



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE
DIRECCIÓN Y FRENOS DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR
ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA
ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 CATEGORÍA
HÍBRIDOS**

AUTORA: MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI

DIRECTOR: ING. JUAN TRAJANO CASTRO C.

LATACUNGA

2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)

CERTIFICACIÓN:

Certifico que el trabajo de titulación, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 CATEGORÍA HÍBRIDOS**” realizado por la señorita **MORALES CARANQUI MÓNICA ELIZABETH**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a la señorita **MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 06 de Junio del 2016



ING. JUAN CASTRO

DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI**, con cédula de identidad N° 171819961-3, declaro que este trabajo de titulación “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 CATEGORÍA HÍBRIDOS**” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 06 de Junio del 2016



MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI

C.C: 171819961 – 3



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORIZACIÓN

Yo, MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 CATEGORÍA HÍBRIDOS”** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 06 de Junio del 2016

Una firma manuscrita en tinta azul que parece decir "Mónica Elizabeth Morales Caranqui".

MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI

C.C.: 1718199161-3

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico a mi Dios, quién supo guiarme por el buen camino, darme fuerzas para seguir adelante y no desmayar en los problemas que se me presentaron durante el desarrollo del proyecto, enseñándome a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento.

A mis padres, porque creyeron en mí y me sacaron adelante, dándome ejemplos dignos de superación y entrega, porque gracias a ustedes, hoy puedo ver alcanzada mi meta, ya que siempre estuvieron impulsándome en los momentos más difíciles de mi carrera, y por el orgullo que sienten por mí, fue lo que me hizo ir hasta el final.

A ti hermano, gracias por haber fomentado en mí el deseo de superación y el anhelo de triunfo en la vida.

A toda mi familia, que son una parte importante en mi vida, que estuvieron siempre listos para brindarme todo su ayuda, ahora me toca regresar un poquito de todo lo inmenso que me han otorgado.

Todo esto va por ustedes, por lo que valen, y por lo que han hecho de mí.

Elizabeth Morales C.

AGRADECIMIENTO

El presente proyecto de investigación es un esfuerzo en la cual, directa o indirectamente, participaron varias personas leyendo, opinando, corrigiendo, teniendo paciencia, dándome ánimo, acompañándome en los momentos de crisis y en los momentos de felicidad.

A mi padre Efraín Morales y mi madre Mónica Caranqui quienes me acompañaron en esta gran aventura que significó la ingeniería y que, de forma incondicional, entendieron mis ausencias y mis malos momentos.

A ti hermano Edwin, que desde el principio hasta el día hoy sigues dándome ánimo para terminar este proceso.

A ti hermanita, Rossy Paulina que desde el cielo siempre has estado acompañándome en todos los pasos que doy.

A ti amor, Carlitos que siempre estuviste a mi lado desde las aulas de clases hasta ahora que ya hemos cumplido esta meta, por tu ejemplo de superación, por todo tu apoyo y ánimos que me brindabas a cada momento.

Gracias a mis queridos amigos y compañeros de tesis Darío y Andrés, que durante el proceso de elaboración de este proyecto, vivimos muchas experiencias, por los buenos y malos momentos ya que de todos estos se aprendía día a día

Agradezco a mi tutor, Ingeniero Juan Castro por la paciencia y la dirección de este trabajo. Por los consejos, el apoyo y el ánimo que me brindaba. Por la atenta lectura que prestaba, por sus comentarios en todo el proceso de elaboración de la tesis y sus atinadas correcciones.

Elizabeth Morales C.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xv
RESUMEN	xvii
ABSTRACT.....	xviii

CAPÍTULO I

1	GENERALIDADES	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Planteamiento del problema	1
1.3	Descripción resumida del proyecto.....	3
1.4	Justificación e importancia	3
1.5	Objetivos	4
1.5.1	Objetivo General	4
1.5.2	Objetivos Específicos.....	4
1.6	Metas	4
1.7	Hipótesis	5
1.8	Variables de la investigación	5
1.8.1	Variable independiente	5
1.8.2	Variable dependiente	5

CAPÍTULO II

2	MARCO TEÓRICO	6
2.1	Carrera Atacama Solar Challenger	6
2.1.1	Introducción.....	6
2.1.2	Reseña histórica de la competencia	6
2.2	Ediciones de la competencia	7
2.2.1	Primera edición 2011	7
2.2.2	Segunda edición 2012	8
2.2.3	Tercera edición 2014	9
2.3	Categorías.....	10
2.3.1	Desafío solar atacama (DSA)	10
2.3.2	Clásico	10
2.3.3	Evolución.....	11

2.3.4	La ruta solar (LRS).....	11
2.4	¿Qué es un vehículo solar?	11
2.4.1	Ventajas	12
2.4.2	Desventajas	12
2.5	Generación de potencia humana.....	13
2.5.1	La contracción muscular	13
2.5.2	Factores del rendimiento muscular	13
a)	Resistencia de rodadura	14
b)	Resistencia a la gravedad	14
c)	Resistencia aerodinámica.....	14
2.6	Sistema de dirección.....	15
2.6.1	Características que deben reunir todo sistema dirección.....	15
2.7	Métodos de accionamiento para la dirección	16
2.7.1	Dirección sobre el asiento.....	16
2.7.2	Dirección bajo el asiento.....	17
2.7.3	Dirección directa sobre el kingpin	18
2.7.4	Dirección por inclinación (tilting)	19
2.8	Sistema de frenos	20
2.8.1	Constitución del sistema de freno.....	20
2.8.2	Componentes del sistema de frenado	20
a)	Pedal de freno.....	21
b)	Bomba de freno	21
c)	Canalizaciones.....	21
d)	Bombines (frenos de expansión interna)	21
2.8.3	Tipos de frenos	22
a)	Frenos de aro.....	22
b)	Tipos de frenos de buje	24

CAPÍTULO III

3	CONCEPTOS TÉCNICOS SOBRE VEHÍCULOS.....	27
3.1	Introducción.....	27
3.2	Masas suspendidas y no suspendidas	27
3.2.1	Masas suspendidas	27
3.2.2	Masas no suspendidas	27
3.3	Distancia entre ejes (WHEELBASE).....	28
3.3.1	Características para la distancia entre ejes	28
a)	Estabilidad:	28
b)	Momento de Inercia respecto al giro del chasis	28
c)	Transferencia de pesos en frenada:	29
3.4	Ancho de vía (TRACK)	29
3.4.1	Características para el ancho de vía	29
a)	Transferencia lateral de pesos:	29
b)	Peso.....	29
c)	Área frontal.....	29
d)	Manejabilidad.....	29
e)	Elección de trayectoria	29
3.5	Transferencia de peso	30
3.5.1	Transferencia transversal	30
3.5.2	Transferencia longitudinal.....	31
3.6	Centro de gravedad o de masas.....	31
3.7	Maniobrabilidad.....	32

3.7.1	Geometría de la dirección	32
a)	Convergencia	33
b)	Ángulo de caída	34
c)	Ángulo de salida (CAMBER)	35
d)	Ángulo de avance (CASTER)	36
3.8	Principio de Ackermann	37
3.9	Fuerzas que actúan en el proceso de frenado	38
3.9.1	Fuerzas de frenado	38
3.9.2	Resistencia a la rodadura	38
3.9.3	Coefficiente de Adherencia	39
3.9.4	Fricción en el frenado	40
3.9.5	Distribución de pesos del vehículo	40
3.9.6	Mecanismo de fricción	41
3.9.7	Distancia de parada	41
3.9.8	Tiempo de frenada	42

CAPÍTULO IV

4	PARÁMETROS DE DISEÑO	44
4.1	Distancias de los ejes delantero y posterior respecto del centro de masa	44
4.2	Distribución de cargas en el vehículo	45
4.2.1	Determinación de la carga muerta	45
a)	Fuerza generada por carga muerta	46
b)	Fuerza bajo un factor crítico	46
4.2.2	Determinación de cargas vivas	46
a)	Fuerza generada por cargas vivas	47
b)	Fuerza bajo un factor crítico	47
4.2.3	Determinación de la carga total	47
4.2.4	Determinación de la fuerza total	47
4.3	Distancia entre ejes (BATALLA)	48
4.3.1	Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico	49
4.3.2	Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico	49
4.4	Determinación de masas con respecto al centro de gravedad	50
4.4.1	Masa total en el eje delantero	50
4.4.2	Masa total en el eje posterior	50
4.5	Masa suspendida	51
4.5.1	Masa suspendida en el eje delantero	52
4.5.2	Masa suspendida en el eje posterior	52
4.6	Masa no suspendida	53
4.6.1	Masa no suspendida en el eje delantero	53
4.6.2	Masa no suspendida en el eje posterior	53
4.7	Análisis del sistema de dirección	54
4.7.1	Ángulo Ackermann	55
a)	Para un radio de 4,5 m (Valor mínimo que rinde el vehículo solar)	55
b)	Para un radio de 9 m (Exigencia de la competencia)	56
4.8	Diseño del sistema de frenos	58
4.8.1	Dinámica longitudinal de la frenada	59
a)	Distribución de pesos del vehículo	60
b)	Centro de gravedad	60
4.8.2	Efectos dinámicos sobre el vehículo a causa de la desaceleración	61
a)	Transferencia de carga del eje posterior al eje delantero	62
b)	Distribución de la fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes	63

b.1)	Distribución de las fuerzas sobre el eje delantero.....	63
b.2)	Distribución de las fuerzas sobre el eje trasero.....	63
4.9	Efectos producidos por la transferencia de pesos sobre los neumáticos.....	64
4.9.1	Fuerza de frenado eje delantero.....	64
4.9.2	Fuerza de frenado eje posterior (Parera, 1995, p.12)	65
4.9.3	Fuerza de frenado máximo	65
4.10	Desaceleración del vehículo	66
4.11	Distancia de frenado	66
4.12	Cálculo del tiempo de frenado	67
4.13	Par de frenado	67
4.13.1	Par de frenado en el eje delantero.....	68
4.13.2	Par de frenado en el eje posterior.....	68
4.14	Cálculo del balance óptimo del frenado.....	69
4.15	Dimensionamiento del disco de freno.....	69
4.15.1	Alternativas y selección del disco de freno	70
a)	Alternativa de diseño ideal.....	70
4.15.2	Cálculo del par de frenado entre disco – pastilla	72
a)	Determinación de la relación de palanca – multiplicación.....	73
b)	Fuerzas en las palancas de freno.....	74
c)	Cálculo de la presión generada por la bomba de freno.....	75
d)	Fuerzas lineales generadas en cada mordaza de freno	75
e)	Fuerzas de fricción, contacto disco – pastilla	76
f)	Par de frenado generado por el contacto disco – pastilla	76
g)	Fuerza en cada uno de los neumáticos.....	78

CAPÍTULO V

5	MODELACIÓN, SIMULACIÓN Y SELECCIÓN	80
5.1	Introducción.....	80
5.2	Herramienta computacional CAE.....	81
5.2.1	Como modelador paramétrico	81
5.3	Módulos de simulación	81
5.3.1	Static structural	81
5.3.2	Transient structural	82
5.4	Teorías estáticas.....	82
5.4.1	Esfuerzo	82
5.4.2	Tensión de Von Mises	83
5.4.3	Deformación.....	83
5.4.4	Energía de deformación.....	84
5.5	Teorías dinámicas.....	84
5.5.1	Goodman	84
5.5.2	Factor de seguridad	85
5.6	Asignación del material	86
5.7	Análisis de los elementos del sistema de dirección.....	86
5.7.1	Barra de dirección	87
5.7.2	Rótula.....	88
5.7.3	Conjunto barra de dirección – rótula.....	89
5.7.4	Conjunto eje – platina	90
5.7.5	Chumacera.....	92
5.7.6	Manubrio	93

5.8	Análisis de los elementos del sistema de frenos	95
5.8.1	Disco de frenos eje delantero	95
5.8.2	Disco de frenos posterior	97
5.9	Selección de los elementos del sistema de dirección	100
5.9.1	Diseño conceptual para la rótula de la dirección	100
5.9.2	Diseño conceptual para la chumacera de la dirección (Soportes)	102
5.10	Selección de los elementos del sistema de frenos.....	104
5.10.1	Maneta de freno	105
a)	Alternativa de diseño ideal.....	105
5.10.2	Cañerías de freno	106
a)	Alternativa de diseño ideal.....	107
5.10.3	Mordaza de frenos	108
a)	Alternativa de diseño ideal.....	109
5.10.4	Depósito de líquido de frenos	110
a)	Alternativa de diseño ideal.....	111

CAPÍTULO VI

6	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	113
6.1	Introducción.....	113
6.2	Construcción de los elementos del sistema de dirección	113
6.2.1	Corte, doblado y maquinado de tubos, eje y platinas	113
a)	Manubrio	114
b)	Abrazadera	116
c)	Placa	118
d)	Barra de dirección.....	120
6.3	Ensamble del sistema de dirección para vehículo solar	120
6.4	Construcción y ensamble del sistema de frenos	121
6.4.1	Acoples hidráulicos	122
6.4.2	Purgado del sistema	122
6.5	Diagrama de procesos	125

CAPÍTULO VII

7	PROTOCOLO DE PRUEBAS	127
7.1	Introducción.....	127
7.2	Característica del escenario de pruebas	128
7.3	Pruebas de campo	128
7.3.1	Pruebas del sistema de dirección	129
7.3.2	Pruebas de sistema de frenos	129
7.4	Análisis y conclusiones de las pruebas	131

CAPÍTULO VIII

8	COSTOS	132
8.1	Introducción.....	132
8.2	Costo del sistema de dirección	132
8.3	Costos del sistema de frenos.....	133
8.4	Costos de manufactura	134

8.5	Costo de diseño	135
8.6	Costos de herramientas	135
8.7	Costo total del proyecto	136

CAPÍTULO IX

9	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	137
9.1	Conclusiones.....	137
9.2	Recomendaciones	139

BIBLIOGRAFÍA	140
---------------------------	------------

NETGRAFÍA	141
------------------------	------------

ANEXOS	143
---------------------	------------

Anexo A: Procesos de manufactura

Anexo B: Pruebas en pista

Anexo C: Valores de los pesos de los elementos utilizados en el sistema de dirección y frenos

Anexo D: Tablas con los valores utilizados en las simulaciones

Anexo E: Planos sistema de dirección

Anexo F: Planos sistema de frenos

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.-	Radiación solar en Chile.....	2
Figura 2.-	Recorrido de la Competencia en su primera edición año 2011	8
Figura 3.-	Recorrido de la Competencia segunda edición año 2012	9
Figura 4.-	Recorrido de la Competencia tercera edición año 2014	10
Figura 5.-	Vehículo solar ecuatoriano en Carrera Solar de Atacama	12
Figura 6.-	Generación de Potencia Humana	15
Figura 7.-	Esquema manillar sobre el asiento	17
Figura 8.-	Disposición de los dos tipos de manillares bajo el asiento	18
Figura 9.-	Manillar directo sobre el Kingpin	19
Figura 10.-	Dirección Por Inclinación (Tilting).....	20
Figura 11.-	Caliper de Tiro Lateral de Pivote Sencillo	23
Figura 12.-	Frenos Cantilever de Tiro Central	23
Figura 13.-	Frenos de Tambor	25
Figura 14.-	Frenos de Disco.....	26
Figura 15.-	Esquema masas suspendidas y no suspendidas	28
Figura 16.-	Distancia Entre Ejes y Ancho de Vía.....	30
Figura 17.-	Transferencia de Peso Transversal	30
Figura 18.-	Transferencia de Peso Longitudinal.....	31
Figura 19.-	Centro de Gravedad Vehículo Solar	32
Figura 20.-	Convergencia y Divergencia.....	33
Figura 21.-	Convergencia o Paralelismo de las ruedas.....	34
Figura 22.-	Convergencia o Paralelismo de las ruedas.....	35
Figura 23.-	Proyección del Ángulo de Salida.....	36
Figura 24.-	Ángulo de avance y punto de contacto	37
Figura 25.-	Condición de Ackermann	37
Figura 26.-	Sentido de la fuerza de frenado	38
Figura 27.-	Resistencia a la rodadura.....	39
Figura 28.-	Resistencia a la rodadura.....	40
Figura 29.-	Distribución de pesos en el vehículo solar	41
Figura 30.-	Distancia de los Ejes con respecto al Centro de Gravedad.....	44
Figura 31.-	Distribución de fuerzas respecto al centro de masas	48
Figura 32.-	Geometría de la Dirección.....	55
Figura 33.-	Distribución de pesos en el vehículo solar	60
Figura 34.-	Relación de palanca - multiplicación	73
Figura 35.-	Descripción gráfica de fuerza en la palanca de freno	74
Figura 36.-	Par de frenado generado por el contacto disco – pastilla	77
Figura 37.-	Modelado del sistema de dirección para vehículo solar.	80
Figura 38.-	Sistema de dirección montado en el vehículo solar	81
Figura 39.-	Diagrama de esfuerzos.	83

Figura 40.-	Diagrama Esfuerzo vs Deformación.....	84
Figura 41.-	Ancho de trocha de la tricicleta	87
Figura 42.-	Análisis de esfuerzos sobre la barra de dirección.....	88
Figura 43.-	Análisis de esfuerzos sobre la rótula.....	89
Figura 44.-	Análisis de esfuerzos sobre el conjunto barra de dirección y rótula	90
Figura 45.-	Análisis de esfuerzo en el conjunto eje – platina	91
Figura 46.-	Deformación máxima de la placa al momento de aplicar una fuerza	91
Figura 47.-	Análisis del esfuerzo máximo generado en el conjunto	92
Figura 48.-	Deformación máxima del conjunto al momento de aplicar una fuerza	93
Figura 49.-	Análisis del esfuerzo máximo en el manubrio	93
Figura 50.-	Deformación generada en el manubrio	94
Figura 51.-	Diámetro del disco de frenos delantero.....	95
Figura 52.-	Valor a ingresar el software para la simulación.....	96
Figura 53.-	Análisis de esfuerzo máximo generado en el disco de freno delantero.....	96
Figura 54.-	Deformación generada en el disco de frenos delantero	97
Figura 55.-	Diámetro disco de frenos posterior	98
Figura 56.-	Valor a ingresar el software para la simulación.....	98
Figura 57.-	Análisis de Esfuerzo máximo en el eje posterior.....	99
Figura 58.-	Deformación generada en el disco de frenos posterior	100
Figura 59.-	Factores que intervienen en un freno de disco hidráulico	92
Figura 60.-	Circuito de funcionamiento del sistema de frenos.....	93
Figura 61.-	Prototipo con los sistemas completos	93
Figura 62.-	Corte de tubo ASTM A-36	94
Figura 63.-	Elaboración del croquis para el doblado del manubrio	95
Figura 64.-	Doblado del tubo para el manubrio	96
Figura 65.-	Verificación de las medidas del manubrio con el croquis	96
Figura 66.-	Abrazadera del sistema de dirección	97
Figura 67.-	Proceso de soldadura GMAW	98
Figura 68.-	Soldadura de la abrazadera (Proceso GMAW).....	98
Figura 69.-	Cordón de soldadura de la abrazadera	99
Figura 70.-	Toma de bocetos para las perforaciones	92
Figura 71.-	Perforación de la placa.....	93
Figura 72.-	Perforación de las platinas en donde van las rótulas.....	93
Figura 73.-	Posición de las rótulas en la placa	94
Figura 74.-	Elementos de sujeción SAE grado 8.....	95
Figura 75.-	Estructura de partida para el sistema de frenos.....	96
Figura 76.-	Circuito de pruebas del vehículo solar	94
Figura 77.-	Escenario de pruebas.....	97
Figura 78.-	Pruebas de maniobrabilidad con las longitudes solicitadas.....	98
Figura 79.-	Pruebas de distancia de frenado.....	98

Figura 80.- Toma de tiempo de frenado 95

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.-	Distancia de los ejes con respecto al centro de masas.....	44
Tabla 2.-	Elementos que conforman la carga muerta.....	45
Tabla 3.-	Elementos que conforman la carga viva.	46
Tabla 4.-	Fuerzas generadas bajo una carga crítica y su distribución	50
Tabla 5.-	Elementos que no serán considerados como masa suspendida	51
Tabla 6.-	Normas de la competencia	54
Tabla 7.-	Valor de los ángulos de la geometría de la dirección.....	57
Tabla 8.-	Normas de la competencia sobre sistemas de frenos.....	58
Tabla 9.-	Determinación de peso total del vehículo solar	59
Tabla 10.-	Peso de cada uno de los ejes.....	60
Tabla 11.-	Factores de rozamiento del pavimento para neumáticos de goma.....	62
Tabla 12.-	Diámetro de los neumáticos	68
Tabla 13.-	Características de los discos de frenos de bicicletas	70
Tabla 14.-	Resumen de los cálculos obtenidos del estudio de la dinámica longitudinal ...	71
Tabla 15.-	Datos de sistemas de los componentes del sistema de frenos	72
Tabla 16.-	Propiedades mecánicas de los materiales utilizados en el sistema.....	86
Tabla 17.-	Fuerzas generadas bajo una carga crítica y su distribución	87
Tabla 18.-	Mapa morfológico de los tipos de rótulas.	101
Tabla 19.-	Ponderación de la rótula del sistema de dirección	102
Tabla 20.-	Mapa morfológico de las chumaceras	103
Tabla 21.-	Ponderación a las alternativas de la chumacera.....	103
Tabla 22.-	Mapa morfológico de manetas	105
Tabla 23.-	Ponderación a las alternativas de la maneta.....	106
Tabla 24.-	Mapa morfológico de cañerías.....	107
Tabla 25.-	Ponderación a las alternativas de las cañerías	107
Tabla 26.-	Mapa morfológico de mordazas de freno	108
Tabla 27.-	Ponderación a las alternativas de las mordazas de freno.....	109
Tabla 28.-	Mapa morfológico de depósito de líquido de frenos.....	111
Tabla 29.-	Ponderación a las alternativas de las mordazas de freno.....	112
Tabla 30.-	Pasos para realizar el purgado de frenos.....	122
Tabla 31.-	Características del escenario de pruebas	128
Tabla 32.-	Detalle de la distancia y tiempo de frenado del vehículo solar	130
Tabla 33.-	Costos de los elementos del sistema de transmisión de la tricicleta solar	132
Tabla 34.-	Costos de los elementos del sistema de frenos del vehículo solar.....	133
Tabla 35.-	Costos de manufactura de elementos de sistema de dirección y frenos.....	134
Tabla 36.-	Costos de diseño de sistemas.....	135
Tabla 37.-	Costos de herramientas utilizados en el proyecto.....	135
Tabla 38.-	Costo total del proyecto	136

RESUMEN

El presente trabajo consistió en el diseño y construcción del sistema de dirección y frenos del prototipo impulsado por energía humana y solar para la competencia Atacama Solar Challenger 2016 Categoría Híbridos, en la cual el principal objetivo de este proyecto es que el vehículo debe ser más liviano, cómodo y seguro que el construido en años anteriores. El diseño y análisis se realizó con la ayuda del software CAE, con los datos obtenidos podemos garantizar la construcción. Después de realizar los diferentes análisis, se procedió a la construcción del vehículo y cada uno de los sistemas que este posee. Para la elaboración de la estructura se utilizó tubo convencional y tubo cédula 40 de 2 pulgadas de diámetro respectivamente. En la construcción del sistema de dirección se utilizó plancha de acero con recubrimiento galvanizado, tubo negro de ½ pulgada, un eje de transmisión, una chumacera que servirá de pivote del manubrio, dos ejes de dirección que son utilizados en los cuadrantes. El sistema de frenos está constituido por discos para frenos hidráulicos marca Avid de 203mm de diámetro, mordazas Shimano en cada rueda, dos depósitos en el cual ira aceite mineral para el funcionamiento de dicho sistema. Como proceso final se hace el montaje de los sistemas antes mencionados, con la ayuda de soldadura MIG. Se procede a realizar las pruebas necesarias para la comprobación del correcto funcionamiento tanto del sistema de dirección como el de frenos siempre respetando los parámetros que solicita la competencia y así cumpla con los requerimientos de la misma.

PALABRAS CLAVE:

- **VEHÍCULO HÍBRIDO.**
- **SISTEMA DE DIRECCIÓN.**
- **SISTEMA DE FRENOS.**
- **DISEÑOS DE VEHÍCULOS.**

ABSTRACT

The present project involves the design and construction of the system steering and brakes for the prototype boosted by human and solar energy for the competition Atacama Solar Challenger 2016 Hybrid category, in which the main objective of this project is that the vehicle must be lighter, more comfortable and secure than the previous built in the last years. The design and analysis was performed using the software CAE, with the obtained data the construction was guaranteed. After performing several analyzes, we proceeded to the vehicle's construction and each system that it possesses. For the construction of the structure there were used a conventional tube and Schedule 40 pipe 2 inches in diameter respectively. Galvanized steel plate coating was used in the construction of the steering system, ½ inch black tube, a drive shaft a bearing that will handle pivot, two steering axles that are used in motorbikes. The brake system consists on Avid hydraulic brake discs of 203 mm diameter brand, Shimano jaws on each wheel, two tanks in which anger mineral oil for the operation of that system. As a final process of mounting to the above systems with the help of the MIG welding was done. We proceed to make the necessary tests to check the correct operation of both system the steering and the brake always respecting the parameters required for the competition and thus meets the requirements of the same evidence.

KEYWORD:

- **Hybrid Vehicle**
- **Steering System**
- **Brake System**
- **Vehicle Designs**

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

Actualmente, la contaminación ambiental está dada por los siguientes factores tales como; emisión de gases, siendo un potencial causante del calentamiento global; además por ser un recurso no renovable que llegará a su final, por lo que es necesario buscar fuentes de energía alternativa. (Pérez Camacho, 2006)

El uso de motores eléctricos en reemplazo a los motores de combustión interna para los medios de transporte; permitiría disminuir drásticamente la contaminación del aire, ruido y recursos naturales.

Los vehículos solares a diferencia de los vehículos eléctricos, emplean electricidad renovable obtenida fuera del vehículo y son alimentados por energía solar fotovoltaica mediante paneles solares.

Las celdas fotovoltaicas convierten la energía del sol directamente a electricidad, que puede ser almacenada en baterías eléctricas o utilizadas solo por el motor. El proyecto de la tricicleta solar es el resultado del desarrollo de energías alternativas de los vehículos solares enfocando esfuerzos para la seguridad, competitividad y optimización de recurso.

Siendo su objetivo principal el diseñar y construir una tricicleta que sea confiable, resistente, estable y siempre cumpla con todos los requerimientos que la competencia nos exija.

1.2 Planteamiento del problema

La Carrera Solar Atacama es la primera competencia de vehículos solares de Latinoamérica. Tiene lugar en el desierto de Atacama, es el más árido del planeta, se ubica en el norte de Chile, que cuenta con los niveles

de radiación solar más altos del planeta, científicos de la Universidad de Chile confirmaron que este desierto cuenta con una radiación solar estimada entre 7 y 7,5 kwh/m², el Norte Grande de Chile es la zona del mundo que recibe mayor cantidad de radiación solar. Tanto así que se estima que con un área de 20 por 20 kilómetros de paneles fotovoltaicos instalados ahí, podrían satisfacer la demanda de energía eléctrica de todo el país chileno. (Acevedo, 2012)

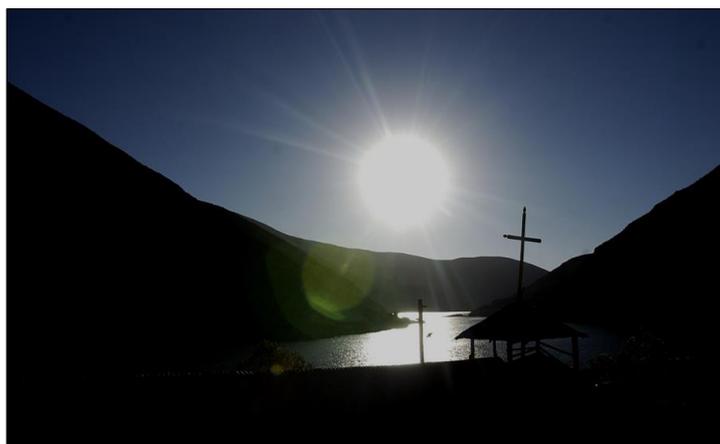


Figura 1.- Radiación solar en Chile

Fuente: (Acevedo, 2012)

La carrera convoca a equipos de todo el mundo para generar innovación e investigación en tecnologías fotovoltaicas, aportar al desarrollo de la movilidad eléctrica y a la formación de emprendedores conscientes sobre la importancia de las energías renovables como impulsoras de una sociedad más sustentable.

La carrera presenta un gran desafío tanto técnico como logístico para los participantes, donde el trabajo en equipo, la disciplina y perseverancia son valores que se ponen a prueba en esta experiencia. Persigue generar un ambiente de colaboración y formación de redes entre estudiantes y profesionales que compartan intereses en las distintas áreas que dirigen el desarrollo del transporte sustentable.

