 17.- Fuerza en los dientes de la catarina de 40 dientes.....	89
Figura 4. 18.- Resultado del factor de seguridad de la catarina.....	89
Figura 4. 19.- Deformación total de la catarina.	90
Figura 4. 20.- Diseño del eje en Autodesk Inventor.	91
Figura 4. 21.- Geometría del eje.	92
Figura 4. 22.- Esquema de simulación del eje de transmisión.	93
Figura 4. 23.- Eje importado a Mechanics.	93
Figura 4. 24.- Mallado del eje.....	94
Figura 4. 25.- Torque producido en el eje.	94
Figura 4. 26.- Resultado del factor de seguridad del eje.....	95
Figura 4. 27.- Deformación total del eje.....	95
Figura 4. 28.- Rodamiento de bolas y cilíndrico en corte.	96
Figura 4. 29.- Cargas aplicadas a un rodamiento.	97
Figura 4. 30.- Cojinete de bolas de canal profundo de una fila.	99
Figura 4. 31.- Descripción de funcionamiento de la maneta de frenos.	100
Figura 4. 32.- Funcionamiento de las mordazas de freno de la tricicleta. ...	101
Figura 4. 33.- Factores que intervienen en un freno de disco hidráulico....	102
Figura 4. 34.- Tipos de manetas de frenos.	103
Figura 4. 35.- Cañerías de freno hidráulico.....	104
Figura 4. 36.- El disco de freno y sus principales partes.....	105
Figura 4. 37.- Descripción del funcionamiento de la mordaza de frenos ...	106
Figura 4. 38.- Pastillas de freno.	108
Figura 4. 39.- Aceite mineral usado en el sistema de frenos hidráulicos de la tricicleta.....	109
Figura 4. 40.- Distribución de pesos de la tricicleta solar.....	112
Figura 4. 41.- Diagrama de sólido libre de la tricicleta solar.	113
Figura 4. 42.- Disco de frenos de la tricicleta solar.	122
Figura 4. 43.- Descripción de la relación palanca-multiplicación.	124
Figura 4. 44.- Determinación de relación de palanca-multiplicación.....	125
Figura 4. 45.- Descripción gráfica de fuerza en la palanca de freno.....	125
Figura 4. 46.- Par de frenado generado por el contacto disco pastilla.	128

Figura 4. 47.- Diagrama de flujo del diseño y cálculo del sistema de frenos.....	130
Figura 4. 48.- Configuración geométrica en CAD del disco de frenos.	131
Figura 4. 49.- Esquema de simulación del disco de freno en Workbench de ANSYS.	132
Figura 4. 50.- Disco de frenos importado a Structural Mechanic de ANSYS.	132
Figura 4. 51.- Mallado en Ansys del disco de freno.	133
Figura 4. 52.- Fuerza aplicada en cada una de las mordazas de freno.	133
Figura 4. 53.- Resultado del factor de seguridad del el disco de frenos	134
Figura 4. 54.- Resultado de la deformación del disco de frenos.	134
Figura 4. 55.- Diagrama de flujo del proceso de diseño de disco de frenos.....	135

CAPÍTULO V

Figura 5. 1.- Estructura sin el sistema de transmisión.	138
Figura 5. 2.- Estructura de partida para el sistema de frenos.	147

CAPÍTULO VI

Figura 6. 1.- Circuito de pruebas de la tricicleta solar.	152
Figura 6. 2.- Escenario de pruebas.....	153
Figura 6. 3.- Distancia de frenado.....	156

RESUMEN

El desarrollo de este proyecto consiste en diseñar, construir y ensamblar los sistemas de transmisión y frenos para integrar al prototipo ecológico “La tricicleta híbrida”, que es impulsada con energía humana y eléctrica con la finalidad de aprovechar la fuerza promedio de las extremidades inferiores del piloto y la radiación solar. La misión de este proyecto es permitir un desplazamiento apropiado con seguridad y comodidad al ocupante, siendo estos los parámetros iniciales para el diseño y construcción de los sistemas indicados. El documento inicia con una reseña histórica de la evolución de estos medios de transporte y la descripción de cada uno de los componentes, analizando los conceptos fundamentales relacionados con el mecanismo de rueda dentada, transmisión flexible, fenómeno de la frenada y el proceso de desaceleración. En el segundo y tercer capítulo se desarrolla el diseño conceptual con metodologías de diseño y desarrollo concurrente, mediante el cual se establece las especificaciones iniciales requeridas, inmediatamente se formulan alternativas de diseño evaluadas por el método de criterios ponderados, permitiendo de esta manera establecer la mejor alternativa. Seguidamente en el cuarto capítulo se emplea herramientas computacionales de CAD-CAE que permitieron modelar, simular y validar el desempeño de cada elemento en estudio, las consideraciones tomadas en cuenta para el diseño son: la fuerza promedio de las extremidades inferiores del piloto, la potencia del motor, fuerzas ejercidas en el sistema de transmisión, manetas de freno, así como también la resistencia de cada uno de los materiales. Finalmente se planifica la construcción y ensamble de los sistemas mencionados, acorde a los diagramas de flujo en donde se especifican los procesos de mecanizado. Una vez terminado el proyecto, la tricicleta fue sometida a pruebas de funcionamiento de conducción y operación, concluyendo que el uso y desempeño de los sistemas de transmisión y frenos están conforme a lo planificado, garantizando su performance.

Ingeniería Automotriz / Tricicleta solar / Sistema de transmisión / Sistema de frenos / Transmisión flexible.

ABSTRACT

The development of this project is to design, build and assemble transmission systems and brakes to integrate the ecological prototype "The hybrid tricycle", which is driven by human and electricity in order to take the average strength of the lower extremities pilot and solar radiation. The mission of this project is to enable an appropriate displacement occupant safety and comfort, which are the initials for the design and construction of the systems identified parameters. The paper begins with a historical overview of the evolution of these means of transport and description of each of the components, analyzing the fundamental concepts related to the mechanism gear, flexible transmission, braking phenomenon and the process of slowing down. In the second and third chapter conceptual design is developed concurrent design methodologies and development, whereby the initial specifications required, design alternatives immediately evaluated by the method of weighted criteria are made, thus allowing to establish the best set alternative. Then in chapter four computational tools for CAD-CAE that enabled model, simulate and validate the performance of each element under study is employed, the considerations taken into account for the design are: average strength of the lower extremities of the pilot, power engine, exerted on the transmission system, brake levers, as well as the resistance of each of the materials forces. Finally the construction and assembly of the above systems is planned, according to the flowcharts where machining processes are specified. Once the project is complete, the tricycle was tested for performance driving and operation, concluding that the use and performance of transmission systems and brakes are as planned, ensuring their performance.

Automotive Engineering / Solar tricycle / Transmission System / Brake system / Flexible Transmission.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO Y GENERALIDADES DE LA TRICICLETA

1.1. ANTECEDENTES

Una tricicleta, a menudo abreviada como trike, es un vehículo de tres ruedas, que pueden ser accionadas por pedales mediante un ser humano o ser desplazados mediante motores de motocicletas, de vespa con transmisión automática o motores eléctricos.

Es interesante observar que ya en 1493 en un boceto de una bicicleta atribuido a Leonardo da Vinci aparecen algunos rasgos como pedales, tracción en la rueda posterior y cadena, que todavía permanecen en el diseño de las bicicletas y tricicletas modernas y que no fue sino hasta finales del siglo XVII que fueron desarrolladas.

Alrededor de 200 años de desarrollo han hecho de este vehículo una máquina casi perfecta, lo que parece una herramienta trivial es en realidad un mecanismo con mucho contenido técnico y científico. Es en este contexto que debe concebirse a la bicicleta como un mecanismo capaz de realizar un trabajo, ya sea que este se utilice para desplazar a una persona o transportar carga.¹ (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985)

1.2. LA TRICICLETA

1.2.1. HISTORIA DE LA TRICICLETA

En 1789, dos inventores franceses desarrollaron un vehículo de tres ruedas, impulsado por pedales, lo llamaron el triciclo. En 1818, el inventor británico Denis Johnson patentó su acercamiento al diseño de los triciclos. En 1876, James Starley desarrolló la palanca triciclo Coventry, que utiliza dos

¹ Navarro, R., Heierli, U. & Beck, V. (1985). *La bicicleta y los triciclos*. Chile: CETAL

pequeñas ruedas del lado derecho y una gran tracción en el lado izquierdo, el poder fue suministrado por palancas de mano.

Starley desarrolló un nuevo vehículo que llamó la Coventry Rotary, que era uno de los primeros vehículos de tres ruedas giratorias de transmisión por cadena.² (Navarro P. , 2010, págs. 30, 31)

Este vehículo de tres ruedas se construyó en Inglaterra por la empresa Coventry Maquinistas Co. Ltd. En 1884. El tipo era popular entre los fotógrafos, los pescadores y los turistas por la capacidad de llevar cargas en el tubo lateral.



Figura 1. 1.- Tricicleta Coventry Rotary.

Fuente: (Navarro P. , 2010, pág. 31)

En la actualidad los vehículos de tres ruedas siempre han sido considerados el diseño. Ahora con la incursión de la ergonomía aplicada a la industria automotriz, junto a la búsqueda de energías alternativas y a la reducción del consumo de derivados del petróleo, han disparado innegablemente al mercado de estos vehículos ya que se ha avanzado lo suficiente dentro de este sector para ofrecer prestaciones muy superiores a las de sus vehículos antecesores como se puede apreciar en la figura siguiente, con nuevas tendencias en lo que involucra a la conducción y maniobrabilidad.

² Navarro, P., Fernández, A., Altisench, O., & García, C. (2010). *La ingeniería de bicicleta*. España: ESTEYCO



Figura 1. 2.- Tricicletas de gran confort.

Fuente: (<http://www.portailveloelectrique.fr/velos-extremes/le-tricycle-electrique>, 2012)

1.3. TIPOS DE TRICICLETAS DE ACUERDO A SU FORMA

Según Ricardo Navarro, autor del libro “Alternativas de Transporte en América Latina” los vehículos de tres ruedas o tricicletas de acuerdo a su diseño o forma se pueden clasificar en:

- **Vertical.**
- **Delta reclinada.**
- **Renacuajo reclinado.**

1.3.1. VERTICAL

Similar a una bicicleta de dos ruedas, tradicionalmente marco de diamante, o un marco abierto, pero con cualquiera de las dos ruedas muy separadas en la parte posterior o delantera. El corredor se extiende a la estructura en ambas configuraciones delta y renacuajos.

La dirección es a través de un manillar directamente conectado a la rueda delantera a través de un tenedor de bicicleta convencional en delta, o a través de una forma de geometría de la dirección ackerman en el caso del renacuajo en posición vertical, como se observa en la siguiente figura.



Figura 1. 3.- Tricicleta vertical.

Fuente: (Recalde, 2013)

1.3.2. DELTA RECLINADA

Delta reclinada es similar a una posición vertical, con dos ruedas en la parte posterior y una en la parte delantera. Una o ambas ruedas traseras pueden poner en funcionamiento o movimiento la tricicleta, mientras que la parte frontal se utiliza para la dirección. La dirección se acciona a través de un enlace, con el manillar bajo el asiento o directamente a la rueda delantera con un gran manillar.



Figura 1. 4.- Tricicleta de forma reclinada.

Fuente: (<http://3ikerecumbents.wordpress.com/>, 2011)

1.3.3. RENACUAJO RECLINADA

Renacuajo reclinada o trike inverso, es un diseño yacente con dos ruedas motrices en la parte delantera y una rueda motriz en la parte posterior.

La dirección puede ser a través de un solo manillar vinculado con varillas de unión a los ensamblados de mangueta de las ruedas delanteras o con dos manillares cada uno atornillados a un tubo de dirección, por lo general a través de un articular de tipo bicicleta y se conectan a un conjunto de mangueta. Una varilla de unión solo conecta los conjuntos de eje izquierdo y derecho.



Figura 1. 5.- Tricicleta renacuajo reclinada.

Fuente: (<http://3ikerecumbents.wordpress.com/>, 2011)

El trike renacuajo se está convirtiendo rápidamente en el diseño más popular, se utiliza a menudo por personas de mediana edad o exciclistas que están cansados de los dolores asociados de bicicletas verticales normales. Con su bajo centro de gravedad, el diseño aerodinámico y ligero, los renacuajos son considerados los diseños de mayor rendimiento.

1.3.4. OTROS DISEÑOS

No todos los triciclos se consideran en una de estas tres clases. Por ejemplo, algunos vehículos de tres ruedas del pedal de finales del siglo 19 utilizan dos ruedas en tándem en un lado y al otro lado con ruedas motrices de diferente diámetro. Otro diseño es un vehículo de tres ruedas en línea, con dos ruedas directrices: uno en la parte delantera y el otro en el medio o en la parte posterior. Es usual que los triciclos puedan tener las ruedas delanteras y posteriores de diferentes tamaños.

1.4. INGENIERÍA DE LA TRICICLETA SOLAR

Este análisis se hace en base de la funcionalidad del vehículo para alcanzar altas velocidades con el mayor desempeño. De esta manera, no se discuten aspectos de estilo o relacionados con la estética sino que se concentra la discusión de analizar el comportamiento y las características de diversos tipos de tricicletas, sus partes y sistemas constitutivos, así como establecer las situaciones que determina el diseño de ingeniería de los mismos. Por lo que se emplea la potencia generada:

En una bicicleta la potencia generada por el ser humano se utiliza para vencer la resistencia al movimiento, lo cual se puede expresar mediante la siguiente ecuación:³ (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 186)

$$W = \frac{V}{N} \left\{ M * g \left[R + \frac{s}{100} + \frac{a}{g} \left(1 + \frac{L}{M} \right) \right] + 0.5 D A d (V + B)^2 \right\} \quad \text{Ec. 1. 1}$$

Donde:

W= Potencia transmitida a los pedales (vatios).

V= Velocidad de la tricicleta (m/seg).

N= Eficiencia mecánica de la transmisión.

M= Masa total del piloto y la tricicleta (kg).

g= Aceleración de la gravedad (9.8 m/seg²).

R= Coeficiente de resistencia al rodamiento.

s= Pendiente (porcentaje de inclinación) de la calle (hacia arriba).

a= Aceleración del vehículo (m/seg²).

L= Masa efectiva de la llanta (aquella masa que produciría el mismo momento de inercia si estuviera concentrada a una distancia del centro de rotación igual al radio exterior de la rueda) (kg).

D= Coeficiente de arrastre aerodinámico.

³ Navarro, R., Heierli, U. & Beck, V. (1985). *La bicicleta y los triciclos*. Chile: CETAL

A= Área frontal de la tricicleta (m^2).

d = Densidad del aire (kg/m^3).

B= Velocidad del aire en la dirección opuesta al movimiento de la tricicleta (m/seg^2).

Claro que no hace falta conocer el significado de la ecuación para poder manejar una tricicleta. Sin embargo, es importante conocer el significado de cada uno de los términos para poder estimar el potencial o las limitaciones de este vehículo en estudio.

La ecuación de la potencia transmitida a las ruedas motrices no es más que una formulación de lo siguiente:

$$W * N = V * F \quad \text{Ec. 1.2}$$

Donde la Potencia generada por la eficiencia de transmisión = Velocidad por las fuerzas que se oponen al movimiento.

El piloto provee cierto grado de potencia (W) a los pedales, esta potencia se transmite a través de la cadena (y con ayuda de los rodamientos en cada uno de los ejes) hacia la rueda posterior con cierta eficiencia de transmisión (N); luego con esta potencia transmitida (W x N), se genera en este vehículo una velocidad (V) que va a depender de la magnitud de las fuerzas (F) que se oponen al movimiento.⁴ (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985)

1.5. TRICICLETAS EN EL ÁMBITO ECUATORIANO

Las tricicletas en Ecuador han evolucionado notablemente en transcurso de los años, muchas provincias tienen este tipo de medios de transporte y les dan diferente funcionalidad de acuerdo a las necesidades de los usuarios. Debemos definir que hay tricicletas impulsadas por energía humana mientras otras son impulsadas por un motor térmico y dentro de los últimos avances se desarrollan tricicletas impulsadas con motores eléctricos.

⁴ Navarro, R., Heierli, U. & Beck, V. (1985). *La bicicleta y los triciclos*. Chile: CETAL

En nuestro país la principal función que cumple la tricicleta impulsada con energía humana es un medio de transporte de cargas livianas o usadas en negocios ambulantes, el mismo que ayudado a muchas familias ecuatorianas de escasos recursos económicos a salir adelante.



Figura 1. 6.- Tricicleta de transporte liviano.

Fuente: (<http://www.bicimotos.com>, 2013)

1.6. TRICICLETAS EN EL ÁMBITO INTERNACIONAL

Las tricicletas en el ámbito internacional cada vez van ganando espacio en el mercado, a medida que incrementa su demanda, se caracterizan por diseño aerodinámico y poseer componentes con tecnología de élite.



Figura 1. 7.- Tricicleta impulsada por energía solar.

Fuente: (Carrera Solar Atacama, 2014)

Existen tricicletas con tracción eléctrica, humana, solar e híbridas. Sus diseños apuntan en su mayoría a reducir al mínimo las pérdidas de eficiencia mecánicas, incluyendo algunas prestaciones que lo acercan a un vehículo convencional.

En Australia con (Word Solar Challenge) y Chile con (Carrera Solar Atacama), fomentan el diseño y construcción de tricicletas impulsadas con energía solar, que busca preparar cambios tecnológicos sustentables en la sociedad a través de iniciativas y proyectos que estimulen a jóvenes líderes, donde la energía renovable y el cuidado al medio ambiente son los pilares fundamentales. (Carrera Solar Atacama, 2014)

1.7. SISTEMA DE TRANSMISIÓN

1.7.1. INTRODUCCIÓN

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos mecánicos que tiene la función de trasladar el giro generado por motor eléctrico o el giro generado por las extremidades inferiores del piloto hacia las ruedas motrices. Se da por medio de elementos rotatorios, debido a que la transmisión de energía por rotación ocupa menos espacio que por traslación.

Con este sistema también se consigue variar la relación de transmisión entre el conjunto pedalier y las ruedas. Esta relación varía en función de las condiciones del momento. La misión es variar paulatinamente la relación de transmisión, hasta alcanzar la marcha que permita incrementar al máximo la velocidad de salida en la rueda motriz.

El mecanismo puede estar compuesto por engranes, bandas o cadenas, con la finalidad de intercambiar o multiplicar energía.⁵ (Mott R. , 2006, pág. 165)

1.7.2. TIPOS DE TRANSMISIÓN FLEXIBLE

Los elementos de las maquinas elásticos o flexibles como bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. Con frecuencia estos elementos se usan como reemplazos de engranajes, ejes, cojinetes y otros dispositivos de transmisión relativamente rígidos. Además, puesto que

⁵ Mott, Robert. (2006). *Diseño de elemento de máquinas*. México: Pearson Educación.

estos elementos son elásticos y suelen ser bastante largos, tienen una función importante en la absorción de cargas de impacto.

La mayoría de los elementos flexibles no tienen vida útil infinita; cuando se emplean, es importante establecer un programa de inspección para protegerlos contra el desgaste envejecimiento y pérdidas de elasticidad. Los elementos se deben reemplazar a la primera señal de deterioro.⁶ (Nisbett, 2008, pág. 860)

a. Transmisión por bandas

Las transmisiones de banda constan de dos elementos básicamente: la banda o correa y las poleas. Permiten la transmisión de potencia mecánica a grandes distancias, menor precisión de montaje y menor costo total que la transmisión por engranajes. Las correas no son capaces de transmitir potencia sin tracción inicial. La forma de la banda hace que se distingan los diferentes tipos siendo los principales:

- Bandas planas.
- Bandas en V o trapezoidal.
- Bandas hexagonales.
- Bandas dentadas.



Figura 1. 8.- Tipos de bandas.

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 269)

⁶ Nisbett, K. & Budynas, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shirley*. México: Mc Graw Hill

b. Transmisión por cadenas

La cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos por pasadores, permite tener flexibilidad y transmitir grandes fuerzas de tensión. Cuando se transmite potencia entre ejes giratorios, la cadena entra en las ruedas dentadas correspondientes llamadas catarinas.

El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada pasador permite tener una fricción baja entre la cadena y las catarinas. Existen otros tipos que comprenden una variedad de diseños de eslabones extendidos.⁷ (Mott R. , 2006, pág. 283)

- a. Cadena con rodamiento estándar, tramo único.
- b. Cadena con rodamiento estándar dos tramos, tres o cuatro tramos.
- c. Cadena con rodamientos de la serie para trabajo pesado.
- d. Cadena impulsora de doble paso.
- e. Cadena transportadora de doble paso.

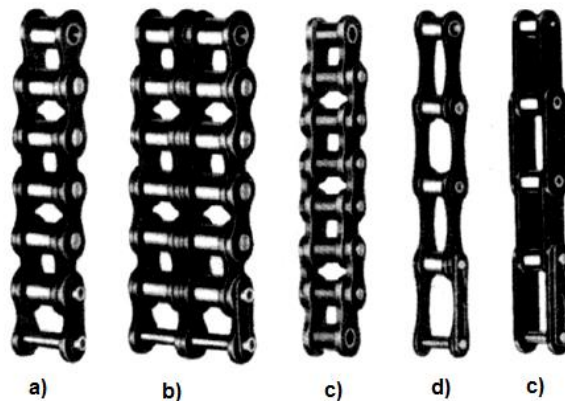


Figura 1. 9.- Tipos de cadenas.

Fuente: (Mott R. , 2006, pág. 284)

1.7.3. COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

En una bicicleta o tricicleta se puede efectuar un cambio de velocidades variando los piñones entre los que se desplaza la cadena; esto se logra

⁷ Mott, Robert. (2006). *Diseño de elemento de máquinas*. México: Pearson Educación.

teniendo varios piñones entre las bielas y en la rueda trasera, utilizando desviadores que permitan diversas combinaciones de piñones.

El desviador delantero, el cual suele mover la cadena entre 2 o 3 piñones y el desviador posterior, el cual suele desplazar la cadena entre 7 a 9 piñones y garantizar que se tenga una tensión adecuada.

Ambos desviadores se accionan mediante unas palancas que suelen estar localizadas en el marco estructural o en el manubrio. Estos desviadores son livianos y efectivos; sin embargo, son muy delicados y requieren un ajuste y mantenimiento continuo para operar eficientemente, por lo que no son recomendables para competencias extremas.⁸ (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 186)

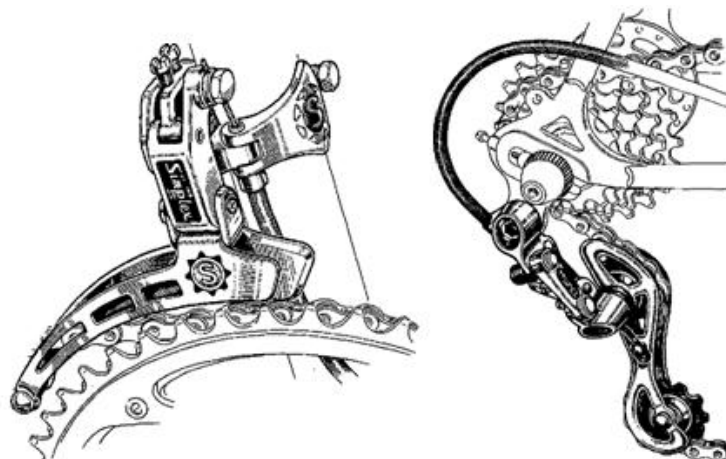


Figura 1. 10.- Desviador delantero y desviador posterior.

Fuente: (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 185)

a. Cadenas

De los diversos mecanismos inventados para transmitir la potencia de los pedales a la rueda trasera, la cadena ha resultado ser el más eficaz pues lo hace en una forma casi perfecta y con un mínimo de peso.

Con más de 500 piezas distribuidas en unos 100 o 120 eslabones, una buena cadena es capaz de transmitir al piñón de la rueda trasera cerca de un 99% de la potencia suministrada. En general las cadenas suelen tener

⁸ Navarro, R., Heierli, U. & Beck, V. (1985). *La bicicleta y los triciclos*. Chile: CETAL

eslabones de 1/2 de pulgada de longitud y espesores de 1/8 o 3/32 de pulgada. La cadena con espesor más pequeño es para utilizar con piñones múltiples puesto que esto permite tener un piñón más pequeño y más compacto. La longitud de la cadena (número de eslabones) dependerá del tamaño y diseño.

Los eslabones internos y externos de la cadena, y un sujetador, el cual facilita la colocación de ésta en la bicicleta o tricicletas. En otras cadenas sin sujetador hay que quitar un pin para colocarlas. Para alargar la vida útil de la cadena y mantenerla operando eficazmente, es aconsejable utilizar una malla protectora.

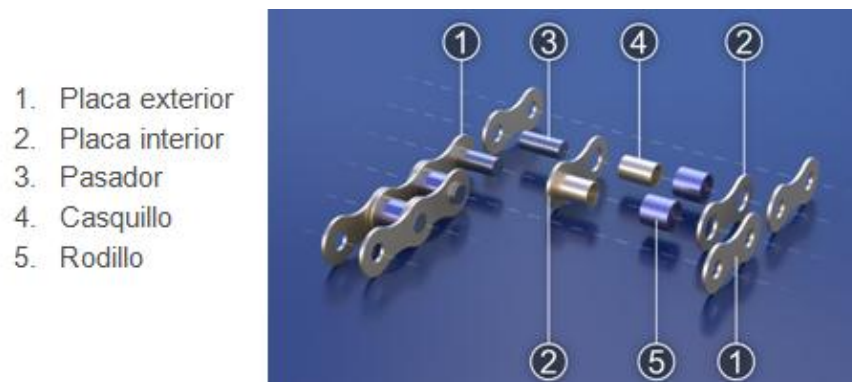


Figura 1. 11.- Despiece de un eslabón de la cadena.

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 887)

b. Piñones y ruedas dentadas

En la bicicleta la potencia se transmite de la rueda dentada (catarina) al piñón por medio de la cadena, esto significa que estas tres piezas deben estar propiamente dimensionadas entre sí y trabajar en perfecta armonía. En la rueda dentada y los piñones, además de la calidad o algún acabado especial hay que especificar:

- Número de piñones y ruedas dentadas
- Número de dientes
- Paso (distancia entre dientes)
- Espesor.

El paso y el espesor tienen las mismas dimensiones nominales que la cadena y por lo tanto lo más usual es tener un paso de 1/2" y espesores de

1/8" cuando es una rueda dentada o piñón único y 3/32" cuando se tienen ruedas dentadas o piñones múltiples.

Con respecto al número de dientes, la variedad es muy amplia, es usual encontrar piñones múltiples con diferentes combinaciones desde 14 hasta 32 dientes y ruedas dentadas desde 24 hasta 56 dientes. Lo importante acá es la relación entre el número de dientes de la rueda dentada y el piñón ya que ésta es inversamente proporcional a la relación de velocidades angulares de ambas piezas y por lo tanto es lo que va a determinar con que velocidad se va a desplazar la tricicleta a partir de una velocidad dada de los pedales. (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 216)



Figura 1. 12.- Piñón único y piñón múltiple.

Fuente: (Componentes de bicicletas Shimano, 2012, pág. 48)

En la actualidad el mecanismo de apoyo al cambio de marchas Shimano utiliza una parte de la fuerza de pedaleo para bajar la marcha. El resultado es un cambio para bajar la marcha rápido y preciso con una sensación muy ligera.

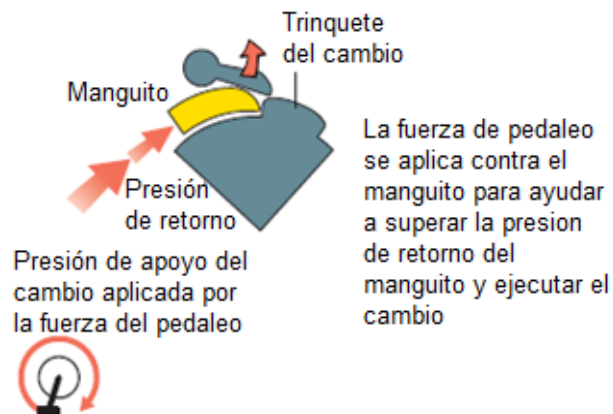


Figura 1. 13.- Mecanismo de apoyo al cambio de marchas.

Fuente: (Componentes de bicicletas Shimano, 2012, pág. 182)

c. Los rayos

Los rayos son unos alambres que en un extremo tienen una cabeza con la que se sujetan al buje en el centro de la rueda y en el otro una rosca con que se fijan al rin mediante una pequeña tuerca. La siguiente figura ilustra la forma en la que el rayo (A) se coloca en el buje, la tuerca (B) para fijarlo al rin, y la llave (C) con que esta tuerca se fija al rin.

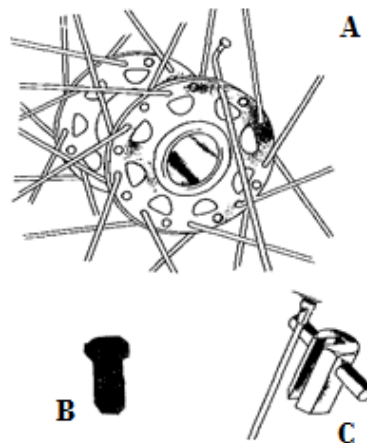


Figura 1. 14.- Fijación del rayo de una bicicleta.

Fuente: (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 202)

Hay varios tipos y tamaños de rayos, incluso hay algunos con sección circular únicamente en los extremos, siendo la mayor parte del cuerpo del rayo una especie de lámina delgada de manera que puedan ser colocados en la rueda en forma tal que al desplazarse el ciclista, los rayos casi no tengan ninguna resistencia debida al aire. Claro que estos rayos son adecuados únicamente para carreras donde cada detalle cuenta.⁹ (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985)

d. Llantas

Las dimensiones de las llantas están determinadas por el tamaño del rin, usualmente se especifican dando las mismas medidas de diámetro y ancho que el rin, aunque también se pueden especificar detalles sobre el material utilizado y el tipo de superficie de contacto.

⁹ Navarro, R., Heierli, U. & Beck, V. (1985). *La bicicleta y los triciclos*. Chile: CETAL

En los automóviles es importante que las llantas no estén lisas, sobre todo si se maneja a altas velocidades y sobre calles mojadas. Con las bicicletas esto no parece ser muy delicado, ya que en experimentos efectuados se ha encontrado que el tipo de superficie (lisa o rugosa) no afecta su capacidad de aferrarse al suelo, sobre todo si se maneja a velocidades menores de 20 km/h en calzada seca y (32 km/h) y en calles mojadas. Si se maneja sobre caminos muy accidentados, es aconsejable utilizar una llanta especialmente resistente.



Figura 1. 15.- Llantas para diferentes condiciones de terreno.

Fuente: (Nazareno, 2014)

Las llantas tubulares se prestan para ser usadas con rines livianos, además pueden ser rápidamente cambiadas al dañarse, lo cual las hace populares entre los corredores. Sin embargo, son caras, delicadas y difíciles de reparar y mantener, y no suelen encontrarse tan comúnmente como las otras. Su uso no es aconsejable en aquellas bicicletas y tricicletas que puedan estar sometidas a tratos bruscos o transportando cargas excesivas.

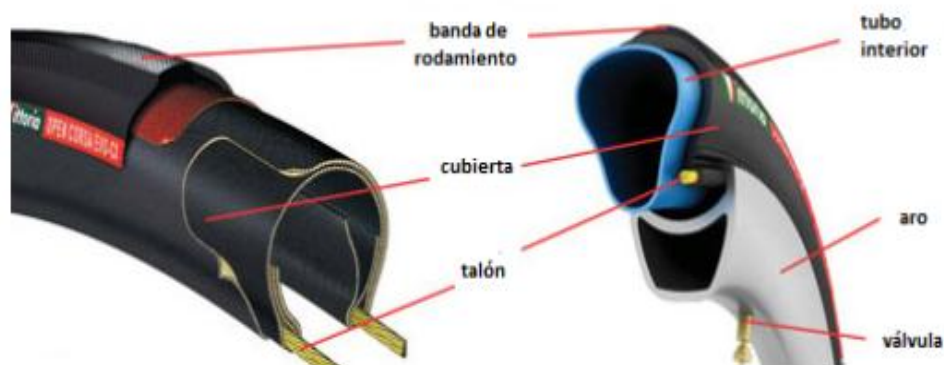


Figura 1. 16.- Partes de llantas (tubular y normal).

Fuente: (<http://cubiertasytubulares.com/blog/author/admin/page/3/>, 2013)

Otras variables importantes de la llanta son su diámetro y su presión interior (presión del aire). Se ha encontrado experimentalmente que:

$$F = \frac{K * L * W}{D} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde:

F = Fuerza que se opone al rodamiento.

K = Constante.

L = Longitud de la llanta en contacto con el suelo.

W = Peso sobre la llanta.

D = Diámetro.

e. Bujes

Las diversas piezas de los bujes delantero y trasero. Allí se puede ver que el buje trasero tiene un eje un poco más largo para acomodar al piñón (algunas veces piñones múltiples) y a la tuerca de cierre que lo sujeta.

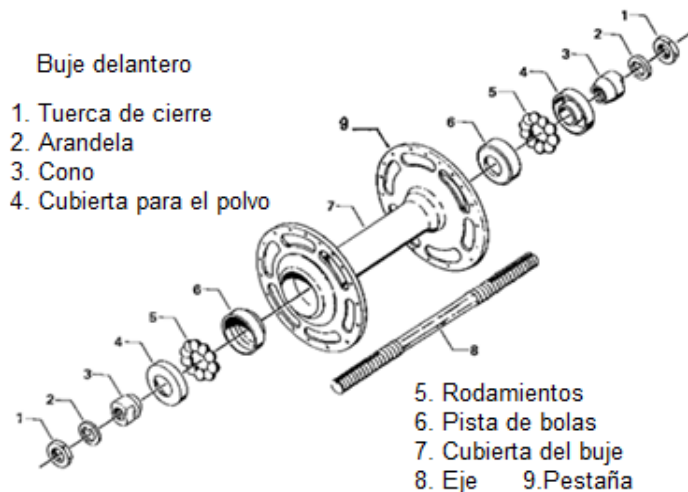


Figura 1. 17.- Bujes delantero.

Fuente: (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 205)

Existen unos bujes que en vez de tuercas normales tienen un mecanismo accionado manualmente para quitar y poner la llanta en forma muy rápida, esto bujes son caros, delicados y sólo se justifican en competencias donde un par de minutos pueden significar el triunfo o la pérdida del evento. (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985)

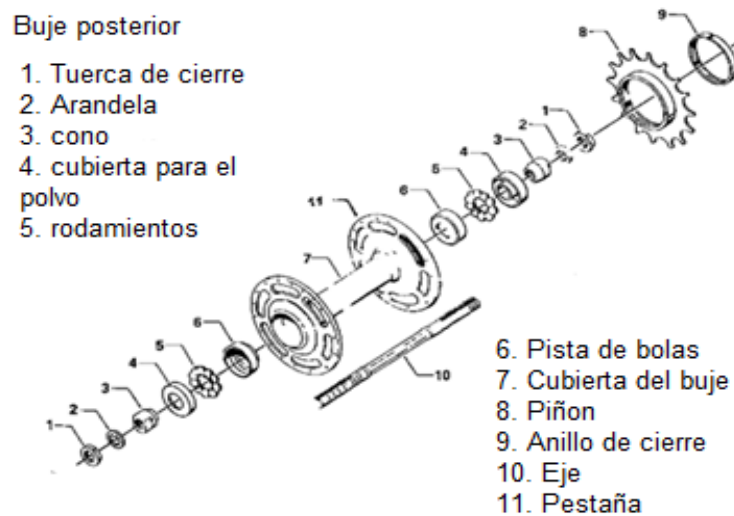


Figura 1. 18.- Buje posterior.

Fuente: (Navarro, R. Heierli, U. & Beck V., 1985, pág. 206)

1.8. SISTEMA DE FRENOS

1.8.1. INTRODUCCIÓN

Uno de los sistemas fundamentales de todo vehículo es el que le confiere la capacidad de disminuir, anular progresivamente su velocidad llegando a detenerlo completamente y mantenerlo inmovilizado cuando está detenido, si así lo decide el conductor. Dicho sistema es el sistema de freno.

Ello se realiza por el rozamiento de unas zapatas sobre un tambor, o de unas pastillas contra un disco, según los casos, con lo cual se transforma la energía cinética que posee todo vehículo en movimiento, en energía calorífica que se irradia a la atmósfera.¹⁰ (Alonso, 2008)

En este apartado se pretende analizar los conceptos fundamentales relacionados con el frenado de los vehículos y especialmente los relacionados con el reparto óptimo de frenada y el análisis de las prestaciones de frenado. Para el análisis consideramos el vehículo como cuerpo rígido, no dotados de suspensiones. Así mismo, se considerará que el movimiento se produce en línea recta y sin acciones laterales.

¹⁰ Alonso, J. (2008). Sistemas de Frenos. En SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENADO (pág. 237). MADRID: Thomson Paraninfo.

El reparto de cargas sobre los ejes del vehículo (sin movimiento), es aproximadamente del 40% del peso total en el eje delantero, y del 60% sobre el eje posterior. Evidentemente, este reparto estático de cargas se modifica en condiciones dinámicas según las aceleraciones o deceleraciones a que se ve sometido el vehículo.