Nuestra Universidad actualmente posee una tricicleta, la cual fue diseñada y construida para la competencia en el año 2014. Para poder ser

nuevamente partícipes de dicha competencia se necesita realizar ciertos cambios que son reglamentarios, para lo cual se va optar por un rediseño de este prototipo con el único objetivo que sería de la búsqueda de buenos resultados.

1.3 Descripción resumida del proyecto

El proyecto consiste en el diseño, construcción e implementación de una tricicleta híbrida impulsada por tracción humana y eléctrica, alimentada por energía solar fotovoltaica, incrementando en los estudiantes su conciencia ambiental y social, promoviendo de esta manera el trabajo multidisciplinario al unir diferentes áreas del conocimiento con objetivos comunes, poniendo en práctica todo lo aprendido durante los años de estudio en la universidad, siempre tomando en cuenta los parámetros del reglamento de la competencia.

1.4 Justificación e importancia

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE con el presente proyecto pretende enfocarse al sector energético, específicamente en energías renovables, así como también al área de investigación mecánica, con el fin de construir una tricicleta híbrida, que sea competitiva, estable y segura, teniendo características innovadoras, y buscando obtener mayor eficiencia en este tipo de categoría. El vehículo contiene cinco ruedas, que pueden ser accionadas por pedales con la ayuda de un ser humano o también ser desplazado mediante un motor eléctrico tipo Hub.

Con el único objetivo de crear conciencia en las personas cercanas a la competencia sobre la importancia de las energías antes mencionadas para así crear una sociedad más sustentable.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo General

- Diseñar y construir el sistema de dirección y frenos para la tricicleta solar en base a las especificaciones técnicas requeridas internacionalmente por la competencia “Atacama Solar Challenger 2016” en la categoría híbridos.

1.5.2 Objetivos Específicos

- Recopilar información de diferentes fuentes bibliográficas acerca de los diferentes tipos de sistemas de dirección y frenos del cual están constituidos los vehículos impulsados por energía humana y solar.
- Diseñar el sistema de dirección y frenos de la tricicleta solar en base a especificaciones técnicas requeridas en la competencia con la ayuda del software CAD y así poder comprobar que es fiable nuestro diseño.
- Elaborar los elementos de cada sistema antes mencionados que fueron diseñados en el software y proceder a la construcción del proyecto.
- Crear conclusiones y recomendaciones al terminar el proyecto y verificar que se cumplieron todos los objetivos planteados.

1.6 Metas

- Elaborar el marco teórico sobre el tema antes propuesto.
- Diseñar el sistema de dirección y frenos del vehículo híbrido.
- Comprobar con la ayuda del software CAD el cumplimiento de las características del diseño del sistema de dirección.
- Analizar los componentes mecánicos que serán parte del vehículo.
- Realizar la adquisición los elementos que fueron analizados para la

conformación del proyecto.

- Ejecutar la adaptación de los sistemas mecánicos del vehículo.
- Realizar pruebas necesarias una vez construido el vehículo.
- Formar ciertas comparaciones de construcción y funcionamiento entre el nuevo y antiguo diseño existente en la universidad, y así verificar que el nuevo prototipo podría ser mejor.

1.7 Hipótesis

El diseño y construcción del vehículo híbrido impulsado por energía humana y solar permitirá incentivar el desarrollo de más prototipos de esta clase, debido a la falta de explotación e importancia que tiene este tema dentro del país.

1.8 Variables de la investigación

Por medio de la operacionalización de variables, se pretende realizar un análisis exhaustivo sobre los conceptos, técnicas e instrumentos utilizados en el proyecto de investigación.

1.8.1 Variable independiente

Sistemas Automotrices (sistema de dirección y sistema de frenos).

1.8.2 Variable dependiente

Vehículo de impulsión humana y solar.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Carrera Atacama Solar Challenger

2.1.1 Introducción

La Carrera Solar es la primera competencia de vehículos solares de Latinoamérica. Se lleva a cabo en el desierto de Atacama. La carrera convoca a equipos de todo el mundo con el fin de generar innovación e investigación en eficiencia energética, aportar al desarrollo de la movilidad eléctrica y a la formación de emprendedores conscientes sobre la importancia de las energías renovables como impulsoras de una sociedad más sustentable.

La carrera presenta un gran desafío tanto técnico como logístico para los participantes, donde el trabajo en equipo, la disciplina y perseverancia son valores que se ponen a prueba en esta experiencia. Persigue generar un ambiente de colaboración y formación de redes entre estudiantes y profesionales que compartan intereses en las distintas áreas que dirigen el desarrollo del transporte sostenible.

La competencia es organizada por la ONG La Ruta Solar, organización sin fines de lucro que busca proponer cambios tecnológicos sustentables en la sociedad a través de iniciativas y proyectos que estimulen el emprendimiento de jóvenes líderes. Carrera Solar Atacama impulsa la industria nacional de vehículos eléctricos, para en un futuro llegar a un modelo de realidad urbana que cuente con este tipo de transporte, y así llegar al desarrollo y sostenibilidad de Chile. (Atacama, 2016)

2.1.2 Reseña histórica de la competencia

El lanzamiento oficial de la primera competencia de autos solares de Latinoamérica, fue en octubre del 2010, en el Salón del Automóvil, bajo el mando de Leandro Valencia, Director General de la ONG La Ruta Solar.

El 3 de junio de 2011 la Carrera Solar Atacama organizó la Feria de Autos Solares realizada en el campus San Joaquín de la Universidad Técnica Federico Santa María, una iniciativa que contó con la participación de 20 equipos nacionales, los cuales expusieron sus proyectos a través de maquetas y modelos de los autos que participarían en la primera carrera realizada en septiembre del mismo año.

Ya en el año 2012 la Carrera Solar Atacama volvió a organizar la segunda Feria de Autos Solares. En esta ocasión se realizó en Espacio Riesco y convocó a equipos provenientes de todo Chile a mostrar sus prototipos y proyectos solares con los que participarán en la “Carrera Solar Atacama 2012”. También se contó con la participación de 60 empresas expositoras y cientos de visitantes, tanto Chilenos como extranjeros.

2.2 Ediciones de la competencia

2.2.1 Primera edición 2011

El 30 de septiembre del 2011, once equipos divididos en las categorías Híbridos y Evolución, desafiaron al desierto más árido y seco del mundo 1060 KM de recorrido dieron por vencedor al equipo Antakari, de la Categoría Evolución y al equipo Los Andes, Mining Parts, de la categoría híbrida.



Figura 2.- Recorrido de la Competencia en su primera edición año 2011

Fuente: (Atacama, 2016)

2.2.2 Segunda edición 2012

En la segunda versión de la Carrera Solar Atacama, cuatro días de competencia permitieron que Antakari, el equipo comandado por la Universidad de la Serena y Minera los Pelambres, ratificaran su condición de campeón en la categoría Evolución del año 2012; y el primer lugar en la categoría Híbrida, recayó en el equipo ACAPOMIL, de la Academia Politécnica Militar. El recorrido fue de 1200 KM dividido en cuatro etapas:

1. Humberstone – Calama.
2. Calama – Toconao - San Pedro de Atacama.
3. Calama – Baquedano.
4. Salitrera Chacabuco – Humberstone.

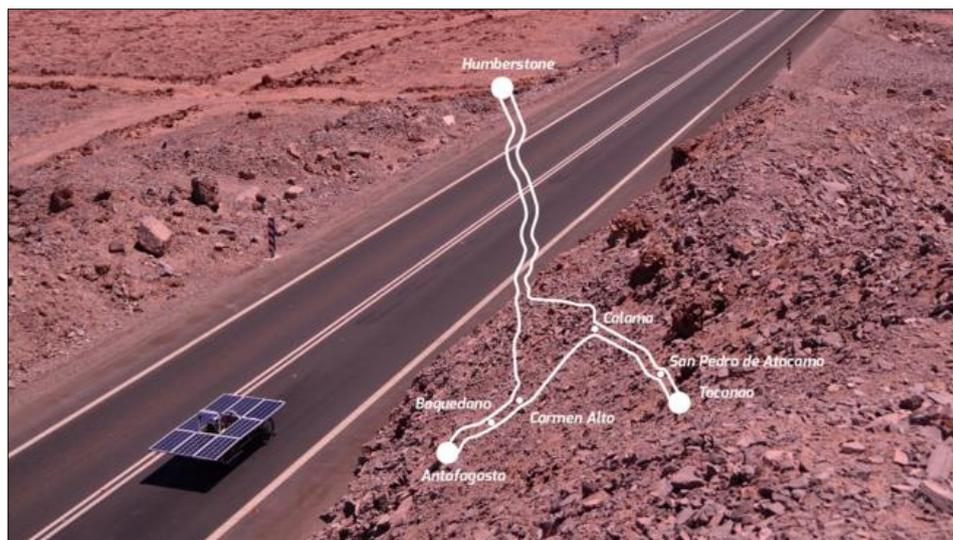


Figura 3.- Recorrido de la Competencia segunda edición año 2012

Fuente: (Atacama, 2016)

2.2.3 Tercera edición 2014

La edición 2014 en cuanto a recorrido se trata, se volvió a recorrer entre las ciudades de Iquique, Calama y Antofagasta, abarcando el corazón del Desierto de Atacama y cubriendo todos sus escenarios. Consta de 4 días de competencia y una jornada libre.

El primer día partieron los equipos desde la Oficina Salitrera de Santiago Humberstone, hasta las cercanías de la ciudad de Calama.

El día 2 condujo a los vehículos solares hacia el oriente de Calama por el desierto cordillerano, finalizando en San Pedro de Atacama.

Para el tercer día no habrá actividad competitiva, permaneciendo en la ciudad de Calama.

En la cuarta jornada se dirigieron hacia la ciudad de Antofagasta, atravesando la pampa y bajando al pueblo de Tocopilla, desde donde los vehículos seguirán el camino costero hasta el Monumento Natural La Portada. El día 5 reúne a los equipos en la Oficina Salitrera Chacabuco, para volver a Humberstone, donde se ubica la meta final de la competencia.

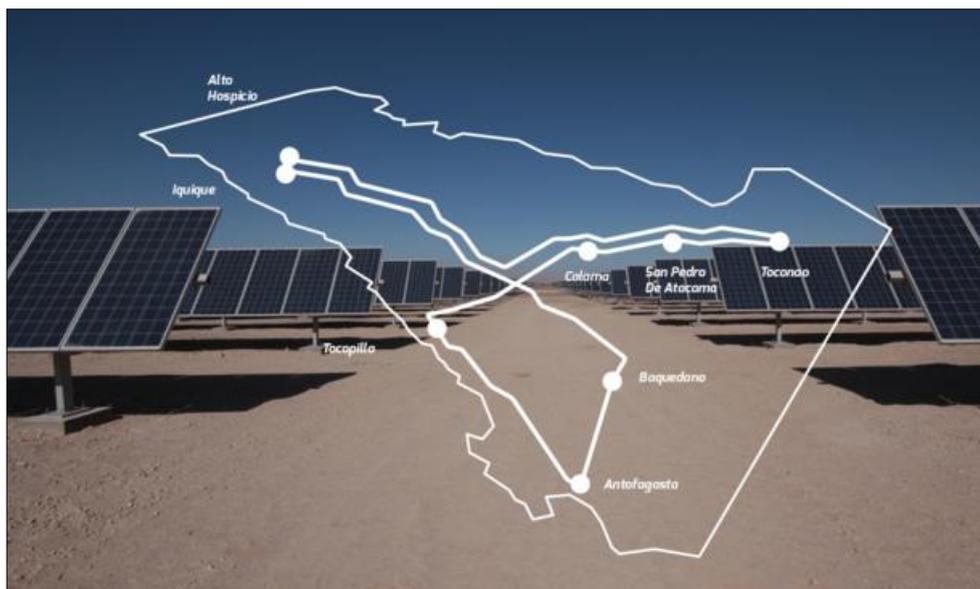


Figura 4.- Recorrido de la Competencia tercera edición año 2014

Fuente: (Atacama, 2016)

No todos los competidores pudieron finalizar los 1400 KM de recorrido, y una reñida competencia en la categoría Evolución dio por ganador al bicampeón Mundial, Tokai de Japón y en la Categoría Híbrida al equipo Géminis Eco Racing Team de Chile.

2.3 Categorías

2.3.1 Desafío solar atacama (DSA)

En esta categoría participan vehículos impulsados exclusivamente por energía solar, se caracterizan por presentar un diseño completamente aerodinámico e innovador empleando componentes de última generación para el desarrollo tecnológico solar. Los equipos que integran esta categoría buscan aumentar al máximo los niveles de eficiencia energética y aerodinámica de los vehículos eléctricos donde serán capaces de alcanzar velocidades de hasta 80 km/h. Los diseños se dividen en dos subcategorías:

2.3.2 Clásico:

Los vehículos que participan en esta categoría cuentan con tres ruedas para un ocupante, cuyo diseño apunta a reducir al mínimo las pérdidas de eficiencia mecánicas.

2.3.3 Evolución:

Vehículo de cuatro ruedas para un ocupante cuyo diseño apunta a la eficiencia, incluyendo algunas prestaciones que lo acercan a un vehículo convencional, provee mayor ergonomía para el ocupante.

2.3.4 La ruta solar (LRS)

Esta categoría, única en el mundo, integra vehículos híbridos que ocupan tanto energía solar como tracción humana para propulsarse. Apunta a desarrollar vehículos amigables con el medio ambiente a bajo costo. Los vehículos que participarán en La Ruta Solar alcanzan velocidades máximas de 50 km/h.

2.4 ¿Qué es un vehículo solar?

Se entiende por vehículo solar a aquel que es impulsado por un motor eléctrico alimentado por energía solar fotovoltaica obtenida de paneles solares, lo que los diferencia de los vehículos de carga solar, en los que se emplea electricidad renovable que es obtenida fuera del vehículo.

Las celdas fotovoltaicas convierten la energía del sol directamente a electricidad, que puede ser almacenada en un banco de baterías electroquímicas, o utilizada directamente por el motor eléctrico.

A diferencia de los vehículos de carga solar, los automóviles solares no son actualmente una forma de transporte práctica. Pueden operar por distancias limitadas sin el sol. Además, los equipos de desarrollo han enfocado sus esfuerzos hacia la optimización de la funcionalidad del vehículo, preocupándose poco por la comodidad del pasajero. (Chevrolet, 2014)



Figura 5.- Vehículo solar ecuatoriano en Carrera Solar de Atacama

Fuente: (Noticiero, 2014)

2.4.1 Ventajas

- No producen CO₂ en comparación con un vehículo convencional, respetan el medioambiente.
- Su motor evita la contaminación acústica, hacen poco ruido.
- Su uso permite excluir combustible y ahorra así petróleo, una materia prima limitada.
- Mayor eficiencia y par motor a partir de cero revoluciones y la total ausencia de marchas, lo que se traduce en mejor respuesta en aceleración.
- El uso de potencia distribuida en las ruedas y control del par motor de cada uno proporciona una mayor estabilidad en las curvas, y por tanto, en seguridad para el conductor y espectadores de la competencia.

2.4.2 Desventajas

- La carga de las baterías y el precio de las mismas. Las baterías son muy costosas ya que no existe en el mercado nacional por lo que se debe importar y se recargan en un tiempo mínimo de 9 horas.
- Seguirán contaminado, ya que en algunos casos la electricidad utilizada para recargar las baterías se produce mediante materias primas contaminantes como el carbón.
- Menor eficiencia de la batería de un coche convencional debido a que necesita recargas frecuentes.
- Poca facilidad que existe en cuanto a las recargas. Problema que se irá solucionando con el paso del tiempo, al crear y suministrar los puntos de recarga en el país.

2.5 Generación de potencia humana

La potencia del conductor se transmite a través de los músculos, los cuales realizan el trabajo. Se considera los fenómenos que contribuyen de manera directa con este fenómeno.

2.5.1 La contracción muscular

Se conoce por contracción muscular al acortamiento de los músculos, producido por el estímulo eléctrico y químico de los nervios, a los que, a través del órgano central nervioso, lleva la sensación recibida en la periferia por el nervio sensitivo o el mando de la voluntad.

2.5.2 Factores del rendimiento muscular

Si indicamos la energía total desarrollada y consumida por el músculo en su contracción y el trabajo llevado a cabo por efecto de la misma, la relación representada entre estos factores sentará el rendimiento muscular, que oscila entre el 20 y el 40 por ciento según los diversos factores que se le presentan el conductor del vehículo.

Existen tres resistencias que se oponen al movimiento del conjunto conductor - vehículo y que se deben tomar en cuenta:

a) Resistencia de rodadura

Es la resistencia que se genera por la fricción de las ruedas sobre el asfalto. Hay una resistencia añadida (Resistencia de Rozamiento) que es la que se genera por la fricción de los diferentes elementos mecánicos del vehículo que en ocasiones se engloba junto con la fricción de las ruedas y en otras ocasiones se presenta de forma separada.

b) Resistencia a la gravedad

Siempre que hay un cambio de altitud (cualquier mínima cuesta o pendiente) tenemos que vencer la resistencia de la gravedad, que va a ser proporcional al peso del conjunto y a la diferencia de altitud. Si se rueda en llano y por lo tanto no hay cambios de altitud, esta resistencia no existe y su valor es 0.

c) Resistencia aerodinámica

Conforme la velocidad de desplazamiento aumenta, la resistencia del aire se torna más evidente. A velocidades inferiores a los 15-20 km/h (sin viento) la resistencia aerodinámica es muy baja, pero a velocidades de desplazamiento superiores a los 30 km/h (sin viento) la resistencia aerodinámica se convierte en la resistencia más importante (y con mucha diferencia) que tiene que vencer el conductor.

Considerando esto sabemos que la potencia suficiente para generar el movimiento se debe evaluar y cuantificar para la velocidad que se necesite alcanzar. (IMPROBRAKE, 2015)



Figura 6.- Generación de Potencia Humana

Fuente: (IMPROBRAKE, 2015)

2.6 Sistema de dirección

El sistema de dirección es el conjunto de mecanismos encargado de transmitir el par y ángulo generado en el volante de dirección hacia las ruedas para tener una respuesta direccional del vehículo sin embargo, la relación entre el ángulo de giro del volante y el ángulo de giro del neumático son modificados por la geometría del sistema de suspensión y ubicación del propio sistema. Tiene la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor y este a su vez no tenga que realizar un mayor esfuerzo. Siendo la dirección uno de los órganos más importantes en el vehículo junto con el sistema de frenos, ya que de estos elementos depende la seguridad de los ocupantes. Una avería en el sistema de dirección durante la marcha del vehículo puede ocasionar problemas para el control del vehículo por parte del conductor.

2.6.1 Características que deben reunir todo sistema dirección

- **Seguridad:** depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados.
- **Suavidad:** se consigue con un montaje preciso, un perfecto engrase y una adecuada alineación de las ruedas. La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar neumáticos inadecuados o mal inflados, por un "avance" o "salida" exagerados o por una carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado.

- **Precisión:** se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ataque (mal reglaje) la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, el conductor no siente la dirección y el vehículo sigue una trayectoria incorrecta.
- **Irreversibilidad:** todo sistema de dirección deberá filtrar las vibraciones de la carretera en su justa medida, evitando transmitir las al conductor.

2.7 Métodos de accionamiento para la dirección

Los métodos de accionamiento más utilizados para el diseño de vehículos solares en la competencia de Atacama pueden ser identificados según la posición del manillar, a continuación describiremos cada uno de ellos:

2.7.1 Dirección sobre el asiento

Este tipo de sistema se acostumbra configurar como un manillar único en forma de “T” o “Y” muy similar a un bicicleta convencional, la decisión entre estos dos tipos de manillar depende de la comodidad del piloto, y de que tan ventajosa sea la postura general de los brazos. Cualquiera que sea la preferencia, el diseño de este mecanismo debe garantizar un ángulo de giro necesario en las ruedas, sin poner al piloto en una posición incómoda en donde el manillar llegue hasta su vientre.

Entre las principales ventajas de este tipo de sistema tenemos el bajo peso, baja complejidad en su construcción, permite un seguimiento preciso de la posición de las ruedas durante las curvas y permite la instalación de los sistemas convencionales para cambios de marchas y de accionamiento de frenos.

Por otra parte, los diseños con manillares estrechos causan excesiva fatiga del brazo y antebrazo, al limitar la acción de los músculos pectorales. Este sistema de dirección no es tan conocido como el sistema dirección bajo el

asiento.

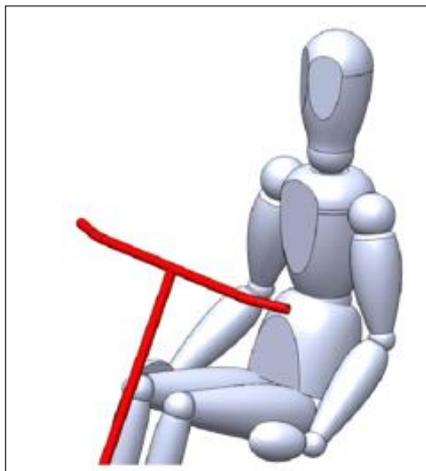


Figura 7.- Esquema manillar sobre el asiento

Fuente: (EFA, 2008)

2.7.2 Dirección bajo el asiento

Este mecanismo de dirección presenta dos configuraciones básicas: el manillar en “U” y la dirección de doble palanca. Así que, la elección depende en mayor parte del “gusto” del piloto, en cuanto a la configuración que se adapta mejor y en menor medida del peso general del sistema así como de su complejidad.

El diseño del manillar en “U”, presenta un manillar único, pivotado bajo el asiento, el cual obliga a realizar un movimiento semi-circular con los brazos en una posición baja, este sistema tiende a ser más simple y más económico, ya que requiere menos piezas para su funcionamiento.

Entre sus limitaciones se tiene que este sistema requiere poner la manos del piloto cerca de las ruedas lo cual pudiera resultar peligroso durante una carrera, y se hace necesario contar con el suficiente espacio (vehículo ancho) para evitar limitarse en el recorrido de la dirección, con el cuerpo del piloto, ó con la silla. (Riba, 2006)

El diseño de doble palanca es el más adecuado para lograr máxima

comodidad, y la utilización de los músculos pectorales y dorsales mientras que brinda soporte al piloto para tomar curvas, esto evita la necesidad de contar con soporte lateral en el asiento. Como contraparte presenta mayor peso en comparación con un sistema sobre el asiento.

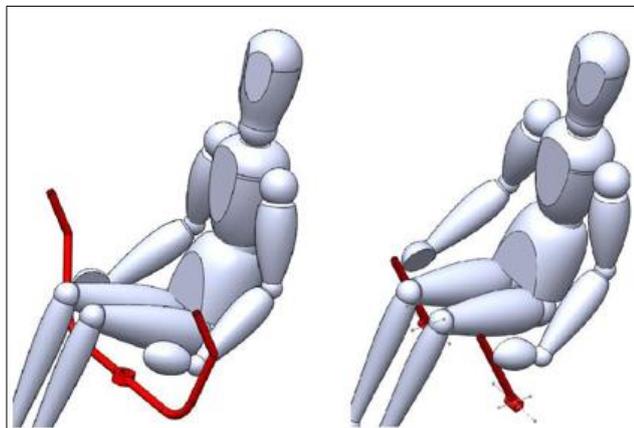


Figura 8.- Disposición de los dos tipos de manillares bajo el asiento

Fuente: (EFA, 2008)

2.7.3 Dirección directa sobre el kingpin

Este es un sistema rudimentario, pero muy efectivo. Este tipo de accionamiento de la dirección requiere de un movimiento de lado a lado, contrario a la dirección del vehículo, para orientar la dirección hacia la derecha, se requiere mover los brazos hacia la izquierda, y viceversa. Por lo tanto, no es intuitivo como otros mecanismos de accionamiento, y al igual que el mecanismo de dirección bajo el asiento, requiere de significativo espacio entre las ruedas y el cuerpo del piloto para no limitar su rango de acción.

Entre una de sus ventajas más importantes se tiene que es un sistema de implementación sencilla y de bajo costo, además que proporciona un soporte cómodo para los brazos y da al piloto apoyo durante los giros. Se trata del mecanismo más ligero de todos los presentados con anterioridad.

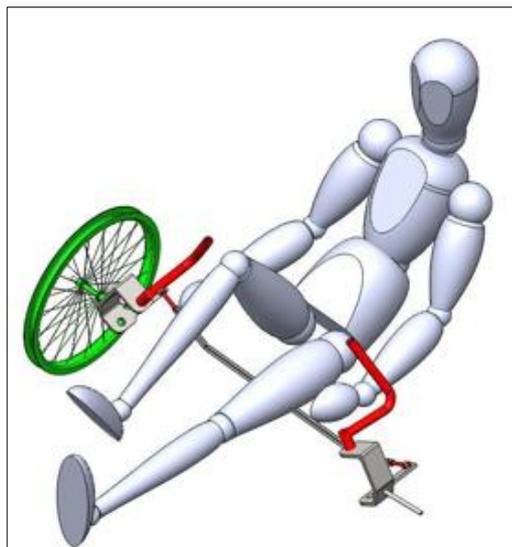


Figura 9.- Manillar directo sobre el Kingpin

Fuente: (EFA, 2008)

2.7.4 Dirección por inclinación (tilting)

Se trata de un mecanismo de dirección más complejo el cual requiere de la inclinación del cuerpo del piloto en la dirección deseada de la vuelta. Aunque existen variaciones, el más notable es donde el asiento se mueve en relación con el marco, y esto causa que las ruedas del vehículo modifiquen su geometría respecto del suelo.

Dado que el piloto se inclina en la dirección de la curva, el centro de gravedad se ve mejorado, lo cual le confiere buenas características de manejo a alta velocidad, además el cambio en el ángulo de las ruedas reduce las cargas laterales y evita el deslizamiento. Resulta obvio que la complejidad del sistema hace que este sea un sistema pesado y costoso, el cual no logra compensar con la maniobrabilidad para su implementación.

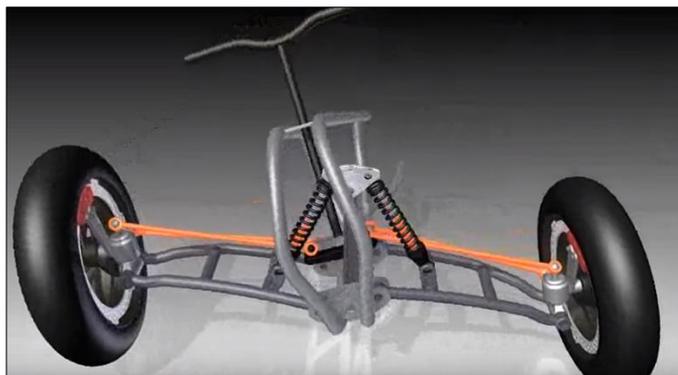


Figura 10.- Dirección Por Inclinación (Tilting)

Fuente: (EFA, 2008)

2.8 Sistema de frenos

El sistema de frenos está diseñado para que a través del funcionamiento de sus componentes se pueda detener el vehículo a voluntad del conductor.

La base del funcionamiento del sistema principal de frenos es la transmisión de fuerza a través de un fluido que amplía la presión ejercida por el conductor, para conseguir detener el vehículo con el mínimo esfuerzo posible.

Las características de construcción de los sistemas de frenado se han de diseñar para conseguir el mínimo de deceleración establecido en las normas.

2.8.1 Constitución del sistema de freno

El sistema de frenos se constituye por dos sistemas:

- 1.- El sistema que se encarga de frenar el vehículo durante su funcionamiento normal (funcionamiento hidráulico).
- 2.-El sistema auxiliar o de emergencia que se utilizará en caso de inmovilización o de fallo del sistema principal (funcionamiento mecánico).

2.8.2 Componentes del sistema de frenado

a) Pedal de freno

Pieza metálica que transmite la fuerza ejercida por el conductor al sistema hidráulico. Con el pedal conseguimos hacer menos esfuerzo a la hora de transmitir dicha fuerza. El pedal de freno forma parte del conjunto “pedalera”, donde se sitúan 2 o 3 palancas de accionamiento individual que nos permiten manejar los principales sistemas del vehículo.

b) Bomba de freno

Es la encargada de crear la fuerza necesaria para que los elementos de fricción frenen el vehículo convenientemente. Al presionar la palanca de freno, desplazamos los elementos interiores de la bomba, generando la fuerza necesaria para frenar el vehículo; Básicamente, la bomba es un cilindro con diversas aperturas donde se desplaza un émbolo en su interior, provisto de un sistema de estanqueidad y un sistema de oposición al movimiento, de tal manera que, cuando cese el esfuerzo, vuelva a su posición de reposo.

Los orificios que posee la bomba son para que sus elementos interiores admitan o expulsen líquido hidráulico con la correspondiente presión.

c) Canalizaciones

Las canalizaciones se encargan de llevar la presión generada por la bomba a los diferentes receptores, se caracterizan por que son tuberías rígidas y metálicas, que se convierten en flexibles cuando pasan del bastidor a los elementos receptores de presión. Estas partes flexibles se llaman “latiguillos” y absorben las oscilaciones de las ruedas durante el funcionamiento del vehículo. El ajuste de las tuberías rígidas o flexibles se realiza habitualmente con acoplamientos cónicos, aunque en algunos casos la estanqueidad se consigue a través de arandelas deformables (cobre o aluminio).

d) Bombines (frenos de expansión interna)

Es un conjunto compuesto por un cilindro por el que pueden desplazarse uno o dos pistones, dependiendo de si el bombín es ciego por

un extremo o tiene huecos por ambos lados (los dos pistones se desplazan de forma opuesta hacia el exterior del cilindro. Los bombines receptores de la presión que genera la bomba se pueden montar en cualquiera de los sistemas de frenos que existen en la actualidad. (Ramirez, 2014)

2.8.3 Tipos de frenos

En la actualidad el tipo de frenos que se utiliza en las bicicletas y vehículos solares se dividen en dos grandes familias que son:

a) Frenos de aro

Esta familia de frenos se llama así precisamente porque aplican la fuerza de frenado en el aro de la rueda, utilizándolo como un gran disco.

Cualidades

- Son mecanismos simples y relativamente económicos.
- Son ligeros ya que aprovechan el aro para frenar.
- Tienen buena disipación del calor.
- Generan menor esfuerzo que los frenos de maza al momento del frenado.

Debilidades

- A pesar de disipar el calor de manera eficiente, los aros pueden llegar a sobre calentarse y causar una pérdida del aire del neumático.
- Una zapata mal ajustada puede dañar la cubierta.
- La fricción va desgastando el aro por lo que en algún momento habrá que cambiarlos.
- El frenado se ve afectado con la presencia de agua, lodo en el aro.

Tipos de freno de aro

a.1) Frenos de caliper

Estos frenos se fijan al cuadro 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.

Los brazos de estos frenos utilizan el tornillo de sujeción como pivote. El mecanismo funciona como una pinza, por lo que es común llamarlos frenos de cangrejo.



Figura 11.- Caliper de Tiro Lateral de Pivote Sencillo

Fuente: (Ramirez, 2014)

a.2) Frenos cantilever

A diferencia de los frenos de Caliper, los Cantilever, cuentan con dos pivotes, uno a cada lado de la rueda. De cada pivote se sujeta un brazo con su zapata tirados por un cable.

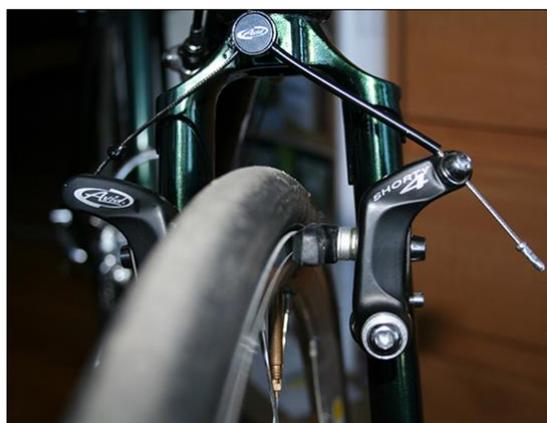


Figura 12.- Frenos Cantilever de Tiro Central

Fuente: (Ramirez, 2014)

a.3) Frenos de maza o buje

Los Frenos de Maza o Buje, aplican la fuerza de frenado directamente en la maza de la rueda. A excepción de los frenos de disco, esta clase de frenos precisan de un brazo externo, sujeto ya sea a una de las vainas o a la tijera de la bicicleta, para evitar que las piezas que no tienen movimiento se giren ante la fuerza generada con el frenado. A este brazo se le llama brazo de reacción. (Nazareno, 2014)

Cualidades

- Su desempeño no se compromete tanto con las variaciones del clima (lluvia, lodo, etc.)
- Su desempeño no se afecta por imperfecciones en el aro o alineación de la rueda.
- Se pueden utilizar con ruedas de diferentes radios.
- Requieren poco mantenimiento.

Debilidades

- Generan un mayor esfuerzo especialmente en la tijera de la bicicleta al ser aplicados.
- Su área para disipar el calor es considerablemente menor que la de los frenos de aro.
- Son componentes relativamente más pesados y costosos.

b) Tipos de frenos de buje

b.1) Frenos de tambor

El uso de los Frenos de Tambor no es tan común, principalmente porque son pesados en comparación con otros sistemas. Su funcionamiento consiste en un par de zapatas contenidas en un cilindro o tambor. Al accionar el mecanismo las zapatas presionan hacia fuera, contra la cara interna del cilindro y generar la fuerza de frenado.

Existen frenos de tambor integrados a la maza y otros que son externos. El problema con los integrados es que si llegan a fallar es necesario cambiar toda la rueda. Con los externos simplemente hay que cambiar el freno. A pesar de que su desempeño no se ve afectado con la presencia de agua su punto débil es su reducida área para disipar el calor.

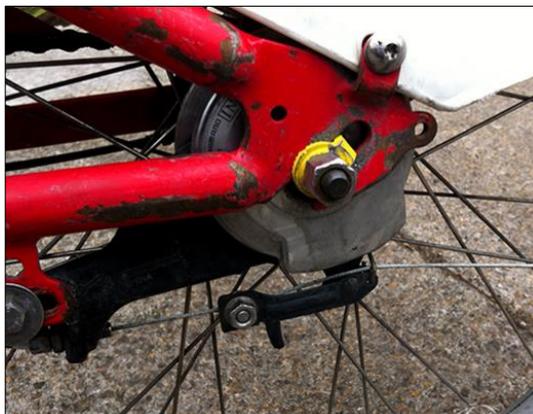


Figura 13.- Frenos de Tambor

Fuente: (Ramirez, 2014)

b.2) Freno de disco

Los frenos de disco han tenido gran auge, especialmente en bicicletas de montaña, desde hace ya algunos años. Esto se debe a que es más difícil que este tipo de freno se llene de lodo o se moje al pedalear por la montaña. Además, los frenos de disco no afectan su desempeño como consecuencia de las imperfecciones del aro. Hoy por hoy no solo vemos frenos de disco en bicicletas de montaña, podemos encontrar algunas bicicletas de cicloturismo que ya también los utilizan. El sistema consiste de un rotor, el cual se fija a la maza generalmente por medio de tornillos y un caliper con dos pastillas que al accionarse presionan ambas caras del rotor. Es común encontrar frenos de disco con accionamiento mecánico (por medio de cable) o hidráulicos.



Figura 14.- Frenos de Disco

Fuente: (Ramirez, 2014)

CAPÍTULO III

3 CONCEPTOS TÉCNICOS SOBRE VEHÍCULOS

3.1 Introducción

En este apartado se explica conceptos técnicos utilizados a lo largo del presente proyecto para demostraciones y justificaciones. Se centran principalmente en dimensiones generales de los vehículos así como las ubicaciones de puntos de partida para el análisis.

3.2 Masas suspendidas y no suspendidas

Cuando se habla de masas suspendidas y no suspendidas, se trata de la diferencia de posición de las mismas. Si bien la masa total del vehículo es la suma de las dos, la diferenciación de las mismas, permitiendo realizar definiciones y cálculos que son de gran importancia.

3.2.1 Masas suspendidas

Se entiende por masas suspendidas a una porción del total del peso de vehículo, la cual está soportada por los elementos elásticos de suspensión. Esto se refiere a los elementos que se encuentran suspendidos y no tienen contacto con el piso, como por ejemplo, chasis, motor, combustible, caja de cambios, entre otros.

3.2.2 Masas no suspendidas

Las masas no suspendidas son una porción del total del peso de vehículo, la cual no está soportada por los resortes de suspensión, por ejemplo: neumáticos, masas, porta masas, calipers o mordazas de freno y discos de freno, también se debe incluir aproximadamente el 50% del peso de los brazos de suspensión, ejes de transmisión, resortes y amortiguadores.

La masa no suspendida será la cual el amortiguador debe mantener en control y mantenerla en contacto con el suelo. Deben ser lo más livianas posible, pues son las que se mueven hacia arriba cuando la suspensión encuentra un piso a desnivel. (Comunidad, 2006)

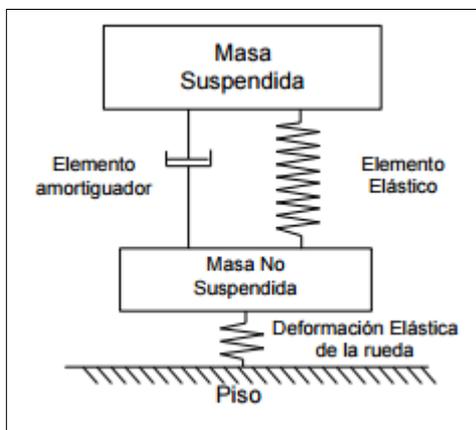


Figura 15.- Esquema masas suspendidas y no suspendidas

Fuente: (IMPROBRAKE, 2015)

3.3 Distancia entre ejes (WHEELBASE)

La distancia entre ejes, se refiere a la distancia existente entre el centro del eje delantero y el centro del eje trasero. En algunos casos la distancia entre ejes puede estar limitado por reglamento o por necesidades técnicas.

3.3.1 Características para la distancia entre ejes

- a) **Estabilidad:** Una mayor distancia entre ejes implica que, con el mismo ángulo de giro de las ruedas, el vehículo gire menos ya que recorre una trayectoria con un radio mayor. Esto significa que se vuelve más estable a altas velocidades y en curvas amplias; pero menos manejable a bajas velocidades y en curvas cerradas.
- b) **Momento de Inercia respecto al giro del chasis:** En un vehículo relativamente ligero, el peso de los ejes, ruedas, frenos y suspensiones supone un porcentaje considerable respecto al total del chasis. Al aumentar la distancia entre ejes alejamos este peso del eje vertical de giro (situado entre los ejes). Esto supone aumentar el

momento de inercia del vehículo respecto a los giros, por lo que cuesta más cambiar la dirección.

- c) **Transferencia de pesos en frenada:** Una mayor distancia entre ejes supone que se transfiera menos carga de las ruedas traseras a las delanteras durante las frenadas, por lo que mejora la capacidad de frenada total.

3.4 Ancho de vía (TRACK)

Es la medida entre el centro de la huella del neumático izquierdo y derecho. Puede ser diferente en el tren delantero y en el trasero.

3.4.1 Características para el ancho de vía

- a) **Transferencia lateral de pesos:** Al tomar una curva se sobrecargan las ruedas exteriores al transferirse parte del peso del vehículo. Esta transferencia disminuye al aumentar el ancho de vía.
- b) **Peso:** Se dice que a mayor anchura implica mayor peso total.
- c) **Área frontal:** Mayor anchura suele implicar mayor área frontal y mayor resistencia aerodinámica.
- d) **Manejabilidad:** Una mayor anchura implica una menor maniobrabilidad al aumentar el momento de inercia respecto al eje vertical.
- e) **Elección de trayectoria:** Una mayor anchura obliga a que el centro del vehículo tenga que pasar algo más alejado del borde de la curva, alejándonos de la trayectoria ideal. Este efecto se nota más en curvas de radio reducido (curvas cerradas o carreteras estrechas).



Figura 16.- Distancia Entre Ejes y Ancho de Vía

Fuente: (Acevedo, 2012)

3.5 Transferencia de peso

3.5.1 Transferencia transversal

Al tomar una curva la fuerza centrífuga hace que haya una transferencia de peso hacia la rueda del exterior de la curva. Es directamente proporcional a la fuerza centrífuga y al centro de gravedad e inversamente proporcional al ancho de vía del vehículo.

Esta transferencia se manifiesta por el balanceo de la carrocería y hace que los neumáticos del interior de la curva pierdan capacidad de adherencia lateral, tracción y frenada, y los del exterior aumentan la adherencia.

El balanceo produce una modificación de los ángulos de suspensión que hace que la pisada del neumático no sea la ideal. Para controlar el balanceo se recurre al control del centro de gravedad, variación de vía, dureza de los muelles y sobre todo la barra estabilizadora.

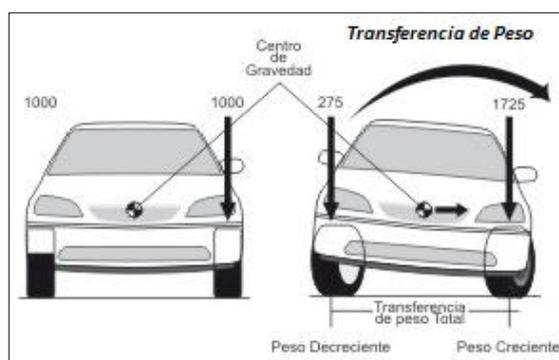


Figura 17.- Transferencia de Peso Transversal

Fuente: (Acevedo, 2012)

3.5.2 Transferencia longitudinal

Al acelerar se transfiere peso hacia el eje trasero, el delantero se descarga y hay menos capacidad de tracción, por eso los tracción trasera tienen mejores condiciones de aceleración, más cuando el terreno es hacia arriba.

Al frenar sucede lo contrario, el tren trasero se descarga y el delantero se comprime además cambia la geometría de suspensiones, por eso la frenada es mayor en el tren delantero.

Cuando más alto es el CG mayor transferencia de pesos se producirá en las ruedas delanteras por lo que disminuirá la fuerza de frenada total.

Para disminuir estos efectos se diseñan las suspensiones con efecto anti-hundimiento. Para el hundimiento longitudinal se diseñan las articulaciones con un ángulo que ayude a controlar estos movimientos en función del centro de gravedad CG.

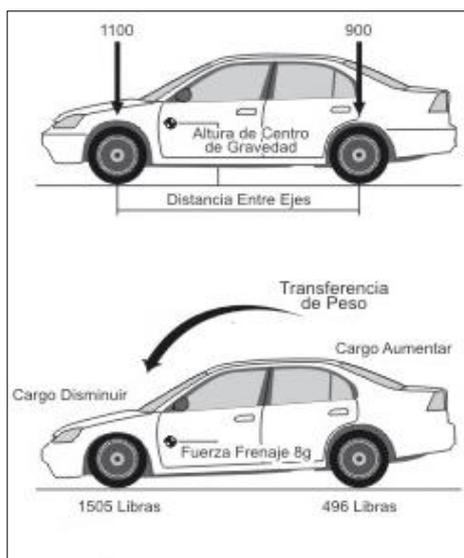


Figura 18.- Transferencia de Peso Longitudinal

Fuente: (Acevedo, 2012)

3.6 Centro de gravedad o de masas

El Centro de Gravedad (CG) es el punto en el cual podríamos concentrar toda la masa del vehículo más piloto sin que cambiase el comportamiento dinámico del mismo. También puede definirse como aquel punto en el que

se puede aplicar cualquier fuerza ejercida sobre el vehículo obteniendo el mismo efecto que en la realidad.

Si el centro de gravedad está muy adelantado, el prototipo tendrá una dirección muy precisa, mientras que si está retrasado o próximo a la rueda posterior favorecerá la tracción haciendo la dirección más torpe. Si lo observamos en vertical, lo ideal sería contar con un centro de gravedad bajo en el que los cambios de inclinación del vehículo y piloto apenas afectan y ayudan a la estabilidad en marcha; un centro de gravedad alto es poco aconsejable ya que desequilibran al conductor en las inclinaciones.

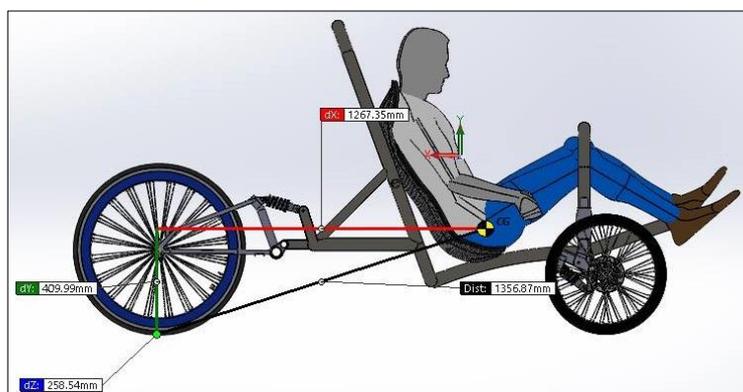


Figura 19.- Centro de Gravedad Vehículo Solar

3.7 Maniobrabilidad

3.7.1 Geometría de la dirección

Para que el funcionamiento de la dirección resulte adecuado, es preciso que los elementos que lo forman cumplan unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales, se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al volante de la dirección y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno o al efectuar una frenada, resultando así la dirección segura y de suave manejo. (Ciclismo, 2013)

También las ruedas deben retornar a la línea recta y mantenerse en ella al soltar el volante después de realizar una curva. Las cotas que determinan la geometría del sistema de dirección son las siguientes:

a) Convergencia

La convergencia determina el paralelismo que existe entre los ejes longitudinales de las ruedas visto el vehículo desde arriba y en sentido de marcha normal. Cuando las prolongaciones longitudinales de los ejes de simetría de las ruedas tienden a encontrarse delante del vehículo (en el sentido de la marcha), se dice que la convergencia es positiva, o simplemente, convergencia. Por el contrario, si tienden a encontrarse por detrás, la convergencia es negativa, también llamada divergencia.

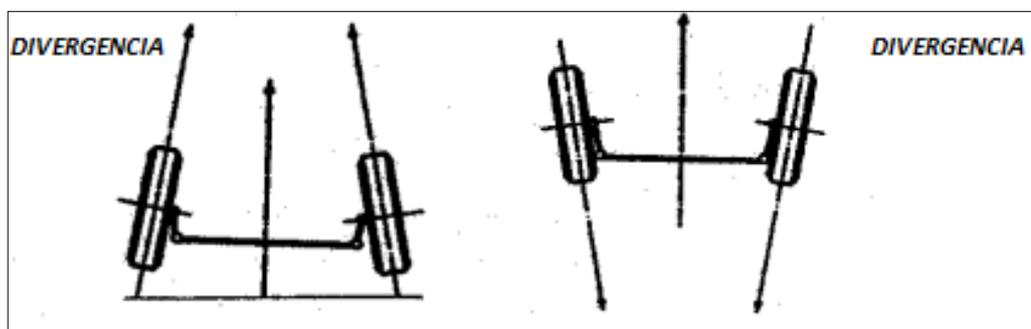


Figura 20.- Convergencia y Divergencia

Fuente: (Ciclismo, 2013)

La convergencia se mide por la diferencia de cotas entre la parte delantera y trasera de las ruedas, tomadas en puntos diametralmente opuestos de las llantas; suele estar comprendida entre 1 y 10 mm, según las características del vehículo. El ángulo de convergencia (δ) o desviación angular de las ruedas respecto a la dirección de marcha, se expresa en función de las distancias (A) y (B) y del diámetro de llanta (d'). (Ciclismo, 2013)

$$\sin \delta = \frac{B-A}{2*d'} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

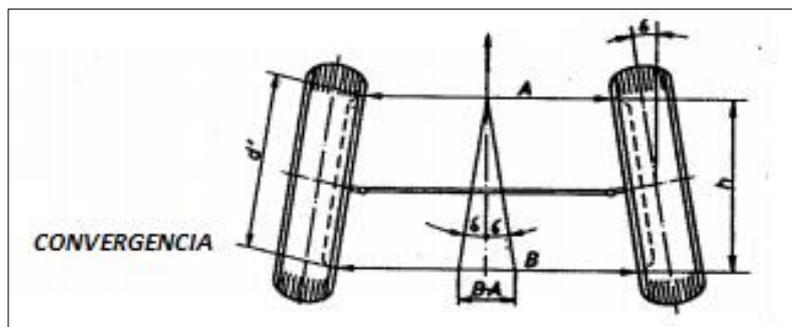


Figura 21.- Convergencia o Paralelismo de las ruedas

Fuente: (Ciclismo, 2013)

b) Ángulo de caída

Es el ángulo (β) que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda. Este ángulo se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene por objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

La mangueta está sometida a esfuerzos de flexión equivalentes al peso que sobre ella gravita (P) por su brazo de palanca (L), obteniendo un momento resultante: $M_f = P \cdot L$. Al inclinar la rueda, se desplaza el punto de reacción (A) hacia el pivote, con lo cual el brazo de palanca es ahora menor ($L < L'$) y, por tanto, también lo es el esfuerzo a que están sometidos los rodamientos de la mangueta. El valor del ángulo de salida suele estar comprendido entre 0 y 2° . Además de aliviar la carga que soportan los cojinetes dificulta una posible salida de la rueda de su fijación a la mangueta.

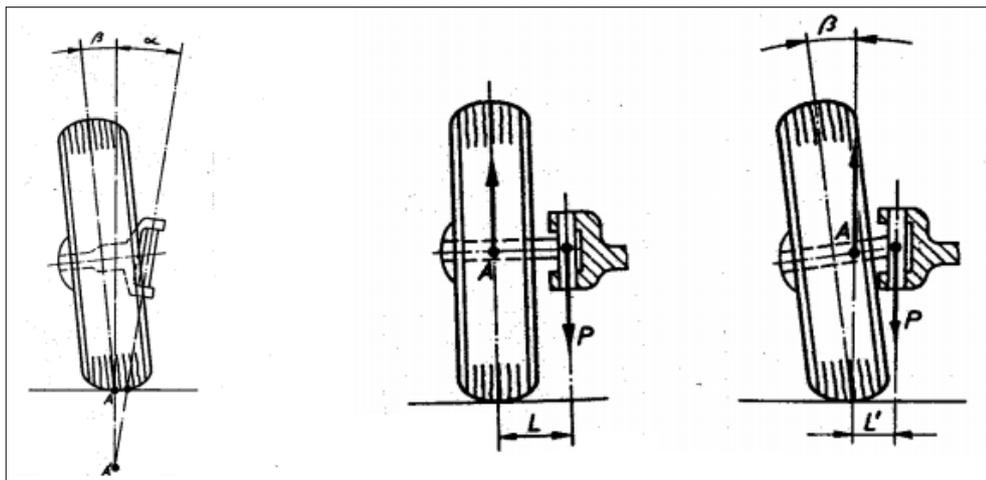


Figura 22.- Convergencia o Paralelismo de las ruedas

Fuente: (Ciclismo, 2013)

c) Ángulo de salida (CAMBER)

Es aquel ángulo (A_s) que se forma entre la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A' . Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10° , siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7° . Esta disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, depende directamente de la distancia "d", cuanto menor sea "d" menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto "A", centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura (F_r) correspondiente al ancho del neumático, ya que el par de giro sería nulo. En la práctica "d" no puede ser cero ya que, entonces la dirección se volvería inestable.

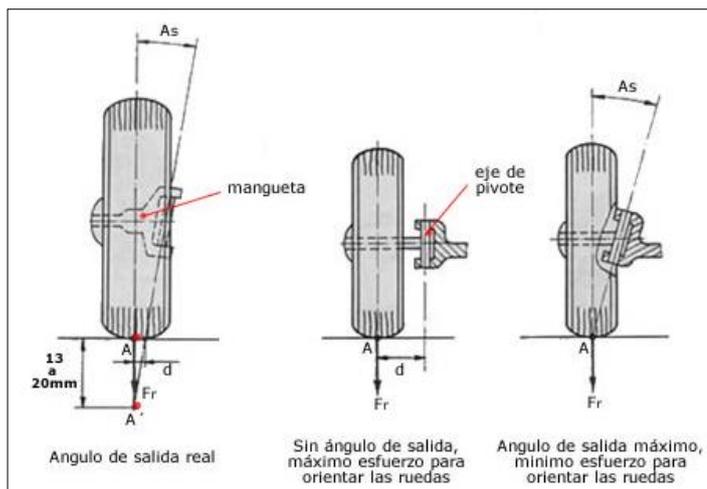


Figura 23.- Proyección del Ángulo de Salida

Fuente: (Gillespie.T., 1992)

d) Ángulo de avance (CASTER)

Es el ángulo formado entre la línea céntrica de la mangueta o eje de pivote y la perpendicular a la superficie de contacto con el neumático, en vista lateral, en un vehículo de tracción posterior, el eje delantero se ve arrastrado desde la parte posterior, lo que produce una inestabilidad en la dirección, este efecto se contrarresta con el avance que desplaza su eje de corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto centro de contacto del neumático. Esto produce un efecto de arrastre en la propia rueda haciendo que tienda a estar siempre en línea recta así produciendo estabilidad en la dirección del neumático. El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4° para vehículos con motor delantero y de 6 a 12° para vehículos con motor trasero.

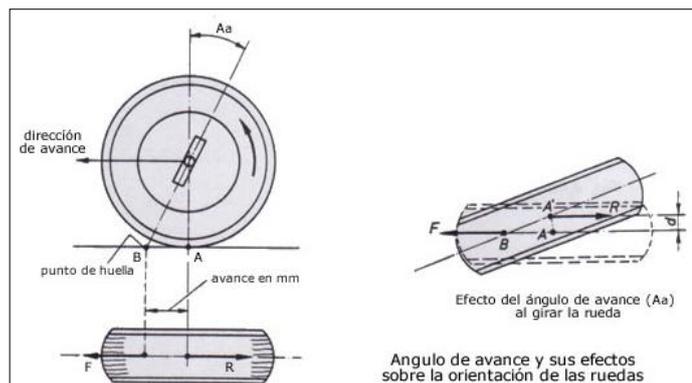


Figura 24.- Ángulo de avance y punto de contacto

Fuente: (Gillespie.T., 1992)

3.8 Principio de Ackermann

Fue creado y patentado en 1818 por Rudolf Ackermann, agente de un fabricante de carruajes. Consiste en un sistema articulado que une las ruedas directrices, para que giren en ángulos distintos, haciendo un giro correcto con el fin de que el vehículo pueda virar sin que se produzcan deslizamientos en una o más ruedas, las prolongaciones de los ejes de rotación de las ruedas delanteras se corten en la línea del eje trasero, así las curvas de rodaje tienen un centro común. En una curva cada una de las ruedas delanteras describe una circunferencia de distinto radio, como el radio que describe en la curva la rueda interior es menor que el de la exterior, si girasen igual las dos ruedas la interna se trabaría, o sería arrastrada en las curvas.

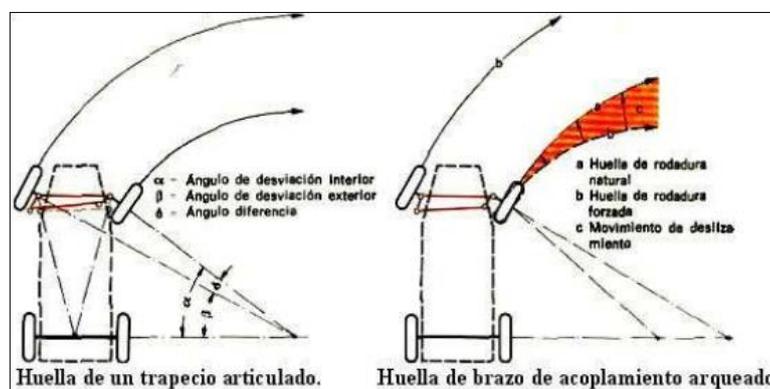


Figura 25.- Condición de Ackermann

Fuente: (Hernández J, 2012)

3.9 Fuerzas que actúan en el proceso de frenado

3.9.1 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 ser aplicados pares que se oponen al movimiento, es decir, las fuerzas de frenado. (Roadhouse, 2011)

$$Fuerza\ de\ frenado = \frac{N_f}{R_n} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde:

$N_f =$ Fuerza de reacción entre el neumático y la calzada

$R_n =$ Radio del neumático

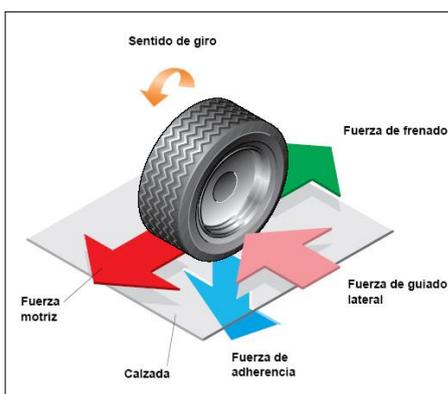


Figura 26.- Sentido de la fuerza de frenado

Fuente: (Nazareno, 2014)

3.9.2 Resistencia a la rodadura

Cuando un neumático rueda sobre una superficie dura, sometido a una carga vertical, se produce una deformación radial de cierta importancia. La distribución de presiones en la superficie de contacto no es simétrica respecto del eje Y.

El centro de presiones y la resultante de fuerzas verticales quedan desplazados del eje X hacia adelante, lo que produce un momento alrededor del eje de rotación del neumático, que se opone a su movimiento. A este momento M_y se le denomina momento de resistencia a la rodadura.