Aunque dicho reparto de cargas dinámicas durante la frenada depende de otros factores tales como la distribución de cargas estáticas, alturas del centro de gravedad y otros, se puede estimar que en un vehículo, dicha configuración de masas en una situación dinámica es el 70% sobre el delantero y un 30% sobre el eje trasero.¹¹ (Imporbrake DCN, 2011)

Las principales fuerzas en juego en el proceso de frenado del vehículo son las que se representan en el esquema siguiente:

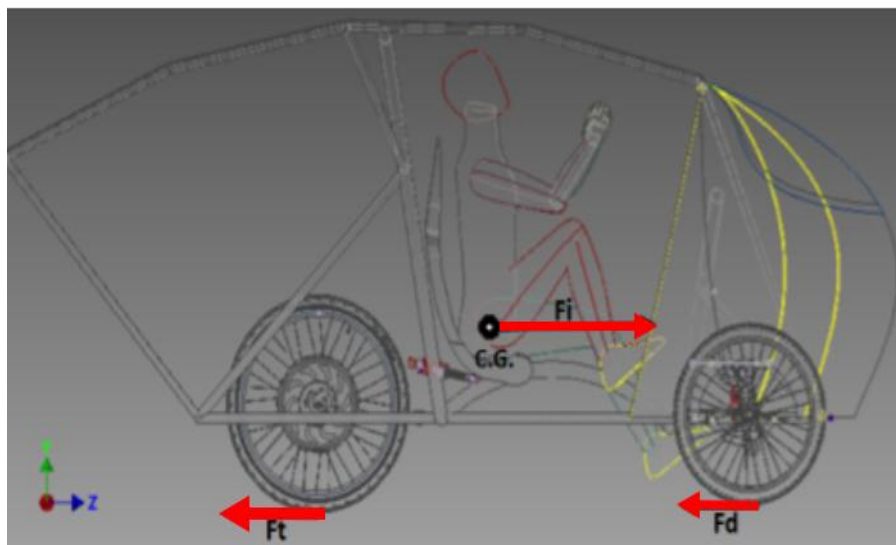


Figura 1. 19.- Fuerzas principales en el proceso de frenado.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Donde la inercia del vehículo al frenar genera una fuerza (F_i) que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo y que normalmente al estar este punto situado a mayor altura que el eje de las ruedas, genera un par de cabeceo en el vehículo que modifica la distribución de cargas sobre los ejes.

¹¹ Imporbrake DCN. (2011). *Imporbrake DCN*. Obtenido de LOS DISCOS DE FRENO: <http://www.imporbrake.com/index.html>

Esta situación supone que tanto el dimensionamiento de los frenos delanteros y posterior así, como las características del material de fricción de las pastillas, han de tener distintas dimensiones y coeficientes para evitar la fatiga en sus componentes.

1.8.2. TIPOS DE FRENOS

Actualmente el tipo de frenos que se utiliza en las bicicletas y tricicletas se puede clasificar en:

- Frenos de aro
- Frenos de buje

Los primeros actúan bajo la presión ejercida sobre los dos lados de la llanta, en cambio los frenos de buje por su parte actúan a través de la presión ejercida sobre el buje de la rueda.¹² (Navarro F. , 2013)

a. Frenos de aro

Los frenos de aro, también conocidos como frenos de llanta, se llaman así porque la fuerza de frenado se aplica por la fricción de las almohadillas en la llanta de la rueda giratoria, frenando así a la bicicleta. Las almohadillas de freno pueden ser de goma y se montan en zapatas de metal. Los frenos de llanta son normalmente activados al apretar una palanca montada en el manillar de dirección por el ciclista.

Los siguientes son algunos de los muchos sub-tipos de frenos de aro:

a.1. Frenos Caliper.- Son los clásicos frenos de tiro lateral accionados por cable, se fija al cuadro o tijera de la bicicleta por medio de un solo tornillo, generalmente sobre la rueda. Sus brazos, cada uno provisto de una zapata, se extienden alrededor de la cubierta para alcanzar la superficie de frenado del aro.¹³ (Navarro P. , 2010)

¹² Navarro, F. (Febrero de 2013). *MECANICA DE LA BICICLETA*. Obtenido de <http://rykybike.blogspot.com/>

¹³ Navarro, P. (2010). *LA INGENIERÍA DE LA BICICLETA*. España: ESTEYCO.



Figura 1. 20.- Frenos caliper.

Fuente: (Ramirez, 2014)

a.2. Frenos Cantilever: Es una denominación inglesa utilizada frecuentemente para referirse al freno de llanta de tiro central. Una variación del Cantilever son los frenos de roldanas y leva, denominados en inglés como Roller–cam, proporcionan aún más potencia y precisión, pero exigen mayor mantenimiento. Usados por lo general en las bicicletas de montaña.



Figura 1. 21.- Frenos Cantilever.

Fuente: (Ramirez, 2014)

Aunque su sistema es esencialmente el mismo que el de los frenos de caliper, se distinguen por el cable que los acciona, hace su función desde el centro, y no desde un lado, y en que las dos almohadillas van atornilladas independientemente a cada lado de la horquilla.

a.3. Frenos V-Brake.- Prácticamente los V-brakes son frenos cantilever de tiro lateral y se montan en los mismos soportes de frenos del marco. Se

diferencia un poco de los brazos son más largos y el alojamiento del cable está conectado a un brazo y el cable al otro.



Figura 1. 22.- Frenos V-Brake.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

b. Frenos de buje

Entre los frenos de buje se destaca la siguiente clasificación:

b.1. Freno de Contrapedal: Frenan la rueda trasera al pedalear hacia atrás, común en bicicletas antiguas y bicicletas playeras.



Figura 1. 23.- Frenos contrapedal.

Fuente: (Ramirez, 2014)

No les afecta la lluvia. Además son parte de la revolución de una velocidad, aunque para sprints callejeros y para estar seguro, cualquier bicicleta necesita un freno delantero adicional. ¹⁴ (Ramirez, 2014).

¹⁴ Ramirez, J. L. (05 de Marzo de 2014). *La Bicicleta*. Obtenido de <http://labicicleta.com>

b.2. Freno de tambor: Son un sistema de frenos en el que dos zapatas opuestas entre sí por un movimiento de expansión, rozan con el interior de un cilindro, llamado tambor, que gira entre la rueda y el buje. Son muy utilizados en bicicletas urbanas europeas y japonesas, no se ve afectado con lluvia o condiciones climatológicas adversas.



Figura 1. 24.- Frenos de tambor.

Fuente: (Ramirez, 2014)

b.3. Freno de disco: Son un sistema de frenado solidario, un disco con la rueda que gira es sometido al rozamiento de unas pastillas, que ejercen sobre ellos una fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, en calor, hasta detenerlo o reducir su velocidad.



Figura 1. 25.- Frenos de disco.

Fuente: (Ramirez, 2014)

1.8.3. COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO

Los componentes del sistema de frenos que utiliza la tricicleta solar son los siguientes:

- Discos de freno
- Pastillas de freno
- Aceite mineral
- Manetas de frenos
- Acoples hidráulicos
- Calipers o pinzas de freno
- Cañerías flexibles y de acero
- Frenos v-brakes

1.8.4. FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PROCESO DE FRENADO

Para el desarrollo de este proceso se considerará al vehículo como un sólido rígido, no dotado de la suspensión y con simetría de masas. Así mismo, se considerará que el movimiento se produce en un tramo de calzada recta, con pendiente constante y sin acciones laterales.

a. Fuerzas de frenado

Las principales fuerzas retardadoras del vehículo en el proceso de frenado son las que desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con la calzada, al serles aplicados pares que se oponen al movimiento, es decir, las fuerzas de frenado.¹⁵ (Roadhouse, 2011)

Asumiendo que existe una adecuada tracción (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure una correcta frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al esfuerzo de rotación generado previamente por la rueda.

Dicho valor será función de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada será:

$$Fuerza\ de\ frenado = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático}} \quad \text{Ec. 1.4}$$

¹⁵ Roadhouse. (Mayo de 2011). *Manual Técnico de las Pastillas de Freno*. Obtenido de Imporbrake DCN: <http://www.imporbrake.com/>

b. Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura interviene como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado. Su influencia es pequeña frente a la fuerza de frenado, ayudan durante el proceso de deceleración. La resistencia a la rodadura está compuesta por la fricción neumático-suelo y pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión. Se puede decir que el valor de la resistencia a la rodadura crece casi proporcionalmente a la velocidad.¹⁶ (Imporbrake DCN, 2011)

c. Adherencia

La eficacia de la frenada depende del contacto neumático-asfalto principalmente o, lo que es lo mismo, la adherencia.

El coeficiente de adherencia (f) es un valor experimental que define la mayor o menor adhesión de los cuerpos en contacto, neumático y calzada. Este coeficiente depende del desgaste de los neumáticos y del estado de la superficie de desplazamiento. En la tabla adjunta se puede ver valores típicos de adherencia para neumáticos de bicicletas en distintos tipos de calzada.

Tabla 1. 1.- Factores de adherencia según el tipo de carretera y velocidad.

Descripción de la superficie	SECA		HUMEDA		
	Menos de 50 km/h	Más de 50 km/h	Menos de 50 km/h	Más de 50 km/h	
Asfalto	Velocidad nuevo, liso	0,80-1,20	0,65-1,00	0,50-0,80	0,45-0,75
	usado	0,60-0,80	0,55-0,70	0,45-0,70	0,40-0,65
	Pulimento por el tráfico	0,55-0,75	0,45-0,65	0,45-0,65	0,40-0,60
	capa gruesa	0,5-0,60	0,35-0,60	0,30-0,60	0,25-0,55
Cemento	nuevo, liso	0,80-1,20	0,70-1,00	0,50-0,80	0,40-0,75
	usado	0,60-0,80	0,60-0,75	0,45-0,70	0,45-0,65
	Pulimento por el tráfico	0,55-0,75	0,40-0,65	0,45-0,65	0,45-0,60

Fuente: (<http://www.causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/tabla-de-factores-de-rozamiento-del-pavimento-para-neumaticos-de-goma>, 2009)

¹⁶ Imporbrake DCN. (2011). *Imporbrake DCN*. Obtenido de LOS DISCOS DE FRENO: <http://www.imporbrake.com/index.html>

d. Fricción en el frenado

En el proceso de frenado se reduce la velocidad del vehículo por medio de la fricción, convirtiendo la energía cinética o potencial del mismo en calorífica, provocando un aumento de la temperatura global del sistema.¹⁷ (Ocaña, 2012)

Debido a ello, a estos componentes se les requiere unas características específicas, ya que deben soportar altas temperaturas sin desgastarse en exceso pero con un buen coeficiente de rozamiento y ventilación necesaria para poder frenar el vehículo con seguridad y fiabilidad.

También el coeficiente de rozamiento del material de fricción ha de ser lo más estable posible a distintas velocidades y a diferentes presiones en el sistema de freno de forma tal que el conductor pueda prever el resultado cuando trata de desacelerar el vehículo.

e. Distribución de pesos del vehículo

Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del mismo se reparte entre el eje delantero y el trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto, así como la ubicación de cada uno de los componentes de los sistemas que lo conforman, como se puede visualizar en la figura siguiente.

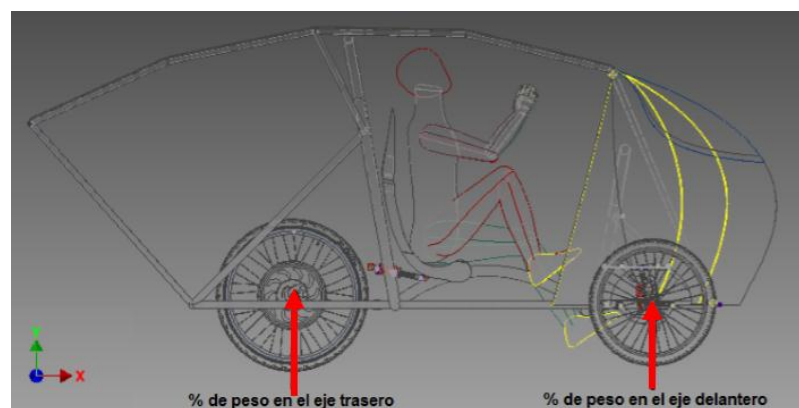


Figura 1. 26.- Distribución de pesos del vehículo.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

¹⁷ Ocaña, E. C. (Marzo de 2012). *Diseño y Cálculo del sistema de Frenado para un prototipo Formula Student*. Recuperado el 22 de Julio de 2014, de <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenio-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>.

f. El mecanismo de fricción

En la interacción entre dos superficies de contacto aparecen diversos fenómenos cuyo conocimiento es de vital importancia.¹⁸ (Roadhouse, 2011) Estos tres fenómenos que aparecen son:

- **Fricción:** Efecto que proviene de la existencia de fuerzas tangenciales que aparecen entre dos superficies sólidas en contacto cuando permanecen unidas por la existencia de esfuerzos normales a las mismas.
- **Desgaste:** Consiste en la desaparición de material de la superficie de un cuerpo como consecuencia de la interacción con otro cuerpo.
- **Adhesión:** Capacidad para generar fuerzas normales entre dos superficies después de que han sido mantenidas juntas. Es decir, la capacidad de mantener dos cuerpos unidos por la generación anterior de fuerzas de unión entre ambos.

Fricción se trata de la resistencia al movimiento que existe cuando un objeto sólido se mueve tangencialmente con respecto a la superficie de otro sólido con el que está en movimiento.

$$\mu = \frac{F \text{ [N]}}{N \text{ [N]}}$$

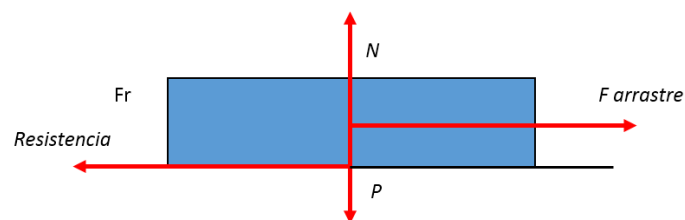


Figura 1. 27.- Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Hay que distinguir que existen dos situaciones destacables en cuanto se refiere a la fricción:

¹⁸ Roadhouse. (Mayo de 2011). *Manual Técnico de las Pastillas de Freno*. Obtenido de Imporbrake DCN: <http://www.imporbrake.com/>

- **Fuerza de fricción estática:** Esta es la fuerza necesaria para iniciar el movimiento de una superficie respecto de la otra. Si la fuerza tangencial aplicada es menor a este valor, no existe movimiento y la fuerza de fricción es igual o mayor a la tangencial aplicada.
- **Fuerza de fricción cinética o dinámica:** Es la fuerza necesaria para mantener el movimiento de una de las superficies. Se trata de una fuerza de menor valor que la estática.

A continuación se resaltan las leyes fundamentales en las que se basa el fenómeno de la fricción.

- La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal.

$$F = \mu * N \qquad \text{Ec. 1.5}$$

- La fuerza de fricción es independiente del área aparente de contacto. Por ello, objetos grandes y pequeños del mismo par de materiales presentan el mismo coeficiente de fricción ya que depende sólo de la naturaleza de dichas superficies y no del espacio que ocupan.
- La fuerza de fricción teóricamente es independiente de la velocidad de deslizamiento (aunque en la práctica no es así debido a la sensibilidad de los materiales de fricción a la presión, la velocidad y la temperatura)

g. Eficacia del frenado

Puede resumirse que la deceleración y detención de automóviles es consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de los neumáticos, desarrolladas por los elementos que conforman el sistema de frenos, en combinación con la adherencia de los neumáticos al asfalto.

Si no existe adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y el asfalto, la frenada y deceleración del automóvil es nula y el vehículo no se detiene. Esto pasa, por ejemplo, al frenar en una zona con placas de hielo.

Cuanto más elevada sea la adherencia entre la superficie de contacto de los neumáticos y la calzada, mayor fuerza de rozamiento de los neumáticos, mayor deceleración y menor tiempo y espacio recorrido en la frenada.

La desaceleración depende básicamente de la adherencia de las superficies de contacto y su valor debe medirse de manera experimental. Por este motivo, para medir el grado de desaceleración en el frenado se recurre a valorar el rendimiento o eficacia de frenado de los vehículos.

La eficacia de frenado de un automóvil se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a los dos ejes.

$$Eficacia\ de\ frenado = \frac{\sum F_{frenos}}{Peso} * 100 (\%) \quad \text{Ec. 1. 6}$$

En realidad, lo que indirectamente da a conocer la eficacia de frenado de un automóvil es el grado de la desaceleración que se produce en el mismo al frenar.

h. Distancia de parada

La distancia de parada es el espacio recorrido por un automóvil desde el momento que el conductor acciona el pedal de freno hasta que el vehículo se detiene por completo.

Esta distancia dependerá de diversos factores, tales como, la fuerza de frenado aplicada, el grado de adherencia entre los neumáticos y el asfalto, la velocidad del automóvil, los cuales son variables y de difícil determinación. Este es el motivo por el que no se puede precisar un cálculo determinante para valorar la magnitud del espacio recorrido en el proceso de frenado. ¹⁹ (Ocaña, 2012)

¹⁹ Ocaña, E. C. (Marzo de 2012). *Diseño y Cálculo del sistema de Frenado para un prototipo Formula Student*. Recuperado el 22 de Julio de 2014, de <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenio-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>

No obstante, a efectos de cálculo, el valor orientativo de la distancia de parada o espacio recorrido durante una frenada se determina en función del cuadro de la velocidad de marcha y la desaceleración del vehículo.²⁰ (Vera, 1995, pág. 247)

$$D_p = \frac{v^2}{2 * a_v} \quad \text{Ec. 1.7}$$

Donde:

- D_p = Es la distancia de parada del vehículo en [m].
- v^2 = Es la velocidad del vehículo en [m/s].
- a_v = Es la desaceleración del vehículo en [m/s^2].

En esta ecuación puede observarse que este cálculo no depende de las características del propio automóvil, sino que relaciona únicamente la velocidad del vehículo y la desaceleración o eficacia de frenado, por lo cual, se trata de un cálculo genérico para todos los vehículos.

i. Tiempo de frenada

Es evidente que la detención de un vehículo consume un determinado tiempo, durante el cual se desplaza con velocidad decreciente. A continuación se examinan los conceptos relacionados con la cinética del frenado.

Si a un automóvil se le aplica una fuerza de sentido contrario al movimiento, se producirá en él una desaceleración (aceleración negativa); por tanto si a un vehículo que está en movimiento se le aplica una fuerza de frenado F_s entre neumático con el piso se origina una desaceleración en su movimiento que será proporcional a la fuerza aplicada, al ser constante la masa m del mismo.²¹

²⁰ Vera, C. (1995). *Diseño y Cálculo del Sistema de Frenos en automoviles*. Madrid: ETS INGENIEROS INDUSTRIALES.

²¹ SANZ GONZALEZ, A. (1991). *Tecnología de la Automoción*. Barcelona: DON BOSCO.

(SANZ GONZALEZ, 1991, pág. 189). Según esto la desaceleración a_v producida en el vehículo es:

$$a_v = \frac{F_s}{m} \quad \text{Ec. 1. 8}$$

Donde:

- F_s = Es la fuerza de frenado [N].
- m = Es la masa total del vehículo [kg]

El tiempo de frenado t_f es:

$$t_f = \frac{v}{a_v} \quad \text{Ec. 1. 9}$$

Obteniendo el tiempo de frenado en función del coeficiente de adherencia entre neumático con el piso μ es:

$$t_f = \frac{v}{\mu * g} \quad \text{Ec. 1. 10}$$

En el efecto de frenado hay que tener en cuenta que, desde que el conductor ve el obstáculo hasta que pisa el freno, transcurre un cierto tiempo, llamado tiempo de reacción t_r que, en condiciones normales de reflejos, suele ser de un segundo; luego el tiempo de parada real t_p en segundos de un vehículo es:

$$t_p = t_f + t_r = \frac{v}{\mu * g} + 1 \quad \text{Ec. 1. 11}$$

Es decir que, para que el vehículo se detenga es necesario que transcurra aproximadamente un segundo que tarda el conductor desde que ve el obstáculo hasta aplicar los frenos más el tiempo que se necesite para que el vehículo desacelere por consecuencia de la adherencia del neumático con el piso.

CAPÍTULO II

DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LOS SISTEMAS

2.1. CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES

El presente proyecto tiene como objetivo contribuir con la investigación, diseño y construcción de los sistemas de transmisión y de frenado para una tricicleta híbrida impulsada por energía solar y humana, cuya intención principal es la construcción de un prototipo que aporte al desarrollo de la movilidad eléctrica y participar en la Competencia Latinoamericana de vehículos solares Fotovoltaicos denominada “La Ruta Solar”, en categoría tres ruedas, que se realizará el desierto de Atacama en Chile.

Esta tricicleta solar debe ser capaz de partir desde el reposo ya sea con la transmisión humana o a su vez con la transmisión eléctrica y, ya, en curso controlar o a su vez anular completamente su velocidad partiendo desde una velocidad inicial mínima de 20 km/h en una distancia impuesto por la normativa de la competencia para este tipo de vehículos que es de 5m, además de poseer cualidades importantes como:

- Buena relación de transmisión para hacerle competitiva.
- Mantenerse estático en una pendiente de hasta 20° con el piloto en posición de conducción.
- Soportar cargas máximas establecidas en el diseño para lograr que los sistemas mecánicos alcancen competitividad sin dejar de lado la resistencia, la seguridad, la confiabilidad de sus materiales constitutivos en cada uno de los elementos que lo conforman los sistemas descritos anteriormente.

2.2. LA CASA DE LA CALIDAD

Es un método de gestión de calidad basado en transformar las demandas del usuario en la calidad del diseño, implementar las funciones que aporten

innovación, e implementar métodos para lograr calidad del diseño en subsistemas y componentes.

En esta parte se describe los requisitos que deben cumplir el prototipo y ensamble final, así como los requerimientos de validación y criterio de aceptación que se impondrá en fases posteriores.

Las especificaciones técnicas de los sistemas son determinadas por medio de la casa de la calidad, que es una herramienta del QFD (Quality Function Deployment) cuyo fin principal es el de plasmar los requerimientos y deseos del cliente en el producto, y permite la planificación de la calidad durante todo el ciclo de realización del proyecto.²² (Riba, 2006)

Para elaborar la casa de la calidad se requiere, en primer lugar conocer la voz del cliente, mediante la cual este manifiesta sus requerimientos y deseos del producto o proceso, luego estos son traducidos, por medio del criterio del ingeniero, en requerimientos técnicos. Finalmente estos requerimientos técnicos son evaluados y focalizados, aquellos de mayor importancia o relevancia y cómo éstos se alinean con las necesidades de los clientes.

Con los resultados en la QFD podemos identificar y analizar directrices que macaran el diseño de los sistemas de transmisión y frenado.

2.3. VOZ DEL USUARIO

De acuerdo al criterio del usuario, el diseño y construcción de los sistemas de transmisión y de frenado de la tricicleta solar, debe contar con las siguientes características:

- Que sea durable.
- Que sea resistente.
- Que sea liviano.
- Que cumpla con las especificaciones de la competencia.

²² Riba, C. (14 de 10 de 2006). *Ingeniería Concurrente*. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu.com>

- Que tenga un buen desempeño mecánico (relación de transmisión).
- Que sea ergonómico.
- Que sea de coste reducido.
- Que tenga seguridad al frenar.
- Que tenga buena facilidad de montaje y desmontaje.
- Que sea mantenible.
- Que no sea ruidoso.

2.4. VOZ DEL INGENIERO

Una vez conocidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a traducirlos a especificaciones o características técnicas:

- Material de construcción.
- Dimensiones.
- Tipo de motor.
- Tipo de transmisión.
- Relación de transmisión.
- Distancias entre ejes (propulsado-propulsor).
- Peso neto.
- Disposición de los componentes en la estructura.
- Velocidad máxima.
- Tipo de sistema de frenos delantero y posterior.
- Distancia de frenado a velocidad promedio.
- Modo de accionamiento para frenado.
- Presión aplicada a las manetas de freno

Estas especificaciones iniciales se ingresó a la plantilla de la casa de la calidad para cada uno de los sistemas, de manera eficaz y rápida se puede evaluar y seleccionar la alternativa de mayor importancia o la de mayor ponderación de acuerdo a las características de calidad vs calidad exigida por el cliente.

2.5. RESULTADOS

Según el libro “Diseño Concurrente”, propuesto por Charles Riba, se ha determinado las especificaciones del sistema de transmisión y frenos de la tricicleta solar.

Sin embargo se ha debido hacer pequeñas modificaciones con el propósito de adecuar el método al presente proyecto. Una vez culminado el estudio de diseño, análisis, construcción y montaje de cada uno de los sistemas (Sistema de transmisión y Sistema de frenos) se pudo describir con ingenio y creatividad los resultados que permitan satisfacer adecuadamente las necesidades y requerimientos de los clientes. En el sistema de transmisión, la transmisión flexible por cadenas es la de mayor ponderación y se ajusta más a las necesidades del cliente, en cambio para el sistema de frenos las dos alternativas son viables y necesarias, ya que se tiene previsto poseer sistemas independientes en cada eje, más un sistema de freno de estacionamiento.

2.6. CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD

La casa de la calidad ha brindado información valiosa acerca de las características técnicas que satisfacen en mayor medida al cliente, de entre ellas se destacan los siguientes más relevantes:

- La ergonomía del ocupante es el factor principal para evitar el estrés o cansancio, al poner en funcionamiento del sistema de transmisión.
- El material de construcción del sistema de transmisión en general debe ser resistente al desgaste, templones y fuerza brusca de rozamiento para que tenga la capacidad de soportar la deformación torsional y fatiga.
- El requerimiento del diseño de una transmisión que sea compatible con los requerimientos del cliente, está en base a una apropiada relación de transmisión y la distancia entre el eje de propulsión y el eje propulsado.
- Un frenado eficiente estará en función al área de rozamiento y los materiales de construcción del disco y sus pastillas de freno.

Como se ve, estos parámetros están directamente relacionados con los aspectos principales de funcionalidad y seguridad de la tricicleta solar: la facilidad de tracción, ya sea con tracción híbrida o con tracción totalmente independiente (eléctrica o humana), y ya en circulación controlar la velocidad con el sistema de frenos de acuerdo a la necesidad y condiciones de tráfico.

El sistema de transmisión de este vehículo estará conformado por dos tipos de propulsión; propulsión eléctrica alimentada con energía proveniente de la radiación solar captada por celdas fotovoltaicas y con propulsión humana por medio de la fuerza ejercida en los pedales dispuestos de una forma ergonómica y segura.

El material de construcción debe tener un compromiso entre dureza y peso para que el componente no aumente en exceso la masa no suspendida del vehículo, por lo tanto el peso del sistema de transmisión afectará de manera directa a las prestaciones dinámicas del vehículo híbrido.

En lo que respecta a su fabricación, la simetría y el paralelismo del sistema en general deberá acoplarse de con la estructura, las bases, templadores, cambios manuales y el neumático posterior, con unas relaciones de transmisión apropiada para su correcto funcionamiento.

De la misma manera el sistema de frenos del vehículo poseerá dos formas de frenado; hidráulico y mecánico. Con frenos de disco en los tres neumáticos, activados hidráulicamente desde los manubrios en el timón de dirección ubicados en la parte lateral derecha e izquierda para cada eje (delantero y posterior) con sistemas de frenos independientes. El sistema de freno mecánico será accionado manualmente desde la parte lateral derecha del ocupante, con una palanca, éste freno será utilizado en caso de emergencia al fallar uno o los dos sistemas de frenos principales.

2.7. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Por medio de la casa de la calidad se ha establecido las especificaciones técnicas del sistema de transmisión y frenos los siguientes parámetros técnicos de cada uno de los sistemas:

Tabla 2. 1.- Especificaciones técnicas para el diseño y construcción del sistema de transmisión.

ESPE - EL		Producto:		Fecha Inicial: 25/06/2014
				Última revisión: 07/10/2014
Diseñadores: Abrahan Jorque Luis Guano		Sistema de transmisión de la tricicleta solar		Página 1
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		D	R	Sistema de transmisión que permita acoplar y desacoplar de manera fácil y segura la tracción humana con la eléctrica, generando la mayor eficiencia en su funcionamiento.
Fuerzas		D	R	Disminución y aprovechamiento adecuado del esfuerzo ejercido por las extremidades inferiores en los pedales o el motor eléctrico.
			R	Absorción correcta de vibraciones generadas por la irregularidades de la vía y masas no suspendidas del vehículo
Energía		C	D	Aprovechamiento adecuado de la radiación solar por medio de paneles fotovoltaicos para lograr el desplazamiento del vehículo.
Mantenimiento		D	R	Lubricación periódica de la cadena de transmisión de potencia y engrasado de los rodamientos
			D	De fácil montaje y desmontaje
<p>Propone: M=Márquetin, D= Diseño, P= Producción, F= Fabricación, C= Calcular</p> <p>R/D: R= Requerimiento, D= Deseo, MR= Modificación de requerimiento.</p>				

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Tabla 2. 2.- Especificaciones técnicas para el diseño y construcción del sistema de frenos.

ESPE - EL		Producto:		Fecha Inicial: 17/06/2014
				Última revisión: 24/10/2014
Diseñador: Abrahan Jorque Luis Guano		Sistema de frenos de la tricicleta solar		Página 2
Especificaciones Iniciales				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		D	D	Conferir la capacidad de disminuir o anular progresivamente la velocidad de la tricicleta solar.
Fuerzas		D	R	La fuerza de accionamiento de los frenos debe ser mínima para que al ocupante de la tricicleta no le cause estrés en conducción.
			R	La fuerza aplicada en el contacto entre disco-pastilla debe ser capaz de detener la tricicleta en la distancia dispuesta por la competencia.
Precisión		D	R	La precisión de frenado es directamente proporcional a la calidad de material utilizado.
Revisión		C	D	Sistema de frenos que cumpla con la normativa de la competencia.
		D	R	Visualizar el sellado correcto del sistema hidráulico.
		D	R	Revisa el desgaste normal de la superficie de fricción entre las pastillas con el disco
<p>Propone: M=Márquetin, D= Diseño, P= Producción, F= Fabricación, C= Calcular</p> <p>R/D: R= Requerimiento, D= Deseo, MR= Modificación de requerimiento.</p>				

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

CAPÍTULO III

DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL

3.1. ANÁLISIS FUNCIONAL DE LA TRICICLETA SOLAR

3.2. DEFINICIÓN DEL ANÁLISIS FUNCIONAL

El análisis funcional es una técnica propuesta por el ingeniero estadounidense Lawrence D. Miles, cuyo propósito es de separar la acción que se efectúa el componente o mecanismo, para de este modo buscar nuevas soluciones a un mismo problema. El análisis funcional logra tener mejores productos a un menor costo.²³ (Lawrence, 1989)

Para poder aplicar esta herramienta de diseño, es necesario establecer claramente las funciones primarias y secundarias de los sistemas de transmisión y frenos. Las funciones primarias son aquellas por las que el cliente utiliza la tricicleta, debido a sus características de eficiencia, seguridad y ergonómica. Las funciones secundarias son aquellas que permiten que la función primaria se ejecute satisfactoriamente y son las que, mediante este análisis, se determinan.

Establecidas todas las funciones secundarias se procede a sugerir soluciones adecuadas para desempeñar estas funciones, para luego elegir la opción más contundente. Estas funciones pueden ser agrupadas con el fin de obtener módulos que sean capaces de cumplir un conjunto de funciones secundarias, obteniéndose así un desempeño modular.

Con la ayuda de diagramas de flujo se puede desarrollar la descomposición funcional de los sistemas antes mencionados, en cada recuadro aparecen cada función, pueden tener tres tipos de entradas y salidas: control, material y energía. Los diagramas de flujo se presentan en diferentes niveles, comenzando con el nivel cero o función global, y continuando hasta el nivel que se estime conveniente.

²³ Lawrence, D. (1989). Techniques of value analysis and engineering. USA; miles value foundation.

3.3. DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

3.3.1. FUNCIÓN 1.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Al observar la función de la tricicleta solar, se tiene en el primer conjunto como objetivo la variación constante de las relaciones de transmisión y torque necesario de acuerdo a las condiciones de la carretera y requerimiento del conductor.

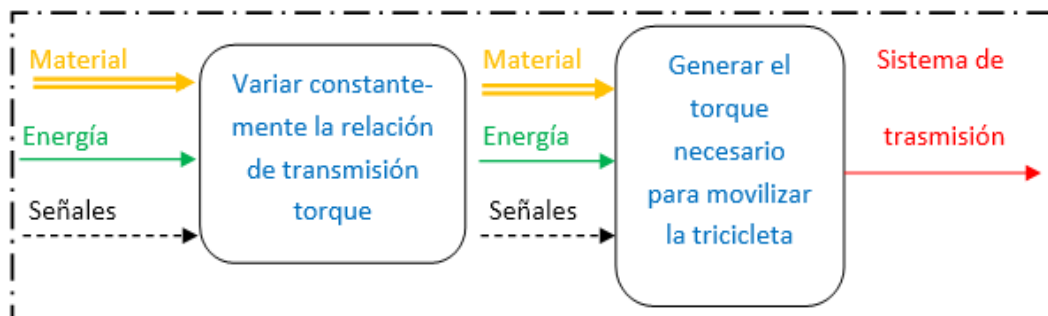


Figura 3. 1.- Función del Sistema de Transmisión.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

3.3.2. FUNCIÓN 2.- SISTEMA DE FRENOS

Otra función de la tricicleta solar es la de disminuir, anular progresivamente su velocidad llegando a detenerlo completamente y mantener inmobilizado cuando está detenido mediante el sistema de frenos brindando de esta manera seguridad al piloto.

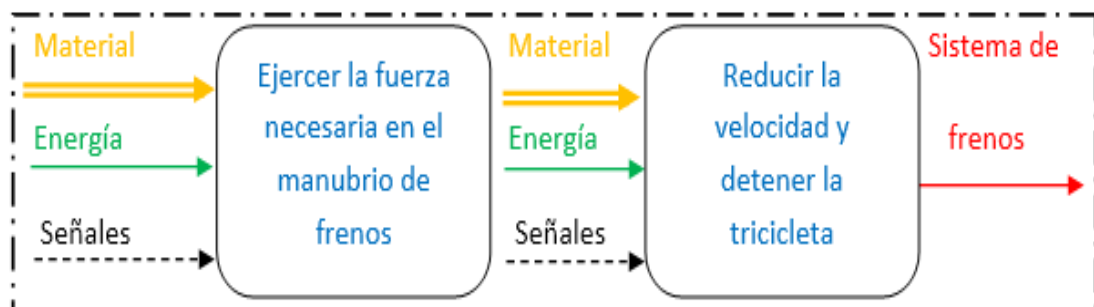


Figura 3. 2.- Función del sistema de frenos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

3.4. ANÁLISIS DE DIAGRAMAS FUNCIONALES

Se ha estimado conveniente desarrollar el diagrama funcional de nivel 2 para mostrar el funcionamiento de los sistemas de transmisión y frenos del proyecto en mención.

Dentro de este análisis las variables que intervienen en el funcionamiento del sistema transmisión humana para poder generar el torque necesario y lograr su desplazamiento son:

- Peso del vehículo en kg.
- Fuerza promedio de las extremidades inferiores de una persona [kg].
- Velocidad máxima de recorrido.

Mediante estas variables realizamos los cálculos pertinentes para las variaciones constantes de la relación de transmisión y torque necesario para impulsar la tricicleta solar. De esta manera analizar las relaciones de transmisión adecuadas que cumpla la función principal con el menor esfuerzo físico del ocupante.

En cambio las variables para el funcionamiento del sistema de frenos para conferir la capacidad de disminuir y anular completamente la energía cinética que posee todo vehículo en movimiento son:

- Fuerza de frenado.
- Componentes de peso total de la tricicleta.
- Acciones aerodinámicas.
- Condiciones de la adherencia y resistencia a la rodadura de los neumáticos seleccionados.

Con las mismas que realizaremos un estudio minucioso de cada una de ellas para poder dimensionar los elementos que formarán parte del sistema de frenado, evitando la fatiga exagerada de sus componentes y brindando seguridad al conductor.

3.5. DEFINICIÓN DE MÓDULOS

La modularidad consiste en dividir los sistemas en varios conjuntos (módulos) funcionales o constructivos. El diseño de los sistemas se realizara tomando en cuenta la modularidad que contribuye enormemente en varios aspectos tales como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento y la facilidad de producción.

Debido a que dentro del proceso de fabricación del sistema de transmisión y frenos de la tricicleta solar, los componentes cumplen varias funciones, resulta apropiado realizar una división modular. Para esto se analiza cuidadosamente los diagramas funcionales para establecer la división modular más idónea tomando en cuenta las interfaces de los flujos energéticos, de materia y de señal de cada estudio a realizar.

La división se realiza por la autonomía con la que operan estos dos conjuntos de funciones.

- Sistema de transmisión.
- Sistema de frenos.

El primer conjunto se encarga de transmitir todo el movimiento generado por el motor y el ocupante hacia las ruedas motrices. El segundo conjunto tiene la capacidad de reducir la velocidad del vehículo o detenerlo completamente.

3.6. SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO

3.7. DIVISIÓN MODULAR PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

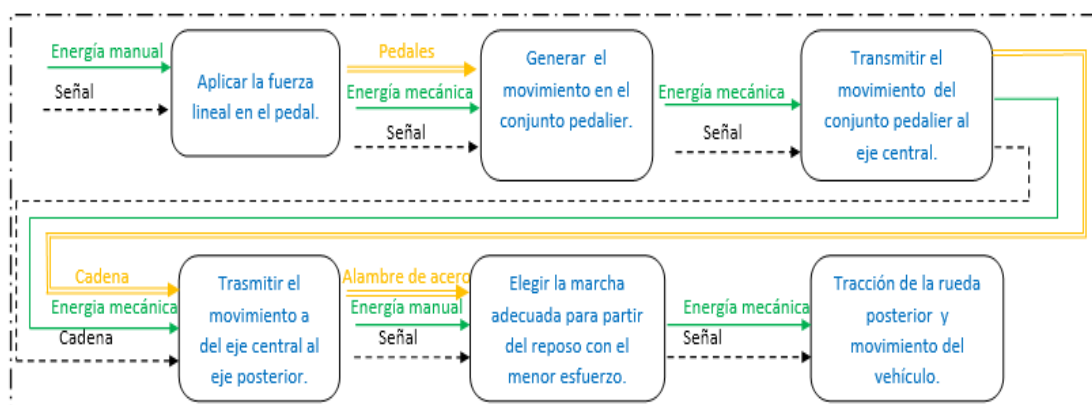


Figura 3. 3.- División modular del sistema de transmisión.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Este conjunto cumple la función de multiplicar y desmultiplicar la fuerza generada las extremidades inferiores del piloto y por el motor eléctrico, transmitiendo dicha fuerza a los neumáticos logrando el desplazamiento de la tricicleta.