Cuando el neumático rueda libremente, sin aplicación de ningún par a su eje, es necesario aplicar una fuerza paralela al plano de rodadura para lograr su movimiento. La condición de equilibrio en dirección longitudinal impone la existencia de una fuerza igual y contraria aplicada en la zona de contacto neumático - suelo, esta fuerza horizontal resultante es comúnmente conocida como resistencia a la rodadura (R_r) y la relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie de rodadura (P) aplicada a la rueda, se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura, (f_r). (Recalde, 2013. p 13 - 22)

$$f_r = \frac{R_r}{P}$$

Ecuación 3.3

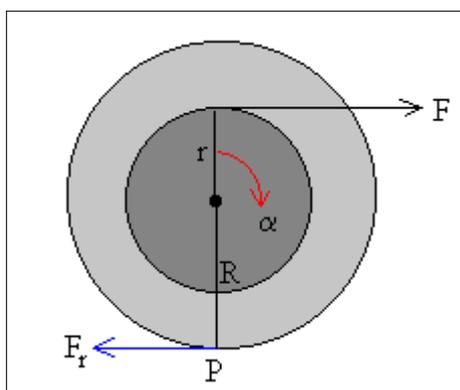


Figura 27.- Resistencia a la rodadura

Fuente: (Nazareno, 2014)

3.9.3 Coeficiente de Adherencia

Los valores del coeficiente de adherencia, están influenciados por diversos factores, que se pueden agrupar en internos (relacionados con el propio neumático y el vehículo) y externos o relativos al ambiente en que se mueve, especialmente la naturaleza y estado de la calzada. Los principales factores internos que afectan a $\mu_{\text{máx}}$ son:

- Velocidad de marcha.
- Dibujo de la banda de rodadura.

- Carga normal sobre la rueda.

Los principales factores externos, son los relacionados con la calzada:

- Naturaleza.
- Estado de humedad superficial.
- Estado de limpieza.

Por último, un factor dependiente de la marcha del vehículo y de los factores externos (aire y trayectoria) es la acción simultánea de esfuerzo longitudinal (F_x) y transversal (F_y) en la huella de contacto.

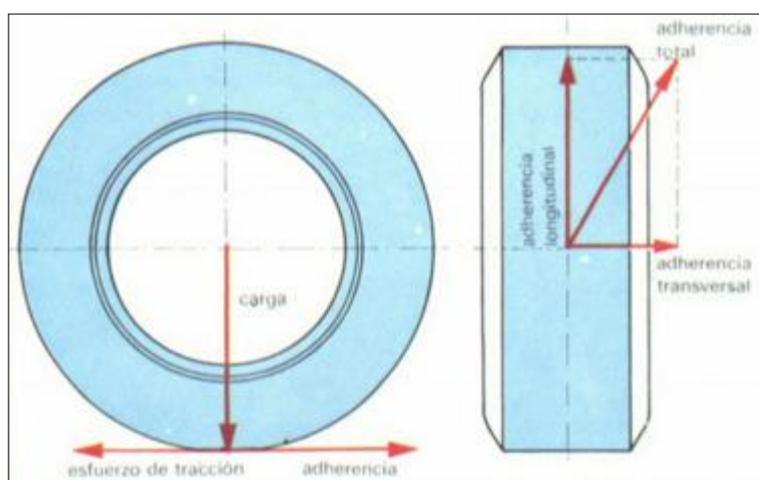


Figura 28.- Resistencia a la rodadura

Fuente: (Nazareno, 2014)

3.9.4 Fricción en el frenado

Es la resistencia al movimiento entre el neumático y la calzada en contacto entre sí. En el sistema de frenos se utiliza para disminuir, detener y mantener las ruedas detenidas. (Sanz Gonzales, 1991)

3.9.5 Distribución de pesos del vehículo

Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del mismo se reparte entre el eje delantero y el trasero.

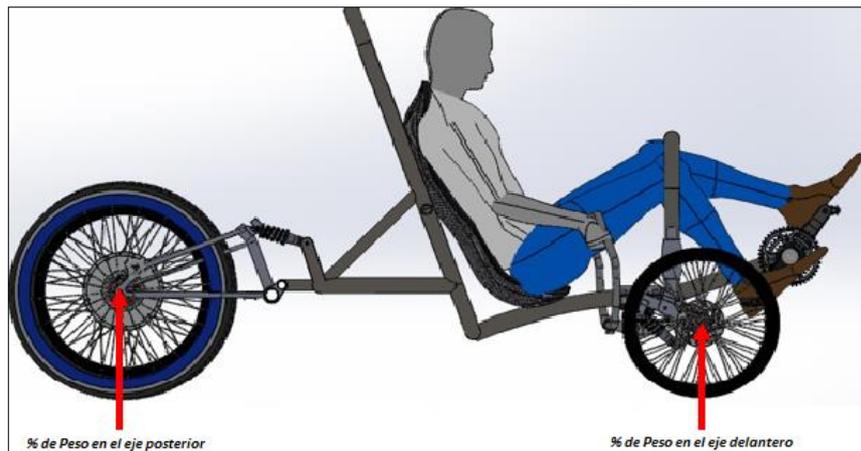


Figura 29.- Distribución de pesos en el vehículo solar

3.9.6 Mecanismo de fricción

En la interacción entre dos superficies de contacto aparecen diversos fenómenos cuyo conocimiento es de vital importancia. (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.

3.9.7 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. (Ocaña, 2012)

$$D_p = \frac{v_v^2}{2 * a_v} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

3.9.8 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. (Alonso, 1998. p 247)

$$a_v = \frac{F_s}{m} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

El tiempo de frenado se calcula de la siguiente manera: (Alonso, 1998. p 248)

$$t_f = \frac{v}{a_v} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

El tiempo de frenado en función del coeficiente de adherencia entre el neumático y la calzada:

$$t_f = \frac{v}{\mu * g} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Hay que tener en cuenta que el tiempo de frenado transcurre, desde que el conductor ve el obstáculo hasta acciona 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: (Alonso, 1998. p 249)

$$t_p = t_f + t_r \quad \text{Ecuación 3.8}$$

$$t_p = \frac{v}{\mu * g} + 1$$

Por lo tanto, 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, sumándole el tiempo que se necesite para que el vehículo desacelere por consecuencia de la adherencia del neumático con el piso.

CAPÍTULO IV

4 PARÁMETROS DE DISEÑO

4.1 Distancias de los ejes delantero y posterior respecto del centro de masa

La distancia entre el eje delantero y el eje trasero es la medida desde el eje del neumático delantero hasta el eje del neumático posterior, es un parámetro fundamental para condicionar el diseño del sistema de suspensión, y del vehículo en general. Por tal motivo es de vital importancia saber cuál es la distancia de los ejes respecto al centro de masas.

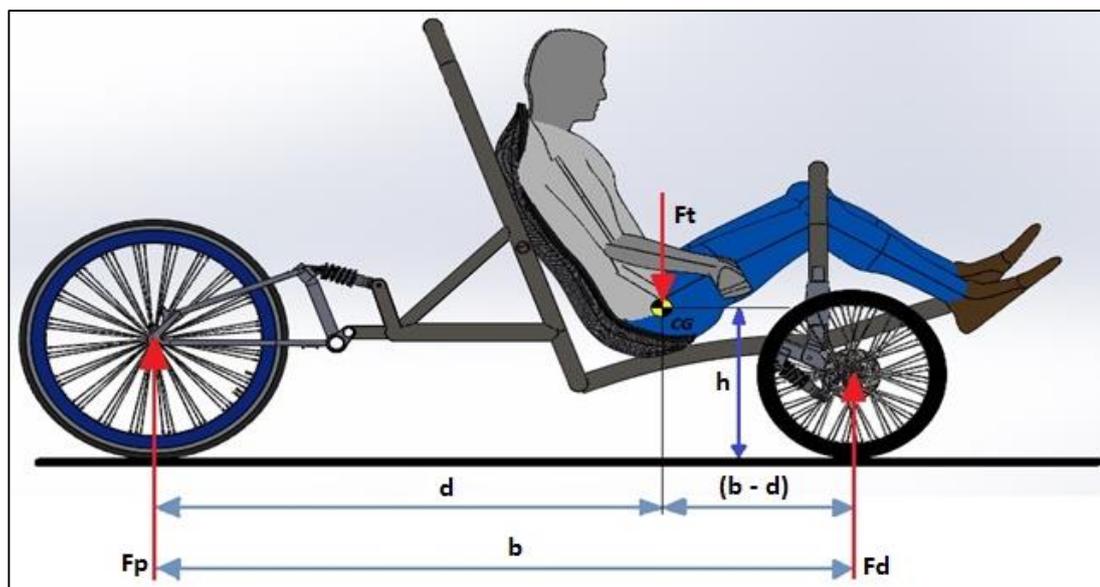


Figura 30.- Distancia de los Ejes con respecto al Centro de Gravedad

Tabla 1.

Distancia de los ejes con respecto al centro de masas

DISTANCIA AL CENTRO DE MASAS	
Distancia de CG al eje Delantero ($b - d$)	542,9 mm
Distancia de CG al eje Posterior (d)	1257,1 mm
Distancia mínima entre Ejes (b)	1800 mm

4.2 Distribución de cargas en el vehículo

Antes de empezar el estudio minucioso de los cálculos para el diseño de los sistemas 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 de los sistemas.

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 C de este documento.

4.2.1 Determinación de la carga muerta

Al no contar con las ubicaciones exactas de los pesos sobre la estructura se debe determinar un factor de carga muerta que es el siguiente:

Tabla 2.

Elementos que conforman la carga muerta.

Carga muerta	Masa (kg)
Estructura tubular o chasis	31
<i>Peso de los componentes del chasis</i>	
Sistema de transmisión	6
Sistema de frenos	5
Sistema de dirección	6
Sistema de suspensión	6
Sistema eléctrico	6
Carrocería	15
Neumáticos	25
Baterías	10
Peso total de componentes	79
Total (M_m)	110

a) Fuerza generada por carga muerta

$$F_m = M_m * a \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Donde:

$F_m =$ Fuerza generada carga muerta

$M_m =$ Masa de carga muerta

$a =$ Aceleración ($g = 9.81 \frac{m}{s^2}$)

$$F_m = 110kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_m = 1079,1 N$$

b) Fuerza bajo un factor crítico

$$F_{m(30\%)} = F_m + 0,3(F_m) \quad \text{Ecuación 4.2}$$

$$F_{m(30\%)} = 1079,1 N + 0,3(1079,1 N)$$

$$F_{m(30\%)} = 1402,83 N$$

4.2.2 Determinación de cargas vivas

Las cargas vivas son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud. Dicho de otra manera, todas las cargas que no son muertas, son vivas por lo tanto se considera carga viva al peso de la persona quien maneja el vehículo y el motor de mismo, para lo cual tomamos en cuenta lo siguiente:

Tabla 3.

Elementos que conforman la carga viva.

CARGA VIVA	MASA (kg)
Motor eléctrico 3Kw	18
Piloto	80
Total (M_v)	98

a) Fuerza generada por cargas vivas

$$F_v = M_v * a \quad \text{Ecuación 4.3}$$

Donde:

F_v = Fuerza generada por la carga viva

M_v = Masa total de las cargas vivas

a = Aceleración ($g = 9.81 \frac{m}{s^2}$)

$$F_v = 98kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_v = 961,38 N$$

b) Fuerza bajo un factor crítico

$$F_{v(30\%)} = F_v + 0,3(F_v) \quad \text{Ecuación 4.4}$$

$$F_{v(30\%)} = 961,38 N + 0,3(961,38 N)$$

$$F_{v(30\%)} = 1249,79 N$$

4.2.3 Determinación de la carga total

$$\text{carga total} = \sum\{\text{carga muerta} + \text{carga viva}\} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

$$m_t = 110 kg + 98 kg$$

$$m_t = 208 kg$$

4.2.4 Determinación de la fuerza total

$$F_t = F_m (30\%) + F_v (30\%) \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Donde:

$F_t =$ fuerza total generada.

$F_{m(30\%)} =$ fuerza generada carga muerta más un 30%

$F_{v(30\%)} =$ fuerza generada por la carga viva más un 30%

$$F_t = 1402,83 \text{ N} + 1249,79 \text{ N}$$

$$F_t = 2652,62 \text{ N}$$

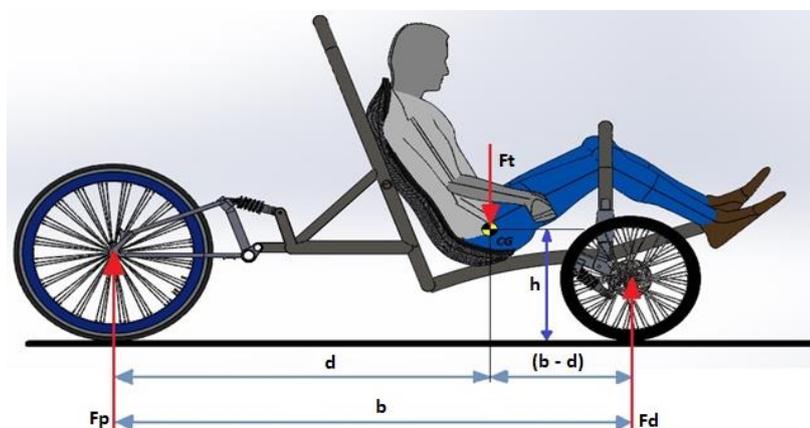


Figura 31.- Distribución de fuerzas respecto al centro de masas

4.3 Distancia entre ejes (BATALLA)

El cálculo de la distancia entre ejes se puede realizar de varias formas como por ejemplo con la ayuda del CAD o también midiendo de eje a eje, pero resulta mejor medirlo con respecto al centro de gravedad por motivos de cálculos.

$$b = (b - d) + d \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Donde

$b =$ Distancia entre ejes.

$d =$ distancia del centro de masas hacia el eje delantero

$(b - d) =$ distancia del centro de masas hacia el eje posterior

$h =$ altura del piso hacia el centro de masas

$$b = (1800\text{mm} - 1257,1\text{ mm}) + 1257,1\text{ mm}$$

$$b = 542,9\text{ mm} + 1257,1\text{ mm}$$

$$b = 1800\text{ mm}$$

4.3.1 Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico de carga del 30%.

$$F_d = F_{t(30\%)} \times \frac{d}{b} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Donde

F_d = fuerza sobre el eje delantero.

$F_{t(30\%)}$ = fuerza total generada bajo el factor de carga.

b = Distancia entre ejes

d = distancia del centro de gravedad hacia el eje delantero.

$$F_d = 2652,62\text{ N} * \frac{1257,1\text{ mm}}{1800\text{ mm}}$$

$$F_d = 1852,56\text{ N}$$

4.3.2 Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico de carga del 30%.

$$F_p = F_{t(30\%)} \times \frac{b-d}{b} \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Donde

F_p = fuerza sobre el eje posterior.

$F_{t(30\%)}$ = fuerza total generada bajo el factor de carga.

b = distancia entre ejes.

$(b - d)$ = distancia del centro de masas hacia el eje posterior

$$F_p = 2652,62\text{ N} \times \frac{(1800 - 1257,1)\text{mm}}{1800\text{ mm}}$$

$$F_p = 800,1\text{ N}$$

Tabla 4.

Fuerzas generadas bajo una carga crítica y su distribución con respecto al centro de masas.

Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad		
	Fuerza (N)	Porcentaje (%)
Eje delantero	1852,56	69,8
Eje posterior	800,1	30,2

4.4 Determinación de masas con respecto al centro de gravedad

En este punto determinaremos y a la vez analizaremos como se encuentra distribuidas las masas a lo largo de todo el vehículo tomando como referencia la distancia hacia el centro de masas y la masa total del vehículo.

4.4.1 Masa total en el eje delantero

$$m_{st}^d = \frac{m_t * d}{b} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Donde

$m_{st}^d =$ masa total del eje delantero

$m =$ masa total

$d =$ distancia del centro de gravedad hacia el eje delantero

$b =$ distancia entre ejes

$$m_{st}^d = \frac{208 \text{ kg} \times 1257,1 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$m_{st}^d = 145,26 \text{ kg}$$

El resultado obtenido se refiere a la masa total soportada por el eje delantero con respecto al centro de masas.

4.4.2 Masa total en el eje posterior

$$m_{st}^p = \frac{m_t * (b-d)}{b} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

Donde

m_{st}^p = masa total del eje posterior.

m_t = masa total.

$(b - d)$ = distancia del centro de masas hacia el eje posterior

b = distancia entre ejes

$$m_{st}^p = \frac{208 \text{ kg} * (1800 - 1257,1) \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$m_{st}^p = 62,74 \text{ kg}$$

El resultado define la masa total que soporta el eje Posterior con respecto al centro de masas.

4.5 Masa suspendida

Para garantizar de mejor manera el comportamiento dinámico del vehículo se debe analizar por separado el comportamiento de las masas suspendidas y no suspendidas.

Para el cálculo de la masa suspendida restaremos varios elementos a la carga total.

Tabla 5.

Elementos que no serán considerados como masa suspendida

ELEMENTOS	MASAS (kg)
Transmisión	6
Neumáticos y frenos	30
Suspensión	6
<i>Total m_{sn}</i>	42

$$m_{ts} = m_t - m_{sn} \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Donde

$m_{ts} = \text{masa total suspendida.}$

$m_t = \text{masa total.}$

$m_{sn} = \text{masa no suspendida.}$

$$m_{ts} = 208 \text{ kg} - 42 \text{ kg}$$

$$m_{ts} = 166 \text{ kg}$$

La respuesta que obtuvimos nos indica la masa total suspendida pero restando los elementos antes mencionados.

4.5.1 Masa suspendida en el eje delantero

$$m_{sd} = \frac{m_{ts} * d}{b} \quad \text{Ecuación 4.13}$$

Donde

$m_{sd} = \text{masa suspendida en el eje delantero.}$

$m_{ts} = \text{masa total suspendida.}$

$d = \text{distancia del centro de gravedad hacia el eje delantero}$

$b = \text{distancia entre ejes.}$

$$m_{sd} = \frac{166 \text{ kg} \times 1257,1 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$m_{sd} = 115,93 \text{ kg}$$

El resultado obtenido detalla a la masa suspendida en el eje delantero con respecto al centro de masas.

4.5.2 Masa suspendida en el eje posterior

$$m_{sp} = \frac{m_{ts} * (b - d)}{b} \quad \text{Ecuación 4.14}$$

Donde

m_{sp} = masa suspendida en el eje posterior

m_{ts} = masa total suspendida

$(b - d)$ = distancia del centro de masas hacia el eje posterior

b = distancia entre ejes

$$m_{sp} = \frac{166 \text{ kg} * (1800 - 1257,1) \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$m_{sp} = 50,06 \text{ kg}$$

El resultado obtenido detalla a la masa suspendida en el eje posterior con respecto al centro de gravedad.

4.6 Masa no suspendida

Para determinar estos valores se debe hacer una diferencia entre la masa total y la masa suspendida.

4.6.1 Masa no suspendida en el eje delantero

$$m_{ss}^d = m_{st}^d - m_{sd} \quad \text{Ecuación 4.15}$$

Donde

m_{ss}^d = masa total no suspendida eje delantero.

m_{st}^d = masa total del eje delantero

m_{sd} = masa suspendida en el eje delantero.

$$m_{ss}^d = 145,26 \text{ kg} - 115,93 \text{ kg}$$

$$m_{ss}^d = 29,33 \text{ kg}$$

4.6.2 Masa no suspendida en el eje posterior

$$m_{ss}^p = m_{st}^p - m_{sp} \quad \text{Ecuación 4.16}$$

Donde

m_{ss}^p = masa total no suspendida eje posterior.

m_{st}^p = masa total del eje posterior

m_{sp} = masa suspendida en el eje posterior.

$$m_{ss}^p = 62,74 \text{ kg} - 50,07 \text{ kg}$$

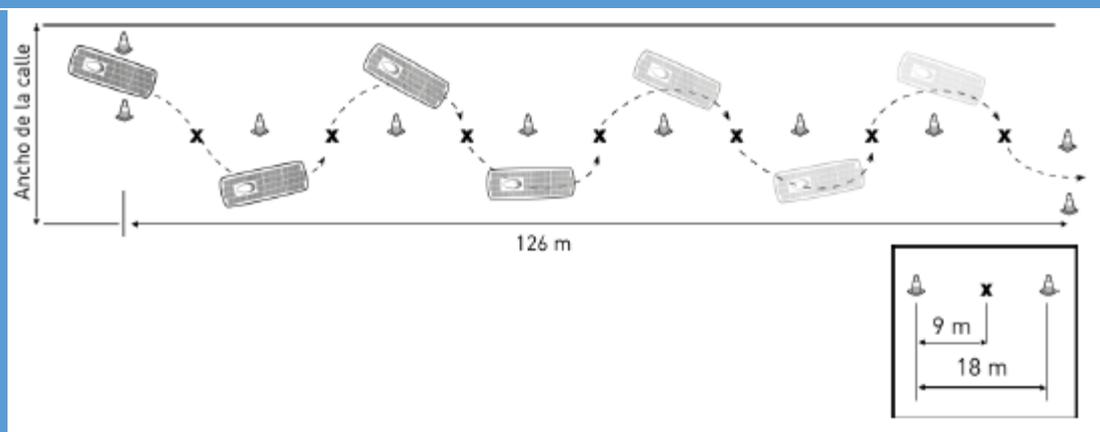
$$m_{ss}^p = 12,67 \text{ kg}$$

4.7 Análisis del sistema de dirección

Tabla 6.

Normas de la competencia

- El sistema de la dirección debe permitir maniobrar el vehículo de manera segura en movimiento.
- El vehículo debe ser capaz de realizar una curvatura en “U” en ambas direcciones en una pista de 9 [m] de ancho.
- El vehículo debe ser capaz de maniobrar a través de la siguiente disposición de obstáculos representadas por conos:



- El sistema de dirección del vehículo debe considerar sólo

CONTINÚA



componentes mecánicos para su funcionamiento.

Fuente: (Atacama, 2016)

4.7.1 Ángulo Ackermann

Para una adecuada geometría de dirección en las curvas se determinan mediante las ecuaciones 2.39 y 2.40 (Gillespie.T. 1992, p. 2196)

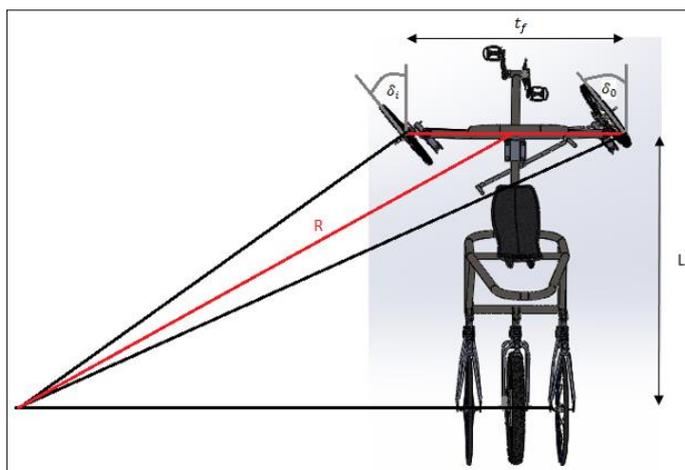


Figura 32.- Geometría de la Dirección

a) Para un radio de 4,5 m (Valor mínimo que rinde el vehículo solar)

$$\delta_0 = \frac{l}{R + \frac{t_f}{2}} \quad \text{Ecuación 4.17}$$

$$\delta_0 = \frac{1,8 \text{ m}}{4,5 \text{ m} + \frac{1,40 \text{ m}}{2}}$$

$$\delta_0 = \frac{1,8 \text{ m}}{5,20 \text{ m}}$$

$$\delta_0 = 0,3462 * \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\delta_0 = 19,83^\circ$$

$$\delta_i = \frac{l}{R - \frac{t_f}{2}} \quad \text{Ecuación 4.18}$$

$$\delta_i = \frac{1,8 \text{ m}}{4,5 \text{ m} - \frac{1,4 \text{ m}}{2}}$$

$$\delta_i = \frac{1,8 \text{ m}}{3,8 \text{ m}}$$

$$\delta_i = 0,4737 * \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\delta_i = 27,14^\circ$$

b) Para un radio de 9 m (Exigencia de la competencia)

$$\delta_0 = \frac{l}{R + \frac{t_f}{2}}$$

$$\delta_0 = \frac{1,8 \text{ m}}{9 \text{ m} + \frac{1,40 \text{ m}}{2}}$$

$$\delta_0 = \frac{1,8 \text{ m}}{9,70 \text{ m}}$$

$$\delta_0 = 0,1856 * \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\delta_0 = 10,63^\circ$$

$$\delta_i = \frac{l}{R - \frac{t_f}{2}}$$

$$\delta_i = \frac{1,8 \text{ m}}{9 \text{ m} - \frac{1,4 \text{ m}}{2}}$$

$$\delta_i = \frac{1,8 \text{ m}}{8,3 \text{ m}}$$

$$\delta_i = 0,2167 * \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\delta_i = 12,43^\circ$$

Una vez calculado el ángulo interno y externo que gira la dirección podemos deducir que es una relación inversa debido a que mientras mayor radio de giro se tenga menor será el ángulo que necesita girar la dirección para su movilización, de igual manera sería que a menor valor del radio mayor será el ángulo.

Tabla 7.

Valor de los ángulos de la geometría de la dirección

VALOR DEL RADIO	4,5 m	9 m
δ_0	19,83 °	10,63 °
δ_i	27,44 °	12,43 °

El ángulo Ackermann mantiene una relación de la distancia entre ejes y el ángulo de giro del vehículo, mientras que el porcentaje igual a 100% determina que los neumáticos están girando en círculos concéntricos y 0% en círculos iguales, mediante este método se determina si el sistema posee una configuración de Ackermann positivo, neutro o negativo. Este se determina mediante las ecuaciones 2.41 y 2.42 (Mitchell. C. 2006, p 4)

Para un radio de 4,5 m

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\frac{l}{\tan \delta_0} - t_f} \right) \quad \text{Ecuación 4.19}$$

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{1800 \text{ mm}}{\frac{1800 \text{ mm}}{\tan(19,83^\circ)} - 1400 \text{ mm}} \right)$$

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{1800 \text{ mm}}{3591,49 \text{ mm}} \right)$$

$$A_{kc} = 26,61^\circ$$

$$\% A_{kc} = \frac{\delta_i}{A_{kc}} * 100\%$$

$$\% A_{kc} = \frac{27,44^\circ}{26,61^\circ} * 100\%$$

$$\% A_{kc} = 103,11 \%$$

Para un radio de 9 m

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\frac{l}{\tan \delta_0} - t_f} \right)$$

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{1800 \text{ mm}}{\frac{1800 \text{ mm}}{\tan(10,63^\circ)} - 1400 \text{ mm}} \right)$$

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{1800 \text{ mm}}{8190,44 \text{ mm}} \right)$$

$$A_{kc} = 12,39^\circ$$

$$\% A_{kc} = \frac{\delta_i}{A_{kc}} * 100\%$$

$$\% A_{kc} = \frac{12,43^\circ}{12,39^\circ} * 100\%$$

$$\% A_{kc} = 100,32 \%$$

4.8 Diseño del sistema de frenos

Tabla 8.

Normas de la competencia sobre sistemas de frenos

- 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

CONTINÚA



secundario, se permite tanto frenos de disco hidráulicos como mecánicos, ambos de diámetro exterior mínimo de 200 [mm]. Frenos de llanta y buje no están permitidos.

- Los vehículos deberán estar equipados con un freno de estacionamiento capaz de mantener estático al vehículo con su ocupante en una pendiente de 20%.
- 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 el punto 1 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].

4.8.1 Dinámica longitudinal de la frenada

Para empezar el diseño del sistema de frenos es muy importante 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. A continuación detallamos los valores de la suma total de las cargas muertas y cargas vivas del vehículo solar.

Tabla 9.

Determinación de peso total del vehículo solar

CARACTERÍSTICA	VALOR (kg)
Peso Cargas Muertas	110
Peso Cargas Vivas	98
Peso en el eje Delantero	62,74
Peso en el eje Trasero	145,26
Peso total	208

a) Distribución de pesos del vehículo

El vehículo posee una distribución de pesos constante repartidos entre las cinco ruedas y con un reparto diferente para cada eje.

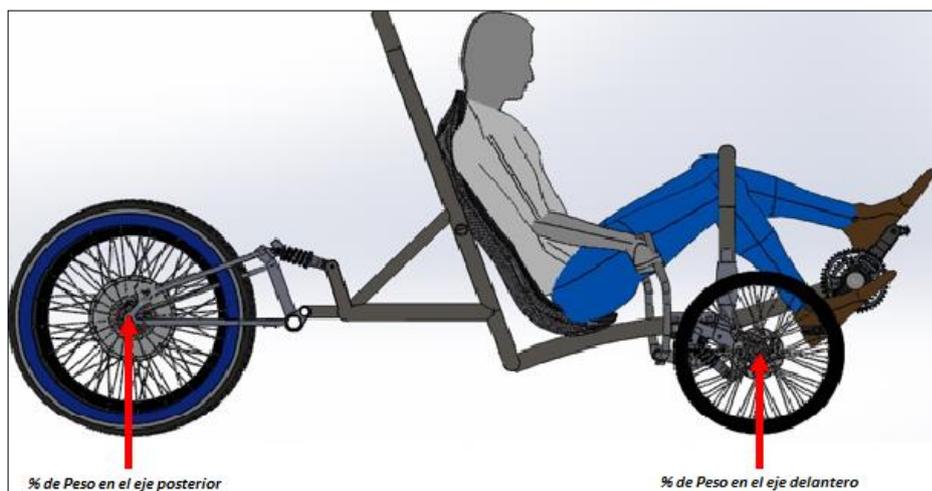


Figura 33.- Distribución de pesos en el vehículo solar

Una vez calculado 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:

Tabla 10.

Peso de cada uno de los ejes

CARGAS DISTRIBUIDAS SOBRE CADA RUEDA	
PESO EJE DELANTERO	PESO EJE POSTERIOR
69,8 %	30,2 %
145,26 kg	62,74 kg

b) Centro de gravedad

Una vez conocido el valor 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:

$$CG = \frac{m_{st}^{d,p}}{m_t} * b \quad \text{Ecuación 4.20}$$

b.1) Centro de gravedad en el eje delantero

$$CG_{d,x} = \frac{m_{st}^d}{m_t} * b \quad \text{Ecuación 4.21}$$

$$CG_{d,x} = \frac{62,74 \text{ kg}}{208 \text{ kg}} * 1800 \text{ mm}$$

$$CG_{d,x} = 542,9 \text{ mm}$$

b.2) Centro de gravedad en el eje posterior

$$CG_{t,x} = \frac{m_{st}^t}{m_t} * b \quad \text{Ecuación 4.22}$$

$$CG_{t,x} = \frac{145,26 \text{ kg}}{208 \text{ kg}} * 1800 \text{ mm}$$

$$CG_{t,x} = 1257,1 \text{ mm}$$

Donde:

$CG_{d,x}$ = Distancia del centro de gravedad hacia el eje delantero.

$CG_{t,x}$ = Distancia del centro de gravedad hacia el eje posterior.

m_{st}^d = Peso eje delantero

m_{st}^p = Peso eje posterior

m_t = masa total

$b = L$ = distancia entre ejes (batalla)

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = b \quad \text{Ecuación 4.23}$$

$$542,9 \text{ mm} + 1257,1 \text{ mm} = 1800 \text{ mm}$$

$$1800 \text{ mm} = 1800 \text{ mm}$$

4.8.2 Efectos dinámicos sobre el vehículo a causa de la desaceleración

a) Transferencia de carga del eje posterior al eje delantero

La transferencia de peso del eje trasero al eje delantero depende de la geometría del vehículo:

Tabla 11.

Factores de rozamiento del pavimento para neumáticos de goma.

	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
CEMENTO	Nuevo, liso	0.80 a 1.20	0.70 a 1.00	0.50 a 0.80	0.40 a 0.75
	Usado	0.60 a 0.80	0.60 a 0.75	0.45 a 0.70	0.45 a 0.65
	Pulimentado por el tráfico	0.55 a 0.75	0.50 a 0.65	0.45 a 0.65	0.45 a 0.60
ASFALTO	Nuevo, liso	0.80 a 1.20	0.65 a 1.00	0.50 a 0.80	0.45 a 0.75
	Usado	0.60 a 0.80	0.55 a 0.70	0.45 a 0.70	0.40 a 0.65
	Pulimentado por el tráfico	0.55 a 0.75	0.45 a 0.65	0.45 a 0.65	0.40 a 0.60
	Con exceso de alquitrán	0.50 a 0.60	0.35 a 0.60	0.30 a 0.60	0.25 a 0.55

Fuente: (Investigación, 2013)

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) * P \quad \text{Ecuación 4.24}$$

Donde:

TP = Peso absoluto transferido desde el eje posterior al eje delantero

g = aceleración de la gravedad

h = distancia del centro de gravedad en dirección perpendicular al suelo

$a_v = \text{desaceleración del vehículo}$

$\mu = \text{Coeficiente de fricción máximo entre el neumático y la calzada}$

$$TP = \left(\frac{\mu * g}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) * (m_t * g) \quad \text{Ecuación 4.25}$$

$$TP = (1.2) * \left(\frac{409.5 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}\right) * \left(208 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$TP = 464.21 \text{ N}$$

b) Distribución de la fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes

Para calcular la distribución real de las fuerzas sobre el eje delantero y posterior durante la frenada, se debe hacer lo siguiente:

b.1) Distribución de las fuerzas sobre el eje delantero

$$P_{d,d} = P_d + TP \quad \text{Ecuación 4.26}$$

Donde:

$P_{d,d} = \text{Peso en el eje delantero durante la desaceleración.}$

$TP = \text{Peso absoluto transferido desde el eje trasero al eje delantero}$

$P_d = \text{Peso eje delantero}$

$m_{st}^d = \text{masa total del eje delantero}$

$$P_{d,d} = (m_{st}^d * g) + TP \quad \text{Ecuación 4.27}$$

$$P_{d,d} = \left(145,26 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) + 464.21 \text{ N}$$

$$P_{d,d} = 1889,21 \text{ N}$$

b.2) Distribución de las fuerzas sobre el eje trasero

$$P_{t,d} = P_t - TP \quad \text{Ecuación 4.28}$$

Donde:

$P_{t,d} = \text{Peso en el eje posterior durante la desaceleración}$

$TP = \text{Peso absoluto transferido desde el eje trasero al eje delantero}$

$P_t = \text{Peso eje posterior}$

$m_{st}^p = \text{masa total eje posterior}$

$$P_{t,d} = (m_{st}^p * g) - TP \quad \text{Ecuación 4.29}$$

$$P_{t,d} = (62,74 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2) - 464,21 \text{ N}$$

$$P_{t,d} = 151,26 \text{ N}$$

Para comprobar que, el peso total del vehículo tiene que ser el mismo, comprobamos de la siguiente manera:

$$P = P_{d,d} + P_{t,d} \quad \text{Ecuación 4.30}$$

$$m_t * g = P_{d,d} + P_{t,d}$$

$$(208 \text{ kg}) * (9,81 \text{ m/s}^2) = 1889,21 \text{ N} + 151,26 \text{ N}$$

$$2040,48 \text{ N} = 2040,48 \text{ N}$$

4.9 Efectos producidos por la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Al sentir el vehículo una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve afectada ya que existe una fricción entre el neumático y la calzada. La fuerza máxima de frenado que cada uno de los ejes es capaz de producir por medio de sus neumáticos se calcula de la siguiente manera:

4.9.1 Fuerza de frenado eje delantero

Las ruedas de los vehículos son el nexo de unión entre el vehículo y el suelo; gracias a este nexo podemos circular, dirigir, acelerar o frenar. Para realizar cada una de estas acciones, las ruedas deben ejercer sobre el terreno en que se apoyan una serie de esfuerzos generados a voluntad del conductor al accionar el correspondiente mecanismo del vehículo, esfuerzos que se traducen en la deseada respuesta del coche.

Los esfuerzos que las ruedas pueden transmitir al suelo están limitados por las características del neumático y por las del propio suelo y dependen del peso que soporta la rueda. El esfuerzo máximo que una rueda puede ejercer sobre el terreno es la fuerza de adherencia F . Según las leyes del rozamiento, la fuerza de adherencia vale el producto de la fuerza con que la

rueda pisa el suelo (peso que gravita sobre ella P) por el coeficiente de rozamiento entre firme y cubierta μ (mu). Para lo cual se determina mediante las siguientes ecuaciones: (Parera, 1995, p. 11)

$$F_{f,d} = \mu * P_{d,d} \quad \text{Ecuación 4.31}$$

Donde:

$F_{f,d}$ = Fuerza de frenado eje delantero

$P_{d,d}$ = Peso en el eje delantero durante la desaceleración

$$F_{f,d} = 1,2 * 1889,21N$$

$$F_{f,d} = 2267,1 N$$

4.9.2 Fuerza de frenado eje posterior (Parera, 1995, p.12)

$$F_{f,t} = \mu * P_{t,d} \quad \text{Ecuación 4.32}$$

Donde:

$F_{f,t}$ = Fuerza de frenado eje posterior

$P_{t,d}$ = Peso en el eje posterior durante la desaceleración

$$F_{f,t} = 1,2 * 151,26 N$$

$$F_{f,t} = 181,51 N$$

NOTA: La transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenado del eje delantero y disminuye en el eje posterior.

4.9.3 Fuerza de frenado máximo

$$F_{m\acute{a}x} = F_{f,d} + F_{f,t} \quad \text{Ecuaci3n 4.33}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 2267,1 \text{ N} + 181,51 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 2448,57 \text{ N}$$

4.10 Desaceleraci3n del veh3culo

Aplicamos la segunda ley de Newton la cual dice que para acelerar un cuerpo, es necesario impulsarlo con una fuerza igual al producto resultante de la masa por la aceleraci3n. Pero si esta aceleraci3n se opone a la direcci3n del movimiento la llamaremos desaceleraci3n. (Parera, 1995, p.18)

$$F = m * a \quad \text{Ecuaci3n 4.34}$$

$$F_{m\acute{a}x} = m_t * a_v$$

$$a_v = \frac{2448,57 \text{ N}}{208 \text{ kg}}$$

$$a_v = 11,77 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

4.11 Distancia de frenado

Es necesario conocer la distancia de frenada te3rica del veh3culo, distancia que recorre el veh3culo desde el momento que se acciona la maneta de los frenos hasta cuando se detenga completamente. Para lo cual el veh3culo debe ser capaz de detenerse en 5 [m] desde una velocidad inicial de 20 [km/h]. (Alonso, 1998, p. 246)

$$V_v = 20 \frac{\text{Km}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} * \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ Km}} = 5,55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 * a_v} \quad \text{Ecuaci3n 4.35}$$

$$D_f = \frac{(5,55 \text{ m/s})^2}{2 * (11,77 \text{ m/s}^2)}$$

$$D_f = \frac{30,80 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 * (11,77 \text{ m}/\text{s}^2)}$$

$$D_f = 1,31 \text{ m}$$

Podemos verificar que con este resultado estamos cumpliendo con los requerimientos de la competencia ya que el vehículo solar teóricamente se detendrá de una manera total a 1,30 m desde que acciona la palanca de freno.

4.12 Cálculo del tiempo de frenado

Tomamos como referencia la velocidad de circulación del vehículo que nos impone la competencia, analizando con neumáticos nuevos sobre asfalto seco, se calcula el tiempo que se toma en detener el vehículo solar desde que el conductor observa a un obstáculo, aplica los frenos hasta que el vehículo se detiene completamente:

$$t_p = t_f + t_r \quad \text{Ecuación 4.36}$$

$$t_p = \frac{V_v}{\mu * g} + 1$$

$$t_p = \frac{5,55 \text{ m/s}}{1,2 * 9,81 \text{ m}/\text{s}^2} + 1$$

$$t_p = 1,47 \text{ seg}$$

4.13 Par de frenado

El par de frenado necesario se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos. (Remling, 1991)

Tabla 12.

Diámetro de los neumáticos

<i>Posición del Neumático</i>	<i>Rin del Neumático</i>	<i>Radio efectivo del Neumático en m</i>
DELANTERO (Rd)	20"	$254 \cdot 10^{-3}m$
POSTERIOR (Rt)	26"	$330 \cdot 10^{-3}m$

4.13.1 Par de frenado en el eje delantero

$$N_d = \frac{F_{f,d} \cdot R_d}{2} \quad \text{Ecuación 4.37}$$

$$N_d = \frac{1295,62 \text{ N} \cdot 254 \cdot 10^{-3}m}{2}$$

$$N_d = 329,08 \text{ N} \cdot m$$

4.13.2 Par de frenado en el eje posterior

$$N_t = \frac{F_{f,t} \cdot R_t}{3} \quad \text{Ecuación 4.38}$$

$$N_t = \frac{1164,95 \text{ N} \cdot 330 \cdot 10^{-3}m}{3}$$

$$N_t = 128,14 \text{ N} \cdot m$$

Donde:

$R_d =$ Radio nominal del neumático delantero (brazo del momento)

$R_t =$ Radio nominal del neumático posterior (brazo del momento)

Para este cálculo en el eje delantero el par de frenado obtenido se divide para 2 debido a que el diseño presenta dos neumáticos en el mismo eje, en la parte posterior se tomó el mismo principio pero dividido para 3 en este caso, ya que existen tres neumáticos posteriores.

4.14 Cálculo del balance óptimo del frenado

Para verificar una buena eficiencia de frenado, la división entre las fuerzas de frenado de cada eje y las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente, debe ser el mismo. La relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la desaceleración y geometría del vehículo. Concluyendo que dicha relación solo puede ser optimizada para una determinada desaceleración del vehículo y condiciones determinadas.

$$\frac{F_{f,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{f,t}}{P_{d,t}} \quad \text{Ecuación 4.39}$$

$$\frac{2267,1 \text{ N}}{1889,21 \text{ N}} = \frac{181,51 \text{ N}}{151,26 \text{ N}}$$

$$1,2 = 1,2$$

4.15 Dimensionamiento del disco de freno

Dentro de todo el diseño algo muy importante es el correcto dimensionamiento del disco de freno, ya que se debe asegurar una eficiencia y seguridad correcta del sistema.

$$D_{disco} = \frac{N_{m\acute{a}x}}{F_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ecuación 4.40}$$

$$D_{disco} = \frac{N_d + N_t}{F_{m\acute{a}x}}$$

$$D_{disco} = \frac{(329,08 \text{ N.m} + 128,14 \text{ N.m})}{2448,57 \text{ N}}$$

$$D_{disco} = \frac{457,22 \text{ N.m}}{2448,57 \text{ N}}$$

$$D_{disco} = 0,186 \text{ m}$$

Donde:

D_{disco} = Diámetro del disco

$N_{m\acute{a}x}$ = Par de frenado máximo de los ejes

Con el cálculo antes realizado, podemos hacer la selección del disco de frenos de bicicletas adecuado y existente en el mercado.

4.15.1 Alternativas y selección del disco de freno

Tabla 13.

Características de los discos de frenos de bicicletas

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Tipos de Discos	Shimano XTR 160 	Shimano XT 180 	Avid G3 203 
Peso (g)	126	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	Si	Si	Si
Valor de costo de adquisición por unidad en dólares	12	15	48

a) Alternativa de diseño ideal

De acuerdo al análisis realizado en la tabla anterior, el disco Avid G3 de 203 mm de diámetro correspondiente a la alternativa 3 es la más adecuada para el vehículo solar, debido a varias características favorables que nombraremos a continuación:

- Vida útil prolongada

- Peso normal
- Alta eficiencia de frenada.

Además de cumplir con el reglamento de la competencia “La Ruta Solar”, el cual en las especificaciones de diseño para el sistema de frenos restringe el diámetro mínimo del disco de frenos como mínimo de 200 mm. Este disco de freno será colocado en las cinco ruedas que posee el vehículo solar.

Tabla 14.

Resumen de los cálculos obtenidos del estudio de la dinámica longitudinal de la frenada.

CARACTERÍSTICA	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Distancia del CG desde el eje delantero	$CG_{d,x}$	542,9	mm
Distancia del CG desde el eje posterior	$CG_{t,x}$	1257,1	mm
Peso en el eje delantero durante la desaceleración	$P_{d,d}$	1079,68	N
Peso en el eje posterior durante la desaceleración	$P_{d,t}$	960,79	N
Fuerza de frenado en el eje delantero	$F_{f,d}$	1295,62	N
Fuerza de frenado en el eje posterior	$F_{f,t}$	1164,95	N
Fuerza máxima de frenado	$F_{máx}$	2460,57	N
Velocidad promedio de circulación	V_v	5,55	m/s
Desaceleración del vehículo	a_v	11,83	m/s^2
Distancia de parada	D_f	1,30	m
Tiempo de frenado	t_f	1,47	s
Par de frenado en el eje delantero	N_d	329,08	N.m
Par de frenado en el eje posterior	N_t	128,14	N.m
Diámetro de disco delantero	$D_{disco,d}$	203	mm

CONTINUÁ



Diámetro de disco posterior	$D_{disco,t}$	203	mm
-----------------------------	---------------	-----	----

4.15.2 Cálculo del par de frenado entre disco – pastilla

Ya definido el sistema de frenado, podemos estudiar y calcular cuales son las fuerzas de frenado, los pares de frenado que son capaces de generar los componentes y demostrar si son capaces de disminuir la velocidad del vehículo solar hasta que se detenga por completo. A continuación se detalla valores de los parámetros y datos de entrada de los componentes del sistema de frenos:

Tabla 15.

Datos de sistemas de los componentes del sistema de frenos del vehículo solar

CARACTERÍSTICA	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Diámetro del pistón de la bomba	D_b	16,00	mm
Área del pistón de la bomba	A_b	201,06	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	mm^2
Número de pistones por mordaza		2	
Coefficiente de fricción de pastilla	$\mu_{pastilla}$	0,55	
Coefficiente máximo de fricción de asfalto	$\mu_{asfalto}$	1,2	
Fuerza ejercida en la maneta de freno	$F_{e,p}$	40	N
Relación de palanca	l_1/l_2	6,8	

Fuente: (Comunidad, 2006)

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. De este parámetro depende 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 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.

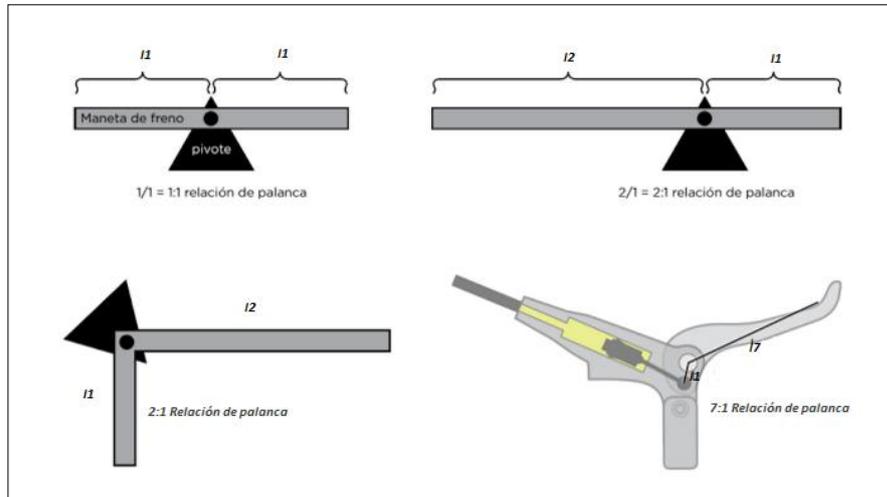


Figura 34.- Relación de palanca - multiplicación

Fuente: (Ciclismo, 2013)

a) Determinación de la relación de palanca – multiplicación

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{17 \text{ cm}}{2,5 \text{ cm}}$$

$$6,8 : 1 \cong 7 : 1$$

Con las medidas reales de la maneta de freno que posee el vehículo solar podemos comprobar que si se cumple la relación de palanca de multiplicación de 7 : 1

b) Fuerzas en las palancas de freno

En la palanca de freno 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.

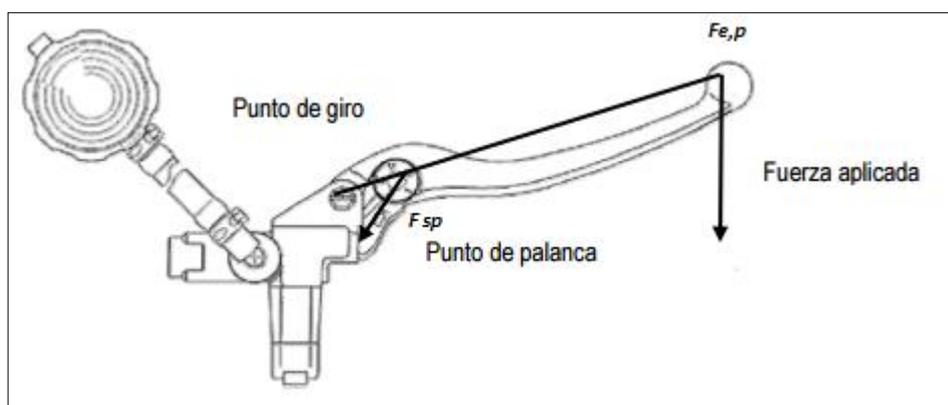


Figura 35.- Descripción gráfica de fuerza en la palanca de freno

Fuente: (Ciclismo, 2013)

$$F_{s,p} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} \quad \text{Ecuación 4.41}$$

$$F_{s,p} = 40 \text{ N} * 7$$

$$F_{s,p} = 280 \text{ N}$$

El sistema que se tiene en el vehículo solar es de manera independiente, es decir que para el eje delantero va a tener la misma fuerza de accionamiento de la palanca que en el eje posterior, dicho de esa manera tenemos lo siguiente:

$$F_{s,p} = F_{s,p,d} = F_{s,p,t} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} \quad \text{Ecuación 4.42}$$

$$F_{s,p} = 40 \text{ N} * 7$$

$$F_{s,p} = 280 \text{ N}$$

Donde:

$$F_{s,p,d} =$$

Fuerza lineal a la salida de la palanca con dirección a la bomba del circuito delantero.

$$F_{s,p,t} =$$

Fuerza lineal a la salida de la palanca con dirección a la bomba del circuito posterior.

c) Cálculo de la presión generada por la bomba de freno

La función de la bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en la maneta de freno en presión, la cual se transmitirá a lo largo del sistema hidráulico. Para hallar la presión generada por la bomba de freno se supone que el aceite mineral utilizado es totalmente incomprensible y los conductos son en su totalidad rígidos:

$$P_b = \frac{F_{s,p}}{A_b} \quad \text{Ecuación 4.43}$$

$$P_b = \frac{280 \text{ N}}{201,06 \text{ mm}^2}$$

$$P_b = 1,39 \text{ MPa}$$

Donde:

$P_b =$ Presión hidráulica generada por la bomba

$A_b =$ Área del pistón de la bomba

d) Fuerzas lineales generadas en cada mordaza de freno

La mordaza de freno debe transformar la presión hidráulica que le llega desde las bombas a través de los conductos en una fuerza mecánica lineal.

$$F_{mordaza} = \#pistones * P_b * A_{pistón} \quad \text{Ecuación 4.44}$$

$$F_{mordaza} = 2 * 1,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 346 \text{ mm}^2$$

$$F_{mordaza} = 961,88 \text{ N}$$

Donde:

$F_{mordaza}$ = Fuerza lineal generada por la mordaza de freno

$A_{pistón}$ = Área efectiva del pistón de una de las caras de la mordaza

#pistones = Número de pistones que posee cada mordaza

e) Fuerzas de fricción, contacto disco – pastilla

El objetivo del contacto disco – pastilla es conseguir una fuerza de fricción que se oponga al sentido de rotación del disco.

$$F_{fricción} = F_{mordazas} * \mu_{pastilla} \quad \text{Ecuación 4.45}$$

$$F_{fricción} = 961,88 \text{ N} * 0,55$$

$$F_{fricción} = 529,034 \text{ N}$$

Donde:

$F_{fricción}$ = Fuerza de fricción generada por cada pinza

$\mu_{pastilla}$ = Coeficiente de fricción de la pastilla de freno

f) Par de frenado generado por el contacto disco – pastilla

El disco 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 para cada eje que se necesita para detener el vehículo.

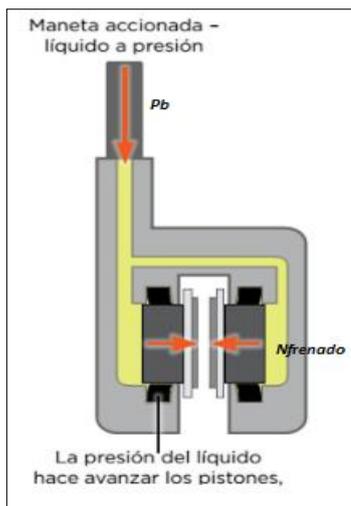


Figura 36.- Par de frenado generado por el contacto disco – pastilla

Fuente: (Ciclismo, 2013)

$$N_{frenado} = 2 * F_{fricción} * R_{ef} \quad \text{Ecuación 4.46}$$

$$N_{frenado} = 2 * 529,034 \text{ N} * 0,1015 \text{ m}$$

$$N_{frenado} = 107,39 \text{ N.m}$$

Donde:

$N_{frenado}$ = Par generado por cada una de las mordazas de freno

2 = Número de caras de fricción en cada conjunto disco – pastilla

R_{ef} = Radio efectivo del disco de freno

Con el par generado en cada una de las mordazas, se debe multiplicar por el número total de discos que posee cada eje, así tendremos de la siguiente manera.

Eje delantero

$$N_{frenado \text{ eje } d} = 2 * N_{frenado} \quad \text{Ecuación 4.47}$$

$$N_{frenado \text{ eje } d} = 2 * 107,39 \text{ N.m}$$

$$N_{frenado \text{ eje } d} = 214,78 \text{ N.m}$$

Eje posterior

$$N_{frenado\ eje\ t} = 3 * N_{frenado} \quad \text{Ecuación 4.48}$$

$$N_{frenado\ eje\ t} = 3 * 107,39\ N.m$$

$$N_{frenado\ eje\ t} = \mathbf{322,17\ N.m}$$

g) Fuerza en cada uno de los neumáticos

Se dice que si existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo opuesto al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático.

Neumático delantero

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,d}} \quad \text{Ecuación 4.49}$$

$$F_{neumático,d} = \frac{214,78\ N.m}{0,254\ m}$$

$$F_{neumático,d} = \mathbf{845,59\ N}$$

Neumático posterior

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,t}} \quad \text{Ecuación 4.50}$$

$$F_{neumático,t} = \frac{322,17\ N.m}{0,330\ m}$$

$$F_{neumático,t} = \mathbf{976,27\ N}$$

Donde:

$F_{neumático}$ = Fuerza de reacción entre el neumático y la calzada

$R_{neumático}$ = Radio nominal del neumático

Los valores calculados corresponden a la fuerza en cada una de las ruedas tanto delantera como posterior, para el cálculo total lo que se debe hacer es multiplicar dependiendo el eje por el número total de ruedas que cada uno posee.

$$F_{total} = \sum F_{neumático\ d,t}$$

Ecuación 4.51

$$F_{total} = 2 * 845,59\ N + 3 * 976,27\ N$$

$$F_{total} = 1691,18\ N + 2928,81\ N$$

$$\mathbf{F_{total} = 4619,99\ N}$$

CAPÍTULO V

5 MODELACIÓN, SIMULACIÓN Y SELECCIÓN

5.1 Introducción

Utilizaremos la herramienta computacional CAE, en donde se puede diseñar y simular condiciones reales de funcionamiento, y así mejorar los puntos críticos de estos, asegurando la efectividad en su funcionamiento, sin necesidad previa de comprar o fabricar el elemento para probarlo experimentalmente, esto nos ayuda a ahorrar tiempo y recursos.

La modelización en 3D de cada uno de los componentes del sistema de dirección y frenos es fundamental en el proceso de diseño y desarrollo de los diferentes sistemas que posee el vehículo solar, por la posibilidad de realizar un ensamblaje total a través de la unión de todos sus elementos.

De esta forma podremos obtener una visión más clara de sus dimensiones, características y la distribución de los elementos en el espacio generado por las condiciones geométricas del vehículo.

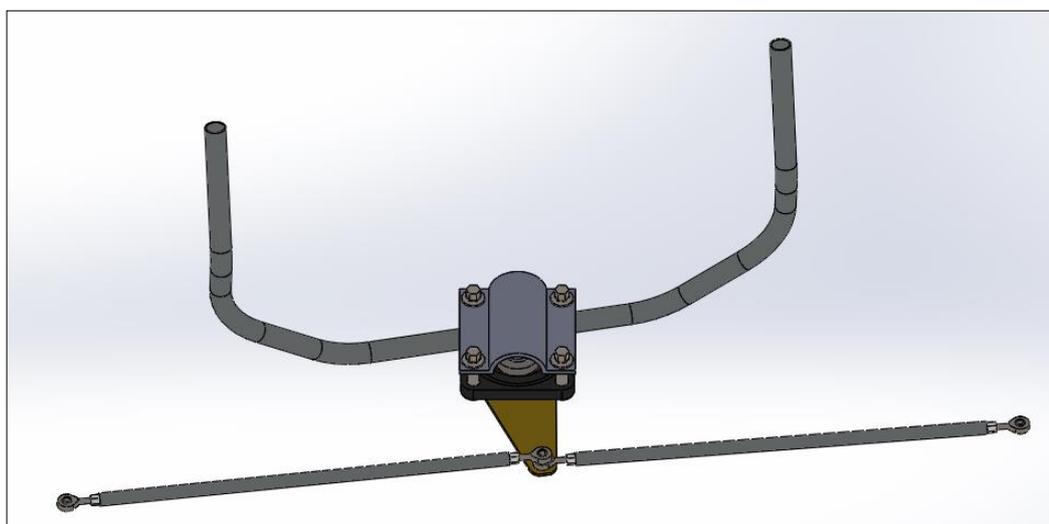


Figura 37.- Modelado del sistema de dirección para vehículo solar.