3.7.1. MÓDULO 1. TRANSMISIÓN FLEXIBLE

Con el desarrollo de este módulo nos ayudará a elegir un tipo de transmisión flexible para la tricicleta que brinde ventajas en costo, construcción, montaje y eficiencia del sistema.

a. Características de cada alternativa de solución

a.1. Alternativa 1. Cadenas

- Relación de transmisión constante.
- Permite la inversión de giro.
- Capacidad para impulsar varios ejes.
- Transmiten las vibraciones del mecanismo
- Soportan tensiones altas.

a.2. Alternativa 2. Correas planas

- Silenciosas.
- Gran variedad de dimensiones, potencias y aplicaciones.
- Gran capacidad de amortiguación de vibraciones.
- Toleran desalineación entre ejes y ejes no paralelos.
- Pueden patinar. No proveen movimiento sincronizado.

a.4. Alternativa 3. Correas sincronizadas

- Construcción más sólida. Casi no requieren tensión inicial.
- No presentan el problema de variación de cuerda de las cadenas.
- Movimientos de altísima precisión.
- Costó más elevado

b. Diseño conceptual para la transmisión flexible

Se toma varias opciones como tentativa, que con un adecuado análisis conceptual se elegirá la más conveniente de los tipos de transmisión flexible para implementar en la tricicleta solar.

Tabla 3. 1.- Mapa morfológico de los tipos de transmisión flexible.

Tipos de transmisión	Solución 1	Solución 2	Solución 3
	Cadenas	Correas planas	Correas sincronizadas
			
Costo de adquisición	Bajo	Considerable	Elevado
Peso	Moderado	Liviano	Liviano
Adaptación al sistema	Fácil	Moderado	complejo
Tamaño del componente	Normal	Normal	Normal
Vida útil	Prolongada	Moderada	Prolongada
Eficiencia	Alta	Media	Alta
Costo de mantenimiento	Bajo	Medio	Alto

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.1. Alternativa de diseño ideal

Después de un análisis realizado dentro de las posibles alternativas expuestas en la tabla 3.1, determinamos que el tipo de transmisión flexible por cadenas es la más adecuada para implementar en la tricicleta solar, la cual presenta características de vida útil prolongada, reducido costo económico y presenta alta eficiencia de funcionamiento del sistema.

Por lo cual se presenta a continuación una tabla de ponderación la misma ratifica la opción escogida.

Tabla 3. 2.- Ponderación del sistema de transmisión flexible.

Características	Ponderación	Alternativa	Alternativa	Alternativa
		1	2	3
	[%]	Cadenas	Correas planas	Correas sincronizadas
Costo de adquisición	0.2	9	8	6
Peso [kg]	0.1	7	9	9
Adaptación al sistema	0.1	9	6	4
Tamaño del componente	0.1	9	9	9
Vida útil	0.2	9	6	8
Eficiencia	0.2	9	5	8
Costo de mantenimiento	0.1	8	6	4
TOTAL	1	8.7	6.8	7

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

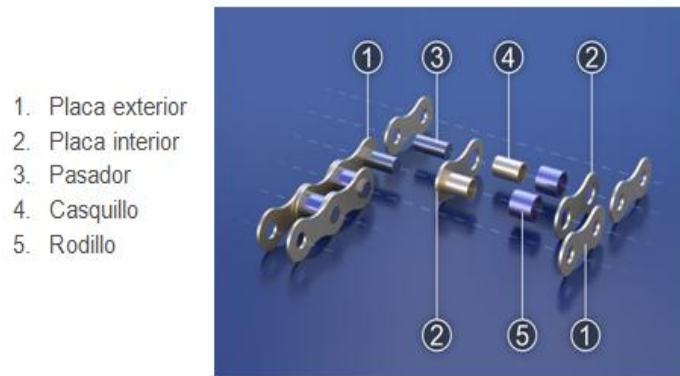


Figura 3. 4.- Despiece de la cadena de transmisión.

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 887)

3.7.2. MÓDULO 2. EJES

Es uno de los elementos de gran importancia en el sistema de transmisión y es el encargado de transmitir el esfuerzo a la rueda posterior mediante el movimiento de las bielas adosadas a él y con la colaboración de la cadena, platos y piñones. El eje soporta toda la potencia que ejercemos con el pedaleo y es por lo que debe estar en óptimas condiciones y correcta lubricación. Existen varios tipos de ejes de acuerdo a la función a emplear:



Figura 3. 5.- Tipos de ejes.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

a. Características de cada alternativa de solución.

a.1. Alternativa 1. Eje pedalier de cartuchos sellados

- Caja del pedalier : 68 mm
- Longitud del eje : 110 mm
- Tipo de caja del pedalier : Inglés/Europeo (BSC, BSA)
- Tipo de eje : Cuadrado

a.2. Alternativa 2. Eje pedalier Octalink

- Caja del pedalier : 70 mm
- Longitud del eje : 118mm
- Tipo de caja del pedalier : Octalink BB-ES25 italiana
- Tipo de eje : Estriado

a.3. Alternativa 3. Eje pedalier ISIS

- Caja del pedalier : 68 mm
- Longitud del eje : 113mm
- Tipo de caja del pedalier : Octalink BB-ES25 italiana
- Tipo de eje : Estriado

b. Diseño conceptual de los ejes de transmisión.

Tabla 3. 3.- Mapa morfológico de los ejes de transmisión.

Tipos de ejes	Alternativa 1 Cartuchos sellados	Alternativa 2 Octalink	Alternativa 3 ISIS
Características			
Costo de adquisición	Bajo	Moderado	Elevado
Peso	Moderado	Moderado	Moderado
Adaptación al sistema	Fácil	Moderado	Moderado
Tamaño del componente	Normal	Normal	Normal
Vida útil	Prolongada	Moderada	Prolongada
Eficiencia	Alta	Media	Alta
Costo de mantenimiento	Bajo	Medio	Alto

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.1. Alternativa de diseño ideal

Determinamos un análisis de la tabla 3.3, el eje de cartucho sellado es la opción más adecuada, por cumplir los requerimientos para nuestra tricicleta, además de acoplarse con exactitud en el cuadro para la rueda posterior. Por lo cual se presenta a continuación una tabla de ponderación la misma ratifica la opción escogida.

Tabla 3. 4.- Ponderación de ejes de transmisión.

Características	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	[%]	Cartuchos sellados	Octalink	ISIS
Costo de adquisición	0.2	10	8	4
Peso [kg]	0.1	8	7	8
Adaptación al sistema	0.1	9	6	4
Tamaño del componente	0.1	9	9	9
Vida útil	0.2	8	6	8
Eficiencia	0.2	9	8	8
Costo de mantenimiento	0.1	8	7	4
TOTAL	1	8.8	7.3	6.5

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)



Figura 3. 6.- Eje pedalier de 110 mm.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

3.7.3. MÓDULO 3. RODAMIENTOS

Un rodamiento o cojinete es un componente utilizado para la disminución de la fricción que podría ser causado por cualquier elemento relacionado con la rotación, con el fin de alcanzar la máxima eficiencia de la energía. Entre sus funciones tenemos disminuir la conversión de la energía de torque a energía de calor, soportan cargas radiales, axiales y sometidas a una fatiga considerable.

Todo tipo de cojinete antifricción consta de cuatro partes básicas:

- Un anillo interior
- Un anillo exterior
- Los elementos rodantes
- Una caja o jaula



Figura 3. 7.- Rodamientos del eje en la tricicleta.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

a. Características de cada alternativa de solución

a.1. Alternativa 1. Rodamientos rígidos de bolas

- Absorben cargas radiales y axiales.
- Pueden operar a altas velocidades.
- Impiden la entrada de elementos extraños.
- Previenen la salida de la grasa.
- Son de uso común.

a.2. Alternativa 2. Rodamientos de rodillos




- Son desmontables.
- Soportan grandes cargas radiales.
- Operan en el rango de 30°C-150°C
- Baja capacidad de carga axial.

a.3. Alternativa 3. Rodamiento de agujas

- Soportan grandes cargas radiales.
- Gran precisión de centrado.
- Operan con grandes cargas.
- Alta precisión de rodaje.

b. Diseño conceptual para los rodamientos

Tabla 3. 5.- Mapa morfológico de los rodamientos.

	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Tipos de rodamientos	Rodamiento de Bolas	Rodamiento de rodillos	Rodamiento de agujas
Características			
Protección contra la corrosión	Alto	Bajo	Bajo
Peso kg	Moderado	Moderado	Moderado
Tipo de lubricación	Grasa	Grasa	Grasa
Resisten cargas	Radiales y axiales	Radiales	Radiales
Eficiencia	Alta	Alta	Alta

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.1. Alternativa de diseño ideal

Determinamos un análisis de la tabla 3.5, los rodamientos de bolas es la opción más adecuada, por ser resistente a cargas radiales y axiales, el tipo de lubricación y su alta protección contra la corrosión. Además de su baja superficie de fricción, funcionamiento silencioso y bajo costo. Por lo cual se presenta a continuación una tabla de ponderación la misma ratifica la opción escogida.

Tabla 3. 6.- Ponderación a las alternativas de rodamientos.

	Ponderación	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Características	[%]	Rodamiento de Bolas	Rodamiento de rodillos	Rodamiento de agujas
Protección contra la corrosión	0.3	10	6	4
Peso [kg]	0.1	8	8	8
Tipo de lubricación	0.1	9	9	9
Resisten cargas	0.3	10	6	6
Eficiencia	0.2	8	6	6
TOTAL	1	9.3	6.5	5.9

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

El tipo de rodamiento que se utiliza es el rígido de esferas, por su buena capacidad de soportar cargas radiales, además de su baja fricción, funcionamiento silencioso y bajo costo.

3.7.4. MODULO 4. SUJECIÓN DE LA TRANSMISIÓN

Los puntos de sujeción son diseñados de acuerdo a la necesidad de acoplar el sistema de transmisión en la estructura de la tricicleta, tomando en cuenta los esfuerzos repetitivos a los que van a estar sometidos, ya en funcionamiento, por lo cual se debe tener muy en cuenta el material de fabricación, calidad de simetría de diseño y manufactura de las bases para cada uno de los ejes de transmisión.

a. Diseño conceptual para la sujeción de la transmisión

Tabla 3. 7.- Ponderación del material para la construcción de la soportes de la transmisión.

Tipos de material	Solución 1	Solución 2	Solución 3
	Acero A 36	Aluminio 6061	Fibra de carbono
Características			
Facilidad de fijación a la estructura	Alto	Bajo	Moderado
Peso [kg]	Moderado	Liviano	Liviano
Factibilidad de adquisición	Alta	Bajo	Bajo
Vida útil	Amplia	Amplia	Moderada
Costo	Bajo	Alta	Alta

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

a.1. Alternativa de diseño ideal

Determinamos un análisis de la tabla 3.7, el acero A36 es la opción más adecuada, por ser del mismo material que la estructura facilitando la fijación a la misma, además por ser de fácil adquisición y bajo costo. Por lo cual se presenta a continuación una tabla de ponderación la misma ratifica la opción escogida.

Tabla 3. 8.- Ponderación al tipo de material para la construcción de las bases.

Características	Peso [%]	Solución 1	Solución 2	Solución 3
		Rodamiento de Bolas	Rodamiento de rodillos	Rodamiento de agujas
Facilidad de fijación a la estructura	0.2	10	6	4
Peso [kg]	0.1	6	9	10
Factibilidad de adquisición	0.2	10	4	3
Vida útil	0.2	9	8	7
Costo	0.3	9	5	4
TOTAL	1	9.1	6	5

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En caso de ensamblar a las base de sujeción mediante suelda debemos tener en cuenta que el tipo de material para la sujeción de la transmisión sea de las mismas propiedades que la estructura.



Figura 3. 8.- Sujeción del eje intermedio de la transmisión.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

3.8. DIVISIÓN MODULAR PARA EL SISTEMA DE FRENOS

Al observar el siguiente diagrama funcional se puede identificar claramente la función principal que va a cumplir este sistema que es el de disminuir y detener el vehículo a voluntad del conductor, a través de la multiplicación de fuerzas accionadas desde la maneta de freno hasta el contacto entre las pastillas y el disco.

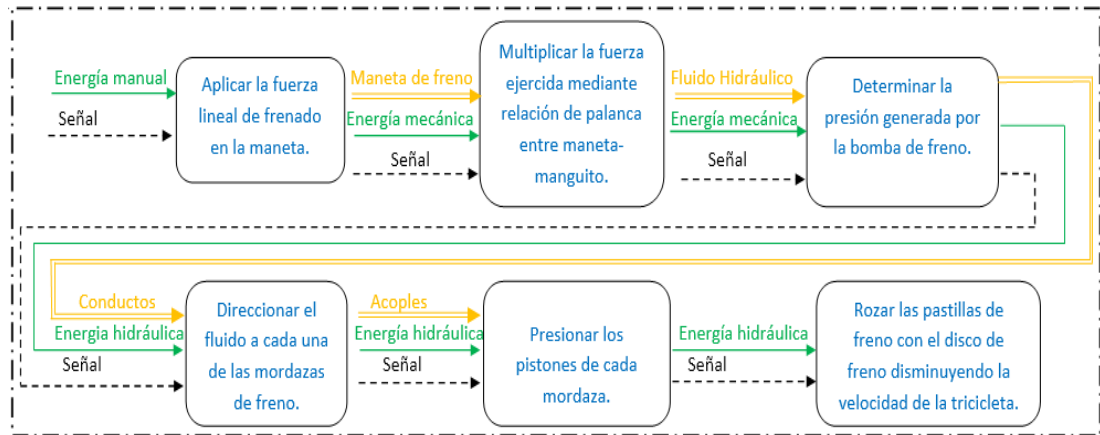


Figura 3. 9.- División modular del sistema de frenos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En cuanto al funcionamiento del sistema de frenos hidráulico, el frenado se consigue oprimiendo la maneta de freno, lo cual empuja el pistón maestro dentro del cuerpo de bomba e impulsa el líquido dentro de los conductos hidráulicos. Con ello el líquido llega al interior de la mordaza y presiona contra los pistones esclavos.

Las pastillas de freno van fijadas a los pistones esclavos, para que, cuando el líquido de frenos ejerza presión contra los pistones, las pastillas rocen con el disco o rotor, como se puede apreciar claramente en la siguiente figura.

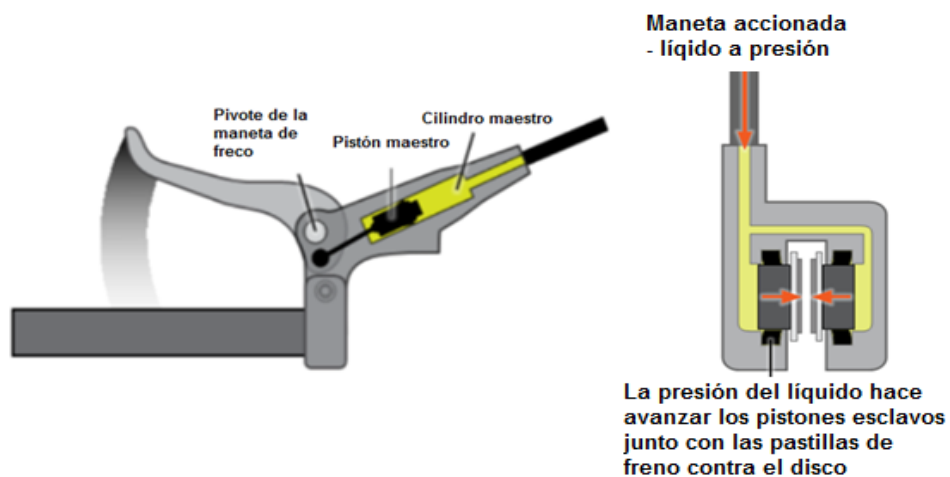


Figura 3. 10.- Descripción de funcionamiento del sistema de frenos hidráulicos.

Fuente: (Navarro P. , 2010)

Una vez que las pastillas han hecho contacto con el disco, si se ejerce más fuerza sobre la maneta de freno, aumenta la presión dentro del sistema y la fuerza de inmovilización con la que la mordaza aprisiona el disco.

Son varios los factores que intervienen en el funcionamiento de un freno de disco hidráulico. La fuerza con que se comprime la maneta de freno, unida a la relación de palanca (factor de multiplicación de dicha fuerza producido por el sistema hidráulico) da lugar a una fuerza de inmovilización en la pinza. Esa fuerza de inmovilización, unida al efecto del material del que están hechas las pastillas de freno, produce una fricción en el disco.

3.8.1. MÓDULO 1. DISCO DE FRENO

Los discos de freno son la superficie contra la que interactúan las pastillas para producir la desaceleración del vehículo. El rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, produce la transformación de la energía cinética en calórica, provocando la reducción de la velocidad del vehículo. Sin embargo los discos de freno no sólo deben producir la transferencia de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápido posible.

El material para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. El disco puede ser macizo o con huecos (autoventilado), por donde circula el aire en forma de ventilador centrífugo.

a. Características de cada alternativa de solución

a.1. Alternativa 1. Disco macizo

- Superficie de fricción sólida y lisa.
- No poseen ventilación.
- Propensos a acumular calor y suciedad.
- Se cristalizan las pastillas.
- Económicos para fabricación.

a.2. Alternativa 2. Discos ventilados

- Mayor resistencia a la deformación.
- Mejor evacuación de calor.
- Composición de dos piezas separadas por aletas en su interior

- Garantizan la cohesión del disco permitiendo el paso del aire por su interior.
- El intercambio de energía depende de la orientación de las aletas.
- Considerable costo de fabricación.

a.3. Alternativa 3. Discos perforados

- Buena disipación de calor.
- Mayor efectividad de frenado.
- Mayor superficie de contacto con el aire.
- Lleva aire fresco a la pastilla de freno.
- Costó de fabricación elevado.

b. Diseño conceptual para el disco de frenos

Se selecciona tres tipos de discos como tentativas, que con un adecuado análisis conceptual se elegirá la más conveniente para implementar en el sistema de frenos de la tricicleta solar.

Tabla 3. 9.- Mapa morfológico de los tipos de discos de frenos.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	Macizos	Ventilados	Perforados
TIPOS DE DISCOS			
Costo de adquisición	Bajo	Considerable	Considerable
Peso	Moderado	Pesado	Liviano
Adaptación al sistema	Fácil	Moderado	Fácil
Tamaño del componente	Normal	Normal	Normal
Desgaste	Rápido	Normal	Considerable
Eficiencia	Bajo	Media	Alto
Disipador de calor	Bajo	Moderado	Alto
Costo de mantenimiento	Bajo	Medio	Alto

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.2. Alternativa de diseño ideal

De acuerdo al análisis de la tabla 3.9, los discos perforados es la opción adecuada para la tricicleta solar, por su buena disipación de calor, una vida útil prolongada, menor peso y presenta alta eficiencia en el sistema. Para corroborar la respuesta del análisis se representa a continuación una tabla de ponderación la cual determina que la mejor opción es los discos de freno perforados con un promedio de 9.15/10

Tabla 3. 10.- Ponderación a las alternativas de los tipos de discos de frenos.

	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Características	[%]	Macizos	Ventilados	Perforados
Costo de adquisición del disco	0.2	10	8	8
Peso [kg]	0.05	8	6	10
Adaptación al sistema	0.1	8	8	10
Tamaño del componente	0.2	9	9	9
Desgaste	0.05	6	9	8
Eficiencia	0.15	6	8	10
Disipador de calor	0.2	6	8	10
Costo de mantenimiento	0.05	10	9	7
TOTAL	1	7.9	8.2	9.15

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)



Figura 3. 11.- Disco de frenos perforados.

Fuente: (Roadhouse, 2011, pág. 37)

3.8.2. MÓDULO 2. MORDAZAS DE FRENO

La mordaza de freno es el elemento que alberga las pastillas de freno y los pistones de un sistema de frenos de disco, y está colocado en posición fija con respecto al vehículo (es decir, no rota) su funcionamiento se basa en apretar el disco de freno hasta detenerlo.

a. Características de cada alternativa de solución

a.1. Alternativa 1. Mordazas fijas

- No se mueven, en relación al disco.
- Utilizan uno o más pares de pistones, distribuidos en ambas caras del caliper.
- Presionan las pastillas a ambos lados del disco.
- Ejercen presiones elevadas de frenado.
- Fabricadas de aluminio y aleaciones de magnesio.
- Reducido peso.
- Mejor disipación de calor
- Económicos para fabricación.

a.2. Alternativa 2. Mordazas flotantes o deslizantes

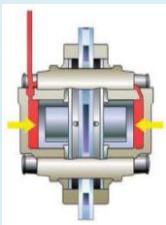
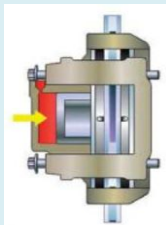

- Se mueven en relación al disco de frenos.
- Poseen uno o dos pistones, ambos en la misma cara.
- Dispone de un solo movimiento axial (presionan las pastillas a un solo lado del disco de freno).
- Menor volumen de fluido.
- Pueden fallar debido al enclavamiento de la mordaza en presencia de suciedad o corrosión en el disco de frenos.
- Considerable costo de fabricación.

a.3. Alternativa 3. Mordazas oscilantes

- Utiliza un solo cilindro para el freno.
- La mordaza está sujeta con un perno que sirve de eje de giro
- Distintas fuerzas de actuación en contacto entre disco pastilla.
- Son de dimensiones muy compactas.

b. Diseño conceptual para la mordaza de frenos

Tabla 3. 11.- Mapa morfológico de los tipos de mordazas de frenos.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	Fijas	Flotantes	Oscilante
TIPOS DE DISCOS			
Costo de adquisición	Bajo	Considerable	Considerable
Peso	Liviano	Pesado	Liviano
Adaptación al sistema	Fácil	Moderado	Lento
Tamaño del componente	Normal	Normal	Normal
Desgaste	Lento	Normal	Rápido
Eficiencia	Alto	Media	Bajo
Disipador de calor	Normal	Moderado	Normal
Costo de mantenimiento	Bajo	Medio	Medio

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.1. Alternativa de diseño ideal

De acuerdo al análisis de la tabla 3.11, las mordazas fijas es la opción adecuada para implementar en la tricicleta solar, por su buena disipación de calor, la presión de frenada actúa en ambos lados del disco, una vida útil prolongada, menor peso y presenta alta eficiencia en el sistema. Para corroborar la respuesta se representa a continuación una tabla de ponderación la cual determina que la mejor opción es las mordazas fijas con un promedio de 9/10.

Tabla 3. 12.- Ponderación a las alternativas de los tipos de mordazas de frenos.

Características	Ponderación [%]	Alternativa 1 Fijas	Alternativa 2 Flotantes	Alternativa 3 Oscilantes
Costo de adquisición	0.2	10	8	8
Peso [kg]	0.05	10	6	10
Adaptación al sistema	0.1	9	8	5
Tamaño del componente	0.2	8	8	8
Desgaste	0.05	8	6	4
Eficiencia	0.15	10	8	6
Disipador de calor	0.2	8	7	8
Costo de mantenimiento	0.05	10	8	7
TOTAL	1	9	7.6	7.25

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.2. Funcionamiento del freno de disco con mordaza fija

La mordaza fija se halla en el cuerpo portante del eje. Dentro del cual, se encuentran en cada lado del disco de freno, uno o más cilindros. Mediante unas ballestas expansibles, las pastillas se aprietan en la cavidad de la mordaza para que no se muevan.

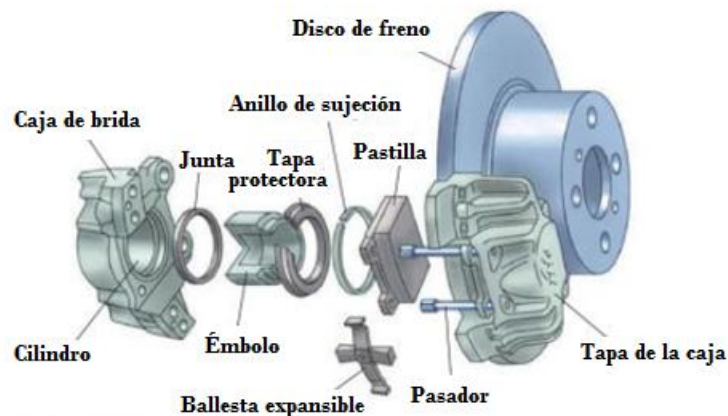


Figura 3. 12.- Esquema de un freno de disco con mordaza fija.

Fuente: (DOMÍNGUEZ & FERRER, 2011, pág. 270)

Al accionar el freno, la bomba genera una presión hidráulica que, debidamente canalizada, llega a los émbolos. Los émbolos de freno, interior y

exterior, aprietan las pastillas de freno contra el disco. La fuerza de apriete es la misma en los dos émbolos, ya que sus superficies útiles son iguales.

El retroceso de los émbolos, al liberarse la presión de la bomba, y de las pastillas, se consigue por las gomas o retenes estanqueizantes. Las pastillas de freno vuelven ayudadas por el tambaleo del disco, de este modo, la carrera de separación se encuentra ajustada nuevamente a las pastillas que no rozan con el disco.²⁴ (DOMÍNGUEZ & FERRER, 2011, págs. 271,272)

²⁴ DOMÍNGUEZ, E., & FERRER, J. (2011). *Sistemas de Transmisión y Frenado*. ESPAÑA: EDITEX S.A.

CAPÍTULO IV

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

4.1. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN FLEXIBLE.

La transmisión es el elemento que transmite la fuerza de un cuerpo a otro, este invento está presente en multitudes sistemas de transmisiones en la industria actual, si bien las nuevas tecnologías han desarrollado otros sistemas como por ejemplo las correas dentadas, y otros elementos más sofisticado, pero nosotros vamos a centrarnos en el estudio de la transmisión flexible mediante cadenas.

4.1.1. CÁLCULOS DEL MECANISMO DELANTERO.

El sistema de transmisión debe ser eficiente para evitar pérdidas por fricción y optimizar el rendimiento implementando combinaciones adecuadas para las relaciones de transmisión, estas combinaciones le permite al conductor seleccionar la más idónea para cada exigencia o necesidad del cliente y obtener el mejor rendimiento con el menor esfuerzo.

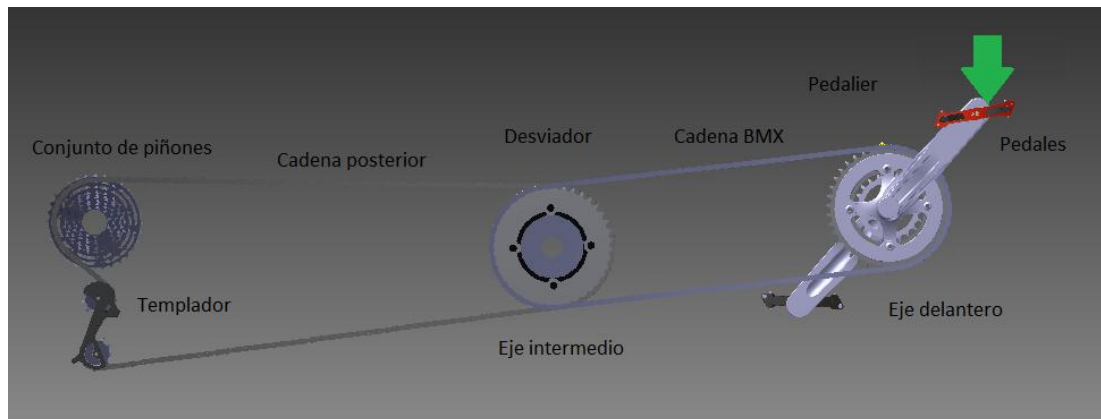


Figura 4. 1.- Descripción del sistema de transmisión.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Se determinó los números de dientes y las distancias entre centros de los ejes apropiados, por lo cual se realizó los siguientes cálculos.

Para diseñar la transmisión cadena-catarina para una tricicleta movida por transmisión humana. La velocidad de salida esperada es de 130 rpm, una

distancia entre centros aproximada de 850 mm y la potencia del motor de 1200 watts.

a. Especificación factor de servicio.

Especificar el factor de servicio y calcular la potencia de diseño. De la tabla 7-8, para choques moderados y un impulsor de motor eléctrico a través de una transmisión mecánica, $FS = 1,4$.²⁵ (Nisbett, 2008)

$$\text{Potencia de diseño} = 1,4 * (1.6) = 2.24 \text{ hp}$$

Ec. 4. 1

b. Selección de cadena.

Consultar las tablas correspondientes a la capacidad de potencia (Tablas 7-5, 7-6 y 7-7) para seleccionar el paso de la cadena.

TABLA 7-5 Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min												
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58

Figura 4. 2.- Características de las cadenas.

Fuente: (Mott R. , 2006, pág. 287)

Para una sola hilera, la cadena número 40, con un paso de 0.50 pulg. Es la más adecuada. Con una catarina de 40 dientes, la capacidad es de 1.87 hp a 100 rpm y 3.30 hp a 180 rpm.

²⁵ Nisbett, K. & Budynas, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shirley*. México: Mc Graw Hill

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

Ec. 4. 2

$$y = 1.87 + \frac{3.30 - 1.87}{180 - 100} (130 - 100) = \mathbf{2.4 \text{ hp}}$$

b.1. Relación de la cadena # 1.

Calcular la cantidad necesaria de dientes de las catarina (impulsada), conociendo que la catarina impulsora tiene 40 dientes.

$$N_1 = N_2 * relación$$

Ec. 4. 3

$$N_1 = 40 * 1 = \mathbf{40 \text{ dientes}}$$

Donde:

- N_1 = Numero de dientes de la catarina 1
- N_2 = Numero de dientes de la catarina 2

b.2. Verificación de la velocidad angular de salida esperada.

Calcular la velocidad de salida esperada mediante la ecuación (13-5) del libro DISEÑO DE INGENIERIA MECÁNICA DE SHIGLEY.

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

Ec. 4. 4

$$n_2 = 130 \text{ rpm} \left(\frac{40}{40} \right) = \mathbf{130 \text{ rpm}}$$

Donde:

- n_1 = Revoluciones del eje delantero en (rpm).
- n_2 = Revoluciones del eje intermedio en (rpm).

b.3. Cálculo de los diámetros de los piñones de la cadena # 1.

Según la lista de formulaciones que aparecen en el libro de Shigley en las páginas 656 – 661 se obtuvo los diámetros primitivos (D_p) de las ruedas mediante la expresión:

$$D_{p1} = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_1} \right)} \right)$$

Ec. 4.5

$$D_{p1} = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_1} \right)} \right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{40} \right)} \right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.0785} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}} \right) = \mathbf{16.18 \text{ cm}}$$

$$D_{p2} = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_2} \right)} \right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{40} \right)} \right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.0785} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}} \right) = \mathbf{16.18 \text{ cm}}$$

Donde:

- D_{p1} = Diámetro primitivo de la catarina 1 en (cm).
- D_{p2} = Diámetro primitivo de la catarina 2 en (cm).

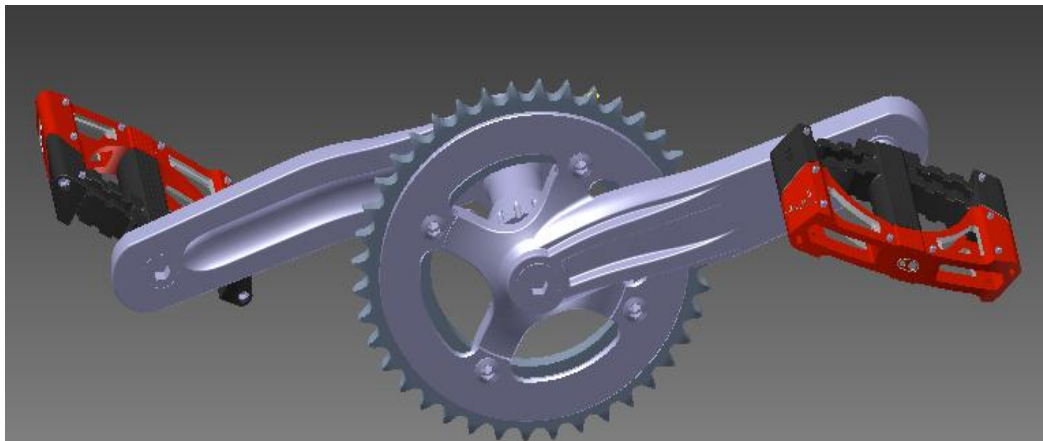


Figura 4. 3.- Eje pedalier con catarina de 40 dientes.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b.4. Distancia entre centros.

La distancia entre centros nominal viene dada en número de pasos, esta distancia aproximada es de 67 pasos (850 mm).

b.5. Determinación de la longitud de la cadena (L):

No existe una medida concreta para la longitud de la cadena, ya que dependerá de la distancia entre los ejes del pedalier y el buje posterior, además las diversas opciones de elección el número de dientes en los piñones y platos hace que la medida de la cadena sea personalizada.

La cadena debe tener la longitud adecuada para transmitir la tracción correctamente y que todo el sistema de transmisión funcione adecuadamente. Una cadena demasiado larga o corta, puede ocasionar problemas y daños en el sistema, la longitud de la cadena viene determinada por la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{Ec. 4.6}$$

De acuerdo al diseño de la estructura podemos determinar la distancia entre centros nominal (C) que viene dada en número de pasos la distancia aproximada es de 67 pasos (85 cm) para la primera cadena.

$$L = 2(67) + \frac{40 + 40}{2} + \frac{(40 - 40)^2}{4\pi^2(67)}$$

$$L = 174 \text{ PASOS } \therefore 220,9 \text{ cm}$$

b.6. Cálculo de la distancia entre centros en número de pasos.

Definir el número de par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros. Se usó 174 pasos, un número par. Entonces, con la ecuación (17-35) del libro DISEÑO DE INGENIERIA MECÁNICA DE SHIGLEY, se determinó la distancia entre centros.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$C = \frac{1}{4} \left[174 - \frac{40 + 40}{2} + \sqrt{\left[174 - \frac{40 + 40}{2} \right]^2 - \frac{8(40 - 40)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} [134 + 134]$$

$$C = 67 \text{ pasos} = 67(1.27 \text{ cm}) = 85.09 \text{ cm}$$

b.7. Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en la catarina.

Se calculó el ángulo de contacto de la cadena en la catarina con las ecuaciones (7-12) y (7-13). Observe que el ángulo de contacto mínimo debe ser 120 grados.

Para el piñón.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad \text{Ec. 4.8}$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{16.18\text{cm} - 16.18\text{cm}}{2(67)} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ$$

Donde:

- θ_1 = Angulo de contacto de la cadena en la catarina

c. Cálculo de las dimensiones específicas de la catarina – piñón.

Según la lista de formulaciones que aparecen en el libro de Shigley se obtuvo las dimensiones de la catarina y piñones:

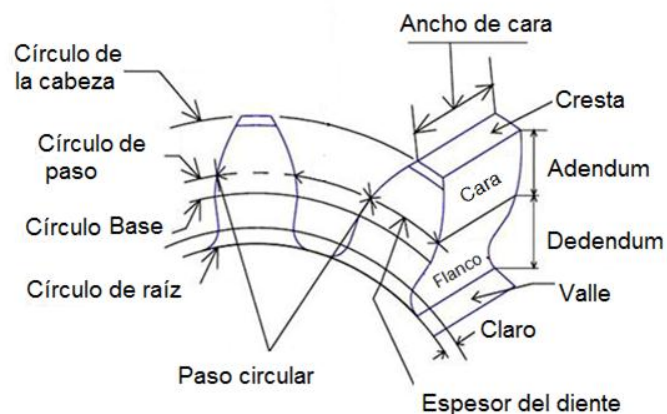


Figura 4. 4.- Nomenclatura de las catarinas.

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 656)

c.1. Cálculos principales de los parámetros de la catarina delantera.

- Paso diametral

$$P = \frac{N}{D} \quad \text{Ec. 4.9}$$

$$P = \frac{40}{16.18} = 2.47 \text{ cm}$$

- Pasó circular

$$p = \frac{\pi}{P}$$

Ec. 4. 10

$$p = 1.27 \text{ cm}$$

$$p = \frac{\pi D}{N} = \frac{\pi(16.18)}{40} = 1.27 \text{ cm}$$

- Adendum

$$a = \frac{1}{P}$$

Ec. 4. 11

$$a = \frac{1}{2.47} = 0.405 \text{ cm}$$

- Dedendum

$$b = \frac{1.25}{P}$$

Ec. 4. 12

$$b = \frac{1.25}{2.47} = 0.506 \text{ cm}$$

- Holgura

$$c = \frac{0.25}{P}$$

Ec. 4. 13

$$c = \frac{0.25}{2.47} = 0.101 \text{ cm}$$

- Diámetro exterior

$$D_{\text{ex}} = \frac{(N + 2)}{P}$$

Ec. 4. 14

$$D_{\text{ex}} = \frac{(40 + 2)}{2.47} = 17 \text{ cm}$$

- Diámetro de raíz

$$D_{\text{raiz}} = D - 2b$$

Ec. 4. 15

$$D_{\text{raiz}} = 16.18 \text{ cm} - 2(0.506 \text{ cm}) = \mathbf{15.16 \text{ cm}}$$

- Diámetro circuito base

$$D_{\text{BASE}} = D \cos \theta \quad \text{Ec. 4.16}$$

$$D_{\text{BASE}} = 16.18 \cos(29^\circ) = \mathbf{14.15 \text{ cm}}$$

- Espesor del diente

$$t = \frac{\pi}{2P} \quad \text{Ec. 4.17}$$

$$t = \frac{\pi}{2P} = \frac{\pi}{2(2.47)} = \mathbf{0.635 \text{ cm}}$$

d. Cálculos de la distribución de fuerzas del sistema de transmisión.

d.1. Fuerza y momentos de la catarina o eje 1.