5.2 Herramienta computacional CAE

El software se basa en técnicas de modelado paramétrico. Los usuarios comienzan diseñando piezas que se pueden combinar en ensamblajes, corrigiendo piezas y a su vez en los ensamblajes se puede obtener diversas variantes.

5.2.1 Como modelador paramétrico

Un modelador paramétrico permite modelar la geometría, dimensión y material de manera que si se alteran las dimensiones, la geometría se actualiza automáticamente basándose en las nuevas dimensiones.

Esto permite que el diseñador almacene sus conocimientos de cálculo dentro del modelo, a diferencia del modelado no paramétrico, que está más relacionado con un tablero de bocetos digitales.

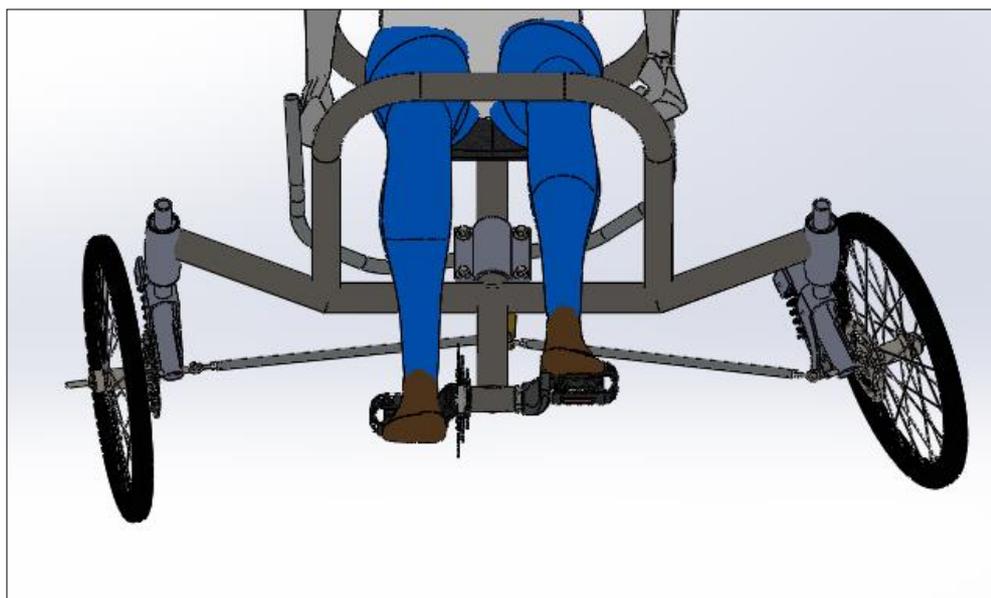


Figura 38.- Sistema de dirección montado en el vehículo solar

5.3 Módulos de simulación

5.3.1 Static structural

Es un módulo para análisis por simulación que está encaminada a realizar modelos matemáticos bajo cargas mecánicas sobre elementos en forma estática.

5.3.2 Transient structural

Puede llevar a cabo análisis transitorios estructurales conocido también como ciclo de análisis por tiempo este tipo de análisis se utiliza para determinar los desplazamientos variables de tiempo que involucra el conocer tensiones , fuerzas y las fracturas que se puede generar en un elemento mecánico bajo cargas por ciclos dinámicos.

5.4 Teorías estáticas

5.4.1 Esfuerzo

Los esfuerzos con dirección normal a la sección, se denotan como σ (sigma) y representa un esfuerzo de tracción cuando apunta hacia afuera de la sección, tratando de estirar al elemento analizado. En cambio, representa un esfuerzo de compresión cuando apunta hacia la sección, tratando de aplastar al mismo elemento.

El esfuerzo con dirección paralela al área en la que se aplica se denota como τ (tau) y representa un esfuerzo de corte. Este esfuerzo, trata de cortar el elemento analizado, tal como una tijera cuando corta papel, uno de sus filos mueven el papel hacia un lado mientras el otro filo lo mueve en dirección contraria resultando en el desgarramiento del papel a lo largo de una línea.

Las unidades de los esfuerzos son las mismas que para la presión, fuerza dividida por área, se utilizan con frecuencia: $MPa, psi, kpsi, \frac{kg}{mm^2}, \frac{kg}{cm^2}$

Se analizará la situación de un segmento pequeño de material ubicado dentro de una viga u otro elemento estructural. Este pequeño segmento tendrá forma de cubo con aristas infinitesimales de valor: dx, dy, dz . Este cubo tiene seis caras y en cada una de ellas se considerará que actúan tres esfuerzos internos: uno normal y dos de corte. La notación utilizada es: s_x para el esfuerzo normal aplicado en la cara normal al eje x , de igual forma se definen s_y, s_z , para los esfuerzos cortantes, la notación es t_{ab} que denota el esfuerzo de corte que actúa en la cara normal al eje 'a' y que apunta en la dirección del eje 'b'. De esta forma se tienen: $t_{xy} t_{xz} t_{yx} t_{yz} t_{zx} t_{zy}$

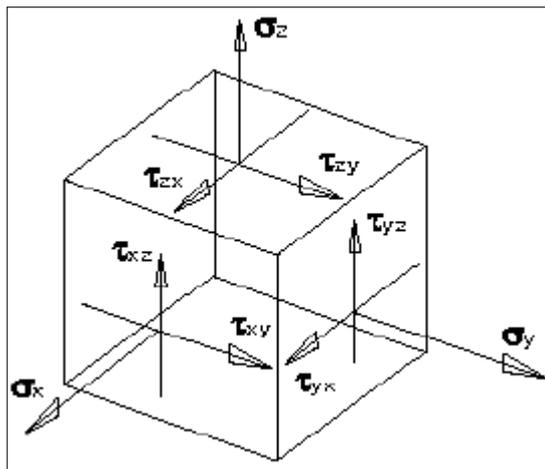


Figura 39.- Diagrama de esfuerzos.

Fuente: Robert L. Mott.

5.4.2 Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2}{2}} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

Siendo σ_1, σ_2 y σ_3 las tensiones principales, y habiéndose obtenido la expresión a partir de la energía de distorsión en función de las tensiones principales:

$$E_{def,dist} = \frac{1}{6G} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2}{2} \right] \quad \text{Ecuación 5.2}$$

5.4.3 Deformación

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica.

La magnitud más simple para medir la deformación es lo que en ingeniería se llama deformación axial o deformación unitaria se define como el cambio de longitud por unidad de longitud:

$$\varepsilon = \frac{\Delta s}{s} = \frac{s' - s}{s} \quad \text{Ecuación 5.3}$$

5.4.4 Energía de deformación

Energía necesaria para deformar un material una cantidad determinada. Es el área bajo la curva en el diagrama esfuerzo-deformación hasta un punto de deformación específico, tal como se muestra en el diagrama siguiente:

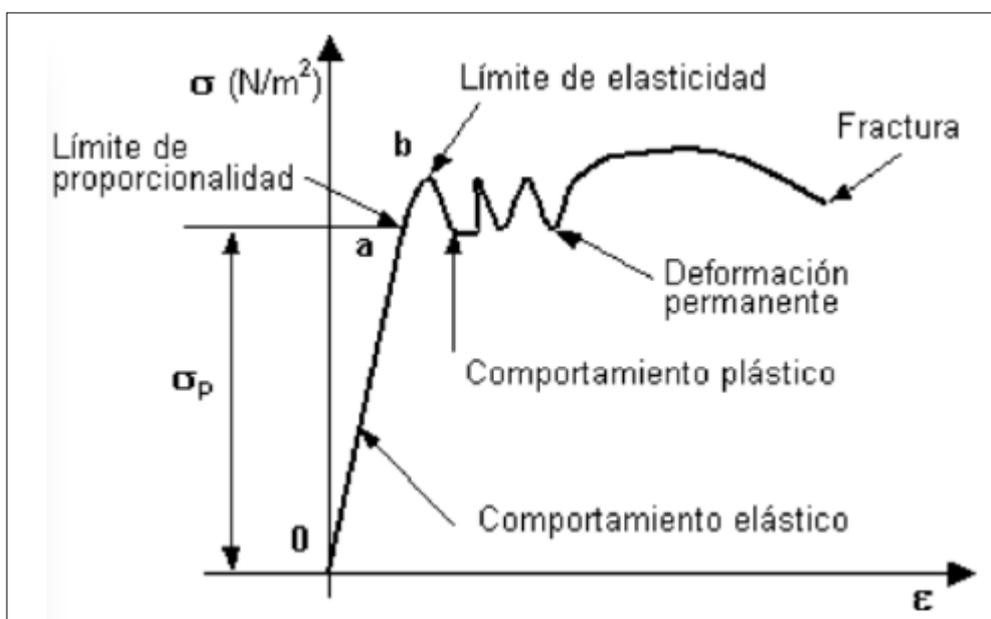


Figura 40.- Diagrama Esfuerzo vs Deformación

Fuente: Robert L. Mott

5.5 Teorías dinámicas

5.5.1 Goodman

Al aumentar un esfuerzo máximo de tracción, disminuye la resistencia a la fatiga en términos de la amplitud de esfuerzos. Para la ingeniería asistida se usará la teoría de Goodman por ser la más manejada por mucho tiempo en diseños de elementos y experimentales se ha demostrado que es la más efectiva.

5.5.2 Factor de seguridad

En los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

- Multiplicando el valor de las fuerzas que actúan sobre un elemento resistente por un coeficiente mayor a uno (coeficiente de mayoración). En este caso se calcula como si el sistema fuera solicitado en mayor medida de lo que se espera que sea.
- Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño por un número mayor que uno (coeficiente de minoración). En este caso se modela el material como si fuera peor de lo que se espera que sea.

En ambos casos el resultado es el mismo: un sobredimensionamiento del componente.

Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc.

Los valores usados como factores de seguridad, por lo general, provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador. En general, para el mismo tipo de elemento dependerán del tipo de uso o servicio que se le piense dar y de la posibilidad de riesgo derivada para usuarios y terceras personas. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Un factor de seguridad mayor a 1 nos asegura un diseño libre de problemas. (Mott, 2009)

5.6 Asignación del material

Para seleccionar el material se consultó con los proveedores en el país, los cuales facilitan la adquisición basándose en la necesidad del cliente, en razón de la construcción que se va a realizar.

Analizando sus propiedades mecánicas más importantes, se seleccionó el material para manufactura del manubrio, de la misma manera se escogió el material para la placa y eje del pivote, barras de dirección, y los demás componentes.

Tabla 16.

Propiedades mecánicas de los materiales utilizados en el sistema.

PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES						
Componente del mecanismo	Designación del material	Grado, producto o geometría	Resistencia a la tensión		Resistencia a la fluencia	
			(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)
Rótula	Acero aleado al cromo AISI 4140		95	655	60	414
Barra de dirección, disco de frenos	AISI 1020	Eje, barra	57	393	43	296
Eje de pivote, manubrio y chumacera	ASTM A 36	Eje	58	400	36	250

Fuente: (Mott, 2009)

5.7 Análisis de los elementos del sistema de dirección

En el presente análisis se ha aplicado las diferentes cargas variables de mayor magnitud obtenidas en maniobras de aceleración, frenado y curva, las cuales produce reacciones en los diferentes elementos por lo que es importante analizar para cuidar el diseño correcto y así evitar problemas.

5.7.1 Barra de dirección

Con las cargas críticas podremos realizar el análisis de esfuerzos sobre la barra de dirección que irá montada sobre el diseño.

Como el sistema de dirección va situado en la parte delantera del vehículo, utilizaremos la fuerza crítica generada en el eje delantero que es de 800,1 N.

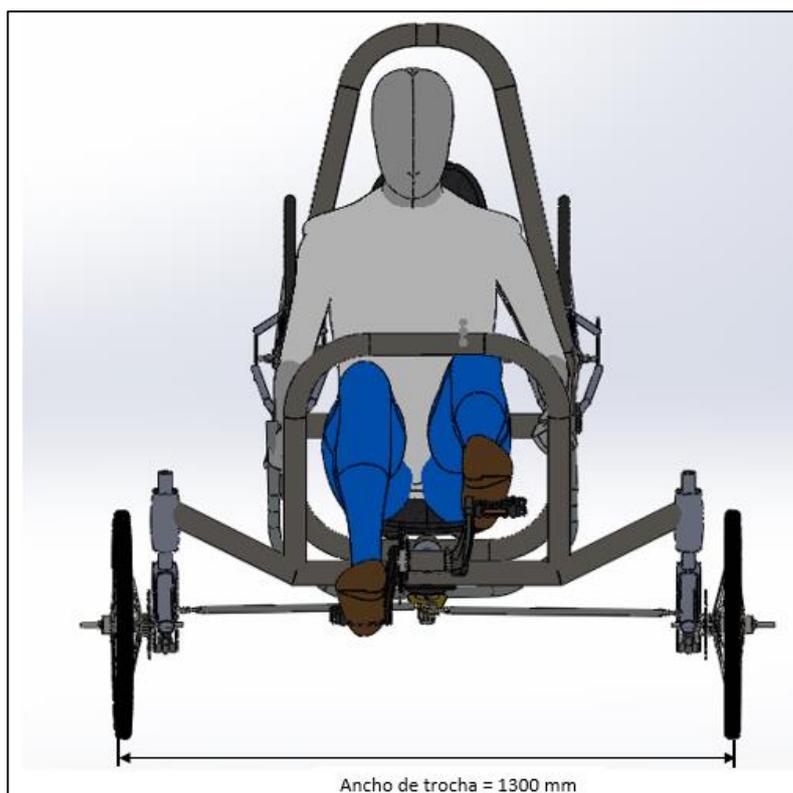


Figura 41.- Ancho de trocha de la tricicleta

Para este sistema se utilizó dos barras de dirección de 580 mm cada una, debido a que con esta longitud estamos dentro del rango de medida del ancho de trocha que nos sugiere la competencia y a la vez al momento de realizar el análisis nos dio como resultados los siguientes datos.

Tabla 17.

Fuerzas generadas bajo una carga crítica y su distribución con respecto al centro de masas.

Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad		
	Fuerza (N)	Porcentaje (%)
Eje delantero	800,1	30,2

La primera parte en analizar será la barra de dirección que es un conjunto de tubo estructural de 14 mm de diámetro de acero AISI 1020 y una tuerca de acero al carbono AISI 1010.

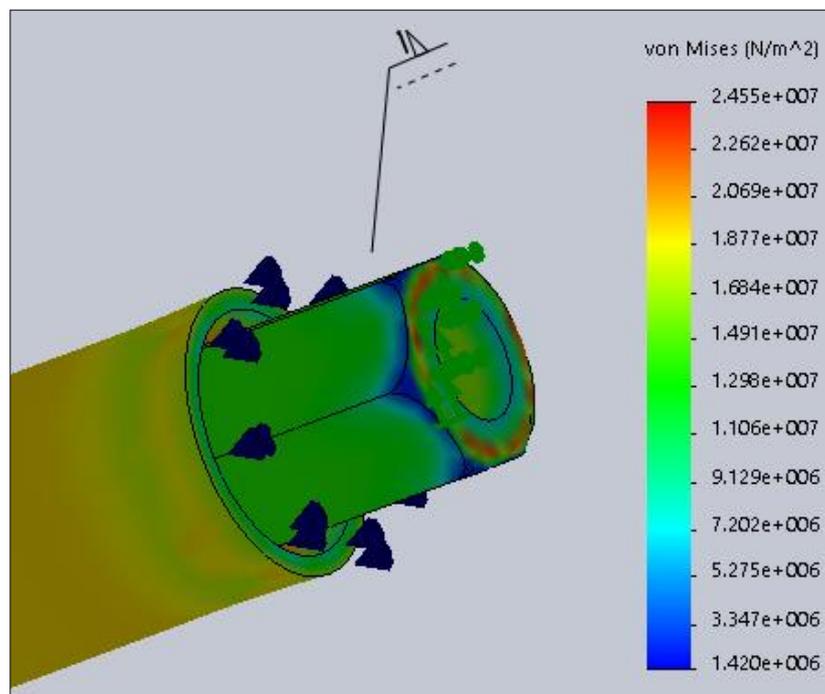


Figura 42.- Análisis de esfuerzos sobre la barra de dirección

En la gráfica se muestra un esfuerzo máximo de (24,45 MPa), comparado con el esfuerzo de cadencia o límite elástico del material que es de (296 MPa) para el tubo (Mott, 2009. Apéndice tabla 14). Para la tuerca 180 MPa, por lo tanto podemos asegurar que la barra de dirección no fallará. El mismo análisis será para las dos barras que posee el vehículo ya que poseen exactamente las mismas características mecánicas.

5.7.2 Rótula

Ahora vamos a analizar la rótula, que está fabricada con acero aleado al cromo AISI 4140 con una resistencia a la cadencia de (352 MPa).

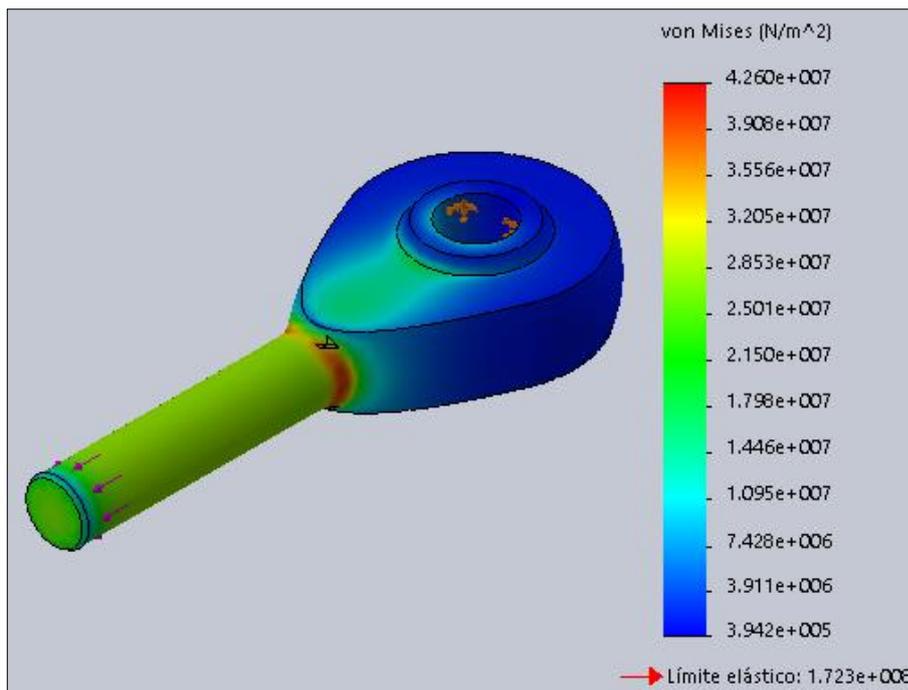


Figura 43.- Análisis de esfuerzos sobre la rótula

Al analizar los datos obtenidos en el software, se puede determinar un esfuerzo máximo de (42,6 MPa) en la zona más crítica de la rótula. Teniendo en cuenta que el material puede resistir hasta (352 MPa) según lo indicado en la tabla, antes de producir deformaciones irreversibles, podemos asegurar que la rótula elegida para la construcción del prototipo es idónea.

5.7.3 Conjunto barra de dirección – rótula

A continuación se muestra una simulación en donde se encuentra ensamblada la barra de dirección y la rótula, para obtener el esfuerzo máximo y visualizar la zona en la que se genera dicho esfuerzo.

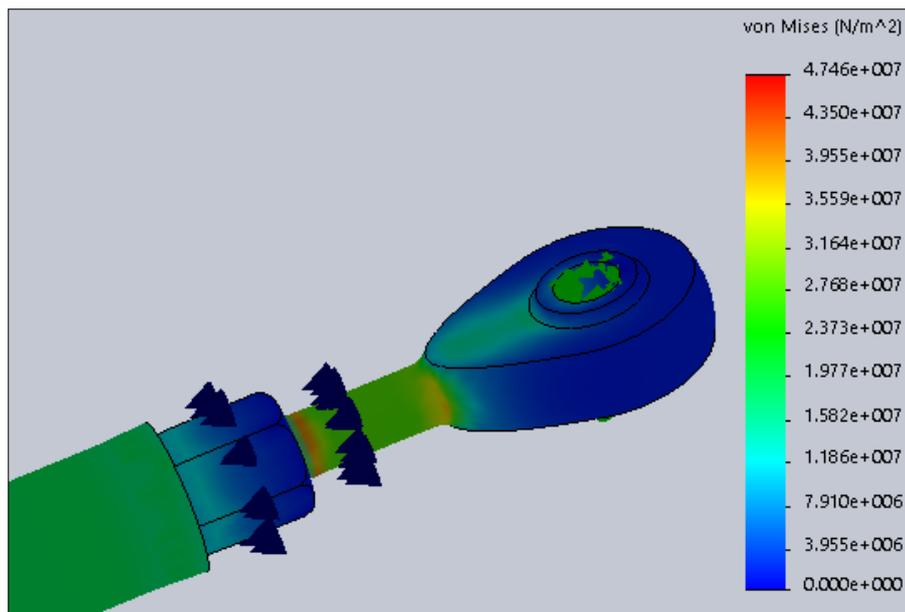


Figura 44.- Análisis de esfuerzos sobre el conjunto barra de dirección y rótula

Se puede notar que el esfuerzo máximo se elevó a 47,46 MPa y de acuerdo a los esfuerzos de cadencia o límite elástico de cada material antes mencionados, se puede describir que el diseño no presentará fallas durante su trabajo.

5.7.4 Conjunto eje – platina

El eje fue elaborado en material ASTM A36 y la platina de acero al carbono para chapa metálica. El esfuerzo máximo es de (62.95 MPa) y limite elástico de (250 MPa).

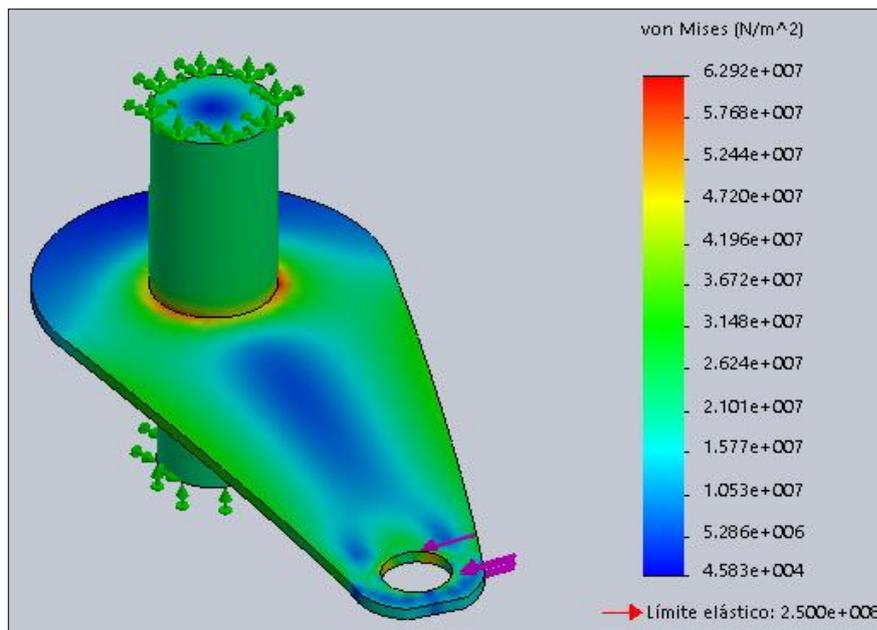


Figura 45.- Análisis de esfuerzo en el conjunto eje – platina

La deformación máxima que se produce al momento de realizar el análisis es de (0.1627 mm) aplicando una fuerza de (800,1 N) dicha fuerza es la fuerza generada bajo una carga crítica y su distribución con respecto al centro de masas del eje delantero.

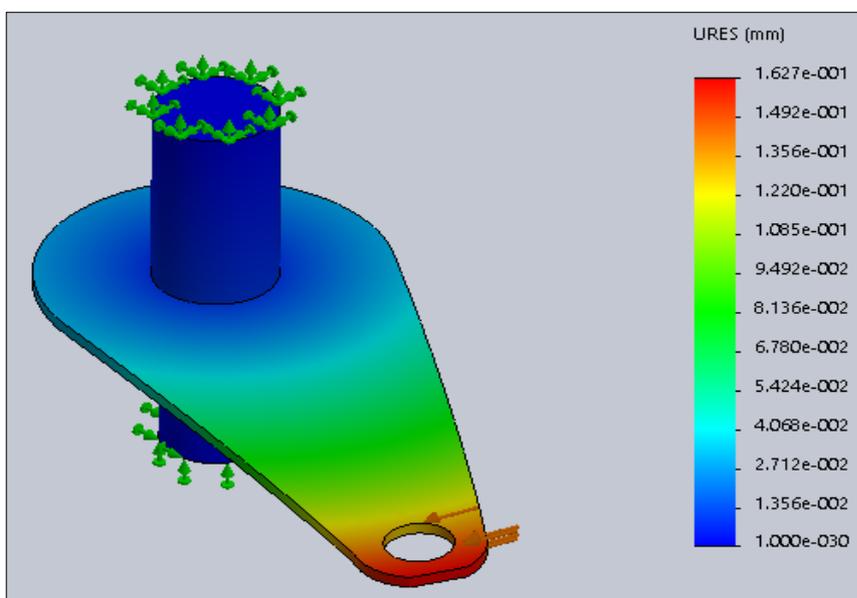


Figura 46.- Deformación máxima de la placa al momento de aplicar una fuerza

5.7.5 Chumacera

En el conjunto chumacera – eje y platina está elaborado de acero ASTM A36, se produce un esfuerzo máximo de 85,7 MPa y el límite elástico en este caso es de 250 MPa que nos indica la tabla (Mott, 2009, Tabla 14) como valor máximo permisible debido al material de procedencia.

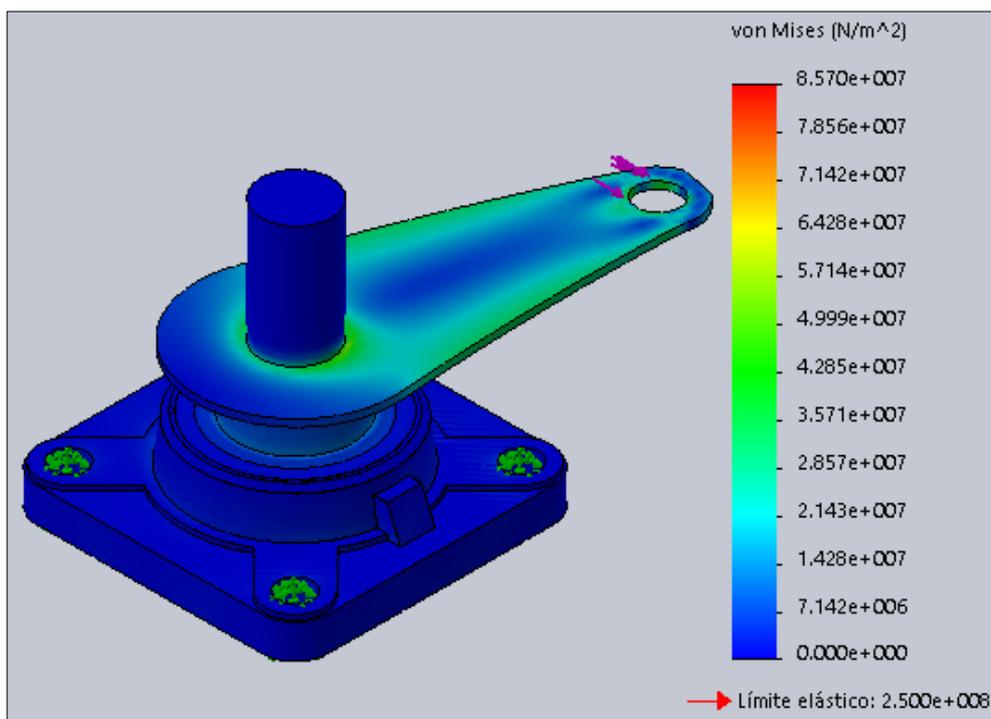


Figura 47.- Análisis del esfuerzo máximo generado en el conjunto

La deformación máxima que se produce al momento de realizar el análisis de este conjunto es de (0.1277 mm) en uno de los extremos de la placa, debido a que la chumacera recibe un valor mínimo de fuerza y por sus características mecánicas no recibe ninguna alteración ya que el único trabajo que realiza es de ser pivote para el giro de la placa.