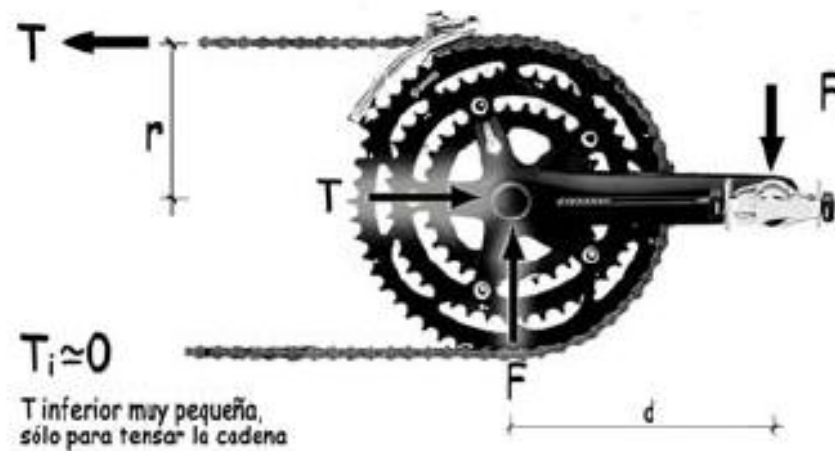


Figura 4. 5.- Características de la catarina.

Fuente: (Navarro P. , 2010)

DATOS:

$$F = 500 \text{ N}$$

$$F_A * r_1 = F * d \quad \text{Ec. 4.18}$$

$$F_A = \frac{F * d}{r_1} = \frac{500 \text{ N} * 17,5 \text{ cm}}{8.09 \text{ cm}} = \mathbf{1081.58 \text{ N}} \text{ (fuerza tangencial en el eje)}$$

$$T_A = F * d = 500 \text{ N} * 17.5 \text{ cm} = \mathbf{87.5 \text{ Nm}} \text{ (torque en el eje 1)}$$

Donde:

- F_A = Fuerza tangencial del eje en (Newton)
- F = Fuerza de las extremidades inferiores.
- d = Longitud de la biela de los pedales (cm)
- r_1 = Radio de la catarina 1
- r_2 = Radio de la catarina 2

d.2. Cálculo de la fuerza de la cadena.

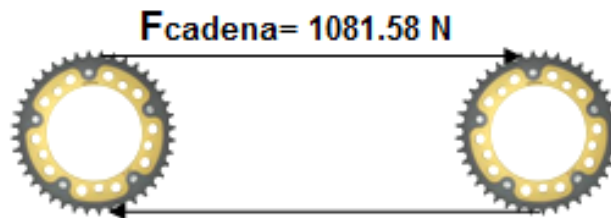


Figura 4. 6.- Cálculo de la fuerza de la cadena delantera.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

$$F_{CADENA\#1} = \frac{1081.58 \text{ N}}{\cos(0^\circ)} = \mathbf{1081.58 \text{ N}} \text{ (fuerza de cadena \#1)}$$

d.3. Fuerza y momento de la Piñón o eje 2.

Como la fuerza de la cadena es la misma en los dos ejes $F_A = F_B$

$$T_B = F_B * r_2 = 1081.58 \text{ N} * 0.0809 \text{ m} = \mathbf{87.5 \text{ Nm}}$$
 (torque del eje 2)

e. Cálculos de la velocidad de la cadena.

e.1. Eje delantero (eje uno).

Se determinó la velocidad de la cadena mediante la siguiente ecuación (17-30) del libro DISEÑO DE INGENIERIA MECÁNICA DE SHIGLEY.

$$v_1 = p * N_1 * n_1 \quad \text{Ec. 4. 19}$$

Donde:

- v = velocidad de la cadena

$$v_1 = (12.7 \text{ mm}) * 40 * (130 \text{ rpm}) = 1.1 \text{ m/s}$$

e.2. Eje intermedio (eje dos).

$$v_2 = p * N_2 * n_2$$

$$v_2 = (12.7 \text{ mm}) * 40 * (130 \text{ rpm}) = 1.1 \text{ m/s}$$

$$v_1 = v_2$$

f. Cálculos de la potencia de la cadena.

f.1. Eje delantero (eje uno).

$$P_1 = F_{CADENA\#1} * v_1 \quad \text{Ec. 4. 20}$$

$$P_1 = 1081.58 \text{ N} * 1.1 \text{ m/s} = \mathbf{1189.74 \text{ W}}$$

f.2. Eje intermedio (eje dos).

$$P_2 = F_{CADENA\#1} * v_2$$

$$P_2 = 1081.58 \text{ N} * 1.1 \text{ m/s} = \mathbf{1189.74 \text{ W}}$$

$$P_1 = P_2$$

4.1.2. SELECCIÓN DE LA CADENA.

Definido los cálculos principales para la selección de la cadena de la transmisión flexible y de acuerdo a su funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a golpes vibraciones o tirones.

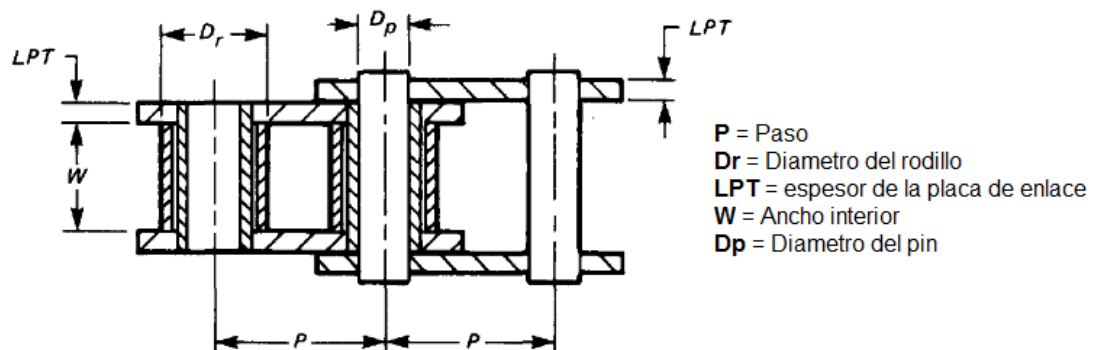


Figura 4. 7.- Determinación de medidas de una cadena.

Fuente: (Nisbett, 2008)

Una vez determinada la fuerza y la potencia que debe soportar la cadena para transmitir el movimiento, en la siguiente tabla, se determina los diferentes tipos de cadenas existentes en el medio para verificar la que más se asemeja al diseño y conocido también el paso diametral de las catarinas:

Tabla 4. 1.- Alternativas de cadena para la selección.

Número de cadena ANSI	Paso (mm)	Ancho interior (mm)	Rodillo \varnothing (mm)	Bulón \varnothing (mm)	Peso promedio (N/m)	Resistencia mínima a la tensión (N)
25	6,35	3,18	3,3	2,3	1,31	3470
35	9,52	4,76	5,08	3,58	3,06	7830
41	12,7	6,35	7,77	3,58	3,65	6670
40	12,7	7,94	7,92	3,96	6,13	13920
50	15,88	9,52	10,16	5,08	10,1	21700
60	19,05	12,7	11,91	5,94	14,6	31300

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 888)

Para seleccionar la cadena se tomó en cuenta la fuerza de tensión, la potencia a transmitir además, las medidas del espesor del diente de la catarina, diámetros de los rodillos, anchos de la cadena y peso. La más idónea para nuestro diseño según sus parámetros de dimensionamiento es la cadena ANSI número 40.

4.1.3. CÁLCULOS DEL MECANISMO POSTERIOR.

Diseñar una transmisión cadena-atarina para transmitir el torque generado en el mecanismo delantero hacia el eje de transmisión. La velocidad de salida esperada es de 400 rpm, y la velocidad de entrada será aproximadamente de 130 rpm. La potencia ejercida de 1.2 KW y una distancia entre centros aproximada de 750 mm. Para este cálculo se consideró los datos de salida del mecanismo delantero como datos de entrada del mecanismo posterior.

a. Verificar la velocidad angular de salida esperada.

Calcular la velocidad de salida esperada mediante la ecuación (13-5) del libro DISEÑO DE INGENIERIA MECÁNICA DE SHIGLEY

$$n_3 = n_2 * \left(\frac{N_3}{N_4}\right) = 130 \text{ rpm} \left(\frac{42}{13}\right) = \mathbf{420 \text{ rpm}}$$

b. Cálculo de los diámetros de los piñones para la cadena # 2.

Según la lista de formulaciones calculadas para el mecanismo delantero, se puede obtener los diámetros primitivos (D_p) de las ruedas mediante la expresión:

b.1. Rueda motriz.

- **$N_3=42$**

$$D_3 = \left(\frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_3}\right)}\right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{42}\right)}\right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.0747} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}}\right) = \mathbf{17 \text{ cm}}$$

b.2. Conjunto de piñones.

- **$N_4=13$**

$$D_4 = \left(\frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_4}\right)}\right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{13}\right)}\right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.2393} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}}\right) = \mathbf{5.307 \text{ cm}}$$

- **$N_5=15$**

$$D_5 = \left(\frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_5}\right)}\right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{15}\right)}\right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.208} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}}\right) = \mathbf{6.10 \text{ cm}}$$

- **$N_6=17$**

$$D_6 = \left(\frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_6}\right)}\right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)}\right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.184} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}}\right) = \mathbf{6.90 \text{ cm}}$$

- **N₇=19**

$$D_7 = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_7} \right)} \right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{19} \right)} \right) = \left(\frac{0.5}{0.165} * \frac{2.54 \text{cm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 7.69 \text{cm}$$

- **N₈=21**

$$D_8 = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_8} \right)} \right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{21} \right)} \right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.149} * \frac{2.54 \text{cm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 8.52 \text{ cm}$$

- **N₉=23**

$$D_9 = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_9} \right)} \right) = \left(\frac{0.5}{\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{23} \right)} \right) = \left(\frac{0.5 \text{ pulg}}{0.136} * \frac{2.54 \text{cm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 9.33 \text{ cm}$$

c. Distancia entre centros.

Puntualizar la distancia entre centros nominales que viene dada en número de pasos:

Datos de diseño:

$N_3 = 42$ (Numero de dientes de la catarina #3)

$N_4 = 13$ (Numero de dientes de la catarina #4)

$N_5 = 10$ (Numero de dientes del piñón 1 del templador)

$N_6 = 10$ (Numero de dientes del piñón 2 del templador)

$C_2 = 59$ (Distancia entre centros en número de pasos entre las catarinas número 3 y 4)

$C_3 = 7$ (Distancia entre centros en número de pasos entre las catarinas numero 4 y 5)

$C_4 = 7$ (Distancia entre centros en número de pasos entre las catarinas número 5 y 6)

$C_5 = 54$ (Distancia entre centros en número de pasos entre las catarinas número 6 y 3)

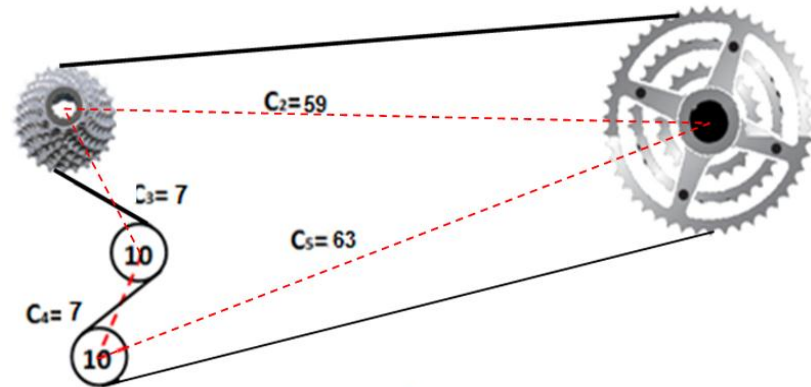


Figura 4. 8.- Dimensionamiento de la cadena en número de pasos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Se realizó los cálculos con estos datos de número de dientes debido a que son las condiciones más críticas para la cadena, donde se desarrollaran las tensiones más altas en la cadena.

c.1. Cálculo de la longitud de la cadena posterior (L):

Para determinar la longitud de la segunda cadena debemos deducir la fórmula que permita calcular la longitud de la cadena incluyendo los eslabones que pasa por el templador posterior.

Por lo cual partimos de la formula anterior entendiendo de donde y porque tienen cada uno de los parámetros mencionados, para posteriormente aplicar el mismo principio y determinar la siguiente fórmula:

$$L = C_2 + \frac{N_4 + N_3}{4} + \frac{(N_4 - N_3)^2}{8\pi^2 C_2} + C_3 + \frac{N_5 + N_4}{4} + \frac{(N_5 - N_4)^2}{8\pi^2 C_3} + C_4 + \frac{N_6 + N_5}{4} + \frac{(N_6 - N_5)^2}{8\pi^2 C_4} + C_5 + \frac{N_3 + N_6}{4} + \frac{(N_3 - N_6)^2}{8\pi^2 C_5}$$

$$L = 59 + \frac{13 + 42}{4} + \frac{(13 - 42)^2}{8\pi^2(59)} + 7 + \frac{10 + 13}{4} + \frac{(10 - 13)^2}{8\pi^2(7)} + 7 + \frac{10 + 10}{4} + \frac{(10 - 10)^2}{8\pi^2(7)} + 63 + \frac{40 + 10}{4} + \frac{(40 - 10)^2}{8\pi^2(63)}$$

$$L = 162 \text{ PASOS} \therefore 205.75 \text{ cm}$$

c.2. Cálculo de la distancia entre centros en número de pasos.

Especificar en el número de par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros. Se usó 59 pasos, un número par. Entonces, de la ecuación (17-35) del libro DISEÑO DE INGENIERIA MECÁNICA DE SHIGLEY.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_4 + N_3}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_4 + N_3}{2} \right]^2 - \frac{8(N_4 - N_3)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[162 - \frac{13 + 42}{2} + \sqrt{\left[162 - \frac{13 + 42}{2} \right]^2 - \frac{8(13 - 42)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} [134.5 + 134.42]$$

$$C = 67.23 \text{ pasos} = 67(1.27 \text{ cm}) = \mathbf{85.09 \text{ cm}}$$

c.3. Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en la catarina.

Calcular el ángulo de contacto de la cadena en la catarina con las ecuaciones (7-12) y (7-13). Observe el ángulo de contacto mínimo que debe ser 120 grados.

- **Primera relación de transmisión**

Para la catarina pequeña,

$$\theta_3 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_4 - D_3}{2C} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{5.307 \text{ cm} - 17 \text{ cm}}{2(67.23)} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} [-0.0869]$$

$$\theta_1 = \mathbf{189.97^\circ}$$

Como es mayor que 120°, es aceptable.

Para la catarina grande,

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_9 - D_3}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{9.33 \text{ cm} - 17 \text{ cm}}{2(67.23)} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} [-0.057]$$

$$\theta_2 = 186.53^\circ$$

d. Cálculo de las dimensiones específicas de la catarina - piñón

En la siguiente tabla se resume las principales dimensiones de cada uno de los piñones y catarinas del mecanismo posterior, los cuales fueron calculados con las mismas fórmulas del mecanismo delantero.

Tabla 4. 2.- Dimensiones para el segundo conjunto de la transmisión.

Designación	Numero de dientes	Diámetro (cm)	Paso circular (cm)	Diámetro exterior (cm)	Diámetro de raíz (cm)
N3	42	17	2,47	17,81	15,98
N4	13	5,28	2,46	6,09	4,26
N5	15	6,1	2,46	6,91	5,08
N6	17	6,87	2,47	7,68	5,86
N7	19	7,69	2,47	8,5	6,67
N8	21	8,5	2,47	9,31	7,48
N9	23	9,33	2,47	10,14	8,31

Elaborado por: (Guano L. y Jorque A.)

e. Cálculos distribución de fuerzas del sistema de transmisión.

e.1. Fuerza y momentos de la catarina o eje 2 Y 3

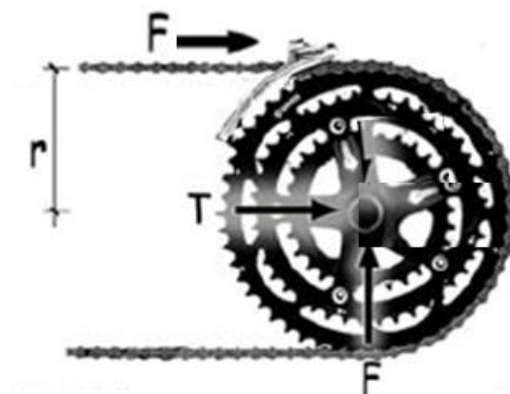


Figura 4. 9.- Características de la catarina de cambios.

Elaborado por: (Guano L. y Jorque A.)

DATOS:

$$T_B = 87.5 \text{ Nm}$$

$$r_3 = 0.085 \text{ m}$$

e.2. Cálculo de la fuerza de la cadena para la máxima relación de transmisión.

$$F_C = \frac{T_B}{r_3} = \frac{87.5 \text{ Nm}}{0.085 \text{ m}} = \mathbf{1029.41 \text{ N}}$$

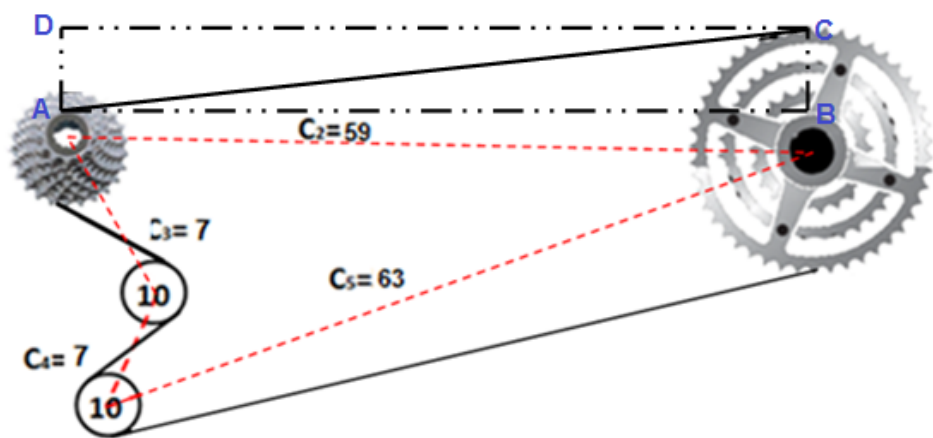
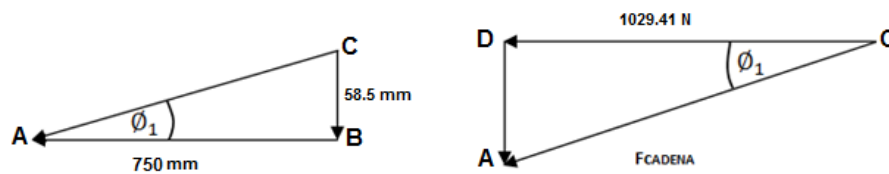


Figura 4. 10.- Configuración de la cadena a la máxima relación de transmisión.

Elaborado por: (Guano L. y Jorque A.)



$$\text{tg} \phi_1 = \frac{58.5 \text{ mm}}{750 \text{ mm}}$$

$$\phi_1 = \text{tg}^{-1} \frac{54.36 \text{ mm}}{655 \text{ mm}} = 4.46^\circ$$

$$\cos \phi_1 = \frac{1029.41 \text{ N}}{F_{\text{CADENA}\#2}}$$

$$F_{\text{CADENA}\#2} = \frac{1029.41 \text{ N}}{\cos (4.46^\circ)} = \mathbf{1032.12 \text{ N}} \text{ (fuerza de cadena \#2)}$$

e.3. Fuerza y momentos del conjunto de piñones posteriores o eje 3

Como la fuerza de la cadena es la misma en los dos ejes $F_C = F_D$

$$T_D = F_D * r_4 = 1029.41 \text{ N} * 0.0265\text{m} = \mathbf{27.27 \text{ Nm}}$$
 (torque del eje 3)

f. Cálculos de la velocidad de la cadena.

f.1. Eje intermedio (eje dos)

$$v_3 = p * N_3 * n_2$$

$$v_3 = (12.7 \text{ mm}) * 42 * (130 \text{ rpm}) = \mathbf{1.155 \text{ m/s}}$$

f.2. Eje posterior (eje tres)

$$v_4 = p * N_4 * n_3$$

$$v_4 = (12.7 \text{ mm}) * 13 * (420 \text{ rpm}) = \mathbf{1.155 \text{ m/s}}$$

$$v_3 = v_4$$

g. Cálculos de la potencia de la cadena

g.1. Eje intermedio (eje dos)

$$P_{2.1} = F_{CADENA\#2} * v_3$$

$$P_{2.1} = 1032.12 \text{ N} * 1.155 \text{ m/s} = \mathbf{1192.1 \text{ W}}$$

g.2. Eje posterior (eje tres)

$$P_3 = F_{CADENA\#2} * v_4$$

$$P_3 = 1032.12 * 1.155 \text{ m/s} = \mathbf{1192.1 \text{ W}}$$

$$P_{2.1} = P_3$$

h. Cálculo de la fuerza de la cadena para la mínima relación de transmisión

$$F_C = \frac{T_B}{r_3} = \frac{87.5 \text{ Nm}}{0.085 \text{ m}} = 1029.41 \text{ N}$$

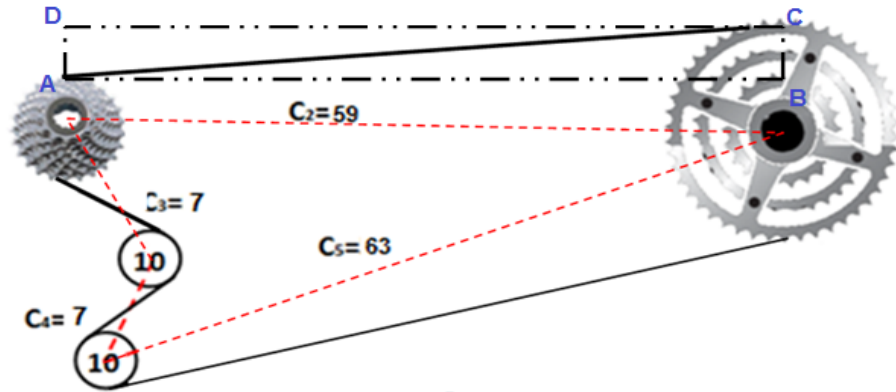
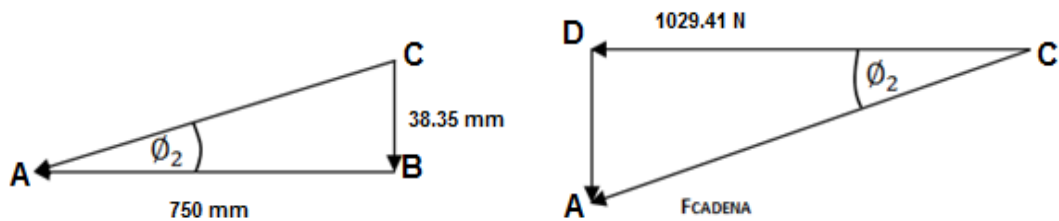


Figura 4. 11.- Configuración de la cadena a la mínima relación de transmisión.

Elaborado por: (Guano L. y Jorque A.)



$$\operatorname{tg} \phi_2 = \frac{38.35 \text{ mm}}{750 \text{ mm}}$$

$$\phi_1 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{34.26 \text{ mm}}{655 \text{ mm}} = 2.93^\circ$$

$$\cos \phi_1 = \frac{1029.41 \text{ N}}{F_{\text{CADENA}\#2}}$$

$$F_{\text{CADENA}\#2} = \frac{1029.41 \text{ N}}{\cos(2.93^\circ)} = 1030.75 \text{ N (fuerza de cadena \#2)}$$

h.1. Fuerza y momentos del conjunto de piñones posteriores

Como la fuerza de la cadena es la misma en los dos ejes $F_C = F_D$

$$T_D = F_D * r_9 = 1029.41 \text{ N} * 0.0466 \text{ m} = 47.97 \text{ Nm (torque del eje 3)}$$

i. Cálculos de la velocidad de la cadena

- **Eje intermedio (eje dos)**

$$v_3 = p * N_3 * n_2$$

$$v_3 = (12.7 \text{ mm}) * 42 * (130 \text{ rpm}) = 1.155 \text{ m/s}$$

- **Eje posterior (eje tres)**

$$v_9 = p * N_9 * n_3$$

$$v_9 = (12.7 \text{ mm}) * 23 * (237.39 \text{ rpm}) = 1.155 \text{ m/s}$$

$$v_3 = v_9$$

i.1. Cálculos de la potencia de la cadena

- **Eje intermedio (eje dos)**

$$P_{2.1} = F_{CADENA\#2} * v_3$$

$$P_{2.1} = 1030.75 \text{ N} * 1.155 \text{ m/s} = 1190.51 \text{ W}$$

- **Eje posterior (eje tres)**

$$P_{3.1} = F_{CADENA\#2} * v_9$$

$$P_{3.1} = 1030.75 \text{ N} * 1.155 \text{ m/s} = 1190.51 \text{ W}$$

$$P_{2.1} = P_{3.1}$$

j. Cálculos de la velocidad del neumático

Datos:

Revoluciones máxima del eje posterior $n_3 = 420 \text{ rpm}$

Diámetro del neumático $D_{Neumatico} = 0.6604 \text{ m}$

$$V_{Desplazamiento \text{ max.}} = n_{max} * r_{Neumatico}$$

Ec. 4.21

$$V_{Desplazamiento \text{ max.}} = 420 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} * 0.3302 \text{ m} * \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}}$$

$$V_{\text{Desplazamiento max.}} = 52.25 \text{ km/h}$$

A continuación de forma resumida le presentamos una tabla con los resultados de las velocidades teóricas alcanzadas en cada una de las relaciones de transmisión.

Tabla 4. 3.- Relación de transmisión y velocidades alcanzadas.

Marcha	Numero de dientes de la rueda conductora	Numero de dientes rueda conducida	Relación	Revoluciones encada piñón	velocidad (Km)
1	24	23	1,04	135,65	16,89
2	24	21	1,14	148,57	18,49
3	24	19	1,26	164,21	20,44
4	24	17	1,41	183,53	22,85
5	24	15	1,60	208,00	25,89
6	24	13	1,85	240,00	29,88
7	24	11	2,18	283,64	35,31
8	34	23	1,48	192,17	23,92
9	34	21	1,62	210,48	26,20
10	34	19	1,79	232,63	28,96
11	34	17	2,00	260,00	32,37
12	34	15	2,27	294,67	36,68
13	34	13	2,62	340,00	42,32
14	34	11	3,09	401,82	50,02
15	42	23	1,83	237,39	29,55
16	42	21	2,00	260,00	32,37
17	42	19	2,21	287,37	35,77
18	42	17	2,47	321,18	39,98
19	42	15	2,80	364,00	45,31
20	42	13	3,23	420,00	52,28
21	42	11	3,82	496,36	61,79

Elaborado por: (Guano L. y Jorque A.)

Tabla 4. 4.- Especificaciones de velocidad angular del sistema de transmisión.

# Dientes	Diámetro (in)	Radio (in)	Radio (mm)	Rpm máximas del eje posterior	Vel. Lineal máxima de la cadena (m/s)
11	1,774	0,887	22,530	496.36	1.155
13	2,09	1,045	26,543	420	1.155
15	2,406	1,203	30,556	364	1.155
19	3,038	1,519	38,583	287.37	1.155
21	3,334	1,667	42,342	260	1.155
40	6,37	3,185	80,899	130	1.155
42	6.69	3.34	85	130	1.155
RUEDA	26	13	330,200	496.36	

Elaborado por: (Guano L. y Jorque A.)

4.2. CONSIDERACIONES PARA LOS ESTUDIOS POR ELEMENTOS FINITOS.

Para el análisis de los elementos mecánicos se utiliza el método por elementos finitos el cual tiene muchas aplicaciones en el diseño y el análisis en distintos campos de la ingeniería, tales como en construcciones metálicas, maquinaria industrial e hidráulica, aeronáutica entre otros.

El software para la solución de problemas por medio del método de elementos finitos que se utilizó para este estudio es ANSYS 14.5, el software de simulación de ingeniería y tecnologías utilizadas por los ingenieros, diseñadores, investigadores y estudiantes a través de un amplio espectro de industrias y el sector académico. Presta grandes ventajas de ejecución y resultados cercanos a la realidad, este permite efectuar simulaciones estáticas y dinámicas bajo diversas condiciones de carga, obteniendo resultados rápidos y efectivos.

4.2.1. SOLUCIONADOR Ó SOLVER

La herramienta que se utiliza para encontrar las soluciones de los sistemas de ecuaciones es ANSY 14,5. Se trata de un paquete de modelado para resolver numéricamente una amplia variedad de problemas mecánicos.

Estos problemas incluyen: el análisis estructural estático-dinámico (tanto lineal como no lineal), transferencia de calor y problemas de fluido, así como los problemas acústicos y electro-magnético.

En general, una solución de elementos finitos puede ser utilizada para la creación de cualquier análisis.²⁶ (University of Alberta, 2014)

4.2.2. VERIFICACIÓN DE CONVERGENCIA

El software emplea varios métodos para la exactitud de las soluciones, una premisa fundamental de utilizar el procedimiento de elementos finitos es que el cuerpo se subdivide en pequeños regiones discretas conocidas como elementos finitos.

Ecuaciones que gobiernan están escritas para cada elemento y estos elementos se ensamblan en una matriz global. Las cargas y limitaciones se aplican y se determina la solución.

En general es necesario llevar a cabo pruebas de convergencia en el modelo de elementos finitos para confirmar que la discretización se ha utilizado es suficiente. En un problema de mecánica de sólidos, esto se haría mediante la creación de varios modelos con diferentes tamaños de malla y la comparación de las deflexiones y esfuerzos resultantes.

Iniciar con una discretización de malla y luego observar y registrar la solución. Podemos repetir el problema con una malla más fina (es decir, más elementos) y luego comprobar los resultados con la prueba anterior. Si los resultados son casi similares, entonces la primera malla es probablemente lo suficiente buena para la geometría particular, la carga y limitaciones. Si los resultados difieren por una cantidad grande, será necesario probar con una malla más fina.²⁷ (University of Alberta, 2014)

²⁶ University of Alberta. (20 de 10 de 2014). *://es.scribd.com*. Obtenido de ANSYS TUTORIALS: www.mece.ualberta.ca

²⁷ University of Alberta. (20 de 10 de 2014). *://es.scribd.com*. Obtenido de ANSYS TUTORIALS: www.mece.ualberta.ca

4.2.3. MALLADO

La malla se genera y esta consta de miles de puntos, la información sobre las propiedades del material y otras características se almacena junto con la información que describe la malla.

Por otro lado las fuerzas, los flujos térmicos o temperaturas se resignan a los puntos de la malla. A los nodos de la malla se les asigna una densidad por todo el material dependiendo del nivel de la tensión mecánica u otra propiedad.

La malla actúa como la red de una araña en la que desde cada nodo se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red vectorial es la que lleva las propiedades del material al objeto, creando varios elementos.

El mallado de los sólidos se efectúa bajo los siguientes parámetros:

a. Calidad de malla

De cada elemento constitutivo de la malla se genera automáticamente dependiendo el tamaño de la pieza, posteriormente hay que configurar el refinamiento de la malla para mejorar la calidad del análisis FEA. (J. P. SUÁREZ, A PLAZA, M.A PADRÓN, 2006)

b. Verificación de malla

Esto le indica al software la cantidad de puntos de integración ubicados dentro de cada elemento para verificar su nivel de integración. Si es que un elemento está muy distorsionado la generación de la malla se interrumpe.

c. Tipo de malla

Para nuestro análisis del diseño de la transmisión y frenos de la tricicleta solar, consideramos la geométricas de los componentes para seleccionar el tipo de elemento del mallado apropiado y desarrollar estudio correcto. Ingresamos a la herramienta help de ansys para determinar los tipos de

elemento que existen de acuerdo a su aplicación y seleccionamos el elemento 272, que presenta grandes ventajas para el análisis de sólidos de revolución.

El elemento 272 se define por 4 nodos en el plano principal y los nodos creados automáticamente en la dirección circunferencial, el número total de nodos depende del número de planos nodales, además cada nodo presenta tres grados de libertad.

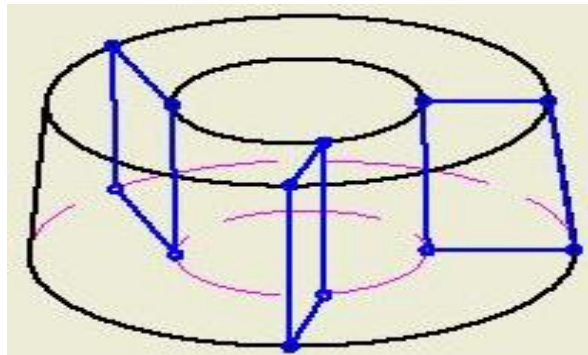


Figura 4. 12.- Representación del elemento 272

Fuente: (ANSYS, 2013)

4.2.4. CRITERIO DE ACEPTACIÓN DEL ESTUDIO.

El criterio que se emplea para la aceptación del dimensionamiento de la pieza o componente es el esfuerzo de von mises (deformación) con relación al esfuerzo de fluencia de material.

4.2.5. CONDICIONES DE BORDE O FRONTERA.

Las condiciones de entorno son las cargas y uniones que se establecen en cada estudio particular y se indican oportunamente.

4.2.6. DISEÑO DE LAS CATARINAS

a. Configuración geométrica en CAD

Elemento primordial que constituye el sistema de transmisión flexible y es el encargado de transmitir el movimiento hacia las cadenas. Una vez seleccionada la catarina se modeló su geometría en Inventor, con las dimensiones reales. Para posteriormente simular el estudio estático en un software CAE.

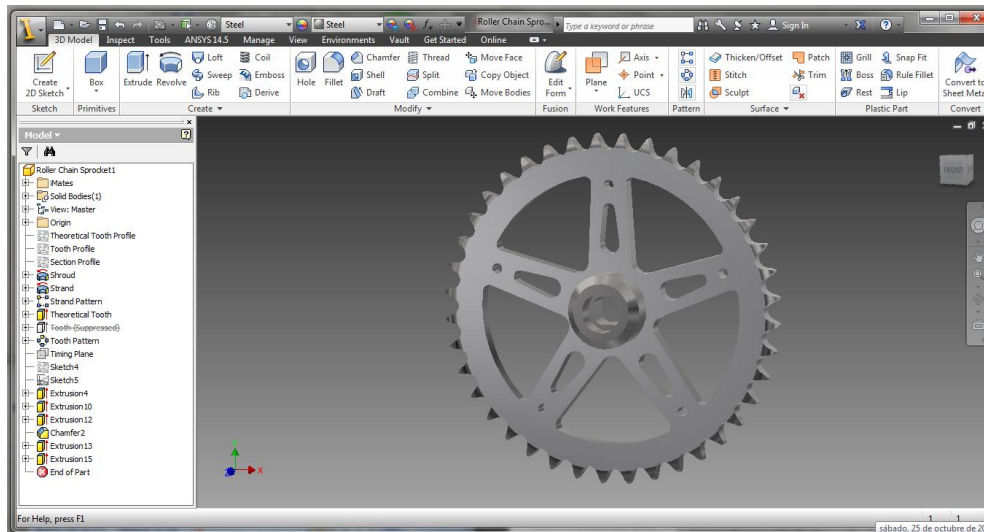


Figura 4. 13.- Geometría de las catarinas.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b. Simulación CAD-CAE

El software CAE (Computer Aided Engineering) realiza análisis mediante elementos finitos y permite determinar las deformaciones y el factor de seguridad del elemento analizado.

Para este análisis se utiliza una catarina de 40 dientes la misma está fabricada de aluminio 6061-T4 con una resistencia a la tensión de 241 MPa, se realizara el análisis para determinar si el componente soporta las fuerzas de torsión ejercidas por la cadena. En la siguiente imagen se puede apreciar el esquema del proyecto para la catarina.

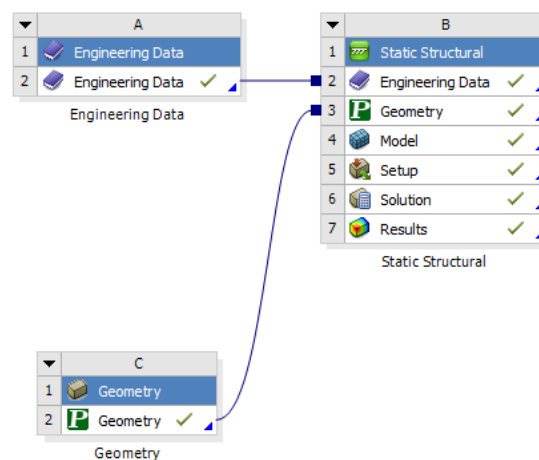


Figura 4. 14.- Esquema de simulación de la catarina en Worbench de Ansys.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En la siguiente figura, se representa la configuración geométrica de las catarinas importado al software CAE, este software nos permite seleccionar el material previo a su análisis.

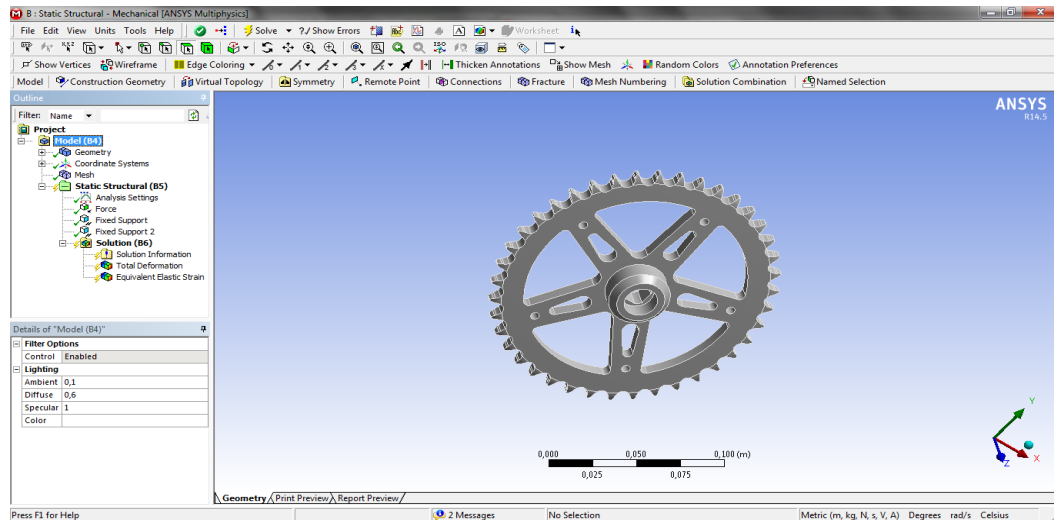


Figura 4. 15.- Catarina importado a Structural Mechanics de Ansys.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

A continuación se procede a realizar el mallado del elemento, este método nos permite dividir los objetos modelados en pequeñas áreas o subdivisiones denominados “elementos finitos”, este proceso se realiza para una mejor resolución de las ecuaciones que permitan obtener resultados finales de todo el conjunto con gran facilidad, en nuestro caso se realizó un refinanciamiento de la malla para mejorar el resultado del análisis.

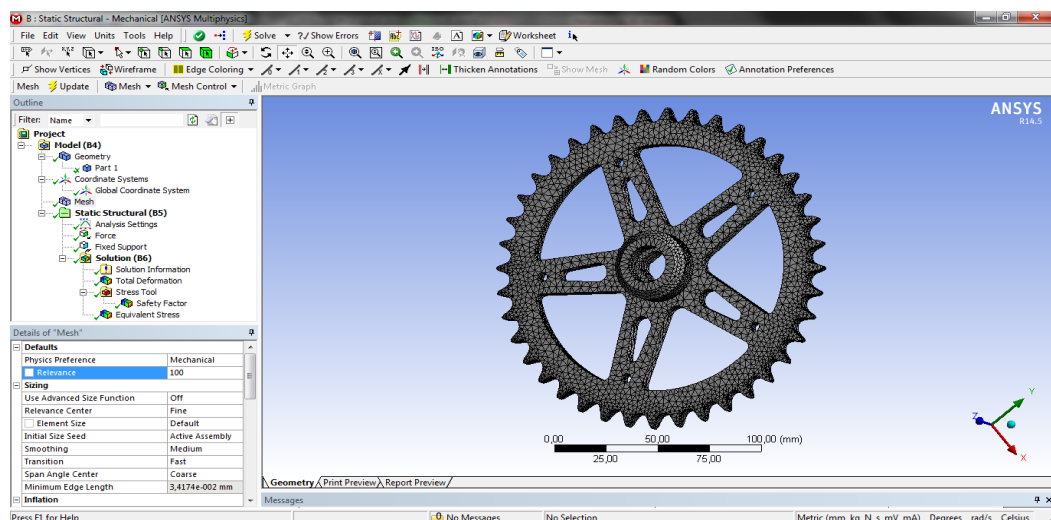


Figura 4. 16.- Mallado de la catarina de 40 dientes.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Finalizado el mallado se coloca la fuerza de condiciones de bordes $F_A = 1081.58 \text{ N}$ que produce la cadena determinada mediante cálculos obtenidos anteriormente, siendo este el valor más crítico producido en los dientes de la catarina.

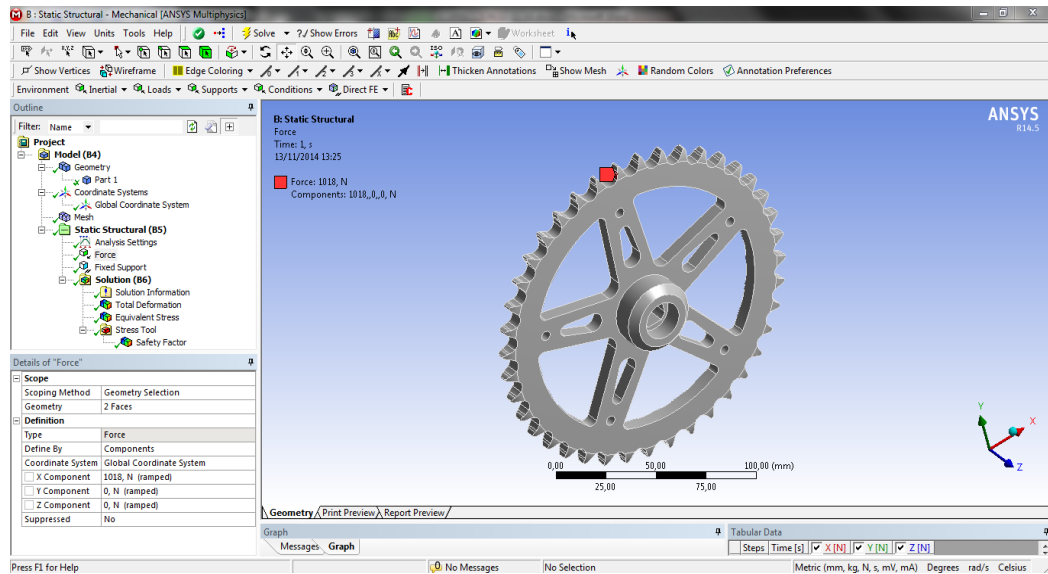


Figura 4. 17.- Fuerza en los dientes de la catarina de 40 dientes.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En la siguiente figura se aprecia el resultado del factor de seguridad de la catarina, el mismo da un valor de 2,84 lo cual indica que el elemento soporta la fuerza tangencial generada por la cadena.

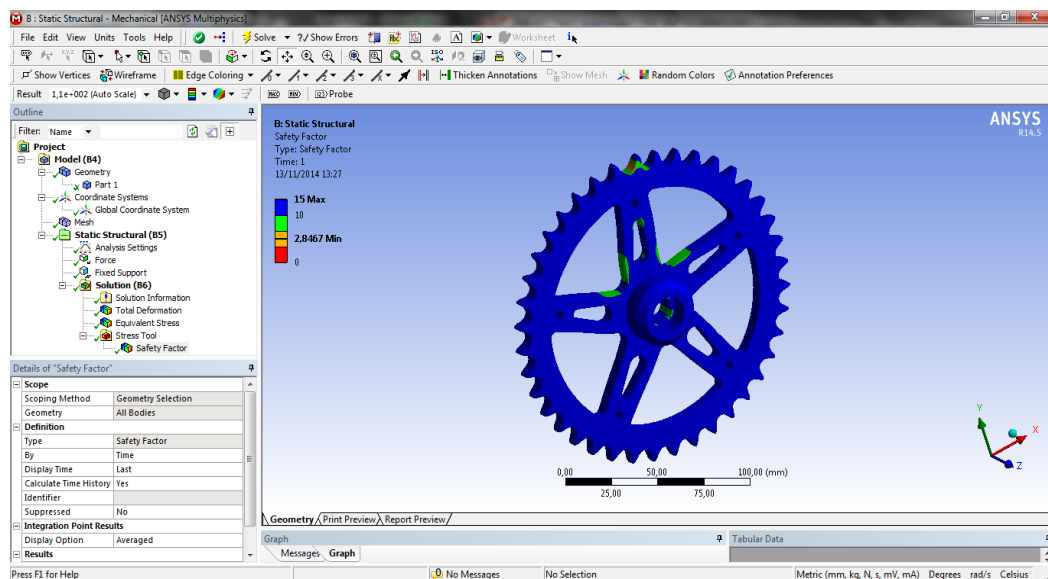


Figura 4. 18.- Resultado del factor de seguridad de la catarina.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Posteriormente se aprecia las deformación total generada por la fuerza tangencial de la cadena (F_A), la misma indica un valor de 0.0001 m, como podemos comprobar en la siguiente figura. Demostrando que la deformación del elemento sometido a este análisis es mínima, por lo tanto se considera despreciable.

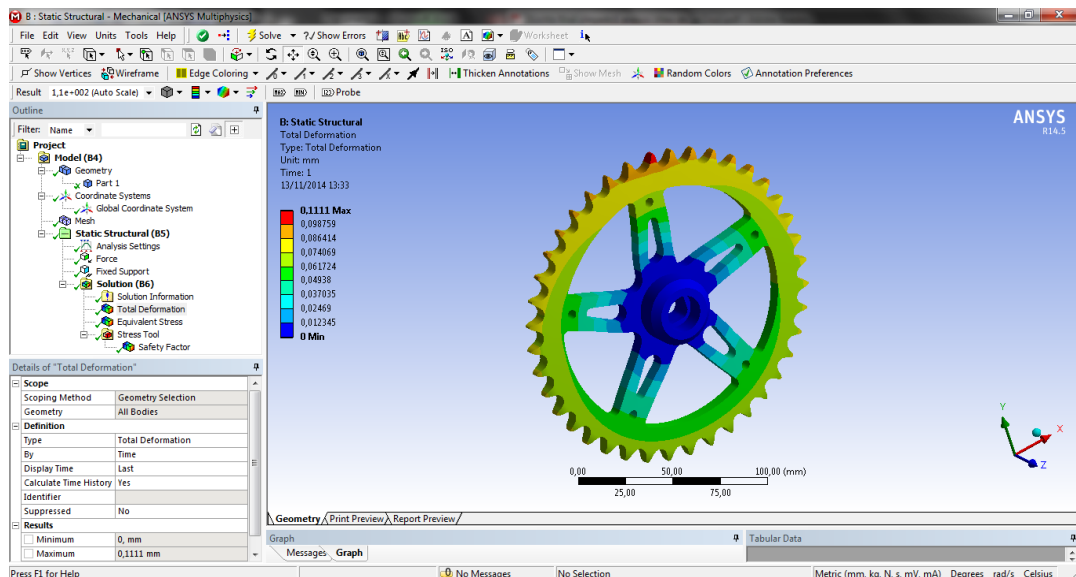


Figura 4. 19.- Deformación total de la catarina.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Finalmente compráramos que la resistencia a la fluencia del diseño está dentro de los rangos del material para la construcción del elemento.

Tabla 4. 5.- Valores de la resistencia a la fluencia de los materiales.

	Material	Resistencia a la fluencia	
		(Ksi)	(MPa)
Diseño	Aleación de aluminio	13.5	93
Construcción	Aleación de aluminio 6061- T4	35	241

Fuente: (Nisbett, 2008)

4.3. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Debido a la aparición simultanea de tenciones por esfuerzo de corte por torsión y tenciones normales que se deben a la flexión, el análisis de una

flecha o eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de tensiones.

La velocidad de giro del eje, se calcula el dimensionamiento el sistema de reducción, quedando determinadas las velocidades de giro para cada eje.

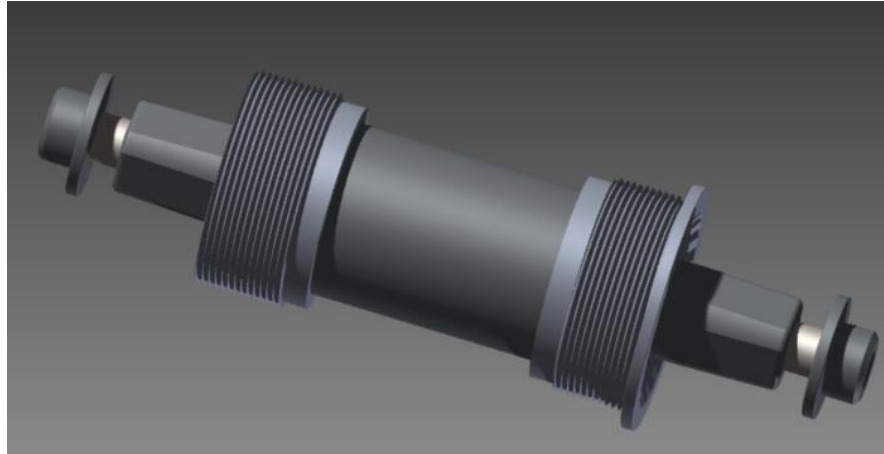


Figura 4. 20.- Diseño del eje en Autodesk Inventor.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

4.3.1. CÁLCULO DEL TORQUE PARA EL EJE

Para el cálculo del torque que se va a transmitir en el primer mecanismo se lo realiza mediante la siguiente expresión:

$$T_A = F * d \quad \text{Ec. 4. 22}$$

$$T_A = 500 \text{ N} * 17.5 \text{ cm} = \mathbf{87.5Nm}$$
 (torque en el eje 1)

Donde:

- F: fuerza de las extremidades inferiores [N]
- d= Longitud de la biela de los pedales [cm]

4.3.2. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL EJE

Para el cálculo de la potencia o el torque que se va a transmitir al eje se lo realiza mediante la siguiente expresión:

$$T = \frac{63000 * P}{n} \quad \text{Ec. 4. 23}$$

Donde:

- T: Momento de torsión [N·m]
- P: Potencia [W]
- n: velocidad de rotación [rad/s]

$$T = 87.5 \text{ N}\cdot\text{m} \rightarrow 770.015 \text{ Lb}\cdot\text{pulg}$$

$$P = \frac{770.015 \text{ Lb} \cdot \text{pulg} \cdot 130 \text{ rpm}}{63000}$$

$$P = 1.58 \text{ Hp}$$

Potencia en unidades del sistema internacional.

$$P = 1.58 \text{ Hp} \cdot \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ Hp}} = \mathbf{1185.33 \text{ W}}$$

4.3.3. DISEÑO DEL EJE.

a. Configuración geométrica

Es el elemento principal que constituye la transmisión flexible, encargado de recibir el movimiento producido por las extremidades inferiores del piloto a través de los pedales y bielas que componen el conjunto pedaliar y transferirle a las catarinas.

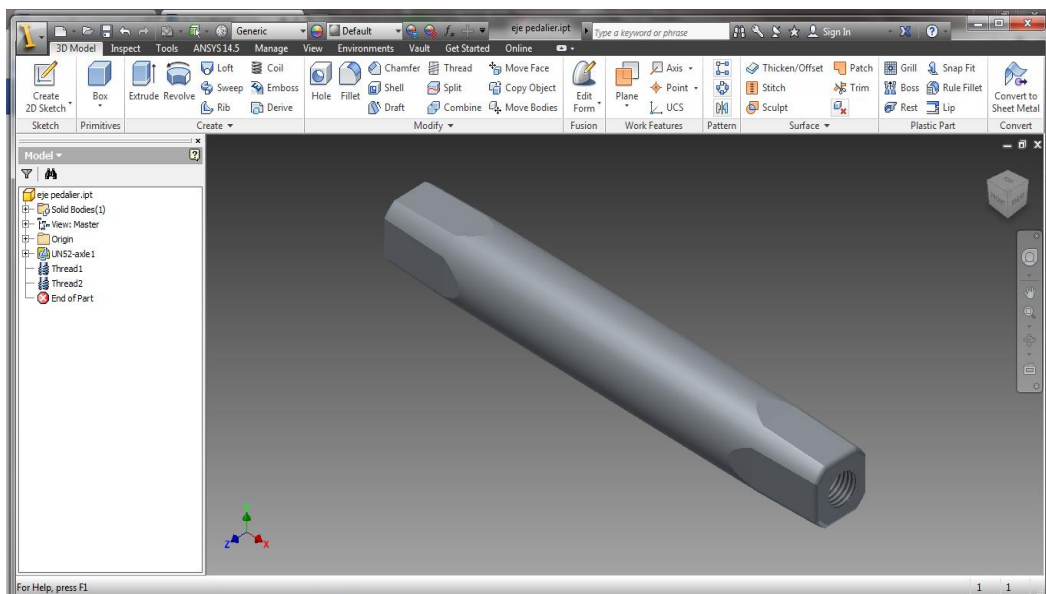


Figura 4. 21.- Geometría del eje.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

b. Simulación del eje pedalier

Para este análisis se utiliza el eje fabricado por acero AISI 310, se realizara el estudio para determinar si el componente soporta las fuerzas de torsión ejercidas por la cadena. En la siguiente imagen se aprecia el esquema de simulación en el software (Ansys 14.5).

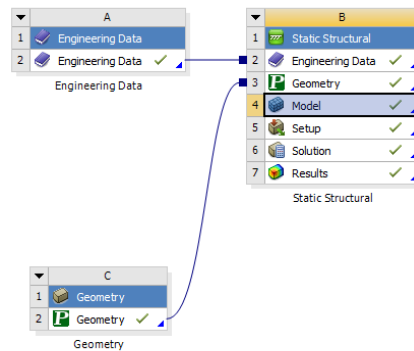


Figura 4. 22.- Esquema de simulación del eje de transmisión en Workbench de Ansys.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En la siguiente figura, se representa la configuración geométrica de los ejes importado al software CAE, este software nos permite seleccionar el material previo a su análisis.

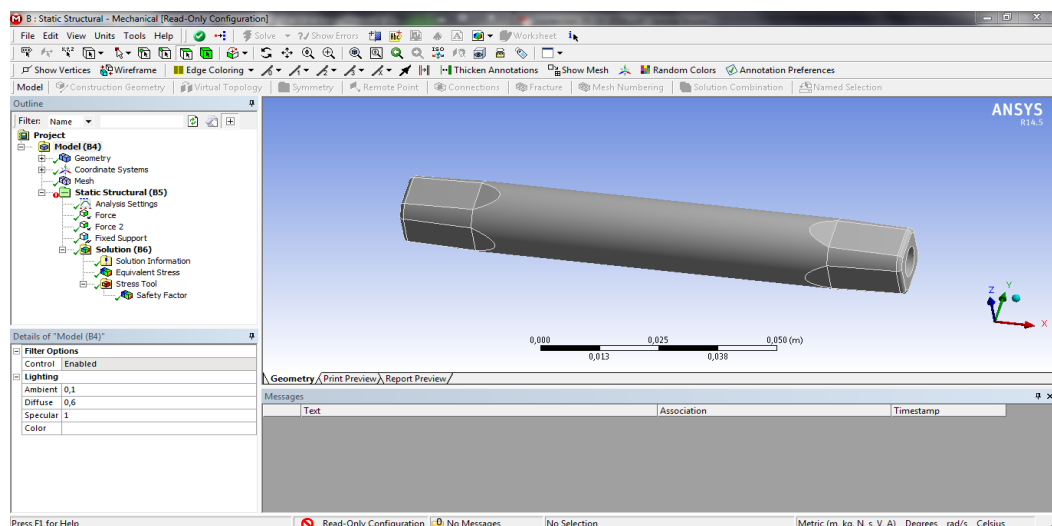


Figura 4. 23.- Eje importado a Structural Mechanic de Ansys.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

A continuación se realiza el mallado del elemento, este método permite dividir los objetos modelados en pequeñas áreas o sub divisiones

denominados “elementos finitos”. En nuestro caso se realizó un refinanciamiento de la malla y con una relevancia de 100, para optimizar el número de variables y mejorar la resolución.

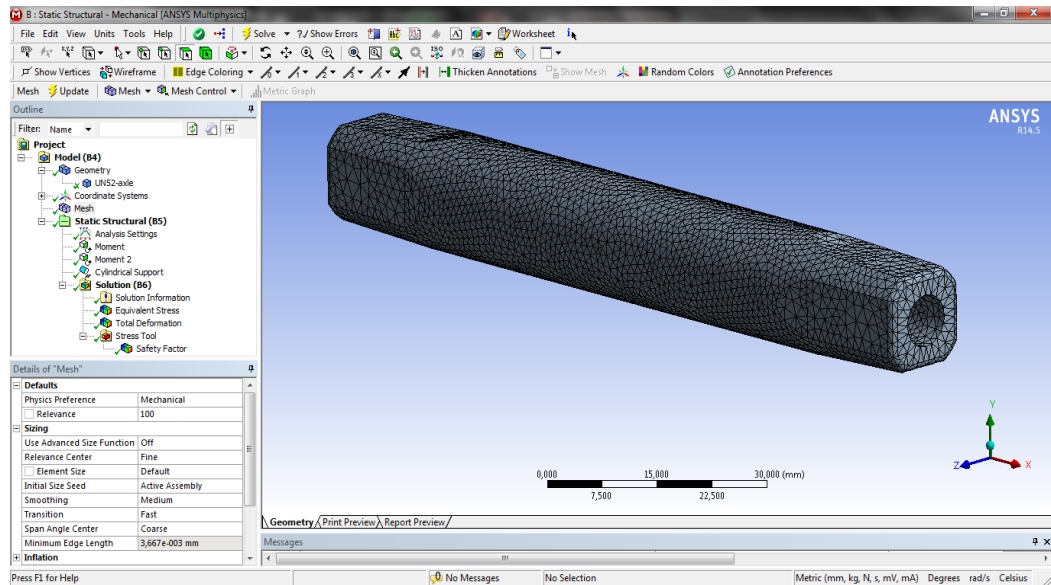


Figura 4. 24.- Mallado del eje.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Finalizado el mallado se coloca el momento máximo que se calculó anteriormente y que debe soportar el eje es 87.5 N.m, siendo este el valor más crítico producido en los dos extremos de los eje.

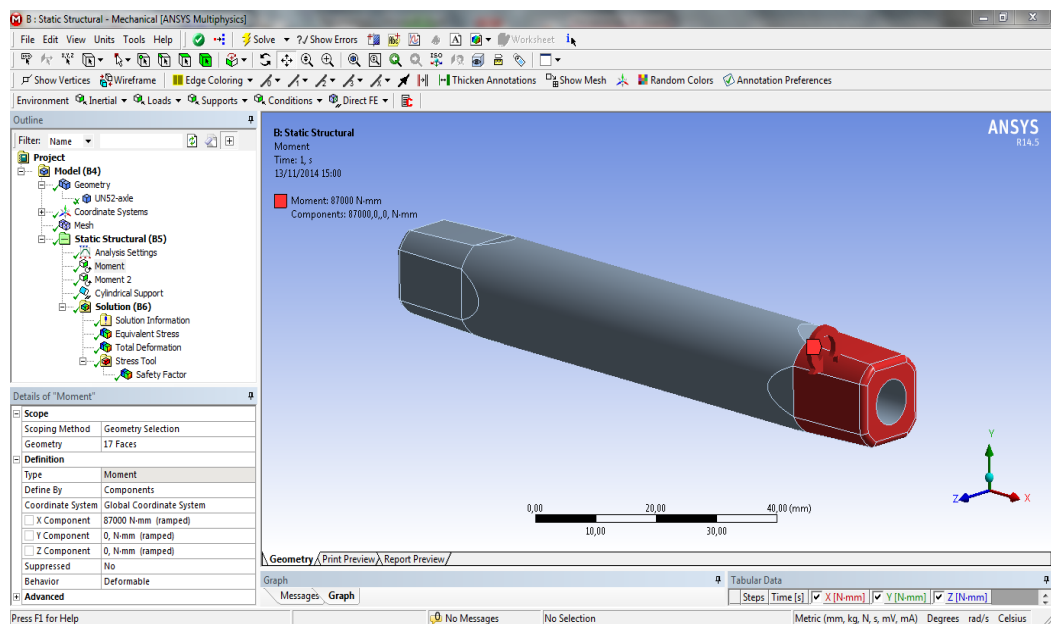


Figura 4. 25.- Torque producido en el eje.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En la siguiente figura se aprecia el resultado del factor de seguridad de los ejes, el mismo que da un valor de 1.41, lo cual indica que el elemento soporta la fuerza tangencial generada por las catarinas.

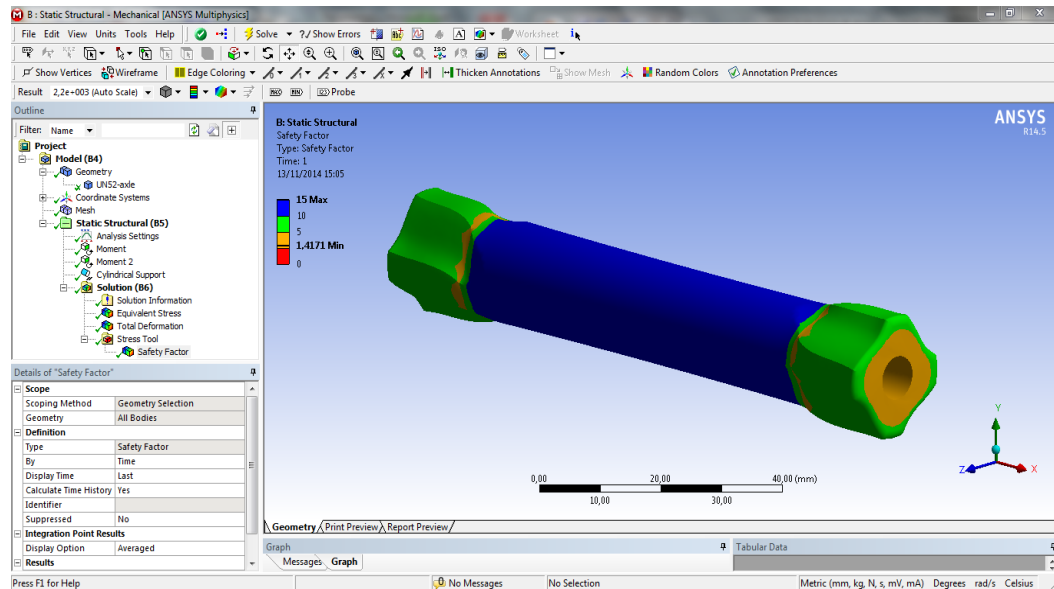


Figura 4. 26.- Resultado del factor de seguridad del eje.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Finalmente se aprecia las deformaciones estáticas generadas por momento máximo que debe soportar el eje, las mismas tienen un valor de deformación despreciable, como podemos comprobar en la siguiente figura.

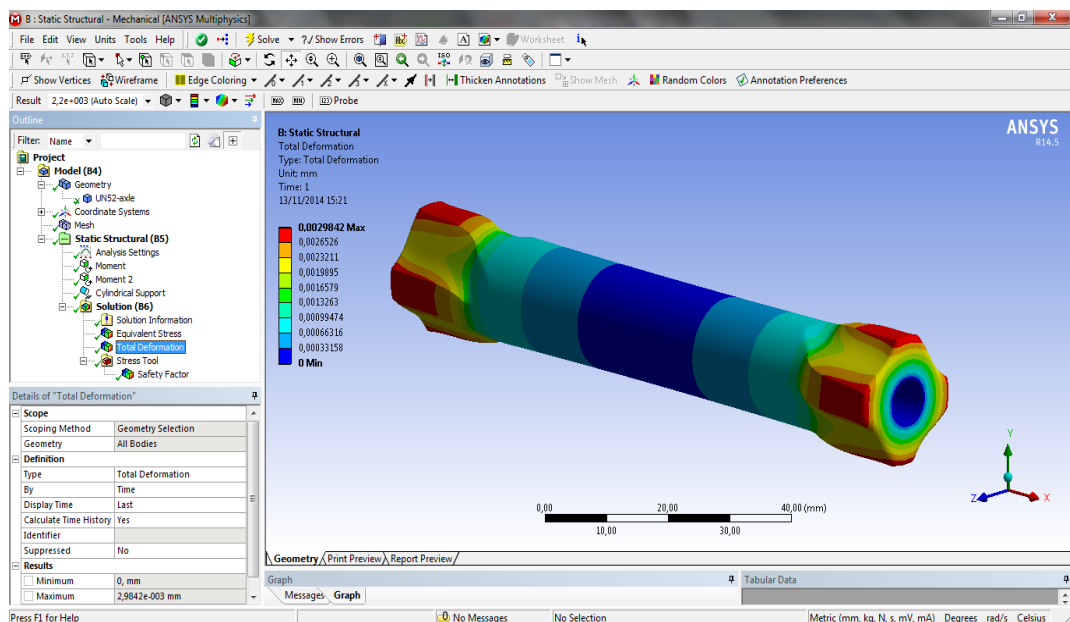


Figura 4. 27.- Deformación total del eje

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

4.4. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Se fabrican rodamientos en una gran variedad de tipos, formas y dimensiones. Cada tipo de rodamiento presenta propiedades y características que dependen de su diseño y que lo hacen apropiado para una determinada aplicación.

4.4.1. MAGNITUD DE CARGA

La magnitud de la carga es un factor que normalmente es usado para determinar el tamaño de los rodamientos. Normalmente los rodamientos de bolas son los usados para cargas livianas o moderadas. Para cargas más pesadas son recomendables los rodamientos cilíndricos.

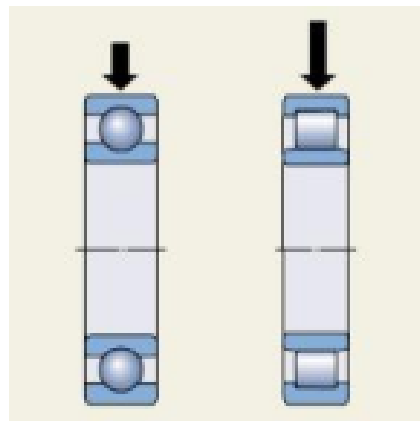


Figura 4. 28.- Rodamiento de bolas y cilíndrico en corte.

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 551)

4.4.2. CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MEDIO AMBIENTE

El conocimiento completo de la máquina o del equipo donde se ha de instalar un rodamiento, los requerimientos de operación y ambiente de funcionamiento; es la base principal para una adecuada selección del mismo.

Para el proceso de selección se requieren los siguientes datos:

- La función y construcción del equipo.
- Ubicación de montaje del rodamiento.
- Carga en el rodamiento (dirección y magnitud).
- Velocidad de giro.

- Vibración y cargas de impacto.
- Temperatura de operación del rodamiento.
- Ambiente (corrosión, limpieza del ambiente etc.).

4.4.3. SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

La transmisión de la tricicleta solar consta de dos ejes y cuatro rodamientos, debido a la baja velocidad y carga que soportan se los seleccionan tomando en cuenta consideraciones geométricas, pero proceder a efectuar los cálculos para determinar el factor de los esfuerzos dinámicos y comprobar que se satisfagan los requerimientos del sistema de transmisión.

El tipo de rodamiento que se utiliza es el rígido de esferas, por su buena capacidad de soportar cargas radiales, además de su baja fricción, funcionamiento silencioso y bajo costo.

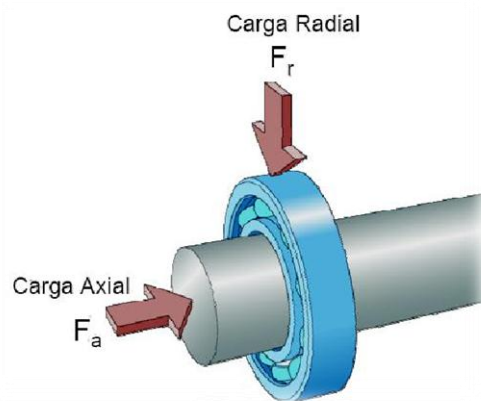


Figura 4. 29.- Cargas aplicadas a un rodamiento.

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 551)

a. Carga radial

La carga radial que soporta cada rodamiento equivale a la fuerza de pedaleo y la fuerza de la cadena, este valor debe ser dividido entre el número de rodamientos por eje.

$$F_r = \frac{\text{fuerza de pedaleo} + \text{fuerza de la cadena}}{2} \quad \text{Ec. 4. 24}$$

$$F_r = \frac{500\text{N} + 1081.58\text{N}}{2} = 790.79\text{N}$$

b. Carga axial

La carga axial a la que están expuestos los rodamientos es prácticamente despreciable, sin embargo, con el fin de efectuar los cálculos se considera que esta es de 80 N.

Para los valores F_a y F_r , según el catálogo, se tiene los valores para X e Y por consiguiente se tiene:

$$H = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. 4. 25}$$

Donde:

H : Carga equivalente sobre el rodamiento [N]

F_r : Carga radial que se aplica sobre el rodamiento [N]

F_a : Carga axial que se aplica sobre el rodamiento [N].

X: Valores adimensionales que varían por cada tipo de rodamiento

Y: Valores adimensionales que varían por cada tipo de rodamiento.

Tabla 4. 6.- Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de bolas.

Tipo de cojinete de bolas	X1	Y1	X2	Y2
De contacto radial	1	0,5	0,5	1,4
de contacto angular con ángulo suave	1	1,25	0,45	1,2
de contacto angular con ángulo fuerte	1	0,75	0,4	0,75
con doble fina y dúplex (DB o DF)	1	0,75	0,63	1,25

Fuente: (Nisbett, 2008, pág. 525)

$$H = 1 * 790 N + 0.5 * 80N$$

$$\mathbf{H = 830 N}$$

Se determina el valor de la capacidad de carga dinámica con la siguiente fórmula:

$$C = H * \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{1000000} \right)^{1/p} \quad \text{Ec. 4. 26}$$

Donde:

C: Capacidad de carga dinámica [N]

L_{10h} : Duración nominal, en millones de revoluciones.

p: Exponente de la duración, siendo:

p= 3 para los rodamientos de bolas.

p= 10/3 para rodamientos de rodillos.

Una vez determinada la carga radial y la carga axial que debe soportar los rodamientos para disminuir la fricción del eje. En la siguiente tabla, se determina los diferentes tipos de rodamientos existentes en el medio para verificar el que más se asemeja al diseño:

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Carga límite permisible	Capacidades de velocidad		Masa	Designación
d_b	d_e	b_e	Dinámica C	Estática C_0	w_{perm}	Grasa	Accite		
mm			N		N			kg	
pulg			lbf		lbf	rpm		lbm	—
15	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0.025	16002
0.5906	1.2598	0.3510	1 260	641	27.0			0.055	
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0.030	6002
	1.2598	0.3543	1 260	641	27.0			0.066	
	38	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0.045	6202
	1.3780	0.4331	1 750	843	36.0			0.099	
	42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0.082	6302
	1.3780	0.5118	2 560	1121	51.3			0.18	
20	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0.050	16004
0.7874	1.6535	0.3150	1 550	910	38.9			0.11	
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0.090	6004
	1.6535	0.4724	2 100	1 120	47.7			0.15	
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0.11	6204
	1.8504	0.5512	2 860	1 470	62.9			0.24	
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0.14	6304
	2.0472	0.5906	3 570	1 750	75.3			0.31	
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0.40	6404
	2.8346	0.7480	6 900	3 370	144			0.88	
25	47	12	11 200	6 550	275	15 000	18 000	0.080	6005
0.9843	1.8504	0.4724	5 520	1 470	61.8			0.18	
	52	15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0.13	6205
	2.0472	0.5906	3 150	1 750	75.3			0.29	
	62	17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0.23	6305
	2.4409	0.6693	5 060	2 610	110			0.51	
	80	21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0.53	6405

Figura 4. 30.- Cojinete de bolas de canal profundo de una fila.

Fuentes: (Hamrock, B. Jacobson, B. Schmid, S., 2006, pág. 578)

Para la selección de los rodamientos de los ejes de transmisión se debe tener en cuenta el tipo de cargas al que va estar sometidos, los parámetros de diseño del eje, el entorno en el cual va a trabajar y peso del componente.

Se concluye que la mejor alternativa de selección del rodamiento es de la designación: 16002 por las condiciones que presenta en la tabla anterior.

4.4.4. MANEJO DE RODAMIENTOS

Los rodamientos son elementos de alta precisión. Un manejo inadecuado provocará su falla prematura y un mal funcionamiento de la maquinaria. Para evitar que esto ocurra, se deben tomar precauciones en su manejo. Éstos deben ser montados en un ambiente de trabajo limpio, libre de contaminantes que se filtren a su interior, evitando también que reciban golpes innecesarios. Los rodamientos manejados adecuadamente, pueden responder fielmente a una amplia gama de condiciones de trabajo.

4.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

4.5.1. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENADO

En este apartado realizaremos un recorrido por cada uno de los elementos que influyen en el fenómeno de la frenada, que a su vez conformarán el sistema de frenado del prototipo, para obtener así, una visión de la importancia de cada uno de ellos y establecer el diseño o adaptación de la forma más apropiada posible a nuestras exigencias.

Como sabemos, el conductor de la tricicleta accionará el sistema de frenos, a través de la maneta de freno que va montada en el manillar de la dirección, lo cual empuja el pistón maestro dentro del cuerpo de bomba de freno e impulsa el líquido dentro de los conductos hidráulicos. Con ello el líquido llega al interior de las mordazas y presiona contra los pistones esclavos.

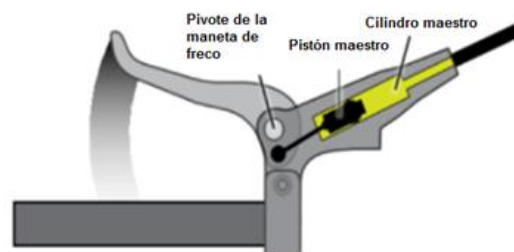


Figura 4. 31.- Descripción de funcionamiento de la maneta de frenos.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

Las pastillas de freno van fijadas a los pistones esclavos, para que, cuando el líquido de frenos ejerza presión contra los pistones, las pastillas de freno rocen con el disco o rotor, provocando una fuerza de fricción que hará disminuir la velocidad del vehículo o detenerlo completamente mediante la adherencia del neumático contra el asfalto.

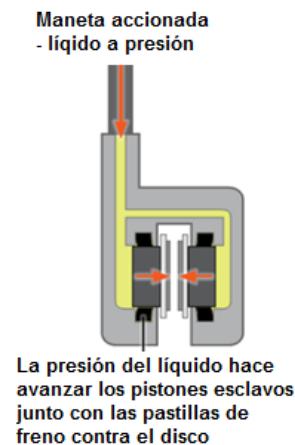


Figura 4. 32.- Funcionamiento de las mordazas de freno de la tricicleta.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

Son varios los factores que intervienen en el funcionamiento de un freno de disco hidráulico. La fuerza con que se comprime la maneta de freno, unida a la relación de palanca (factor de multiplicación de dicha fuerza producido por el sistema hidráulico) da lugar a una fuerza de inmovilización en la mordaza.

Esa fuerza de inmovilización, unida al efecto del material del que están hechas las pastillas de freno, produce una fricción en el rotor. La cantidad de fricción, en combinación con el diámetro del rotor, es lo que genera la fuerza de frenado.