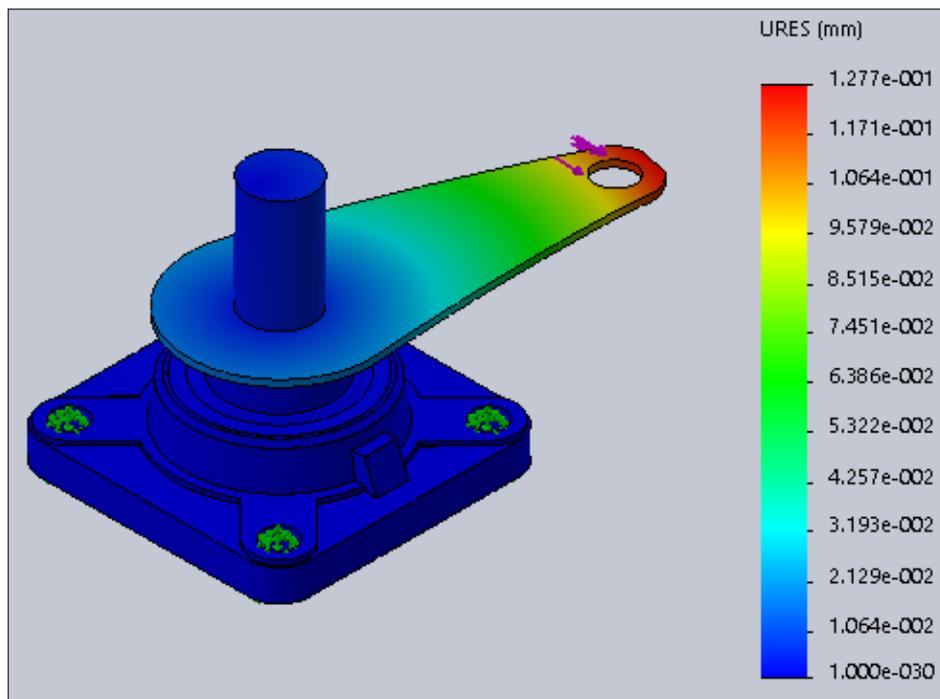


Figura 48.- Deformación máxima del conjunto al momento de aplicar una fuerza

5.7.6 Manubrio

En el manubrio vamos a utilizar acero estructural ASTM A36, el cual tiene las características antes mencionadas.

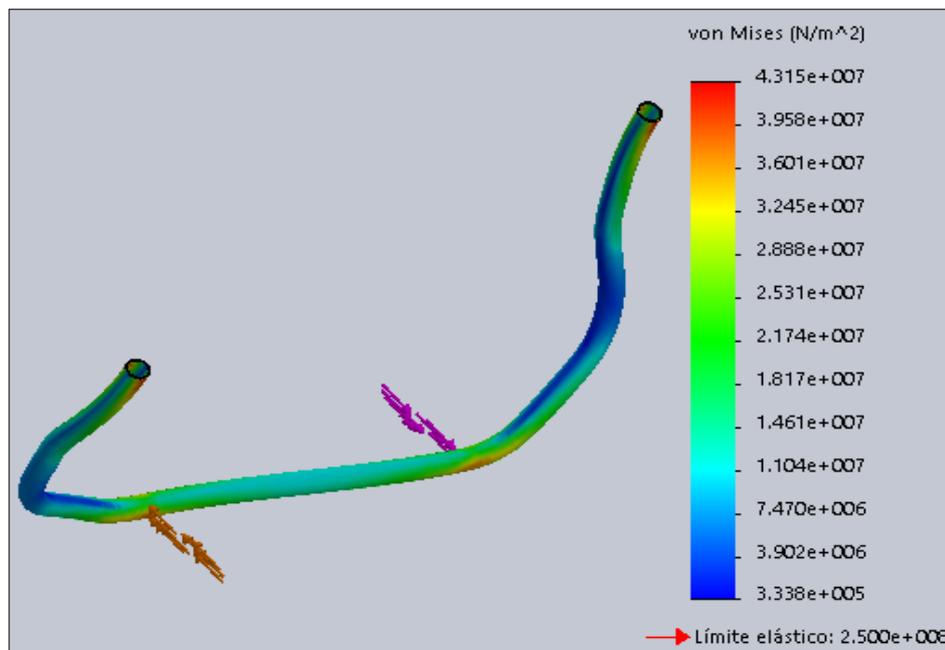


Figura 49.- Análisis del esfuerzo máximo en el manubrio

Se va a aplicar la fuerza generada de los brazos que aproximadamente es 200 N en cada brazo, teniendo 0,6 m de longitud del manubrio se produce lo siguiente:

$$M_{brazo} = F_{brazo} * L_{manubrio} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

$$M_{brazo} = 200 \text{ N} * 0,6 \text{ m}$$

$$M_{brazo} = 120 \text{ N.m}$$

Donde:

M_{brazo} = Momento generado por cada brazo

F_{brazo} = Fuerza generada aproximada de cada brazo

$L_{manubrio}$ = Longitud del manubrio

Dando como resultado un esfuerzo máximo de 43,15 MPa y el límite elástico del acero es de 250 MPa.

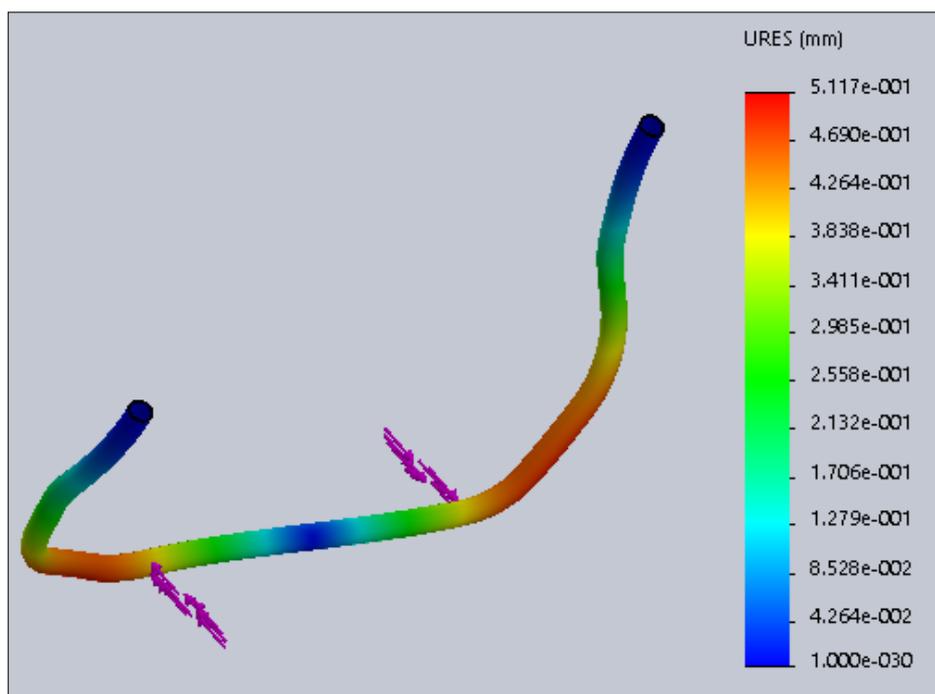


Figura 50.- Deformación generada en el manubrio

La deformación máxima que se produce al momento de realizar el análisis es de (0.5117 mm) en cada uno de los extremos del manubrio.

5.8 Análisis de los elementos del sistema de frenos

5.8.1 Disco de frenos eje delantero

Para la simulación necesitamos el momento de torsión que se genera en el disco de freno, para verificar que los esfuerzos producidos no vayan a tener resultados adversos con el sistema de frenos seleccionado; para ello multiplicaremos la fuerza de frenado del eje delantero por el radio del disco, dividido para dos debido a que contamos con dos discos en la parte frontal.

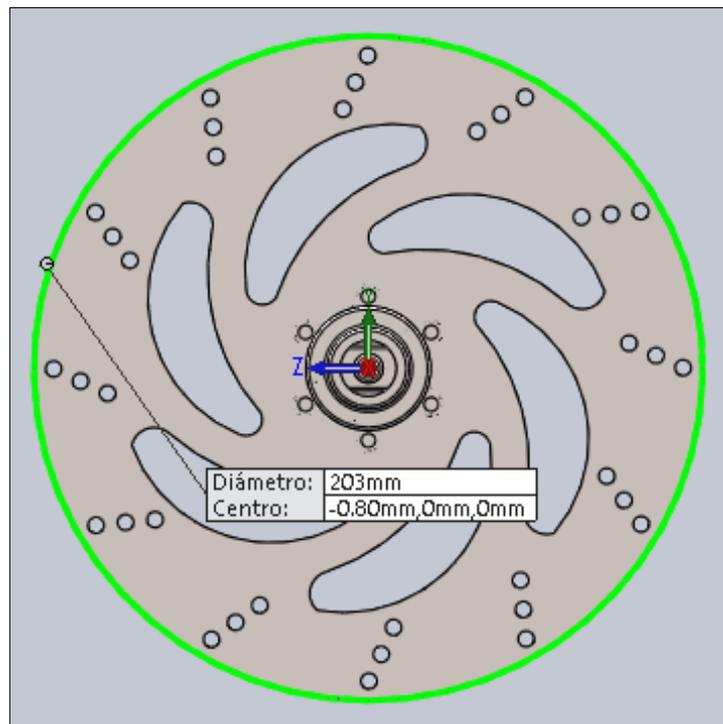


Figura 51.- Diámetro del disco de frenos delantero

Fuerza de frenado eje delantero

$$F_{f,d} = \mu * P_{d,d} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

Donde:

$F_{f,d}$ = Fuerza de frenado eje delantero

$P_{d,d}$ = Obtenido de la Tabla 13

μ = Obtenido de la Tabla 14

$$F_{f,d} = 1,2 * 1079,68N$$

$$F_{f,d} = 1295,62 N$$

Momento de torsión eje delantero

$$M_{f,d} = \frac{1295,62}{2} N \times 0,1015 m \quad \text{Ecuación 5.6}$$

$$M_{f,d} = 65,75 Nm$$

Con el valor de momento ya podemos proceder a la simulación para obtener los siguientes resultados:

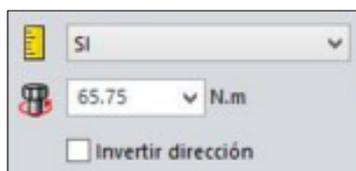


Figura 52. Valor a ingresar el software para la simulación

Donde:

$M_{f,d}$ = *Momento de torsión eje delantero*

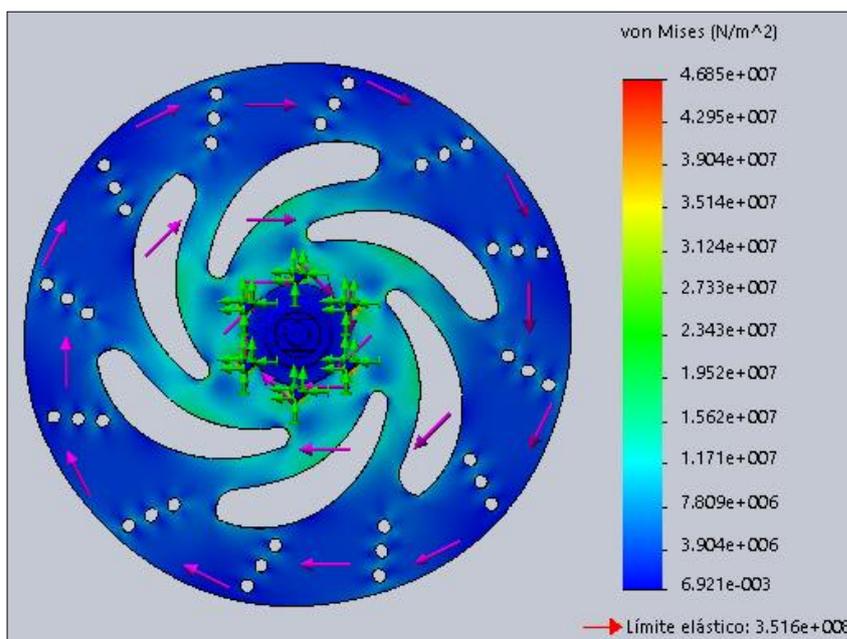


Figura 53.- Análisis de esfuerzo máximo generado en el disco de freno delantero

Esfuerzo de Von Mises: El máximo esfuerzo que presentamos es de (87,33 MPa). Si tomamos en consideración que el límite elástico del Acero AISI 1020, del cual está diseñado el disco, es de (296 MPa). (Mott, 2009), y el esfuerzo máximo que presentamos en el disco es de (87,33 MPa), lo que determina que el sistema de frenos utilizado para el eje delantero es seguro.

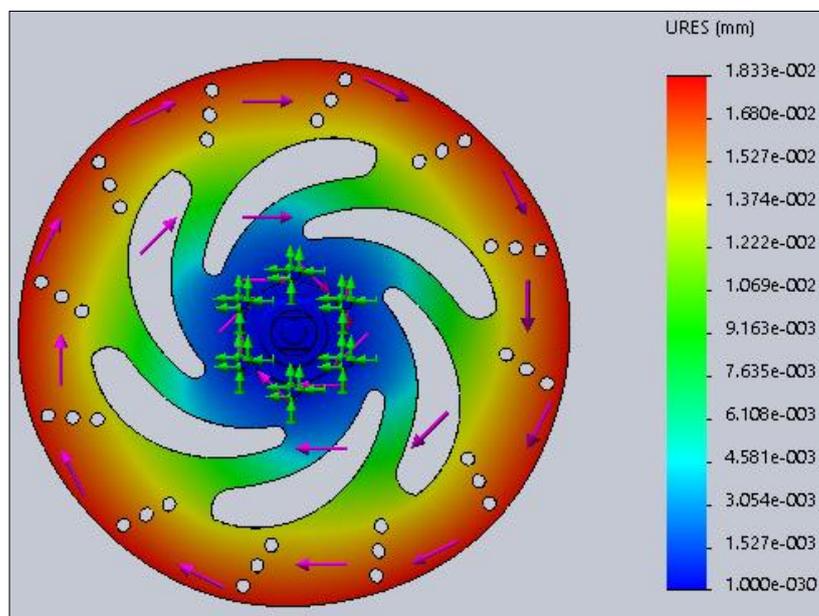


Figura 54.- Deformación generada en el disco de frenos delantero

Deformación: La deformación máxima presentada en el disco de frenos es de 0.01833 mm. Es algo imperceptible y admisible para la elección del sistema de frenos.

5.8.2 Disco de frenos posterior

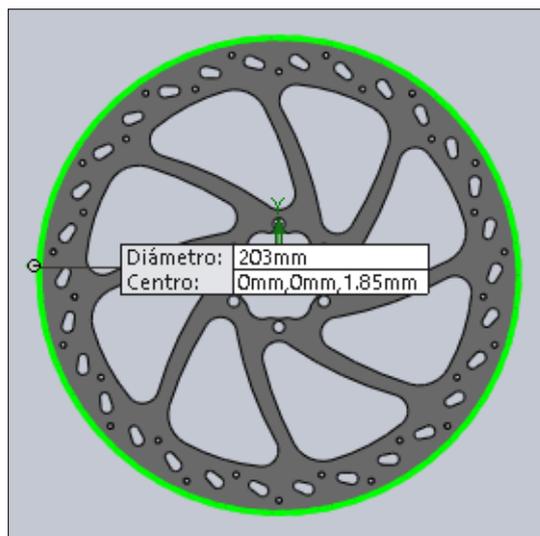


Figura 55.- Diámetro disco de frenos posterior

Momento de torsión eje posterior

$$M_{f,d} = \frac{2460,57}{3} N \times 0,1015 m \quad \text{Ecuación 5.7}$$

$$M_{f,d} = 83,25 Nm$$

Con el valor de momento ya podemos proceder a la simulación para obtener los siguientes resultados:

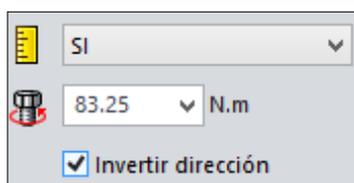


Figura 56.- Valor a ingresar el software para la simulación

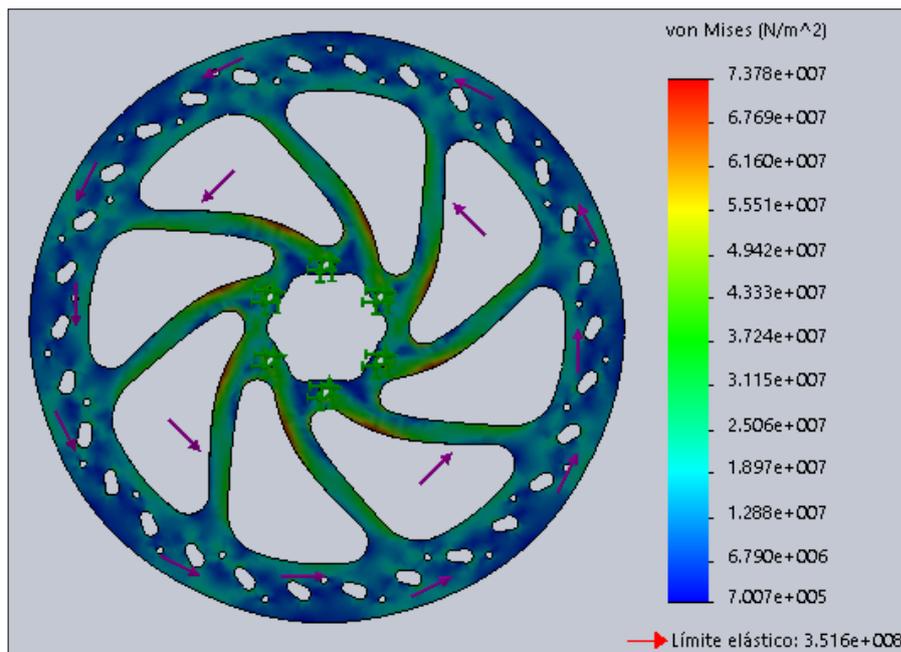


Figura 57.- Análisis de Esfuerzo máximo en el eje posterior

Esfuerzo de Von Mises: El máximo esfuerzo que presentamos es de (73,78 MPa). Si tomamos en consideración que el límite elástico del Acero AISI 1020, del cual está diseñado el disco, es de (296 MPa) (Mott, 2009. Tabla 14) y el esfuerzo máximo que presentamos en el disco es de (73,78 MPa), se puede evidenciar que no sobrepasa el esfuerzo máximo antes de empezar una deformación notoria.

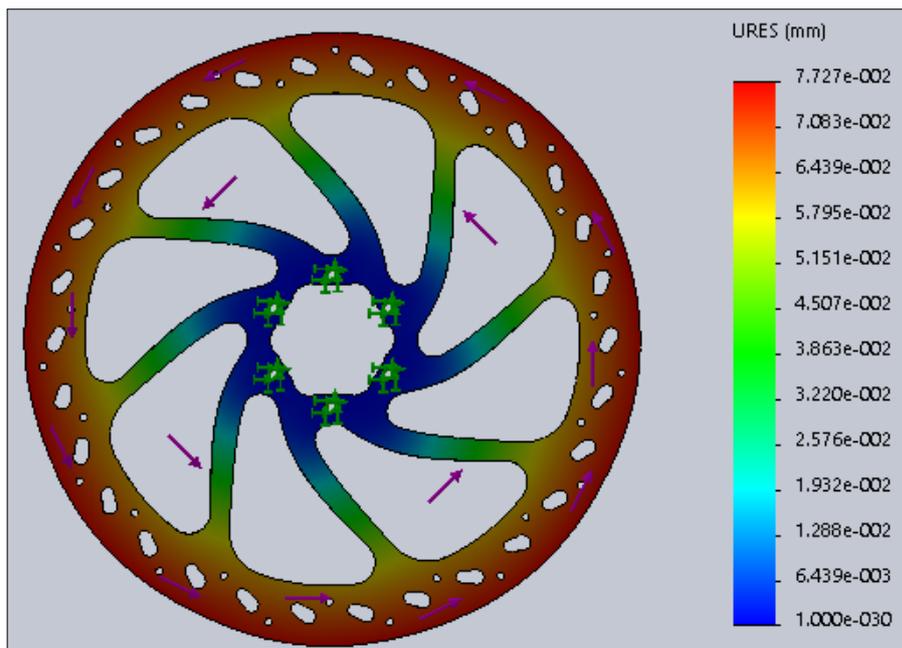


Figura 58.- Deformación generada en el disco de frenos posterior

Deformación: La deformación máxima presentada en el disco de frenos es de 0,072 mm. La deformación es muy superior comparada con los discos delanteros pero al igual que el caso anterior, es una deformación imperceptible teniendo en cuenta que este disco es de igual diámetro que los delanteros.

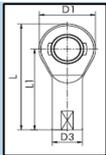
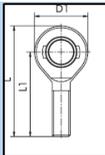
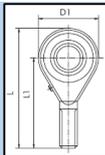
5.9 Selección de los elementos del sistema de dirección

5.9.1 Diseño conceptual para la rótula de la dirección

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

Tabla 18.-

Mapa morfológico de los tipos de rótulas.

	Solución 1	Solución 2	Solución 3
	Libre de mantenimiento con rosca hembra	Libre de mantenimiento con rosca macho	Reengrasable con rosca macho
Tipos de rótulas			
Costo de adquisición	Considerable	Elevado	Bajo
Peso	Liviano	Liviano	Moderado
Adaptación al sistema	Moderado	Complejo	Fácil
Tamaño del componente	Normal	Normal	Normal
Vida útil	Moderada	Prolongada	Prolongada
Eficiencia	Media	Alta	Alta
Costo de mantenimiento	Media	Alta	Bajo

5.9.1.1 Alternativa de diseño ideal

Después de un análisis realizado dentro de las posibles alternativas expuestas en la tabla 18, determinamos que el tipo rótulas Reengrasable con rosca macho 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 19.

Ponderación de la rótula del sistema de dirección

Características	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	[%]	Libre de mantenimiento con rosca hembra	Libre de mantenimiento con rosca macho	Reengrasable con rosca macho
Costo de adquisición	0,2	8	6	9
Peso [kg]	0,1	9	9	7
Adaptación al sistema	0,1	6	4	9
Tamaño del componente	0,1	9	9	9
Vida útil	0,1	6	8	9
Eficiencia	0,3	5	8	9
Costo de mantenimiento	0,1	6	4	8
TOTAL	1	6,8	7	8,7

5.9.2 Diseño conceptual para la chumacera de la dirección (Soportes)

Los soportes están disponibles como soportes de apoyo, soportes – brida y soportes tensores. Son unidades listas para el montaje.

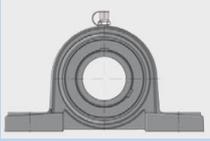
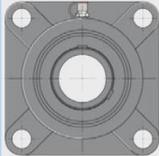
Para garantizar la funcionalidad y la seguridad bajo todas las condiciones de servicio, el rodamiento y el soporte están ajustados entre sí.

Debido a la superficie envolvente esférica del anillo exterior del rodamiento y al agujero esférico del soporte, estas unidades compensan los errores de alineación estáticos del eje.

Los soportes se atornillan a la construcción anexa. Para las superficies de atornillado son suficientes tolerancias reducidas.

Tabla 20.-

Mapa morfológico de las chumaceras

	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Características	Soportes de Apoyo 	Soportes - brida 	Soportes Tensores 
Protección contra la corrosión	Bajo	Alto	Bajo
Peso kg	Moderado	Moderado	Moderado
Tipo de lubricación	Grasa	Grasa	Grasa
Resistencia cargas	Radiales y axiales	Radiales y axiales	Radiales
Eficiencia	Media	Alta	Media

5.9.2.1 Alternativa de diseño ideal

Determinamos un análisis de la tabla 20, el soporte - brida es la opción más adecuada, por ser resistente a cargas, 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 21.

Ponderación a las alternativas de la chumacera

	Ponderación	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Características	[%]	Soportes de Apoyo	Soportes - brida	Soportes Tensores
Protección contra la corrosión	0.3	6	10	4
Peso [kg]	0.1	8	8	8

CONTINÚA



Tipo de lubricación	0.1	9	9	9
Resistencia cargas	0.3	6	10	6
Eficiencia	0.2	6	8	6
TOTAL	1	6.5	9.3	5.9

5.10 Selección de los elementos del sistema de frenos

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.

Todos los factores que intervienen en el proceso del fenómeno de la frenada de un sistema de frenos con disco hidráulico se pueden apreciar en la figura 59.

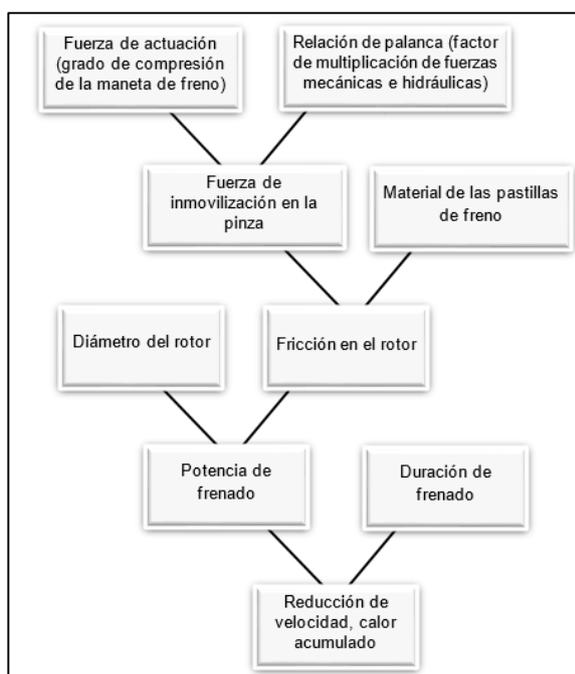


Figura 59.- Factores que intervienen en un freno de disco hidráulico.

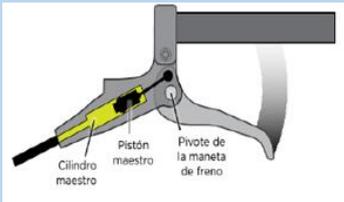
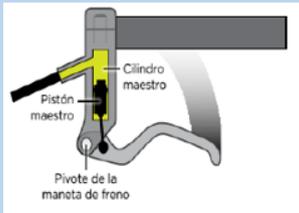
Para ello el sistema de frenado estará compuesto de los siguientes elementos que iremos seleccionando a continuación:

5.10.1 Maneta de freno

Las manetas de freno suelen existir 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.

Tabla 22.

Mapa morfológico de manetas

	Solución 1	Solución 2
	En línea	Radial
Tipos de Manetas		
Costo de adquisición	Considerable	Elevada
Peso	Liviano	Liviano
Adaptación al sistema	Fácil	Moderada
Relación de palanca	7:1	5:1
Vida útil	Prolongada	Moderada
Ergonomía	Alta	Media
Eficiencia	Alta	Baja

a) Alternativa de diseño ideal

Por lo cual al momento de seleccionar la maneta más ideal nos basamos en la principal diferencia que existe entre estos dos diseños que es la

posición del pivote de la maneta de freno, ya que puede tener un enorme impacto sobre la ergonomía de la maneta y el diseño más ideal seleccionado por nosotros fue la primera opción, por lo expuesto antes.

Tabla 23.

Ponderación a las alternativas de la maneta

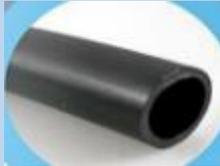
Características	Ponderación	Solución 1	Solución 2
	[%]	En línea	Radial
Costo de adquisición	0,2	9	8
Peso	0,1	7	8
Adaptación al sistema	0,1	9	7
Relación de palanca	0,2	9	7
Vida útil	0,1	8	8
Ergonomía	0,2	9	7
Eficiencia	0,1	8	7
TOTAL	1	8,9	6,8

5.10.2 Cañerías de freno

También es un aspecto fundamental para el diseño y el funcionamiento general del freno, para lo cual realizaremos la selección de las cañerías adecuadas para nuestro sistema.

Tabla 24.