La fuerza de frenado, junto con la duración de la acción de frenado, determina lo rápido que se reducirá la velocidad, así como la cantidad de calor generada en el proceso.

Todos estos factores que intervienen en el proceso del fenómeno de la frenada de un sistema de frenos con disco hidráulico se pueden apreciar en la siguiente figura.

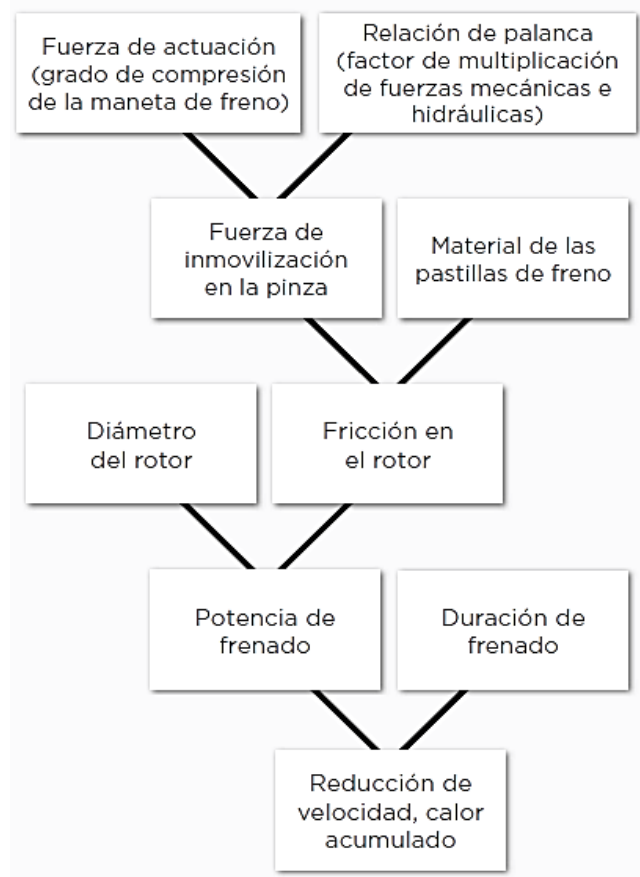


Figura 4. 33.- Factores que intervienen en un freno de disco hidráulico.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Para ello el sistema de frenado estará compuesto de los siguientes elementos que iremos estudiando a continuación:

- Manetas de frenos
- Cañerías flexibles y de acero
- Discos de freno
- Mordazas o pinzas de freno
- Pastillas de freno
- Líquido de freno

En el proceso de diseño de este sistema se irá acatando los parámetros y restricciones impuestas por la competencia “Atacama Solar Challenge” en la categoría LA RUTA SOLAR (L.R.S.).

a. La maneta de freno.

Las manetas de freno suelen diseñarse con el cilindro maestro en dos posibles configuraciones: radial o en línea. En los diseños radiales, el cilindro maestro va colocado perpendicularmente al manillar, mientras que en los diseños en línea el cilindro maestro va aproximadamente paralelo al manillar.

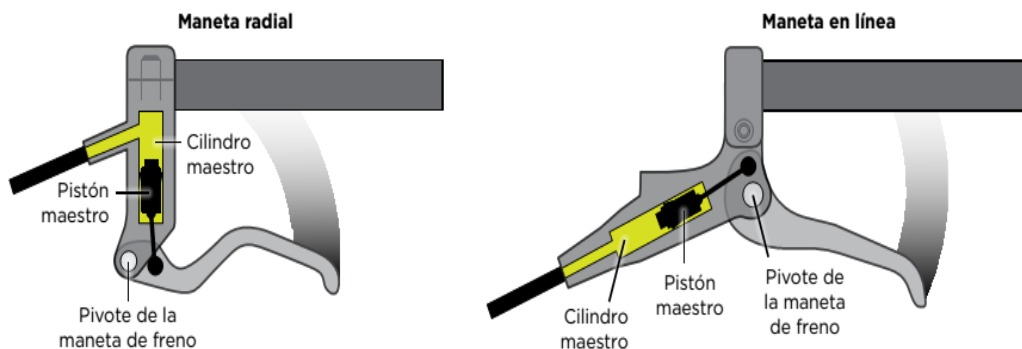


Figura 4. 34.- Tipos de manetas de frenos.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

La principal diferencia entre estos dos diseños es la posición del pivote de la maneta de freno, que puede tener un enorme impacto sobre la ergonomía de la maneta.²⁸ (Navarro F. , 2013)

b. Cañerías de freno.

Las cañerías de freno conecta la maneta con la mordaza o conocida también como pinza de frenos. Es también un aspecto fundamental para el diseño y el funcionamiento general del freno. Las cañerías de freno están especialmente diseñadas para soportar presiones internas de más de 138 bar sin deformarse ni dilatarse significativamente.

La pequeña dilatación que experimenta el manguito puede controlarse por diseño para manipular el tacto que presenta el freno a determinadas presiones. Es importante señalar que, aunque esta característica no influye en la potencia total de frenado, sí aporta un mayor grado de control sobre la potencia de frenado disponible.

²⁸ Navarro, F. (Febrero de 2013). *Mecanica de la Bicicleta*. Obtenido de <http://rykybike.blogspot.com/>



Figura 4. 35.- Cañerías de freno hidráulico.

Fuente: (Componentes de bicicletas Shimano, 2012)

c. El disco de frenos.

Los discos son la superficie contra la que interactúan las pastillas para producir la desaceleración del vehículo. El rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, produce la transformación de la energía cinética en calórica, provocando la reducción de la velocidad del vehículo. Sin embargo los discos de freno no sólo deben producir la transferencia de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápido posible. Las características básicas de la fundición de la fundición de los discos podemos ver a continuación.²⁹ (Roadhouse, 2011)

Tabla 4. 7.- Composición de un disco de freno.

PROPIEDADES FÍSICAS	VALORES
Resistencia a la tracción	240 N/mm^2
Dureza	170 – 250 HB

Fuente: (Roadhouse, 2011)

La composición básica del material de los discos es una fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene entre un 92% y un 93% de hierro. Además del hierro, otros componentes básicos tales como el silicio, magnesio, carbono, y otros que confieren las propiedades específicas del elemento. Y con la adición de carbono redonda en las siguientes mejoras:

²⁹ Roadhouse. (Mayo de 2011). *Manual Técnico de las Pastillas de Freno*. Obtenido de Imporbrake DCN: <http://www.imporbrake.com/>

- Óptima conductividad térmica.
- Minimiza la posibilidad de vibraciones.
- Reducción de ruidos debido a un mayor coeficiente de amortiguación.
- Mayor resistencia a la deformación.
- Mayor seguridad de frenado y mejor desempeño de todo el sistema de freno.

El diámetro del disco es el elemento que constituye de forma directa a la potencia de frenado.

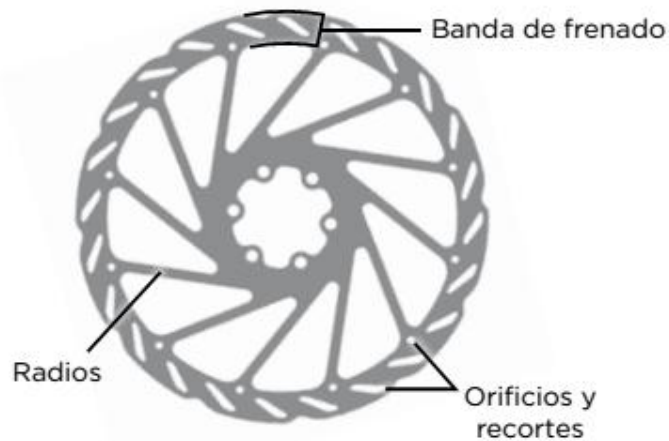


Figura 4. 36.- El disco de freno y sus principales partes.

Fuente: (Navarro F. , 2013)

Con un disco de mayor diámetro se consigue un mayor efecto multiplicador en la fuerza que el sistema de frenado ejerce sobre la rueda para oponerse a su rotación, al aplicar dicha fuerza en un punto más alejado del eje. Por tanto, cuanto mayor sea el rotor, más potente será el freno. Además, los discos de mayor diámetro controlan mejor el calor, al aumentar la superficie y la masa térmica (capacidad para absorber calor) de todo el sistema de frenado. En general, elegir un rotor del tamaño adecuado es un factor fundamental en la configuración de los frenos, que debería adaptarse a las características particulares del vehículo-conductor y a sus condiciones de uso.

d. La mordaza de freno.

El cáliper o mordaza de freno es el elemento que alberga las pastillas de freno y los pistones de un sistema de frenos de disco, y está colocado en posición fija con respecto al vehículo (es decir, no rota) que basa su funcionamiento en apretar el disco de freno (que gira a la misma velocidad que la rueda) hasta detenerlo.

Los pistones esclavos de la mordaza de freno suelen utilizar juntas especiales que se flexionan o comban ligeramente cuando los pistones y las pastillas se ven empujados hacia el disco al frenar. Al soltar el freno, las juntas de los pistones se relajan y tiran del conjunto pistón/pastilla alejándolo del rotor. Esto es lo que se conoce como “retracción de las pastillas”. El grado de retracción es un factor de gran importancia a la hora de determinar la distancia que deberán recorrer los pistones para que las pastillas hagan contacto con el disco. Esta distancia determina el espacio entre pastillas y disco, y también cuánto debe moverse la maneta de frenos para que las pastillas lleguen a tocar el disco, lo que se conoce como zona muerta. Cuanto mayor sea la retracción, mayor será la separación y la zona muerta.

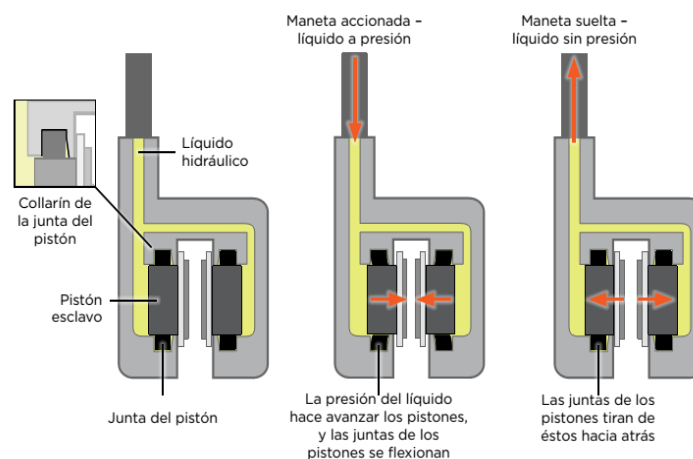


Figura 4. 37.- Descripción del funcionamiento de la mordaza de frenos

Fuente: (Navarro F. , 2013)

Otra función de estas juntas es permitir que los pistones vayan avanzando por sí solos a medida que se desgastan las pastillas y el rotor. A medida que se desgastan, la distancia entre pastillas y rotor va aumentando, lo cual afecta

al recorrido del pistón y a la amplitud de la zona muerta. Si no se utilizasen estas juntas especiales, habría que ajustar constantemente la separación de las pastillas para mantener uniforme la zona muerta.

No obstante, el grado en que puede llegar a combarse la junta de un pistón es limitado, por lo que existe un punto a partir del cual el pistón acabará deslizándose a través de la junta. Es decir, más de lo que puede llegar a combarse la junta. Cuando esto sucede, los pistones resbalarán constantemente a través de la junta, hasta que las pastillas hagan contacto con el disco. Al soltar el freno, los conjuntos pistón/pastilla se retraerán a una nueva posición de reposo, más cercana al rotor. De este modo se evita tener que ajustar constantemente la separación de las pastillas o la zona muerta a medida que se desgasten los componentes.³⁰ (Navarro F. , 2013)

e. Pastillas de freno

El funcionamiento de las pastillas de freno se basa en dos principios: fricción adhesiva y fricción abrasiva.

La fricción adhesiva comienza con el depósito de una fina capa de transferencia de material de la pastilla al rotor durante un proceso inicial de bruñido o “rodaje” de las pastillas. Una vez depositada esta capa, al aplicar los frenos se crean enlaces moleculares entre las pastillas y la capa de transferencia del rotor, que se establecen instantáneamente y se rompen de inmediato, lo cual da lugar a una fricción. La fricción adhesiva es el factor que más contribuye a la fricción total del freno, y el material del que está hecha la pastilla es clave para producir esa fricción adhesiva. Por eso, las pastillas se desgastan mucho más rápido que los discos.

La fricción abrasiva se debe a la ruptura de la superficie de las pastillas de freno, del rotor, o de ambos elementos. La contribución de este factor a la fricción total es secundaria, pero es la que más influye en el desgaste del rotor.

³⁰ Navarro, F. (Febrero de 2013). *MECANICA DE LA BICICLETA*. Obtenido de <http://rykybike.blogspot.com/>

El material de las pastillas ha sido diseñado expresamente para crear una interfaz con el material del rotor, y proporciona una fuerza de fricción conocida para una determinada fuerza de inmovilización. Esta característica se denomina coeficiente de fricción, y varía según el material con el que esté fabricada la pastilla. Avid utiliza pastillas sinterizadas organometálicas. Las pastillas orgánicas se fabrican mediante la adhesión de diversos componentes orgánicos y metálicos con una resina orgánica.



Figura 4. 38.- Pastillas de freno.

Fuente: (Componentes de bicicletas Shimano, 2012)

Las pastillas de metal sinterizado están compuestas de materiales metálicos adheridos entre sí al someterlos a presiones y temperaturas elevadas. Estos dos tipos de componentes de pastillas presentan distintas características de potencia, desgaste, comportamiento en condiciones húmedas y funcionamiento en entornos secos o polvorientos.

Al cambiar de unas pastillas orgánicas a otras metálicas sinterizadas es importante instalar un nuevo rotor para establecer una nueva capa de transferencia.

f. Líquido de frenos

Es un líquido hidráulico que hace posible la transmisión de la fuerza ejercida sobre la maneta de freno a los cilindros de freno en las ruedas.

Los líquidos a diferencia de los gases, no pueden comprimirse, de acuerdo a la ley de Pascal la cual dice que "la presión ejercida en cualquier parte de un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables, se transmite por igual en todas las direcciones de todo el fluido."³¹ (Mott R. L., 2006, págs. 9-10)

El líquido de frenos también tiene la función de proteger partes y piezas del sistema de frenos, evitando resequedad en los empaques y mangueras que pudiera provocar fugas a lo largo del sistema. Por todo ello, las características fundamentales del líquido de frenos deben ser las siguientes:

- El punto de ebullición mínimo debe ser 200 °C. Así se conseguirá permanecer en estado líquido, sin entrar en ebullición, cuando las sollicitaciones de frenada sean exigentes.
- No se debe congelar.
- Debe ser incompresible.
- Baja viscosidad para desplazarse rápidamente por el circuito.
- Ser lubricante para que los elementos móviles del sistema de freno con los que se encuentran en contacto no se agarroten.
- Ser estable químicamente, para no corroer los elementos del sistema de frenos con los que se encuentre en contacto.



Figura 4. 39.- Aceite mineral usado en el sistema de frenos hidráulicos de la tricicleta.

Fuente: (Componentes de bicicletas Shimano, 2012)

³¹ Mott, R. L. (2006). MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA. MÉXICO: Pearson Educación.

En la tricicleta se usó el aceite mineral de bicicletas, ya que presentan una gran ventaja de que no son higroscópicos y en consecuencia se modifican su punto de ebullición por la absorción de agua de la humedad del aire.

4.5.2. PARÁMETROS Y RESTRICCIONES DEL SISTEMA DE FRENOS SEGÚN LAS BASES TÉCNICAS DE LA RUTA SOLAR³².

- El vehículo debe contar con dos sistemas de frenos equilibrados e independientes entre sí (principal y secundario), de manera que si un sistema falla, el otro pueda ser accionado para detener el vehículo.
- En caso de usar frenos de fabricación para bicicletas para el sistema de frenado especificado en el punto anterior, el sistema principal debe ser de disco hidráulico con diámetro exterior mínimo de 200 [mm]. Para el sistema secundario, se permite tanto frenos de disco hidráulicos como mecánicos, ambos de diámetro exterior mínimo de 200 [mm].
- Los vehículos deberán estar equipados con un freno de estacionamiento capaz de mantener estático al vehículo con su ocupante en una pendiente de 20%. Para esto, se debe poder emplear uno o ambos sistemas de frenado como freno de estacionamiento de manera segura, o bien contar con un sistema de freno totalmente independiente del mencionado anteriormente para cumplir esta exigencia.
- En caso de usar frenos de fabricación para bicicletas para el freno de estacionamiento, se permiten de todo tipo.
- El trabajo mecánico de frenado de al menos uno de los sistemas de frenos especificados en 1er ítem debe ser aplicado sobre al menos dos ruedas del vehículo.
- El vehículo debe ser capaz de detenerse en 5 [m] desde una velocidad inicial de 20 [km/h].

³² Carrera Solar Atacama. (02 de Febrero de 2014). *Atacama Solar Challenge*. Obtenido de <https://www.carrerasolar.com/>

4.5.3. DINÁMICA LONGITUDINAL DE LA FRENADA

Antes de empezar el estudio minucioso de los cálculos para el diseño del sistema de frenos es de vital importancia el conocer los valores exactos del peso total del vehículo en general en condiciones de operación para el correcto diseño, dimensionamiento y selección del sistema de frenos.

En la siguiente tabla podemos apreciar un resumen de los valores de la suma total de las cargas muertas y cargas vivas de la tricicleta solar, el desglose general se detalla en el anexo B de este documento.

Tabla 4. 8.- Determinación de peso total de la tricicleta solar en condiciones de conducción.

CARACTERISTICA	VALOR (kg)	UNIDAD
Peso de cargas muertas	120	kg
Peso de cargas vivas	88	kg
Peso en el eje delantero	89,94	kg
Peso en el eje posterior	118,36	kg
Peso Total	208	kg

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

NOTA: Para la determinación de las cargas muertas está sumado los valores de los pesos del bastidor, carrocería de fibra de vidrio, neumáticos, suspensión, sistema de transmisión, sistema de dirección, sistema de frenos, sistema eléctrico, celdas fotovoltaicas, baterías, convertidores, controladores y componentes menores. En cambio para el cálculo de las cargas vivas está sumado el peso del motor eléctrico y el peso promedio del conductor que además es parte de la normativa que impone la organización de la competencia “Atacama Solar Challenge” en la categoría LA RUTA SOLAR.

a. Distribución de pesos del vehículo

En condiciones de aceleración nula, el vehículo posee una distribución de pesos constante repartidos entre las tres ruedas y con un reparto diferente para cada eje.

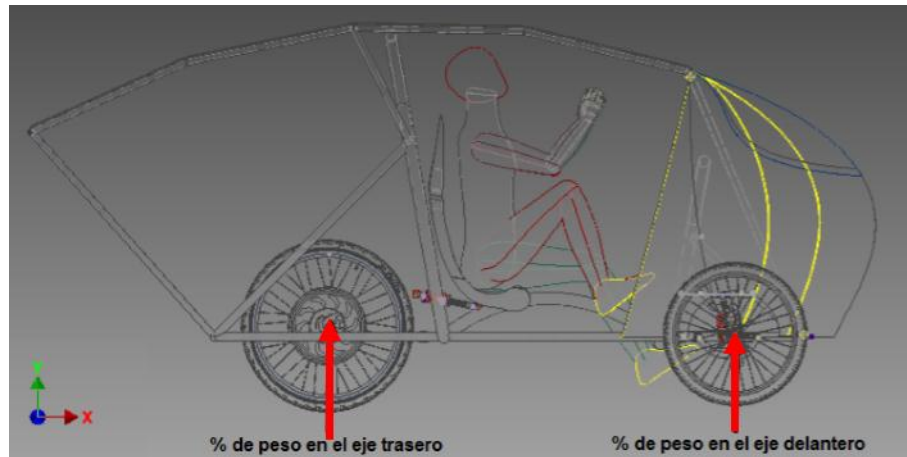


Figura 4. 40.- Distribución de pesos de la tricicleta solar.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Conocido el valor de la masa correspondiente a cada eje, se puede hallar el porcentaje de pesos para cada uno de los ejes en estático de la siguiente manera:

$$\text{Distribución de peso en el eje delantero} = \frac{P_d}{P} * 100 = 43,2 \%$$

$$\text{Distribución de peso en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} * 100 = 56,8 \%$$

Donde:

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso en el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso en el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

b. Centro de gravedad

Una vez conocida la distribución de pesos, se puede hallar la posición horizontal del centro de gravedad (C.G.), el cual está función de la geometría del vehículo:

$$CG = \frac{P_t}{P} * L \quad \text{Ec. 4. 27}$$

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} * L = \frac{118,36 \text{ kg}}{208 \text{ kg}} * 1668 \text{ mm} = 949,16 \text{ mm}$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} * L = \frac{89,94 \text{ kg}}{208 \text{ kg}} * 1668 \text{ mm} = 721,25 \text{ mm}$$

Donde:

- $CG_{d,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = L \quad \text{Ec. 4. 28}$$

$$949,16 \text{ mm} + 721,25 \text{ mm} = 1668 \text{ mm}$$

4.5.4. EFECTOS DINÁMICOS SOBRE EL VEHÍCULO A CAUSA DE LA DESACELERACIÓN

Cuando el vehículo experimenta una desaceleración, la fuerza efectiva neta o el peso ejercido sobre cada rueda es variable, mientras que el peso total se mantiene constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero experimentará un aumento considerable mientras que la ejercida sobre el eje posterior descenderá en la misma medida.

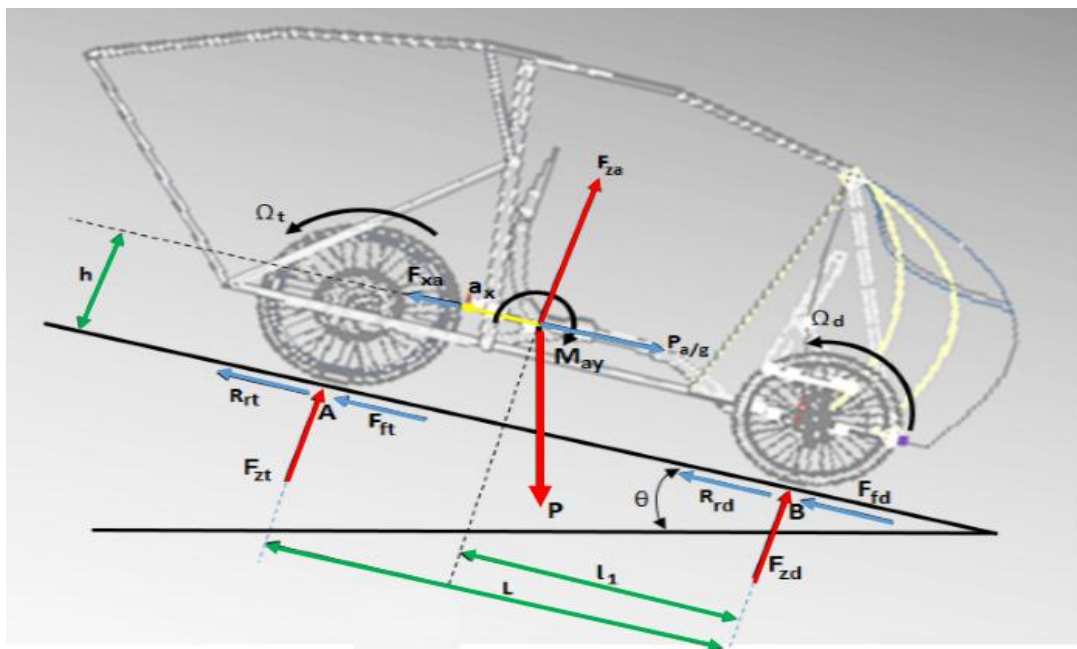


Figura 4. 41.- Diagrama de sólido libre de la tricicleta solar.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Donde:

- F_{xa} y F_{za} son la fuerza aerodinámica en el eje x y en el eje z

respectivamente.

- M_{ya} es el momento debido a las fuerzas aerodinámicas producido en el eje y.
- $P_{a/g} = m * a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- Ω_t y Ω_d son la desaceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo en reposo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las relaciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_v es la desaceleración del vehículo.

a. Transferencia de carga del eje posterior al eje delantero.

La transferencia de peso del eje trasero al delantero depende de la geometría del vehículo y responde a la siguiente ecuación:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) * P = \left(\frac{\mu * g}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) * P \quad \text{Ec. 4. 29}$$

Donde:

- TP es el peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero en $[N]$.
- g es la aceleración de la gravedad en $[m/s^2]$.
- h es la distancia del centro de gravedad en dirección perpendicular al suelo $[mm]$.
- a_v es la desaceleración del vehículo en $[m/s^2]$.
- μ es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos.

Tabla 4. 9.- Factores de rozamiento del pavimento para neumáticos de bicicleta.

Descripción de la superficie		SECA		HUMEDA	
Velocidad		Menos de 50 km/h	Más de 50 km/h	Menos de 50 km/h	Más de 50 km/h
Asfalto	nuevo, liso	0,80-1,20	0,65-1,00	0,50-0,80	0,45-0,75
	usado	0,60-0,80	0,55-0,70	0,45-0,70	0,40-0,65
	Pulimento por el tráfico	0,55-0,75	0,45-0,65	0,45-0,65	0,40-0,60
Cemento	capa gruesa	0,5-0,60	0,35-0,60	0,30-0,60	0,25-0,55
	nuevo, liso	0,80-1,20	0,70-1,00	0,50-0,80	0,40-0,75
	usado	0,60-0,80	0,60-0,75	0,45-0,70	0,45-0,65
	Pulimento por el tráfico	0,55-0,75	0,40-0,65	0,45-0,65	0,45-0,60

Fuente: (<http://www.causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/tabla-de-factores-de-rozamiento-del-pavimento-para-neumaticos-de-goma>, 2013).

$$TP = \left(\frac{\mu * g}{g} \right) * \left(\frac{h}{L} \right) * P$$

$$TP = \left(\frac{1,2 * 9,81 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} \right) * \left(\frac{421,3 \text{ mm}}{1668 \text{ mm}} \right) * (208 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$TP = 618,46 \text{ N}$$

b. Distribución de la fuerza aplicada sobre los cada uno de los ejes

Por lo que para calcular la distribución real de las fuerzas sobre el eje delantero y traseros durante la frenada se seguirán las siguientes expresiones:

$$P_{d,d} = P_d + TP \quad \text{Ec. 4. 30}$$

$$P_{d,d} = (89,94 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2) + 618,46 \text{ N} = 1500,77 \text{ N}$$

$$P_{t,d} = P_t - TP \quad \text{Ec. 4. 31}$$

$$P_{t,d} = (118,36 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2) - 618,46 \text{ N} = 542,66 \text{ N}$$

Donde:

- $P_{d,d}$ es el peso en el eje delantero durante la desaceleración.
- $P_{t,d}$ es el peso en el eje trasero durante la desaceleración.

Como decíamos anteriormente, el peso total de la tricicleta tiene que ser el mismo obviamente. Lo que comprobamos mediante la siguiente ecuación.

$$P = P_{d,d} + P_{t,d} = m_v * g \quad \text{Ec. 4.32}$$

$$P = 1500,77 \text{ N} + 542,66 \text{ N} = \mathbf{2043,43 \text{ N}}$$

c. Efectos producidos por la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Al experimentar el vehículo una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada ya que éste se calcula con el producto del coeficiente de fricción entre el neumático y la calzada. Bajo condiciones estáticas, la fuerza máxima de frenado en que cada uno de los ejes es capaz de producir por medio de sus neumáticos de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = \mu * P_{d,d} \quad \text{Ec. 4.33}$$

$$F_{f,d} = 1,2 * 1500,77 \text{ N} = \mathbf{1800,92 \text{ N}}$$

$$F_{f,t} = \mu * P_{d,t} \quad \text{Ec. 4.34}$$

$$F_{f,t} = 1,2 * 542,66 \text{ N} = \mathbf{651,19 \text{ N}}$$

Donde:

- $F_{f,d}$ es la fuerza de frenado en el eje delantero.
- $F_{f,t}$ es la fuerza de frenado en el eje trasero.

De estas expresiones podemos deducir que la transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenada del eje delantero y disminuye la del eje posterior.

d. Fuerza de frenado máxima

Además la suma de las dos expresiones nos como resultado la fuerza total máxima de frenado de la tricicleta.

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} \quad \text{Ec. 4.35}$$

$$F_{max} = 2452,11 \text{ N}$$

e. Desaceleración del vehículo

Aplicando la segunda ley de Newton que dice que si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo éste experimenta una aceleración. Sin embargo si esta aceleración se opone a la dirección del movimiento la denominaremos desaceleración. Particularizando en un vehículo que experimenta una fuerza de frenada, la desaceleración responde a la siguiente ecuación:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} \quad \text{Ec. 4.36}$$

$$a_v = \frac{2452,11 \text{ N}}{208 \text{ kg}} = 11,78 \text{ m/s}^2$$

f. Distancia de parada

Una vez hechos los cálculos anteriores resulta necesario conocer la distancia de frenada teórica del vehículo, distancia que recorre el vehículo desde el momento que se acciona la maneta de los frenos hasta cuando se detenga completamente. Para ello se supone una velocidad promedio de 20 Km/h:

$$D_f = \frac{V_v^2}{2 * a_v} \quad \text{Ec. 4.37}$$

$$D_f = \frac{(5,55 \text{ m/s})^2}{2 * 11,78 \text{ m/s}^2} = 1,28 \text{ m}$$

De esta manera estamos cumpliendo con las exigencias que impone la competencia ya que el vehículo teóricamente se detendrá en su totalidad a

1,28 m de haber accionado las palancas de freno.

g. Cálculo del tiempo de frenada

Con la misma velocidad de circulación de la tricicleta, con neumáticos nuevos sobre asfalto normal seco cuyo máximo coeficiente de rozamiento es $\mu = 1,2$, se vá a calcular el tiempo que se toma en detener la tricicleta desde que el conductor observa a un obstáculo para aplicar los frenos hasta que el vehículo de detiene completamente:

$$t_p = t_f + t_r = \frac{v}{\mu * g} + 1 \quad \text{Ec. 4. 38}$$

$$t_p = \frac{20 * 0,27 \text{ m/s}}{1,2 * 9,81 \text{ m/s}^2} + 1 = 1,45 \text{ s}$$

h. Par de frenado

El par de frenado necesario se obtiene se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma:

En el eje delantero

$$N_d = \frac{F_{f,d} * R_d}{2} \quad \text{Ec. 4. 39}$$

$$N_d = \frac{1800,92 \text{ N} * 254 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} = 228,72 \text{ N.m}$$

En el eje posterior

$$N_t = F_{f,t} * R_t \quad \text{Ec. 4. 40}$$

$$N_t = 651,19 \text{ N} * 330 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 179,08 \text{ N.m}$$

Donde:

- R_d es el radio nominal del neumático delantero (brazo del momento).
- R_t es el radio nominal del neumático trasero (brazo del momento).

De tal manera que en el eje delantero el par de frenado obtenido se divide para 2 debido que el diseño de nuestra tricicleta presenta dos neumáticos en el mismo eje, en cambio en el eje posterior tenemos un solo neumático y por ende se tiene un solo par de frenado.

i. Cálculo del balance óptimo de la frenada

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje entre las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente, debe ser el mismo.

En base a ello se puede concluir que el cociente de las fuerzas de frenado delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los distintos componentes que forman el sistema de frenado, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la desaceleración y geometría del vehículo.

Por lo que lleva a entender que dicha relación solo puede ser optimizada para una determinada desaceleración del vehículo y unas condiciones determinadas.

$$\frac{F_{f,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{f,t}}{P_{d,t}} \quad \text{Ec. 4. 41}$$

$$\frac{1800,92 \text{ N}}{1500,77 \text{ N}} = \frac{651,19 \text{ N}}{542,66 \text{ N}}$$

$$1,2 = 1,2$$

4.5.5. DIMENSIONAMIENTO DEL DISCO DE FRENO

Sin duda, el correcto dimensionamiento del disco de freno es de gran importancia para asegurar correcta eficiencia y seguridad del sistema. Con los cálculos realizados de par de frenada (N) y Fuerza (F) de frenado se puede determinar el diámetro del disco que se necesita para el prototipo.

$$D_{disco} = \frac{N_{max}}{F_{max}} \quad \text{Ec. 4. 42}$$

$$D_{disco} = \frac{(228,72 + 179,08) N \cdot m}{2452,11 N} = 0,166 m$$

Donde:

D_{disco} = Es el diámetro del disco en [m].

Con el resultado del cálculo obtenido se puede ver las alternativas en los catálogos de discos de freno de bicicletas que existen en el mercado.

a. Alternativas y selección del disco de freno

Los discos de freno son la superficie contra la que interactúan las pastillas para producir la desaceleración del vehículo. El rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, produce la transformación de la energía cinética en calórica, provocando la reducción de la velocidad del vehículo.

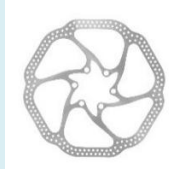


Sin embargo los discos de freno no sólo deben producir la transferencia de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápido posible.

Para la descripción de las alternativas y selección del disco de frenos de nuestro vehículo nos ayudaremos con el siguiente mapa morfológico del disco de freno y posteriormente una tabla de ponderación de cada alternativa de solución, ya que con el mismo se puede fácilmente elegir la alternativa adecuada para nuestro sistema de frenado, orientándonos hacia la fiabilidad, eficiencia y seguridad durante su funcionamiento.

Estos factores ayudan al conductor transmitiendo confianza y control, y, además vienen a ser valores importantes para el éxito en cualquier prueba deportiva.

Se toma tres opciones como tentativas, que con un adecuado análisis conceptual se elegirá la más conveniente para implementar en la tricicleta solar.

Tabla 4. 10.- Mapa morfológico del disco de frenos.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	Avid HS1 160	Shimano TX180	Avid G3 203
TIPOS DE DISCOS			
Peso (g)	155	170	175
Adaptación al sistema	Fácil	Fácil	Fácil
Diámetro del disco (mm)	160	180	203
Desgaste	Rápido	Normal	Normal
Eficiencia	Bajo	Media	Alto
Disipador de calor	Bajo	Moderado	Alto
Disponible en el mercado local	No	Si	Si
Valor del costo de adquisición por unidad en USD.	36	43	48

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Tabla 4. 11.- Ponderación del disco de frenos.

		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Características	Peso (%)	Avid HS1-160	Shimano TX180	Avid G3-203
Peso (g)	0.05	10	10	10
Adaptación al sistema	0.05	9	7	9
Diámetro del disco	0.2	5	8	10
Desgaste	0.05	5	8	8
Eficiencia	0.15	5	8	10
Disipador de calor	0.2	6	8	10
Disponible en el mercado local	0.1	3	10	10
Costo de adquisición	0.2	10	9	8
TOTAL	1	6.45	8.45	9.45

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

a.1. Alternativa de diseño ideal

De acuerdo al análisis realizado en las tablas del mapa morfológico y ponderación del sistema de frenos, el disco Avid G3 de 203 mm de diámetro que corresponde a la opción 3 resulta ser la más adecuada para la tricicleta solar, ya que obtiene un 9.45/10 en la tabla de ponderación por su buena disipación de calor, una vida útil prolongada, con un peso normal y alta eficiencia de frenada. Además de cumplir con la normativa de la competencia “La Ruta Solar”, el cual en la parte de especificaciones de diseño para el sistema de frenos restringe el diámetro mínimo del disco de frenos que es de 200 mm. Estas características de selección realizada se aplicarán para las tres ruedas.




Figura 4. 42.- Disco de frenos de la tricicleta solar.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

A continuación podemos ver en la siguiente tabla el resumen del resultado de los cálculos del estudio de la dinámica longitudinal de la frenada.

Tabla 4. 12.- Resultados de los cálculos obtenidos del estudio de la dinámica longitudinal de la frenada.

CARACTERISTICA	Símbolo	VALOR	UNIDAD
Distancia del C.G. desde el eje delantero	$CG_{d,x}$	949,16	mm
Distancia del C.G. desde el eje posterior	$CG_{t,x}$	721,25	mm
Peso en el eje delantero durante la desaceleración.	$P_{d,d}$	1500,77	N
Peso en el eje posterior durante la desaceleración.	$P_{t,d}$	542,66	N
			CONTINÚA

Fuerza de frenado en el eje delantero	$F_{f,d}$	1800,92	N
Fuerza de frenado en el eje posterior	$F_{f,t}$	651,19	N
Fuerza máxima de frenado	$F_{m\acute{a}x}$	2452,11	N
Velocidad promedio de circulación	v	5,5	m/s
Desaceleración del vehículo	a_v	11,78	m/s ²
Distancia de parada	D_f	1,28	m
Tiempo de frenado	t_f	1,45	s
Par de frenado en el eje delantero	N_d	228,72	N.m
Par de frenado en el eje posterior	N_t	179,08	N.m
Diámetro de disco delantero	$D_{disco,d}$	203	mm
Diámetro de disco posterior	$D_{disco,t}$	203	mm

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

4.5.6. CÁLCULO DEL PAR DE FRENADO ENTRE DISCO-PASTILLA

Una vez definido un sistema de frenado, podemos estudiar y calcular cuales son las fuerzas de frenado y, por ende, los pares de frenado que son capaces de generar dichos componentes y constatar si son suficientes como para poder disminuir la velocidad de la tricicleta solar hasta llegarlo a detenerlo completamente. Para ello es necesario detallar valores de los parámetros y datos de entrada de los componentes de nuestro sistema de frenos, que posteriores nos serán de gran importancia.

Tabla 4. 13.- Datos de los componentes del sistema de frenos de la tricicleta solar.

CARACTERISTICA	Símbolo	VALOR	UNIDAD
Diámetro del pistón de la Bomba	D_b	11,2	mm
Área del pistón de la Bomba	A_b	98,52	mm ²
Diámetro del pistón de la mordaza delantera	$D_{ef,d}$	21	mm
Diámetro del pistón de la mordaza posterior	$D_{ef,t}$	21	mm
Área de pistón en la mordaza	$A_{pistón,d y t}$	346	cm ²
Numero de pistones por mordaza		2	
Coefficiente de fricción de pastilla	$\mu_{pastilla}$	0,55	
Coefficiente máximo de fricción del asfalto	$\mu_{asfalto}$	1,2	
Fuerza ejercida en la maneta de freno	$F_{e,p}$	40	N
Relación de palanca	l_1/l_2	7	
Número (Pi)	π	3,1416	

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

a. Relación palanca-multiplicación

La relación de palanca, o factor de multiplicación de la fuerza ejercida, es el grado en que la fuerza ejercida sobre la maneta de freno se amplifica a lo largo del sistema hasta llegar a las pastillas y el disco.

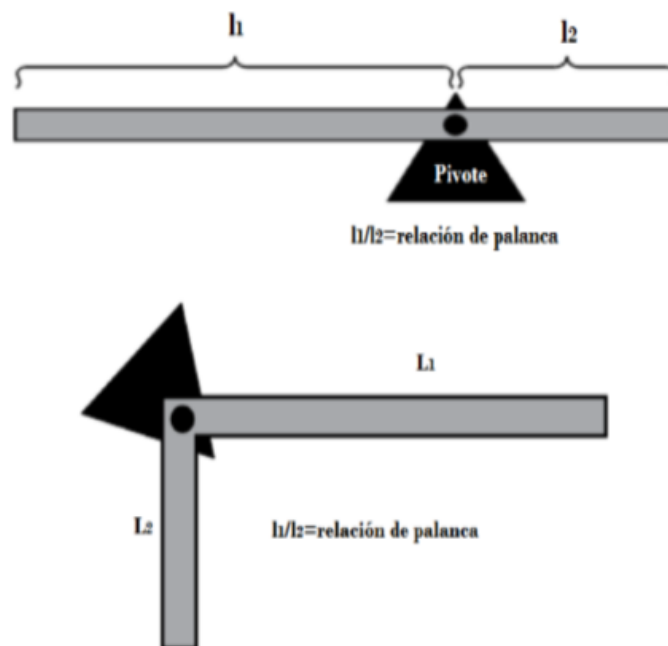


Figura 4. 43.- Descripción de la relación palanca-multiplicación.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

De este parámetro depende también cuánto habrá que mover la maneta de freno para que las pastillas se desplacen una determinada distancia.

La relación total de palanca del sistema puede controlarse mediante un adecuado diseño de la maneta de freno, del pistón maestro y de los pistones esclavos (en la mordaza).

En la maneta de freno, la posición del pivote de la maneta con respecto al punto de aplicación de la fuerza de entrada y la varilla empujadora (el mecanismo que acciona el pistón maestro) es un factor fundamental para determinar la relación de palanca. Esta relación se expresa en forma de cociente, con la distancia entre un extremo de la maneta y el pivote como numerador, y la distancia entre el otro extremo y el pivote como denominador como se puede ver en la siguiente figura.

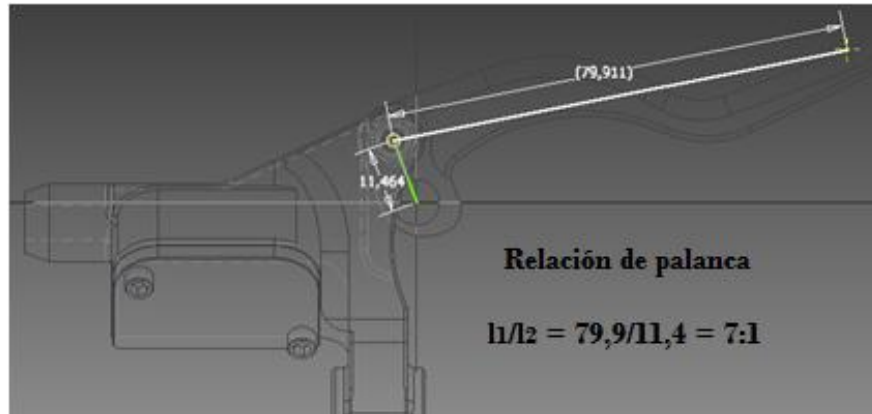


Figura 4. 44.- Determinación de relación de palanca-multiplicación.

Fuente: (Guano L., Jorque A.)

b. Fuerzas en las palancas de freno.

La palanca de freno constituye el elemento mediante el cual el conductor ejerce una fuerza y esta se ve amplificada. De la estática elemental, se puede comprobar cómo el incremento de la fuerza aplicada por el conductor será igual a esta misma fuerza multiplicada por la relación de palanca.

$$F_{s,p} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} \quad \text{Ec. 4. 43}$$

$$F_{s,p} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} = 40 \text{ N} * 7 = 280 \text{ N}$$

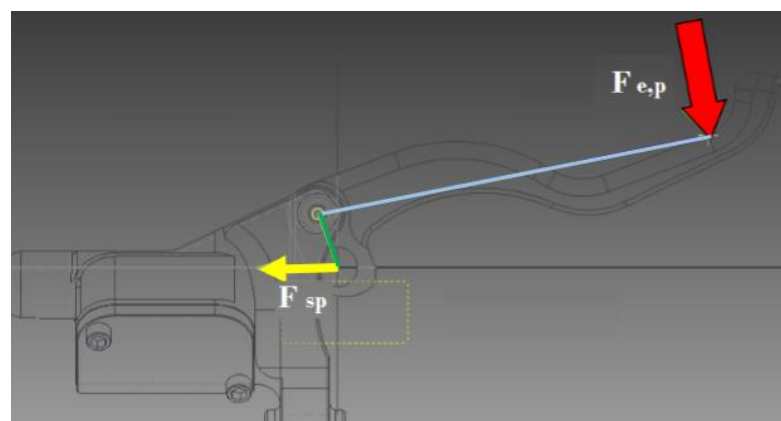


Figura 4. 45.- Descripción gráfica de fuerza en la palanca de freno.

Fuente: (Guano L., Jorque A.)

Como el diseño del sistema de frenos es independiente para el eje delantero y posterior será la misma fuerza de accionamiento en la palanca multiplicado por la relación de palanca, así:

$$F_{s,p} = F_{s,p,d} = F_{s,p,t} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2}$$

Ec. 4.44

$$F_{s,p} = F_{s,p,d} = F_{s,p,t} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} = 40 \text{ N} * 7 = \mathbf{280 \text{ N}}$$

Donde:

- $F_{s,p,d}$ es la fuerza lineal a la salida de la palanca con dirección hacia la bomba del circuito delantero.
- $F_{s,p,t}$ es la fuerza lineal a la salida de la palanca con dirección hacia la bomba del circuito posterior.

C. Cálculo de la presión generada por la bomba de freno

La función que debe desarrollar cada bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en la palanca de freno en presión, la cual se transmitirá a través del sistema hidráulico.

Ahora para hallar la presión generada por la bomba de freno suponemos que el aceite mineral utilizado es totalmente incomprensible y los conductos son infinitamente rígidos, con ello tendremos que la presión generada por la bomba de freno será:

$$P_b = \frac{F_{s,p}}{A_b} = \frac{F_{s,p}}{\pi * r^2}$$

Ec. 4.45

$$P_b = \frac{F_{s,p}}{A_b} = \frac{F_{s,p}}{\pi * r^2} = \frac{280 \text{ N}}{\pi * (5,6 \text{ mm})^2} = \mathbf{2,84 \text{ Mpa}}$$

Donde:

- P_b es la presión hidráulica generada por la bomba y transmitida a la pinza.
- A_b es el área del pistón de la bomba.

d. Fuerzas lineales generadas en cada mordaza de freno

La función principal de la mordaza de freno, es la de transformar la presión hidráulica que le llega desde las bombas a través de los conductos en un

fuerza mecánica lineal. Con las siguientes expresiones se puede calcular la fuerza lineal que generará cada pinza al transformar esa presión hidráulica.

$$F_{mordaza} = n^{\circ}_{pistones} * P_b * A_{pistón} \quad \text{Ec. 4.46}$$

$$F_{mordaza} = 2 * 2,84 \frac{N}{mm^2} * 346 mm^2 = \mathbf{1966,71 N}$$

Donde:

$F_{mordaza}$ Es la fuerza lineal generada por la mordaza de freno.

$A_{pistón}$ Es el área efectiva del pistón de una de las caras de la mordaza.

$n^{\circ}_{pistones}$ Es el número de pistones que posee por cada mordaza.

e. Fuerzas de fricción, contacto disco-pastilla

La misión del contacto disco-pastilla es la de conseguir una fuerza de fricción que se oponga al sentido de rotación del disco.

$$F_{fricción} = F_{mordaza} * \mu_{pad} \quad \text{Ec. 4.47}$$

$$F_{fricción} = F_{mordaza} * \mu_{pad} = 1966,71 N * 0,55 = \mathbf{1081,69 N}$$

Donde:

- $F_{fricción}$ es la fuerza de fricción generada por cada pinza por la oposición a la rotación del disco producido por las pastillas de freno.
- μ_{pad} es el coeficiente de fricción correspondiente la pastilla de freno.

f. Par de frenado generado por el contacto disco-pastilla

El disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida del contacto con la pastilla de freno, lo cual permitirá obtener el par de frenada en cada eje que se necesita para detener el vehículo.

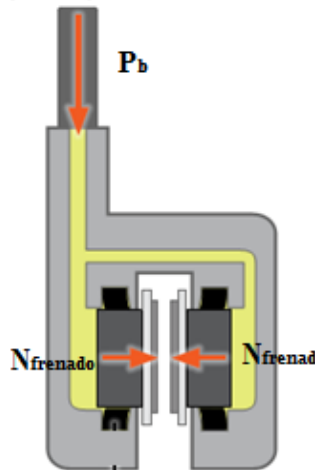


Figura 4. 46.- Par de frenado generado por el contacto disco pastilla.

Fuente: (Guano L., Jorque A.)

$$N_{frenado} = 2 * F_{fricción} * R_{ef} \quad \text{Ec. 4. 48}$$

$$N_{frenado} = 2 * F_{fricción} * R_{ef} = 2 * 1081,69 \text{ N} * 0,1015 \text{ m} = \mathbf{219,58 \text{ N.m}}$$

Donde:

- $N_{frenado}$ es el par generado por cada una de las mordazas de frenos.
- 2 responde a las dos caras de fricción en cada conjunto disco-pastilla.
- R_{ef} corresponde al radio efectivo del disco de freno.

Con ello ya se puede calcular el par de frenado total que se ejerce en cada eje, únicamente multiplicando el resultado obtenido por 2, y, en el eje posterior es el mismo par de frenado debido a la configuración de diseño con un solo neumático posterior.

$$N_{frenado \text{ eje } d} = 2 * N_{frenado} \quad \text{Ec. 4. 49}$$

$$N_{frenado \text{ eje } d} = 2 * N_{frenado} = 2 * 219,58 \text{ N.m} = \mathbf{439,17 \text{ N.m}}$$

$$N_{frenado \text{ eje } t} = \mathbf{219,58 \text{ N.m}}$$

g. Fuerzas en cada uno de los neumáticos

Asumiendo que existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada se puede hallar del siguiente modo:

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,d}} \quad \text{Ec. 4. 50}$$

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,d}} = \frac{439,17 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,254 \text{ m}} = \mathbf{864, 50 \text{ N}}$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,t}} \quad \text{Ec. 4. 51}$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,t}} = \frac{219,58 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,330 \text{ m}} = \mathbf{665, 40 \text{ N}}$$

Donde:

$F_{neumático}$ Es la fuerza de reacción entre el neumático y la calzada.

$R_{neumático}$ Es el radio nominal del neumático.

Estos valores corresponden a la fuerza en una de las ruedas delanteras y en la rueda posterior, por lo tanto, para el cálculo de la fuerza total de reacción entre la tricicleta y la calzada se hallará de la siguiente manera:

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos,DI,DD,T} \quad \text{Ec. 4. 51}$$

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos,DI,DD,T} = 2 * 864,50 \text{ N} + 665,40 \text{ N} = \mathbf{2394, 40 \text{ N}}$$

h. Diagrama de para el cálculo y diseño del sistema de frenos

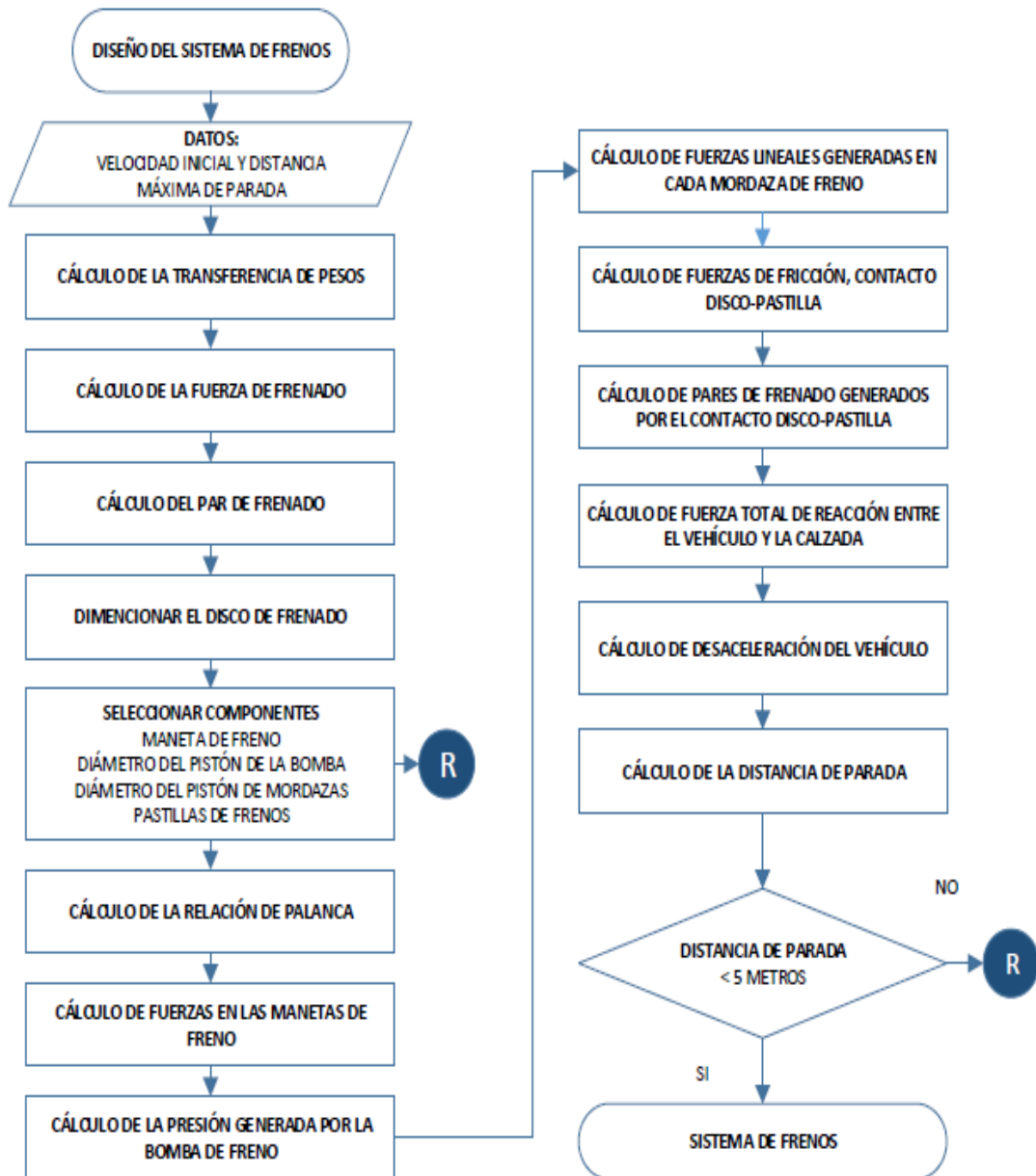


Figura 4. 47.- Diagrama de flujo del diseño y cálculo del sistema de frenos.

Fuente: (Guano L., Jorque A.)

4.5.7. CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA EN CAD DEL DISCO DE FRENOS

Una vez seleccionado el disco de frenos a utilizar en la tricicleta solar, ahora en este apartado se procedió a modelar su geometría exacta en el programa de diseño asistido a computadora (CAD) Inventor 2015, con las

dimensiones reales, detalle por detalle para posteriormente simular el estudio estático en el programa (CAE) Ansys 14.5.

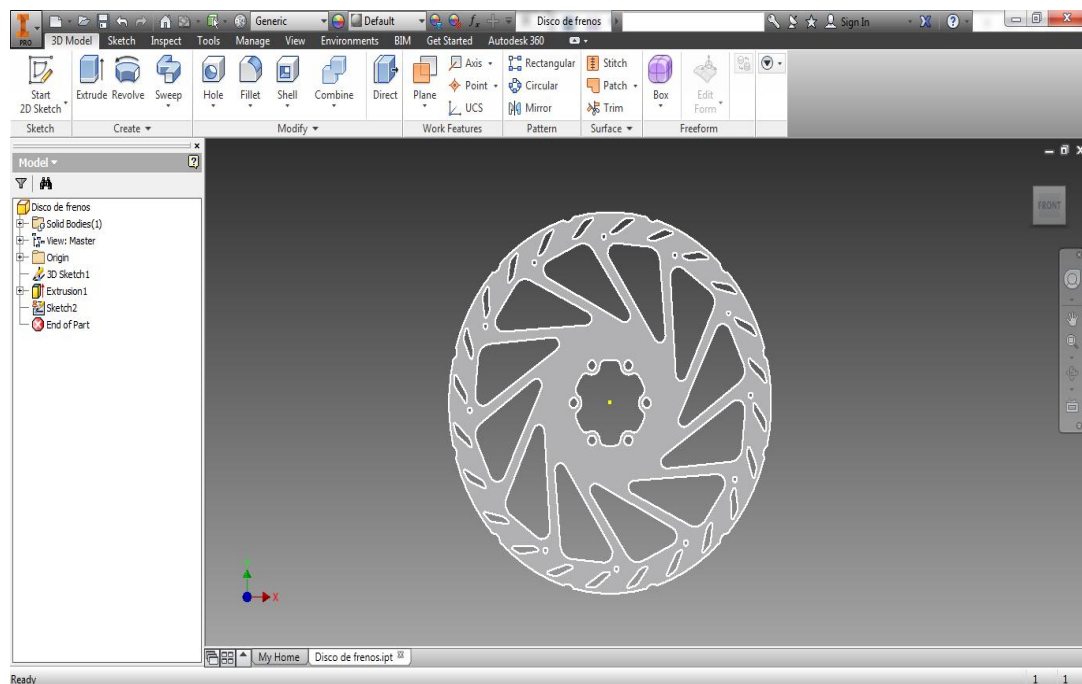


Figura 4. 48.- Configuración geométrica en CAD del disco de frenos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

4.5.8. SIMULACIÓN EN ANSYS DEL DISCO DE FRENOS

Este software de la Ingeniería asistida por computadora (CAE) nos permite simular y validar el desempeño del disco de frenos y así poder evaluar las posibles mejoras al diseño reduciendo el tiempo y costo de desarrollo.

Luego de la modelación en Inventor, se importó la geometría al Ansys 14.5 para cargar las propiedades físicas de diseño, así como el ambiente de funcionamiento en forma de cargas y restricciones aplicadas.

El material seleccionado para esta simulación es una aleación de aluminio, se realizó el análisis con la intención de verificar si el disco de frenos de diámetro de 203 mm de una bicicleta puede ser adaptado en la tricicleta solar y trabaje en condiciones adecuadas al aplicar las fuerzas lineales de fricción con contacto entre disco pastilla calculadas anteriormente.

En la siguiente figura se aprecia el esquema del proyecto a ser analizado en Workbench de ANSYS.

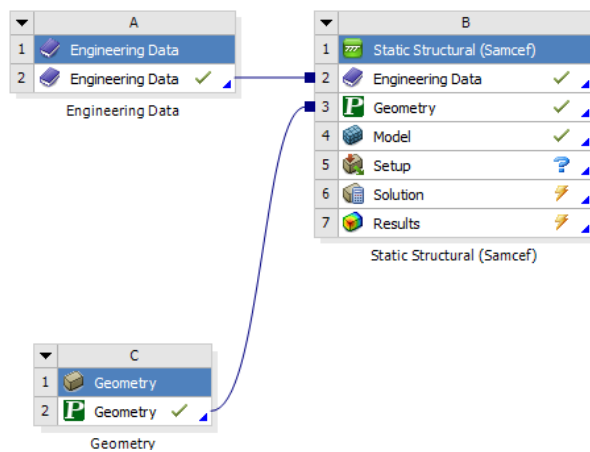


Figura 4. 49.- Esquema de simulación del disco de freno en Workbench de ANSYS.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Como se aprecia en la figura 4.49, los tres módulos del proyecto se encuentran enlazados, los cuales comparten los datos de la geometría, materiales, modelo mallado.

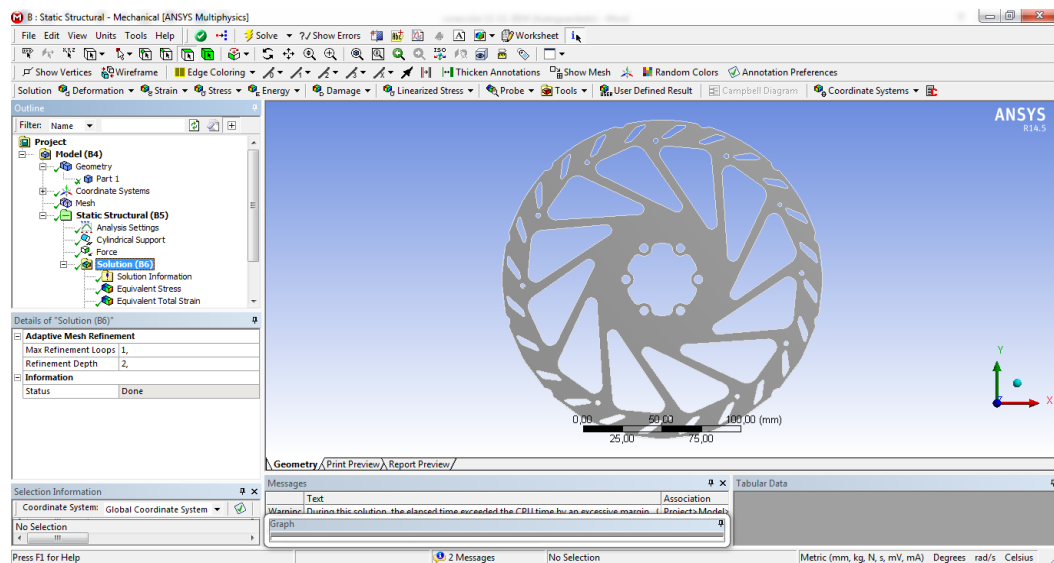


Figura 4. 50.- Disco de frenos importado a Structural Mechanic de ANSYS.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En la figura anterior, se aprecia configuración la geométrica del disco de freno, ya importado al Ansys 14.5, en el cual podemos constatar el material seleccionado para posteriormente realizar el mallado, aplicar la fuerza de frenado anteriormente calculado, seleccionar las variables de solución del análisis y resultados a obtener.

Una vez la geometría en Mechanics se procedió a realizar el mallado del elemento. El mallado se realiza con el nodo 272 de Ansys que es para el modelado de estructuras sólidas asimétricas. Permitiendo al usuario establecer el "número de nodos de Fourier en la dirección circunferencial" (el número de planos nodales), con un número alto para conseguir una mayor precisión con la carga no de revolución, incluyendo la torsión.

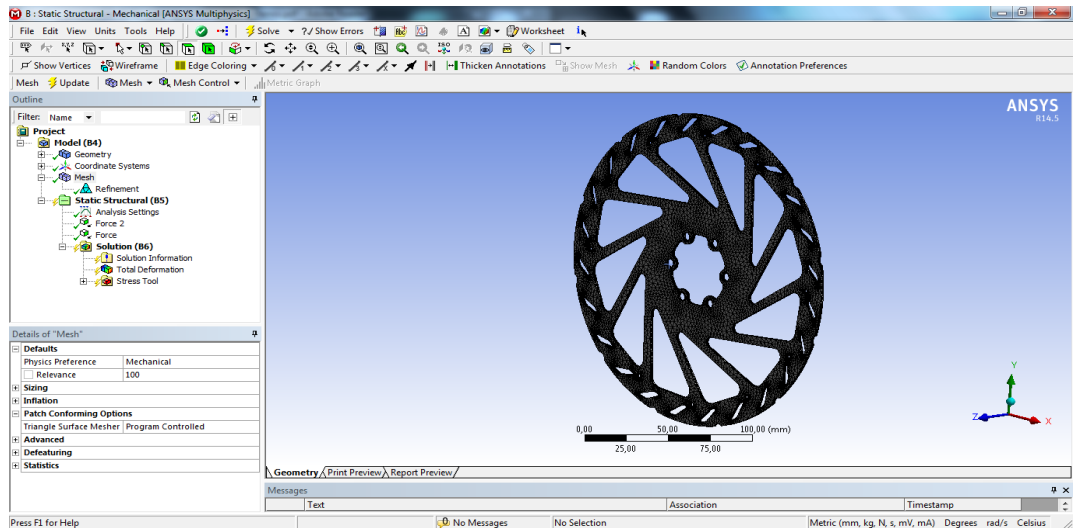


Figura 4. 51.- Mallado en Ansys del disco de freno.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Una vez finalizado el mallado se coloca la fuerza de frenado calculado anteriormente con el valor de 1081,69 N, siendo este valor el más crítico producido en el contacto entre las pastillas de freno y el disco de freno.

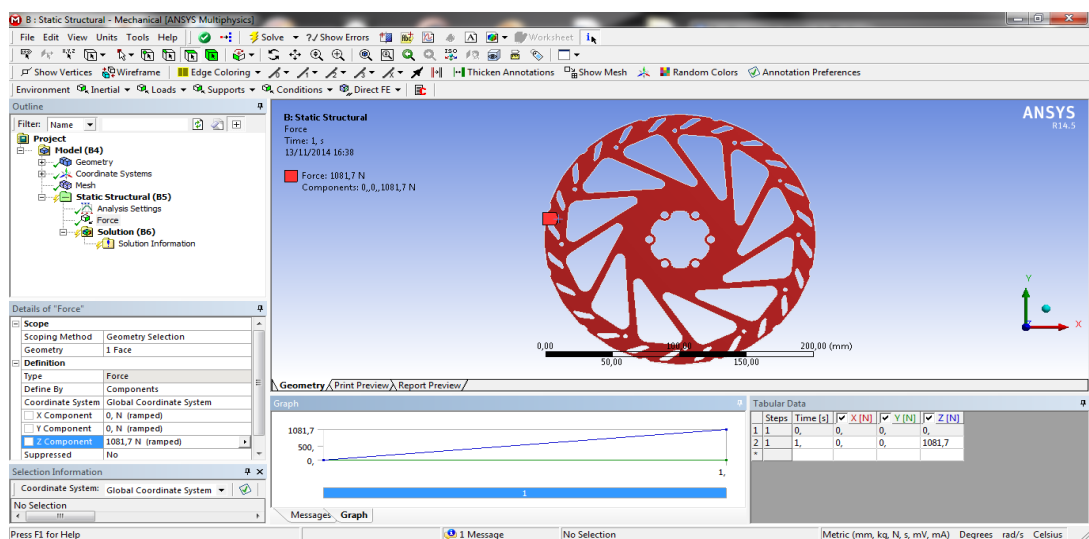


Figura 4. 52.- Fuerza aplicada en cada una de las mordazas de freno.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

En la siguiente figura se aprecia el resultado del factor de seguridad del disco de freno que es de 2,46, lo cual indica que este elemento soporta la fuerza generada por la bomba de frenos.

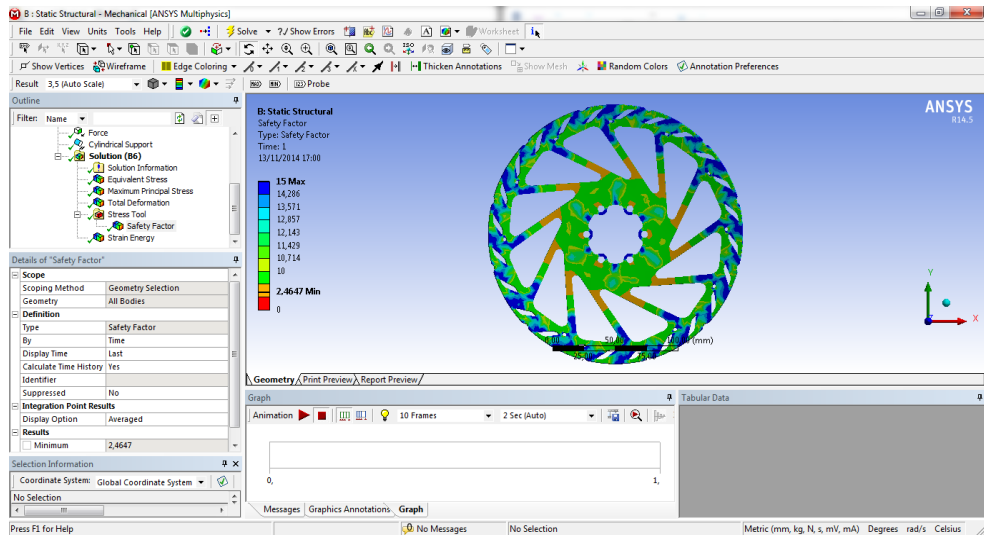


Figura 4. 53.- Resultado del factor de seguridad del el disco de frenos

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Las deformaciones elásticas generadas por la fuerza de frenado, son mínimas con un valor casi despreciable, como se puede apreciar en la figura siguiente, demostrando este valor, que el elemento sometido al análisis es favorable para la adaptación del disco de freno de bicicleta para la tricicleta solar, de modo que este elemento soportará la carga más crítica generada.

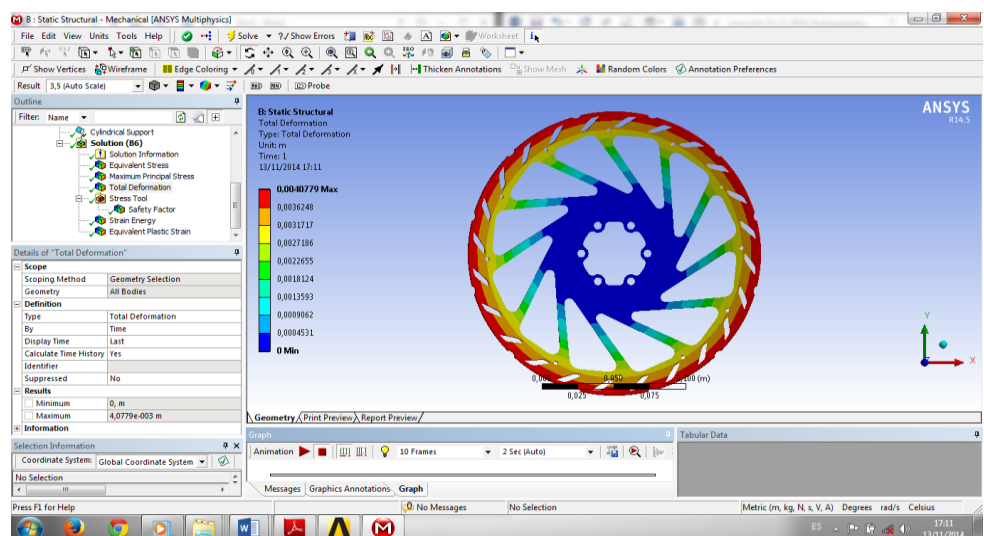


Figura 4. 54.- Resultado de la deformación del disco de frenos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

4.6. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE DISEÑO DEL DISCO

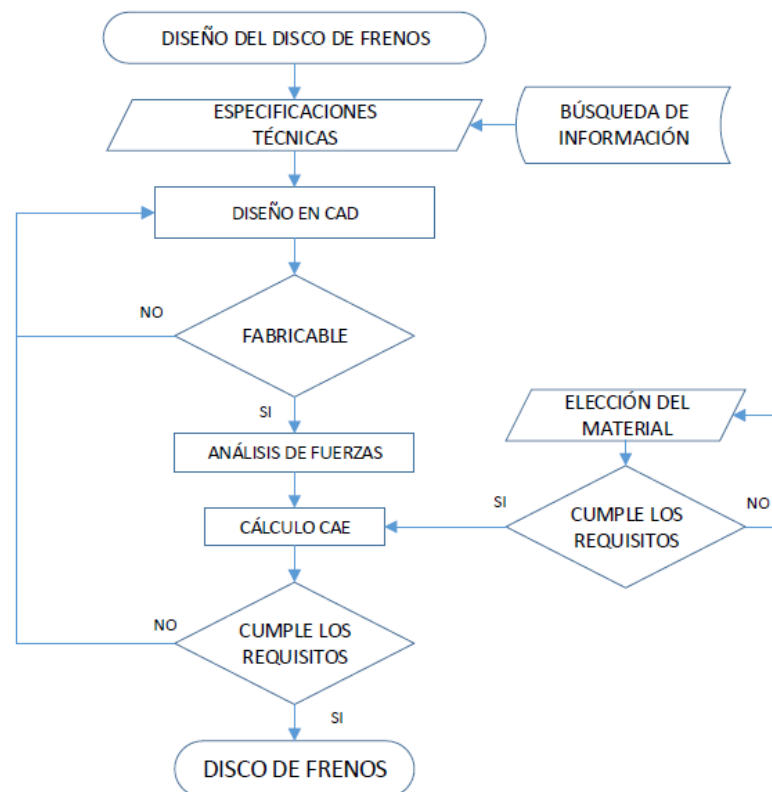


Figura 4. 55.- Diagrama de flujo del proceso de diseño de disco de frenos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

CAPÍTULO V

PROCESO DE MANUFACTURA

Una vez que se ha seleccionado el sistema de transmisión y sistema de frenos más adecuado y el que se considera que es el mejor para el prototipo, ahora en este capítulo se detallara la construcción paso a paso de los sistemas mencionados.

5.1. CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO DE MANUFACTURA

Para ir entendiendo de la mejor manera empezaremos definiendo lo que significa la manufactura, que, es el conjunto de actividades organizadas y programadas para la transformación de materiales, objetos o servicios en artículos o servicios útiles para la sociedad. También es considerada como la estructuración y organización de acciones que permiten a un sistema lograr una tarea determinada.

La manufactura hoy en día en la industria es de los procesos de mayor prioridad ya que por medio de ella se pueden transformar las materias primas en productos finales o productos que han de servir para realizar otros productos, a continuación se representa la clasificación de los procesos de manufactura de manera general en cinco grupos los mismos son:

- Procesos que cambian la forma del material.
- Procesos que provocan desprendimiento de viruta por medio de máquinas.
- Procesos que cambian las superficies.
- Procesos para el ensamblado de materiales.
- Procesos para cambiar las propiedades físicas.

Para ello construiremos una tabla de acuerdo a nuestra necesidad y requerimiento, detallando en cada tipo de proceso las máquinas a utilizar con su característica de funcionamiento, en el proceso de manufactura de los sistemas de transmisión y de frenada para la tricicleta solar.

Tabla 5. 1.- Tipos de procesos y máquinas a usar.

TIPO DE PROCESO	MÁQUINA Y/O EQUIPO	CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO
Proceso que cambian la forma del material	Soldadura MIC	Tensión: 220 V Amperaje: 30-285 A
	Soldadura Eléctrica	Tensión: 220 V Amperaje: 50-400 A
Procesos que provocan desprendimiento de viruta por medio de máquinas	Torno paralelo	Distancia entre puntos: 2500mm Altura entre puntos: 300 mm Volteo sobre el carro: 300mm Velocidad: 30-1200 rpm Potencia: 20 kW
	Taladradora universal	Tensión: 220 V Amperaje: 50-400 A Distancia del husillo a columna: 280 mm Carrera del husillo: 130 mm Inclinación del cabezal: +- 45° Altura: 2400 mm Revoluciones del husillo: 100-1500 rpm
	Sierra mecánica	Tensión: 220 V Amperaje: 50-400 A Velocidad de hoja de sierra: 40 o 80 m/min Temperatura de corte controlado por lubricante: 5-35 °C
Procesos que cambian las superficies	Esmeril	Tensión: 110 V Amperaje: 8 A Velocidad: 1720 r.p.m. Potencia: 1 hp
	Amoladora	Tensión: 110 V Amperaje: 2.5 A Velocidad: 3500 r.p.m. Potencia: 2400 W
Procesos para el ensamblado de materiales	Prensa Hidráulica	Capacidad 10 ton Carrera: 150 mm Rango de trabajo: 130-820 mm

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Además de estas máquinas descritas, en el proceso de construcción y montaje de los sistemas de transmisión y frenado se utilizará herramientas de taller y herramientas especiales en los procesos de manufactura.

5.2. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

La construcción del sistema de transmisión es de gran importancia para los objetivos planteados, por ello es imprescindible manejar precisión en la construcción que garantice un mínimo de diferencia entre lo estudiado anteriormente y lo fabricado, obteniendo resultados de alta confiabilidad, eficiencia y confort en el funcionamiento.

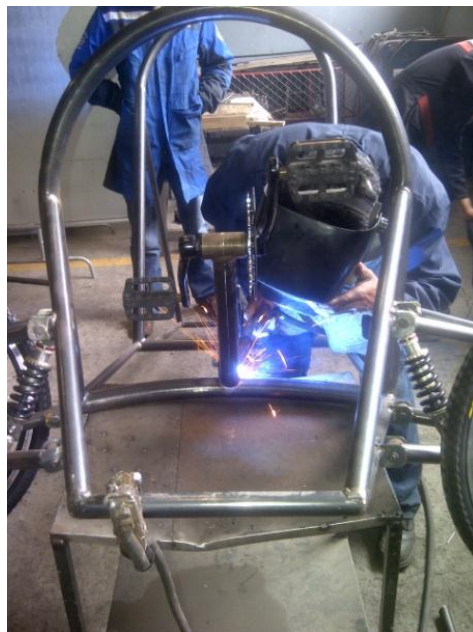


Figura 5. 1.- Estructura sin el sistema de transmisión.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Se han diseñado y fabricado algunas partes como son: bases para los ejes de transmisión, ejes de transmisión, tensor de cadena, catarinas de 40 dientes y se han adquirido e implementado otras como son las cadenas, pedales, rodamientos, piñón 7 velocidades de rosca, descarriladores TX, catarina 44-32-22, juego de Shifter de 7x3 velocidades Shimano, pedales .



Todos los elementos a utilizar en el sistema de transmisión han sido estudiados y comprobados para garantizar su efectividad.

5.2.1. PROCESO DE MANUFACTURA DEL LOS EJES DE TRANSMISIÓN

El proceso de fabricación de los ejes de transmisión se realizó con apego a los planos elaborados en el software de modelación. Para la construcción se utilizó el acero de transmisión AISI 1018 que poseen 0.18 % de contenido de carbono.

Tabla 5. 2.- Proceso de manufactura de los ejes del sistema de transmisión.

DETALLE DEL PROCESO	IMAGEN CORRESPONDIENTE
Verificación de medidas de diseño	
Cortar eje de transmisión con medidas necesarias para cada eje pedalier de transmisión.	
Maquinar en el torno el eje de transmisión hasta alcanzar el diámetro ideal requerido para cada uno de los ejes.	
Realizar una perforación de 25 mm con una broca de 8 mm.	
 CONTINÚA	




<p>Realizar el roscado para sujeción de pernos en los extremos del eje con machuelo de rosca métrica M8X1.</p>	
<p>Realizar los destajes pertinentes para el ingreso de la catarina e ingreso de los rodamientos a presión en el eje</p>	



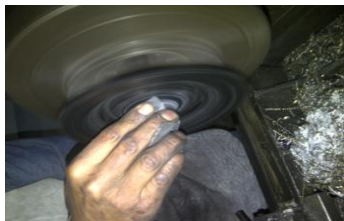

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

5.2.2. PROCESO DE MANUFACTURA DE LA CATARINAS A SER READECUADAS.

Para realizar la readecuación de las catarinas y ajustarlas a nuestras necesidades podemos maquinar para obtener la forma del diseño elaborado en el software de modelación. El material de construcción es aleaciones de aluminio.

Tabla 5. 3.- Readecuación de las catarinas del sistema de transmisión

DETALLE DEL PROCESO	IMAGEN CORRESPONDIENTE
<p>Catarina que deseamos modificar</p>	
<p>Maquinar en el torno de la catarina de 40 dientes para desbastar el material no deseado en nuestro diseño.</p>	
 CONTINÚA	

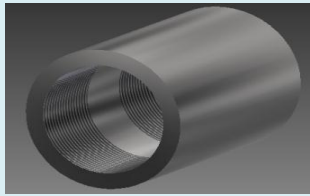






<p>Pulir la catarinas catarina de 40 dientes con una lija fina para dar un buen acabado</p>	
<p>Maquinar en el torno de la catarina de 42-32-22 dientes para desbastar el material no deseado en nuestro diseño.</p>	
<p>Pulir la catarina de 42-32-22 dientes con una lija fina para dar un buen acabado superficial.</p>	
<p>Inspeccionar los maquinados realizados en las catarinas y verificar si ingresan en los ejes de transmisión.</p>	




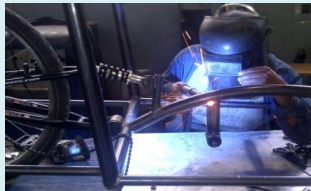


Elaborado por: (Guanu L., Jorque A.)



5.2.3. PROCESO DE MANUFACTURA DE LAS BASES O SOPORTE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

El proceso de fabricación de las bases de sujeción para los ejes de transmisión se realizó siguiendo los planos elaborados en el software de modelación. Para la construcción del eje con roscado interior se utilizó el acero de transmisión AISI 1018 que poseen 0.18 % de contenido de carbono y en cambio para las base estructural de las bases del eje intermedio y delantero tubo redondo de diámetro de 1 ½ de pulgada.

Tabla 5. 4.- Proceso de manufactura de las bases del sistema de transmisión

DETALLE DEL PROCESO	IMAGEN CORRESPONDIENTE
<p>Verificar de medidas de diseño del bases de los ejes de transmisión</p>	
<p>Cortar eje de transmisión con medidas necesarias para cada base del eje a fabricar.</p>	
<p>Maquinar en el torno el eje de transmisión hasta alcanzar el diámetro ideal requerido para cada soporte</p>	
<p>Perforar el eje a un diámetro interno indicado en el diseño y realizar una rosca derecha y otra izquierda como nos indica el diseño del soporte.</p>	
<p>Soldar a un tubo redondo de acero A 36 de \varnothing 1 ½ el cual posteriormente ira soldado a la estructura de la tricicleta solar.</p>	
<p>Examinar la superficie donde va ser soldado el tubo a la estructura y cortar antes de soldarlo a dimensiones correctas</p>	
<div style="text-align: right;">  CONTINÚA </div>	

<p>Hacer las muescas correspondientes para obtener una correcta soldadura entre el tubo y la estructura</p>	
<p>Verificar que los componentes de transmisión ensamblados a la sujeción del eje estén correctamente alineados entre sus dos catarinas y el eje.</p>	
<p>Alinear los soportes de los ejes con la estructura y realizar un punto de suelda para comprobar su correcta alineación para evitar la salida de la cadena cuando esté en funcionamiento el sistema transmisión</p>	
<p>Soldar completamente el soporte del eje intermedio</p>	
<p>Finalizar la construcción ensamblando las catarinas, cadenas y eje de transmisión</p>	
Bases de sujeción para el eje delantero	
<p>Constituyen el mismo proceso de las bases del eje intermedio se diferencia por la ubicación y que solo lleva una sola catarina con sus respectivos pedales.</p>	

Soldar completamente las bases del eje de transmisión delantero una vez determinado su correcta alineación.	
Ensamblar todos los componentes del sistema de transmisión para verificar si su funcionamiento es adecuado y eficiente	

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

5.2.4. OPERACIONES TECNOLÓGICAS

Las operaciones tecnológicas comprenden las diferentes actividades encaminadas a la obtención de un elemento determinado de los sistemas, que posteriormente, en el proceso de montaje conforman los sistemas de transmisión y frenos de la tricicleta solar.

Tabla 5. 5.- Operaciones tecnológicas






N.- DE OPERACIÓN	OPERACIONES
1	Medición y trazado
2	Corte del material: manualmente por cortadora de disco eléctrica
3	Biselado de los bordes del material
4	Limpieza de rebabas: cincel, amoladora o lima
5	Mandrinado (roscas interiores)
6	Refrentado
7	Rectificado
8	Esmerilado
9	Nivelado
10	Unión de partes (Soldadura)
11	Montaje
12	Pintura
13	Taladrado

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

5.2.5. CURSOGRAMA SINÓPTICO DE LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Mediante esta herramienta se representa las operaciones tecnológicas que se siguen en diferentes etapas de la construcción del sistema de transmisión y frenos. Las operaciones de construcción no tienen un seguimiento de orden estricto, se ejecutan conforme a la necesidad de avance de la construcción y acorde a los planos de cada componente que se adjunta en los anexos. El tiempo empleado en cada operación se indica a la izquierda de la operación y se lo señala en minutos. Se emplea la siguiente nomenclatura para una mejor interpretación del cursograma.

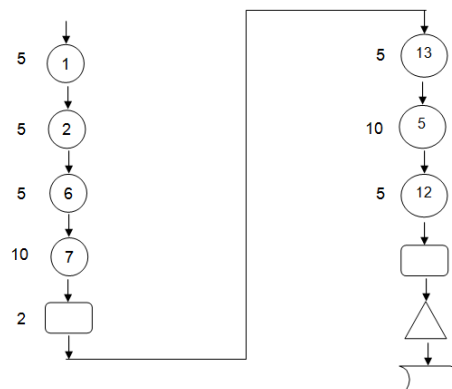
Tabla 5. 6.- Simbología

SÍMBOLO	SIGNIFICADO
	Operación tecnológica
	Inspección
	Traslado o transporte
	Almacenamiento
	Espera

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

a. Desarrollo del eje

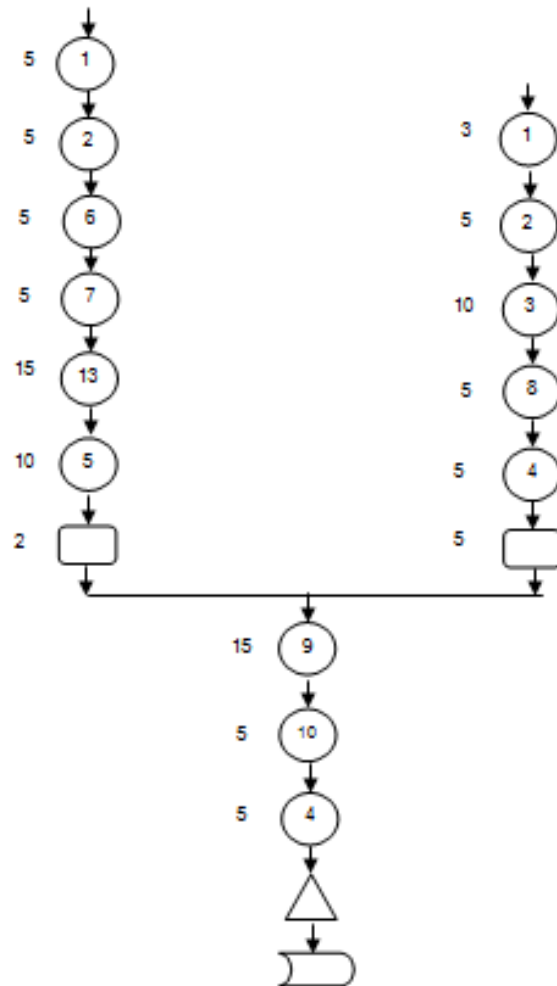
Eje: Eje de transmisión A36



b. Desarrollo de las bases

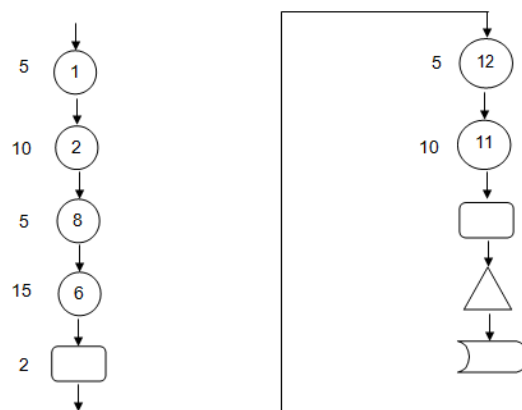
Eje de transmisión A36

Tubería 38,1 x 2 mm



c. Desarrollo de las catarinas

Aluminio 6061 T4



5.3. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE FRENOS

La construcción del sistema de frenos es importante, por ello es imprescindible manejar precisión en la construcción que garantice un mínimo de diferencia entre lo estudiado anteriormente y lo fabricado, obteniendo un sistema de alta confiabilidad para el buen performance del vehículo en funcionamiento.



Figura 5. 2.- Estructura de partida para el sistema de frenos.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

De igual forma que el sistema de transmisión, para el sistema de frenos, se han diseñado y fabricado algunas partes como son: bases para las mordazas de frenos, acoples hidráulicos y se han adquirido otras como son los discos de frenos, manetas de frenos de bicicletas, cañerías, mordazas de frenos y aceite mineral.

Todos los elementos a utilizar en el sistema de frenos han sido estudiados y comprobados para garantizar su efectividad.

5.3.1. BASES DE LAS MORDAZAS DE FRENO

El proceso de fabricación de las bases de sujeción para las mordazas de frenos se realizó siguiendo los planos extraídos en del software de modelación y se utilizó platinas de 5 mm de espesor en acero inoxidable con la norma AISI 304.

Tabla 5. 7.- Proceso de manufactura de las bases del sistema de frenos.

DETALLE DEL PROCESO	IMAGEN CORRESPONDIENTE
Verificación de medidas de diseño	
Cortar la platina con una sobre medida del 0,5% para evitar problemas de pérdida de material en el momento del corte en CNC.	
Taladrar los 4 orificios en la platina. Dos perforaciones con broca de 10 mm de diámetro y las otras dos con el diámetro de 8 mm.	
Realizar limpieza y aplicación de pintura anticorrosiva color rojo.	
Maquinado de bocines separadores de la mordaza de frenos con acero de transmisión AISI 1080.	






Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

5.3.2. ACOPLEROS HIDRÁULICOS

El proceso de fabricación de los acoples hidráulicos se los realizó en función a la necesidad de orientar correctamente las cañerías hidráulicas que transmiten la presión aplicada desde la maneta de frenos hasta los pistones de las mordazas de freno. Para la construcción se utilizó el acero de transmisión AISI 1018 que poseen 0.18 % de contenido de carbono.

Los tipos de acoples hidráulicos que se construyeron son: acoples hidráulico hembra en T, acoples hidráulicos hembra en L y acoples hidráulicos rectos. Todos los acoples con rosca M8 x 0,75.

Tabla 5. 8.- Proceso de manufactura de acoples hidráulicos.

DETALLE DEL PROCESO	IMAGEN CORRESPONDIENTE
<p>Maquinar en el torno el eje de transmisión hasta alcanzar el diámetro ideal requerido para cada uno de los acoples.</p>	
<p>Cortar eje de transmisión con medidas necesarias para cada acople.</p>	
<p>Taladrar con una broca de 4 mm en el centro, para el fluido hidráulico y luego con una broca de 6 mm para posteriormente hacer el roscado.</p>	
<p>Guiar y pasar el machuelo M8X0.75 haciendo girar en sentido horario ½ de vuelta y regresando en el otro sentido ¼ de vuelta de manera repetitiva para evitar que se rompa el machuelo y dar un buen performance de la rosca.</p>	
<p>Limpiar viruta interior de los orificios y dar la forma exterior con un buen acabado superficial.</p>	

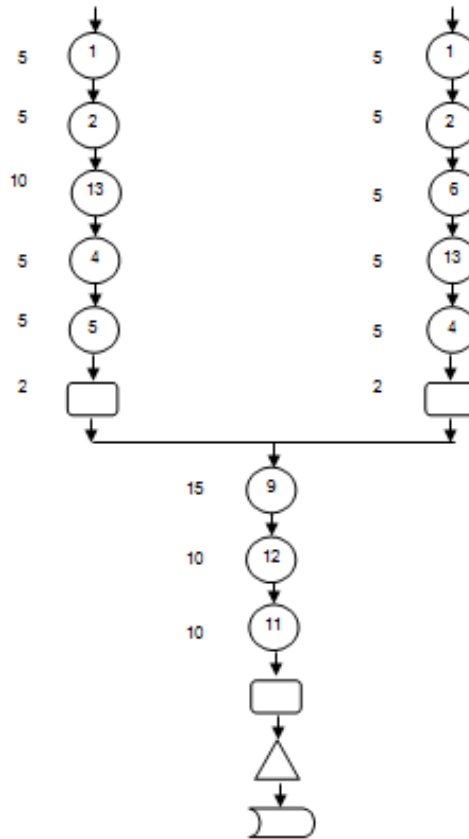
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

5.3.3. CURSOGRAMA SINÓPTICO DE LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

a. Desarrollo de las bases de los frenos

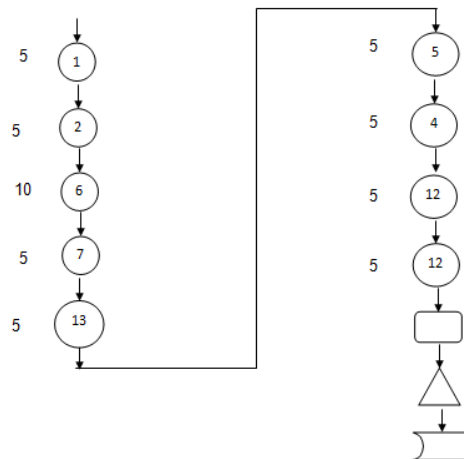
Plancha de 100x100x7 mm

Acero de transmisión AISI 1080



b. Desarrollo de los acoples del freno hidráulico

Acero de transmisión AISI 1080



CAPÍTULO VI

PROTOCOLO DE PRUEBAS.

La guía de metodología para la aplicación de protocolos de pruebas de funcionamiento, consiste en una serie de procedimientos que tienen como objetivo medir el desempeño de los sistemas de transmisión y frenos de la tricicleta solar; con el fin de garantizar los requerimientos y condiciones óptimas para plasmar así, y garantizar el buen comportamiento de cada uno de los elementos que conforman los sistemas mencionados.

Las innovaciones aplicadas a este tipo de vehículos deben someterse a una verificación detallada que documente el funcionamiento de los sistemas de transmisión y frenado.

La aplicación de los protocolos de pruebas contenidos en el presente documento, tienen como objetivos principales:

- Verificar el cumplimiento de los requisitos y estándares del vehículo para la circulación.
- Verificar la funcionalidad y aplicabilidad de la tecnología dentro de la operación del sistema.
- Revisar presencia de fugas hidráulicas en el sistema de frenos.
- Partiendo del reposo y en recta sin pendiente, cronometrar al tiempo de aceleración máxima con tracción eléctrica y con tracción humana.
- Cronometrar tiempos de frenado a diferente velocidad inicial.

La aplicación de los protocolos incluidos en esta guía, garantiza que la tricicleta tenga un desempeño acorde con los objetivos asociados en cada uno de los sistemas que los componen, describiendo los parámetros a ser comprobados y verificados a quién corresponda.

6.1. CARACTERÍSTICAS DEL ESCENARIO DE PRUEBAS.

Tabla 6. 1.- Características del escenario de pruebas.

ECENARIO DE PRUEBA TRICICLETA SOLAR				
Realizado por:	Guano Luis, Jorque Abrahan			
Localización:	Nueva vía (desde la entrada a Saquisilí hasta Los Hornos)			
	Utilidad	Longitud (km)	Pendientes	Curvas
	Vía nueva	6	4	7
Fecha/ Hora	15 de noviembre del 2014 / 11H00			

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)



Figura 6. 1.- Circuito de pruebas de la tricicleta solar.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

6.2. PARÁMETROS DE LAS PRUEBAS

Se debe considerar la radiación solar como el principal factor principal para esta prueba, al ser un vehículo ecológico que necesita presencia de radiación solar alta para alimentar de energía a sus dos baterías y aumentar su

autonomía eléctrica para traccionar la tricicleta. Además el tipo de calzada, para la parte mecánica se ha tomado variables previamente calculadas y determinadas para el mecanismo y una revisión general de cada sistema para evitar contratiempos.

6.3. PRUEBAS DE CAMPO

Después de inspeccionar visualmente el estado de cada uno de los elementos que conforman el sistema de transmisión y frenos de la tricicleta solar, se procedió a preparar el escenario de pruebas y toma de datos necesarios.



Figura 6. 2.- Escenario de pruebas.

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

6.3.1. SISTEMA DE TRANSMISIÓN

En este apartado se procedió a la inspección de los elementos que constituyen el sistema de transmisión, así como la verificación de los elementos de accionamiento.

Se realizó la comprobación de la velocidad máxima alcanzada en una distancia de 100 metros partiendo desde el reposo, teniendo en cuenta que se realizó a relaciones de transmisión constantes como se puede visualizar en la tabla 6,2.

Tabla 6. 2.- Verificaciones de las velocidades a distintas relación de transmisión

Cambio central	Cambio posterior	Relación de transmisión	Velocidad alcanzada
1 (24 D)	1 (23 D)	1.04	12 km/h
2 (34 D)	1 (23 D)	1.48	18 km/h
3 (42 D)	1 (23 D)	1.83	20.6 km/h
3 (42 D)	5 (15 D)	2.80	22.2 km/h
3 (42 D)	7 (11 D)	3.82	26 km/h

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Posteriormente se realizó pruebas en 700 m para verificar que velocidades alcanza con el motor eléctrico y la transmisión humana, en esta prueba las relaciones de transmisión son variables de acuerdo el conductor las realice como se muestra en la siguiente tabla. Además se pudo realizar pruebas en una pendiente levemente pronunciada de 30 ° y una longitud de 100 m.

Tabla 6. 3.- Velocidad máxima alcanzada partiendo desde el reposo.

CONDICIÓN	VOLTAJE DE BATERÍAS	DISTANCIA	TIEMPO	VELOCIDAD
Plano	(V)	(m)	(min)	(km/h)
Motor eléctrico	52.5	700	0.57	44
Fuerza humana	-----	700	1.18	33
Pendiente 30°	(V)	(m)	(min)	(km/h)
Motor eléctrico	52.5	100	0.37	10
Fuerza humana	-----	100	0.57	6

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

6.3.2. SISTEMA DE FRENOS

En cuanto al sistema de frenos realizamos una inspección visual de todos los elementos que lo conforman antes de realizar las pruebas pertinentes con la finalidad de evitar sucesos imprevistos posteriormente.

Esta inspección visual consta de lo siguiente:

- Revisar el recorrido de cada una de las manetas de freno al ser estas independientes para el eje delantero y posterior.

- Revisar que no exista presencia de fugas del aceite mineral en todo el sistema.
- Revisar el desgaste de las pastillas de freno y los discos de freno.
- Inspeccionar el estado y presión adecuado de los neumáticos.
- Constatar el funcionamiento del freno de mano para que se pueda ser accionado en caso de emergencia.

Con la tricicleta ya en funcionamiento y a velocidades constantes detalladas en la siguiente tabla, se determinó las distancias y el tiempo de parada en cada una de las pruebas. Tomando en cuenta que estas pruebas están hechas en línea recta y sin pendiente.

Tabla 6. 4.- Detalle del tiempo y distancia de frenado de la tricicleta.

TIEMPOS DE FRENADO		DISTANCIA DE FRENADO	
Condiciones	Tiempo	Condiciones	Distancia
10 km/h	0,7 (s)	10 km/h	0,74 (m)
20 Km/h	1,25 (s)	20 Km/h	1,56 (m)
30 km/h	1,75 (s)	30 km/h	2,13 (m)
40 km/h	1,97 (s)	40 km/h	2,9 (m)
44 km/h	2,11 (s)	44 km/h	3,15 (m)

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

6.4. ANÁLISIS Y CONCLUSIONES DE LAS PRUEBAS

Estas variables puestas a prueba nos ayudan a recopilamos los datos medidos necesarios y poderlos comprobar con los cálculos realizados anteriormente. En la figura siguiente podemos observar la variación de la distancia de frenado (distancia medida y distancia teórica) en función de la velocidad que posee la tricicleta en el momento de accionar el sistema de frenos, sabiendo que la distancia teórica está calculada en condiciones de máxima adherencia del neumático a la calzada, desaceleración constante y sin fuerzas de acciones laterales.

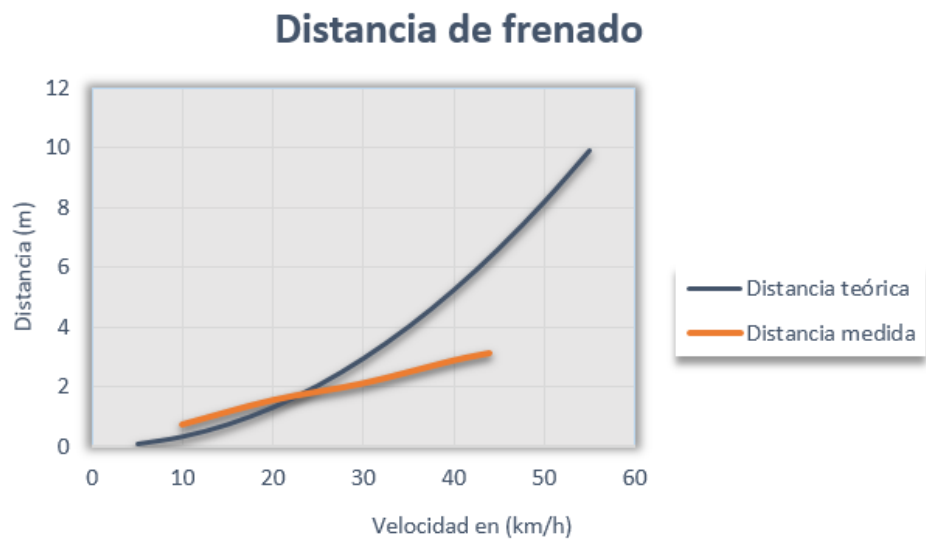


Figura 6. 3.- Distancia de frenado
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

CAPÍTULO VII

COSTOS

En el siguiente capítulo se elabora un estudio de costos que debe incurrirse para la adquisición de los materiales y construcción del sistema de transmisión y frenos del presente proyecto de titulación.

Los costos se agrupan por sistemas y costos adicionales de la siguiente manera:


- Sistema de transmisión
- Sistema de Frenos.
- Manufactura.
- Herramientas
- Costo de diseño

Los costos se basan en la información facilitada por proveedores y un estudio de mercado en las principales tiendas distribuidoras correspondientes en la ciudad de la ciudad de Latacunga, de lo cual fue obtenido los valores que se detalla en las siguientes tablas.

7.1. COSTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Tabla 7. 1.- Costos de los elementos del sistema de transmisión de la tricicleta solar.

CANT.	MATERIAL O ELEMENTOS	P. UNITARIO	P. TOTAL
1	Catarina 44-32-22 Shimano	38,00	38,00
1	Descarrilador Shimano TX	6,50	6,50
2	Cadena HG 40 Shimano	13,50	27,00
2	cadena Taya 1/8	6,00	12,00
1	Piñón 7 velocidades Shimano de rosca	9,00	9,00
2	Catarina BMX 40 Dientes	15,00	30,00
64	Rayos	0,10	6,40
2	Protector de Aros	2,50	5,00
1	Protector de cadena	15,00	15,00


CONTINÚA

1	Templador de cadena	10,00	10,00
1	Juego de Shifter de 7x3 velocidad Shimano	20,00	20,00
1	Tensor Shimano Acera	20,00	20,00
1	Pedales Shimano M 324	56,00	56,00
1	Asiento de fibra de vidrio	260,00	260,00
2	Llantas 20x1 1/8	20,00	40,00
2	Tubos 20x1 1/8	6,00	12,00
2	Aros 20x1 1/8	16,00	32,00
TOTAL=		USD. 598,90	

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

7.2. COSTOS DEL SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenos adaptado a una tricicleta solar que se pretende participar en la competencia denominada “La Ruta Solar”, en su cuarta edición. Cuyas principales características son:

- Doble circuito hidráulico independiente
- Dos discos delanteros independientes de 203 mm de diámetro externo.
- Un disco de frenos posterior de 203 mm de diámetro externo.
- Dos mordazas fijas delanteras y una posterior de doble pistón de diámetro 21 mm.
- Maneta de accionamiento de freno con relación de 7:1
- Dos bombas de freno de 11,2 mm de diámetro de pistón.
- Cañerías hidráulicas flexibles con diámetro externo de 6,45 mm y de diámetro interno de 2,5 mm.
- Aceite mineral para frenos de bicicleta.
- Diversos adaptadores y conectores con rosca métrica M8x0,75

- Freno de mano que inmovilice al vehículo cuando esté estático.

Tabla 7. 2.- Costos de los elementos del sistema de frenos de la tricicleta solar.

CANT.	MATERIAL O ELEMENTOS	P. UNITARIO	P. TOTAL
3	Puente adaptador 203 mm	6,00	18,00
3	Disco de frenos 203 mm 6 tornillos Avid	48,00	144,00
2	Juego de freno hidráulico Shimano M445	95,00	190,00
1	Juego de Frenos BMX	18,00	18,00
1	Fluido hidráulico 500 mm	16,00	16,00
2	Selladores con topes para mangueras hidráulicas	2,50	5,00
1	Freno de estacionamiento	10,00	10,00
TOTAL=			USD. 401,00

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

7.3. COSTOS DE MANUFACTURA

Tabla 7. 3.- Costos de manufactura.

CANT.	MATERIAL O ELEMENTOS	P. UNITARIO	P. TOTAL
1	Acoplador en forma de T para los frenos hidráulicos	25,00	25,00
1	Acople recto para el sistema de frenos	15,00	15,00
2	Bases para sujetar mordazas de frenos delanteros	2,50	5,00
1	Eje de transmisión	15	15
2	Bases de sujeción de la transmisión	10,00	20,00
1	Base para el freno de estacionamiento	2,50	2,50
TOTAL=			USD. 82,50

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

7.4. COSTO DE DISEÑO

La elaboración del diseño del sistema de transmisión y frenos incurrieron en gastos importantes que debemos tener para el financiamiento del proyecto los cuales se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 7. 4.- Costo de diseño

Material	Costo
Implementos de oficina	120,00
Impresiones	45,00
Honorarios	300
TOTAL=	USD. 465,00

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

7.5. COSTOS DE HERRAMIENTAS

En la siguiente tabla se detallan los costos de las principales herramientas que se usaron para la fabricación, montaje y desmontaje de los elementos de transmisión y frenos.

Tabla 7. 5.- Costos de herramientas.

Herramientas	Costo
Juego de hexagonales	5,60
Destornilladores	6,10
Llave de cañerías	2,10
Fluxómetro	4,00
Cuchilla para torno	4,50
Machuelo M8x 0,75	10,50
Llave de cadenas	6
Guaípe	2,00
Pinzas	3,60
TOTAL	USD. 44,40

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

7.6. COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Lo determina la sumatoria de los diferentes costos antes establecidos más un valor que lo catalogamos de imprevistos que corresponde al 5 % de la sumatoria total de rubros, así el costo total del proyecto será:

Tabla 7. 6.- Costo total del proyecto.

RUBROS	COSTO
Elementos del sistema de transmisión	598,90
Elementos del sistema de frenos	401,00
Manufactura	82,50
Herramientas	44,40
Costo de Diseño	465,00
Imprevistos	63,50
TOTAL	USD. 1654,50

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

CAPÍTULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES:

- Se desarrolló el diseño, construcción e implementación de los sistemas de transmisión y frenos, en apego a los parámetros y normas establecidas por la competencia Atacama Solar Challenger en la categoría “La Ruta Solar”, que se efectúa en Chile. Para la construcción y configuración de estos sistemas, que son de importancia para el performance y la seguridad de la tricicleta solar.
- Se realizó un estudio técnico y matemático de los parámetros necesarios para poder dimensionar correctamente los elementos de los sistemas de transmisión y frenos de la tricicleta solar.
- Mediante el software de ANSYS se determinó los esfuerzos generados en los diferentes elementos de los sistemas, verificando que estos elementos tienen un factor de seguridad mayor a 1 acorde a los requerimientos, necesidades y recomendaciones que satisface el diseño de los sistemas de la tricicleta solar
- Se seleccionó adecuadamente los distintos elementos mecánicos que intervienen directamente en los sistemas de transmisión y frenos acorde a la necesidad requerida y características de accesible presupuesto económico, mediante el método de diseño concurrente.
- Con la construcción del sistema de transmisión y frenado se aportó al desarrollo de una tricicleta solar, que es un reto propio de un grupo de investigadores con conciencia ambiental y egresados de la Universidad de las Fuerzas Armadas Espe – Extensión Latacunga, construyendo una puerta al progreso debido a las grandes oportunidades que el país ofrece actualmente en beneficio del cambio de la matriz productiva.

- Se logró un comportamiento ergonómico del sistema de transmisión por cadenas con una relación de transmisión que va desde 1 hasta 3.84, además acoplarse con el motor eléctrico en funcionamiento.
- El sistema de frenos constituye el mecanismo de seguridad más importante de la tricicleta solar. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar la pérdida de control. Por lo tanto consta de dos sistemas independientes de frenos hidráulicos de disco con mordazas fijas brindando absoluta confiabilidad y seguridad para el ocupante. Adicionalmente posee por emergencia un freno mecánico de accionamiento manual.
- Se realizó un protocolo de pruebas de funcionamiento en 20 Km confirmando el funcionamiento y la efectividad de los parámetros calculados.
- Los materiales utilizados en la construcción de estos sistemas cumplen con los requerimientos mecánicos.

8.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda utilizar software de diseño y tecnologías informáticas computacionales para obtener dimensiones y resultados de análisis con alta precisión y rapidez, pudiendo modificar y efectuar cambios con facilidad y sin gastar material ni recursos económicos innecesarios.
- Se recomienda la construcción y adaptación del mecanismo de transmisión y frenos se debe realizarse con un proceso de calidad y precisión de manufactura para alcanzar el correcto funcionamiento de cada uno de sus elementos que los conforman.
- Todos los elementos que componen el sistema de transmisión y frenos, deben ser de fácil mantenimiento y rápido acceso.

- Se recomienda tener cuidado al momento de instalar las cañerías hidráulicas de freno, tratando en lo posible de obviar curvas o deformaciones pronunciadas, ya que se pueden obstruir o romper averiando el sistema.
- Por otro lado, aunque no se trata de aspectos técnicos, sino económicos, se anima desde esta experiencia inicial a intentar conservar ciertos componentes que conforman la solución establecida en este documento intentando mejorar elementos importantes de estos sistemas.
- Es fundamental el estudio y desarrollo de materiales más ligeros con altas características mecánicas, para ocuparlos en nuevos prototipos con el fin de la reducción de peso, sabiendo que es un factor muy importante dentro del performance del prototipo y optimizando el rendimiento del mismo.
- Se recomienda para un futuro similar al expuesto en este trabajo tomar en cuenta las relaciones de transmisión, que es un factor importante para lograr aprovechar la energía humana del piloto.

BIBLIOGRAFÍA

- Alonso, J. (2008). Sistemas de Frenos. En *SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENADO* (pág. 237). MADRID: Thomson Paraninfo.
- Carrera Solar Atacama. (02 de Febrero de 2014). *Atacama Solar Challenge*. Obtenido de <https://www.carrerasolar.com/>
- *Componentes de bicicletas Shimano*. (25 de 02 de 2012). Obtenido de <http://si.shimano.com/>
- DOMÍNGUEZ, E., & FERRER, J. (2011). *SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENADO*. ESPAÑA: EDITEX S.A.
- Hamrock, B. Jacobson, B. Schmid, S. (2006). *ELEMENTO DE MÁQUINAS*. Mexico: McGRAW-HILL.
- Imporbrake DCN. (2011). *Imporbrake DCN*. Obtenido de LOS DISCOS DE FRENO: <http://www.imporbrake.com/index.html>
- Lawrence, D. (1989). *Techniques of value analysis and engineering*. USA: MILLES VALUE FOUNDATION.
- Mott, R. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS Y MÁQUINAS* . México: Pearson Educación.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos Aplicada*. México: Pearson Educación.
- Navarro, F. (Febrero de 2013). *MECANICA DE LA BICICLETA*. Obtenido de <http://rykybike.blogspot.com/>
- Navarro, P. (2010). *LA INGENIERÍA DE LA BICICLETA*. España: ESTEYCO.
- Navarro, R. Heierli, U. & Beck V. (1985). *LA BICICLETA Y LOS TRICICLOS*. Chile: Cetal.

- Nazareno, L. (17 de 03 de 2014). *CICLO VIAJES*. Obtenido de <http://www.cicloviajes.com/cicloturismos/bike/bike.htm>
- Nisbett, K. B. (2008). *DISEÑO EN INGENIERÍA MACÁNICA DE SHIGLEY*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Ocaña, E. C. (Marzo de 2012). *Diseño y Cálculo del sistema de Frenado para un prototipo Formula Student*. Recuperado el 22 de Julio de 2014, de <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/disenio-y-calculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>
- Ramirez, J. L. (05 de Marzo de 2014). *La Bicikleta*. Obtenido de <http://labicikleta.com>
- Recalde, A. (2013). BICICLETAS ANTIGUAS DEL MUSEO DE LA BICICLETA. *Esculturas de Diseño en Bilbao*, 13-22.
- Riba, C. (14 de 10 de 2006). *Ingeniería Concurrente*. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu.com>
- Roadhouse. (Mayo de 2011). *Manual Técnico de las Pastillas de Freno*. Obtenido de Imporbrake DCN: <http://www.imporbrake.com/>
- SANZ GONZALEZ, A. (1991). *Tecnología de la Automoción*. Barcelona: DON BOSCO.
- University of Alberta. (20 de Octubre de 2014). [://es.scribd.com](http://es.scribd.com). Obtenido de ANSYS TUTORIALS: www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys/gs/intro/print.html
- Vera, C. (1995). *DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA DE FRENOS EN AUTOMOVILES*. Madrid: ETS INGENIEROS INDUSTRIALES.

NETGRAFÍA

- Manual técnico Shimano 2013. Disponible en URL: <http://www.shimano.com/cycle/Deore-XT/S.pdf>. Citado el (05-09-2014)
- Manuales de mecánica de bicicleta. Disponible en URL: <http://rykybike.blogspot.com/p/manuales.html>. Citado el (22-06-2014)
- Componentes del sistema de frenado. Disponible en URL: http://dobac.com/S_Frenos%20Hidraulicos.pdf. Citado el (05-09-2014)
- *Metodologías de ingeniería concurrente* disponible en URL: <https://upcommons.upc.edu/e-/7851/2/RibaMolina.pdf>. Citado el (30-05-2014)
- Estructuras de diseño en Zubiarte Bilbao 2013 disponible en URL: <http://fotos-arquitectura.com/2013/04/esculturas-de-disen.html>. Citado el (08-09-2014)
- Catalogo de rodamientos SKF disponible en URL: <http://rodalinares.jimdo.com/-catalogos-de-rodamientos>. Citado el (30-08-2014)
- Smart Shape Optimization with the ANSYS Adjoint Solver 2013 disponible en URL: <http://www.ansys.com/Products/Fluid+Dynamics>. Citado el (30-09-2014)
- Código de dibujo técnico mecánico disponible en URL: <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.cpe.1989.pdf>. Citado el (20-10-2014)

ANEXOS