Mapa morfológico de cañerías

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	Manguera de Neopreno 	Manguera Neumática 	Manguera para líquido de frenos 
Presión (bar)	2,068	8,27	Hasta 800
Precio	Moderado	Media	Alto
Recubrimiento	Caucho natural NBR	Caucho natural NR	Capa de hule externo resistente a los rayos ultravioleta del sol
Uso	Ideal para fluidos de aire y gasolina en sistemas automotrices	Aplicaciones industriales	Manguera para líquido de frenos
Medidas de diámetros disponibles (pulg.)	½ - 1 ½	¼ - 2	1/8 - 1/2
Eficiencia	Media	Media	Alta

a) Alternativa de diseño ideal

Al momento de seleccionar las cañerías se tomó en cuenta la aplicación al que iba destinado este elemento y a su vez el diámetro que se necesitaba para la conexión con la maneta, por lo cual la solución ideal fue la opción 3.

Tabla 25.

Ponderación a las alternativas de las cañerías

Características	Ponderación	Solución 1	Solución 2	Solución 3
	[%]	Manguera de Neopreno	Manguera Neumática	Manguera para líquido de frenos

CONTINÚA



Costo de adquisición	0,2	9	8	8
Precio	0,1	7	8	8
Uso	0,3	7	8	9
Adaptación al sistema	0,2	9	7	9
Eficiencia	0,2	8	7	9
TOTAL	1	8,5	6,8	8,9

5.10.3 Mordaza de frenos

Tabla 26.

Mapa morfológico de mordazas de freno

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	Shimano XTR	Shimano XT	SLX
			
Peso (g)	181	181	181
Adaptación al sistema	Fácil	Fácil	Fácil
Disponible para los siguientes diámetros de disco (mm)	160	180	203
Disipador de calor	Moderado	Alto	Alto
Disponible en el mercado	Si	Si	Si

CONTINÚA



Eficiencia	Bajo	Medio	Alto
Valor de costo de adquisición por unidad en dólares	15	26	38

a) Alternativa de diseño ideal

Al momento de seleccionar la mordaza más ideal nos basamos en el reglamento de la competencia ya que una de las bases del sistema de frenos era utilizar un disco de frenos de un diámetro mínimo de 200 mm por lo cual se seleccionó la tercera alternativa ya que este elemento es para un disco de 203 mm así cumpliendo con lo impuesto por la competencia.

Tabla 27.

Ponderación a las alternativas de las mordazas de freno

	Ponderación	Solución 1	Solución 2	Solución 3
	[%]	Shimano XTR	Shimano XT	SLX
Peso (g)	0,1	8	8	8
Adaptación al sistema	0,1	8	8	8
Disponible para los siguientes diámetros de disco (mm)	0,2	8	8	9
Disipador de calor	0,2	7	8	9
Disponible en el mercado	0,1	9	9	9
Eficiencia	0,2	7	7	9
Valor de costo de adquisición por unidad en dólares	0,1	8	7	8

CONTINÚA



TOTAL	1	7	7,5	8,5
-------	---	---	-----	-----

5.10.4 Depósito de líquido de frenos

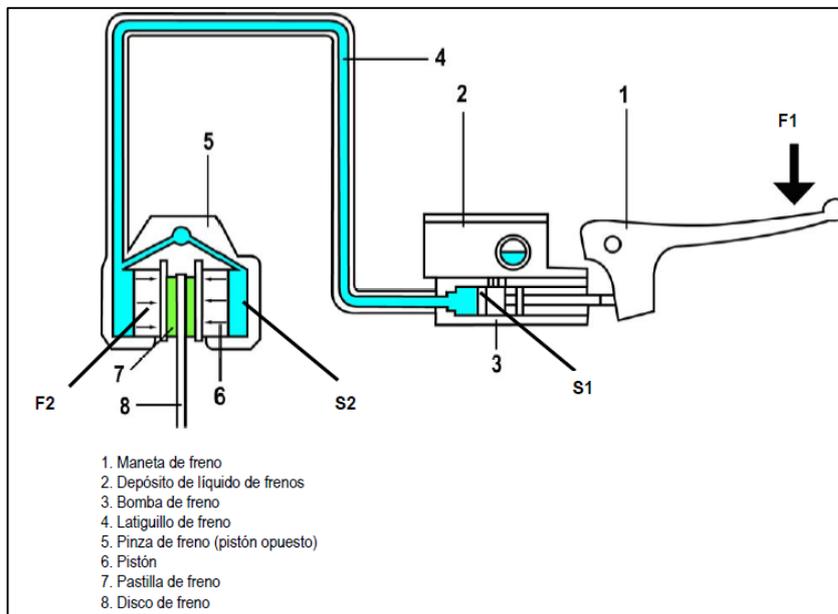


Figura 60.- Circuito de funcionamiento del sistema de frenos

Fuente: (Componentes de bicicletas Shimano, 2012)

$$V_t = A_{mordaza} * L_{cañería}$$

Ecuación 5.8

Donde:

$V_t = \text{Volumen total}$

$A_{mordaza} = \text{Área mordaza}$

$L_{cañería} = \text{Longitud cañería}$

$$V_t = (0,346m^2) * (1,2m)$$

$$V_t = 0,4152m^3$$

Tabla 28.

Mapa morfológico de depósito de líquido de frenos

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	Shimano XTR 	Shimano XT 	SLX 
Peso (g)	195	195	210
Capacidad de volumen del depósito	0,350 m³	0,350 m³	0,620m³
Volumen necesario	0,4152 m³	0,4152 m³	0,4152 m³
Adaptación al sistema	Fácil	Fácil	Fácil
Disponible en el mercado	Si	Si	Si
Eficiencia	Medio	Medio	Alto
Valor de costo de adquisición por unidad en dólares	21	21	35

a) Alternativa de diseño ideal

Al momento de seleccionar el depósito de líquido más ideal nos basamos en la capacidad de almacenamiento que tiene dicho elemento, ya que para que los frenos funcionen sin ningún problema debe existir el suficiente líquido tanto en el depósito como a lo largo de la cañería y los cilindros de la mordaza, por lo que se seleccionó la opción 3 ya que el depósito tiene una capacidad de almacenamiento de líquido más grande que las otras dos opciones.

Tabla 29.

Ponderación a las alternativas de las mordazas de freno

	Ponderación	Solución 1	Solución 2	Solución 3
	[%]	Shimano XTR	Shimano XT	SLX
Peso (g)	0,1	8	8	8
Adaptación al sistema	0,2	8	8	8
Disponible en el mercado	0,1	9	9	9
Capacidad	0,3	7	7	8
Eficiencia	0,2	7	7	9
Valor de costo de adquisición por unidad en dólares	0,1	8	7	8
TOTAL	1	7,2	7,8	8,7

CAPÍTULO VI

6 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

6.1 Introducción

Para la construcción de los sistemas tomamos en cuenta todos los factores estáticos y dinámicos.

El objetivo ahora es construir los diseños realizados. Para esto se debe tener en cuenta como se vio en los capítulos anteriores, la geometría propia del sistema de dirección, es decir ángulos, distancias entre otros, la disposición propia del sistema de frenos, que han sido obtenidas luego de un largo proceso de análisis, por lo cual es imprescindible manejar precisión en la construcción que garantice un valor mínimo de diferencia entre lo diseñado y lo fabricado.



Figura 61.- Prototipo con los sistemas completos

6.2 Construcción de los elementos del sistema de dirección

6.2.1 Corte, doblado y maquinado de tubos, eje y platinas

El proceso de corte de tubos y platinas se lo realiza siguiendo los planos extraídos del software de modelación y a la vez se lo debe hacer con una

sobre medida del 0.5% de su longitud para evitar problemas por pérdida de material en el momento de corte.



Figura 62.- Corte de tubo ASTM A-36

a) Manubrio

Para realizar el proceso de doblado del manubrio, lo que primero se debe hacer es un croquis en alguna superficie plana, con las medidas mostradas en los planos, ya que esto nos ayudará a verificar que se está haciendo los dobleces correspondientes a las medidas y ángulos correctos.



Figura 63.- Elaboración del croquis para el doblado del manubrio

Una vez plasmadas las medidas en el tubo en su forma natural, se procede al doblado con la ayuda de una dobladora manual, ya que el tubo no es de un diámetro grande y se necesitará poco esfuerzo.



Figura 64.- Doblado del tubo para el manubrio

Se puede verificar que el manubrio cumplió con las medidas antes dibujadas en el croquis.



Figura 65.- Verificación de las medidas del manubrio con el croquis

b) Abrazadera

Este elemento está conformado por un trozo de tubo ASTM A -36 de 2 pulgadas de diámetro y dos pedazos de platinas, en las cuales irán las perforación para ser unidas a la chumacera por medio de pernos.



Figura 66.- Abrazadera del sistema de dirección

Para realizar el proceso de soldadura de la abrazadera es necesario puntos en las uniones, se tiene que verificar que los elementos estén alineados entre sí.

La soldadura de la abrazadera se realizará con el proceso GMAW (Gas Metal Arc Welding) conocido también como soldadura MIG. Donde el proceso de soldadura es por una alta deposición de material proveniente de un alambre que es continuamente alimentado desde un carrete, también es utilizado un gas inerte que forma el arco plasma y protege el pozo de soldadura fundida. El material del alambre de alimentación cambia dependiendo del material base a soldar así también el gas inerte que puede ser Ar, He, o CO₂ una combinación de estos en una determinada proporción. (1) Dirección de avance. (2) Tubo de contacto. (3) Alambre. (4) Gas inerte. (5) Pozo de soldadura derretida. (6) Metal de soldadura. (7) Metal base.

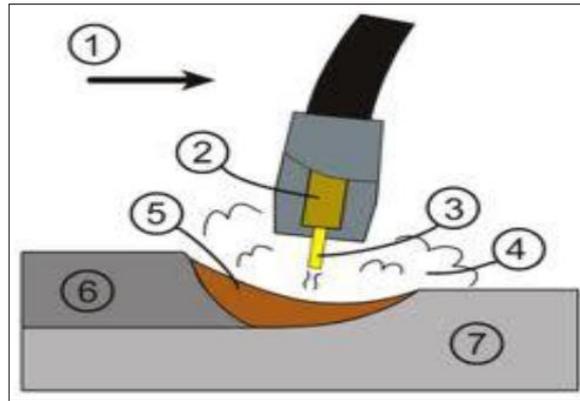


Figura 67.- Proceso de soldadura GMAW

Fuente: <http://welding138.blogspot.com/2008/10/soldadura-gmaw>



Figura 68.- Soldadura de la abrazadera (Proceso GMAW)



Figura 69.- Cordón de soldadura de la abrazadera

La característica principal de este material de aporte:

Sin porosidades y libre de fracturas, el contenido de carbono de este material nominalmente es de 0.06% con lo que se puede utilizar para la deposición en el material a soldar relativamente altos contenidos de carbono, en este caso 0.27% de acero ASTM A36.

- Permite aumentar la velocidad de soldeo y reducir pérdidas por salpicadura y operaciones de acabado posterior.
- Ofrece una mayor tolerancia entre la corriente (alimentación del alambre) y la tensión (voltaje), lo que facilita la calibración de la máquina para soldar.

c) Placa

Este elemento está elaborado en platina de acero al carbono para chapa metálica, la cual debe ir soldada a un eje que fue maquinado en acero de transmisión SAE 1018, con lo que formarán un solo conjunto.



Figura 70.- Toma de bocetos para las perforaciones.

Perforación de la platina con la broca correspondiente a la medida del eje, previo a la unión de estos dos elementos.



Figura 71.- Perforación de la placa

Perforación de la platina que servirá de anclaje de las de las barras de dirección por medio de las rótulas, desde los extremos de las ruedas hacia el centro de pivote.

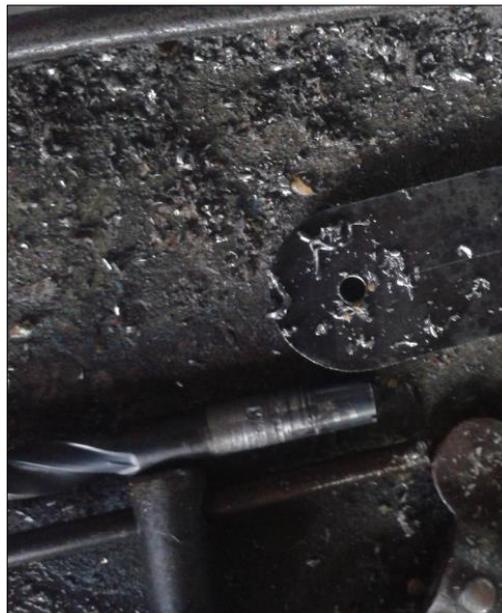


Figura 72.- Perforación de las platinas en donde van las rótulas

Colocación por medio de cordones de soldadura entre el punto de anclaje que se encuentra en la suspensión y la placa que irá sujeta la rótula.



Figura 73.- Posición de las rótulas en la placa

d) Barra de dirección

Las barras de la dirección que se va a utilizar son las de cuadro, pero debido a que no poseen la longitud exacta que se necesita para el prototipo, se procederá a un alargamiento, que consiste en cortarles en la mitad a cada una y completarles con eje de transmisión del mismo diámetro, con la ayuda del torno y soldadura. Una vez realizado ese proceso se procederá a pintar las barras.

6.3 Ensamble del sistema de dirección para vehículo solar

Al tener completo el proceso de manufactura de los elementos que conformaran el sistema, procedemos a montarlos en el bastidor, siguiendo el plano de montaje y colocando los elementos de sujeción escogidos como son pernos allen, tuercas, arandelas planas, arandelas de presión, tuercas de castillo con un grado SAE 8 de dureza que será suficiente para soportar los esfuerzos dinámicos del mecanismo.



Figura 74.- Elementos de sujeción SAE grado 8

6.4 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 analizado anteriormente y lo fabricado, obteniendo un sistema de alta confiabilidad para el buen performance del vehículo en funcionamiento.



Figura 75.- Estructura de partida para el sistema de frenos

De igual manera que el sistema de dirección, para el sistema de frenos, se han diseñado y fabricado algunas partes como son acoples hidráulicos y

se han adquirido otras como: 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.

6.4.1 Acoples 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.

Los tipos de acoples hidráulicos que se construyeron son: acoples hidráulico hembra en te, acoples hidráulicos hembra en cruz. Todos los acoples con rosca M8 x 0,75.

6.4.2 Purgado del sistema

El motivo por el cual se purgan unos frenos, es porque hay aire en el circuito. El aire puede entrar por varios motivos, uno es porque se ha manipulado la maneta de freno, porque tiene una pérdida e incluso por que se ha evaporado (un calentamiento muy brusco).

Tabla 30.

Pasos para realizar el purgado de frenos

DETALLE DEL PROCESO	IMAGEN CORRESPONDIENTE
Lo primero que debemos hacer, es poner de manera horizontal con respecto al suelo la maneta de freno que vamos a purgar o rellenar de aceite.	
Desmontamos la cubierta del depósito de aceite, con cuidado la pinza de freno delantero	

CONTINÚA



(recomendamos tapar con un trapo disco y pinza), luego quitamos la membrana que hace de vacío cuando todo está montado.



Ahora nos vamos a la parte de la pinza y acoplamos un tubo de sangrado a la boquilla de sangrado. Con la llave fija de 7 mm, nos preparamos para abrir y cerrar la tuerca de sangrado.



Ponemos aceite en el depósito de aceite de la maneta



Bombeamos un par de veces la maneta para que presione aceite.



Presionamos con fuerza la maneta de freno y soltar abrimos la tuerca de sangrado 2 segundos y volvemos a cerrar la tuerca de sangrado.

CONTINÚA

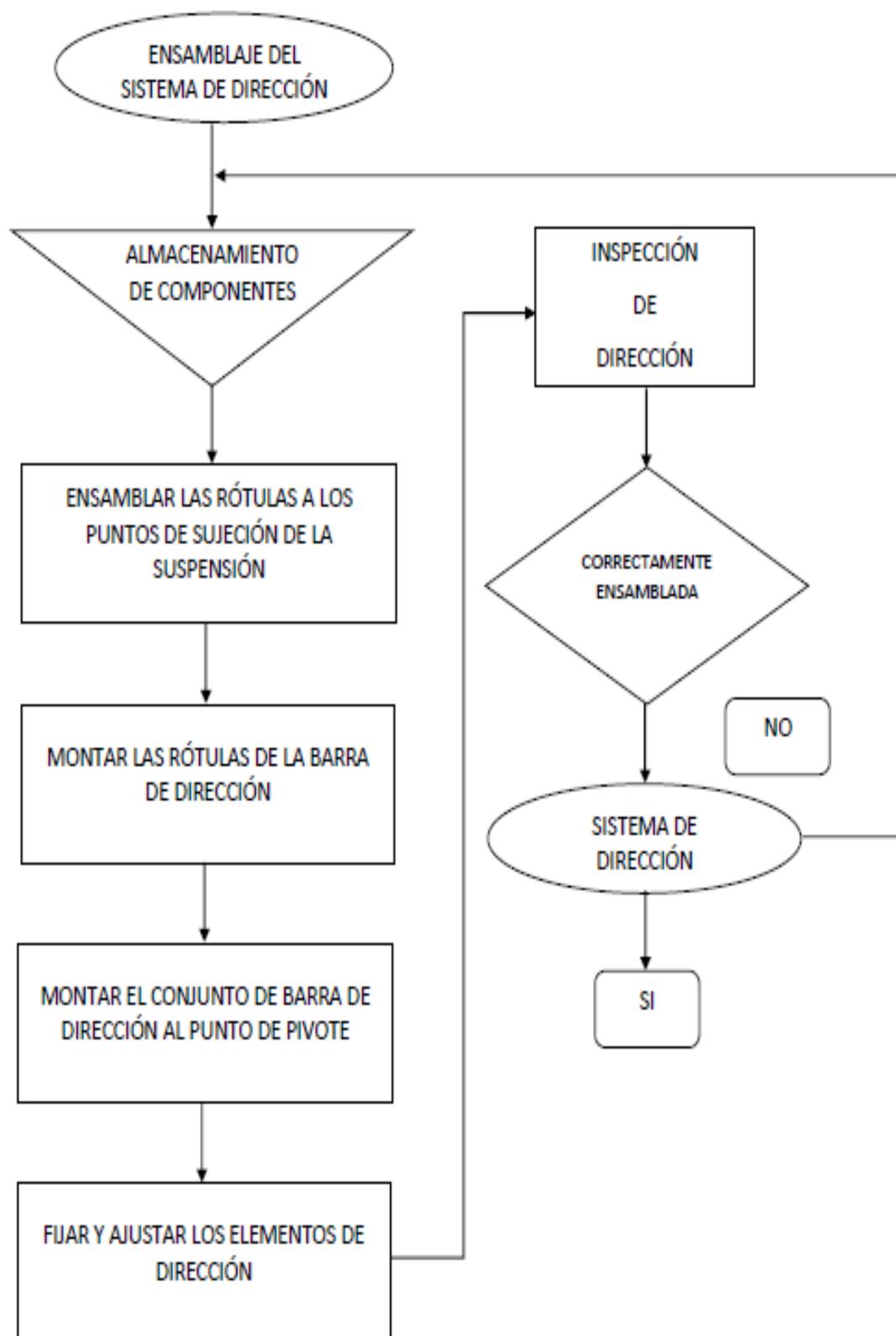


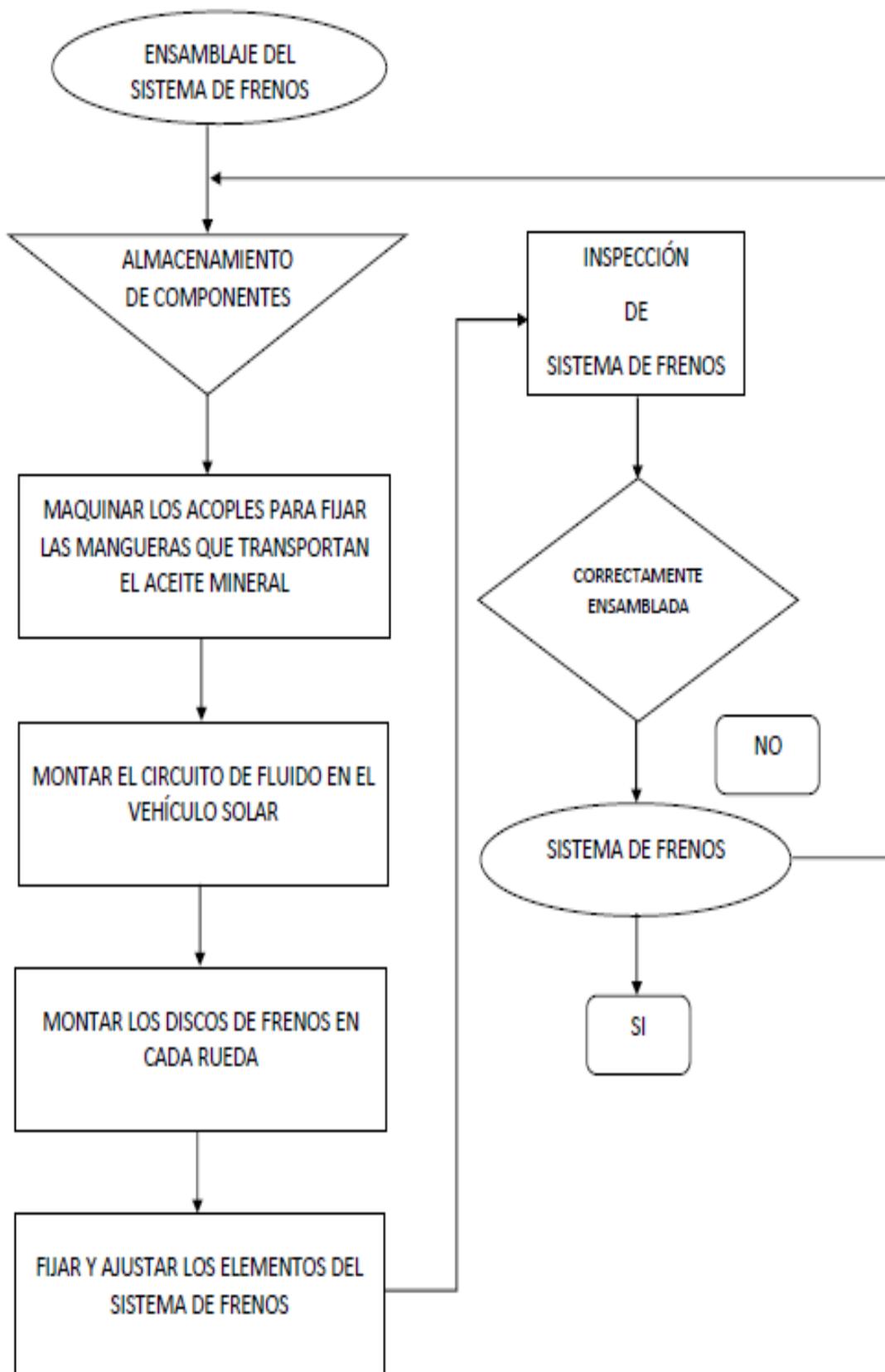


Estos pasos los repetiremos hasta que deje de salir aire por el tubo de vaciado que tenemos en la boquilla de sangrado y hasta que ajustemos el tanto que necesitamos.

6.5 Diagrama de procesos

Proceso 1: Ensamblaje de componentes del sistema de dirección y elementos auxiliares.



Proceso 2: Ensamblaje de componentes del sistema de frenos.

CAPÍTULO VII

7 PROTOCOLO DE PRUEBAS

7.1 Introducción

Este apartado consiste en una serie de procedimientos que tienen como objetivo medir el desempeño de los sistemas de dirección y frenos del vehículo solar; con el fin de garantizar los requerimientos y condiciones óptimas, y así garantizar el buen desempeño 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 y compruebe la calidad de funcionamiento de los sistemas de dirección y frenado.

La aplicación de los protocolos de pruebas tiene como objetivos principales lo siguiente:

- Verificar el cumplimiento de los requisitos del vehículo para la circulación.
- Verificar la funcionalidad y aplicabilidad de la tecnología dentro de la operación de cada sistema.
- Comprobar que cumple el ángulo de giro de las ruedas con el radio solicitado por la competencia.
- Revisar presencia de fugas hidráulicas en el sistema de frenos.
- Cronometrar tiempos de frenado a diferente velocidad inicial.

La aplicación de los protocolos incluidos en esta guía, garantiza que el vehículo solar, tenga un desempeño acorde con los objetivos asociados en cada uno de los sistemas que los componen, describiendo los parámetros a ser comprobados.

7.2 Característica del escenario de pruebas

Tabla 31.

Características del escenario de pruebas

ESCENARIO DE PRUEBAS DE VEHÍCULO SOLAR			
Realizado Por:	Mónica Elizabeth Morales Caranqui		
Localización:	Entrada a las bodegas de Corporación La Favorita		
	Utilidad	Longitud (Km)	Curvas
	Vía nueva	0,650	2
Fecha / Hora	22 de febrero 2016 / 17H00		

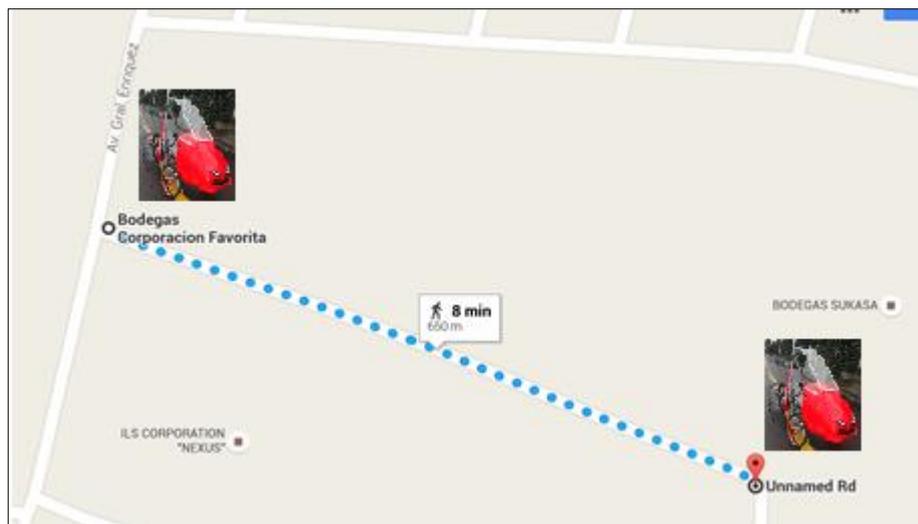


Figura 76.- Circuito de pruebas del vehículo solar

7.3 Pruebas de campo

Después de inspeccionar visualmente el estado de cada uno de los elementos que conforman el sistema de dirección y frenos del vehículo solar, se procedió a preparar el escenario de pruebas y toma de datos necesarios.



Figura 77.- Escenario de pruebas

7.3.1 Pruebas del sistema de dirección

En este apartado se procedió a la inspección de los elementos que constituyen el sistema de dirección, así como la verificación de los elementos de accionamiento.

Se realizó la comprobación del radio de giro solicitado por la competencia y también el radio mínimo que puede girar el vehículo con el mecanismo de dirección acoplado en el prototipo.

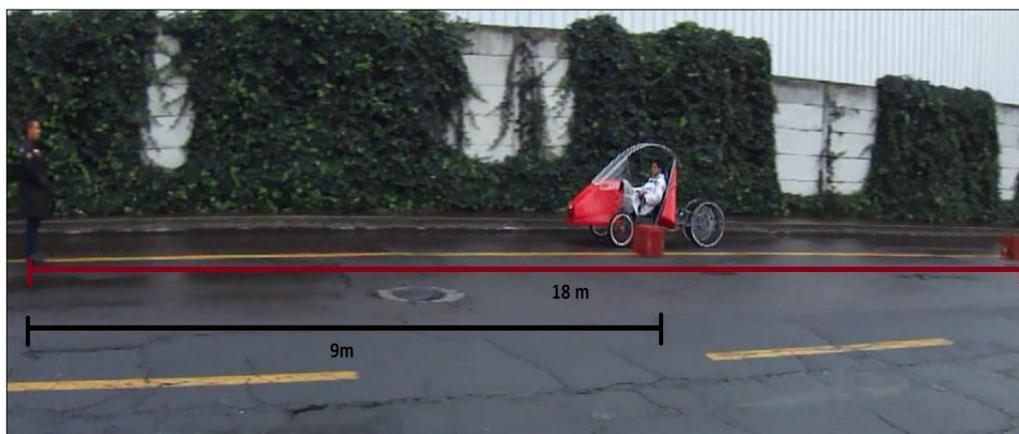


Figura 78.- Pruebas de maniobrabilidad con las longitudes solicitadas en la competencia

7.3.2 Pruebas de 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.

Con el vehículo ya en funcionamiento y a velocidades constantes detalladas en la siguiente tabla, se determinó las distancias y el tiempo de frenado en cada una de las pruebas. Tomando en cuenta que estas pruebas están hechas en línea recta y sin pendiente.

Tabla 32.

Detalle de la distancia y tiempo de frenado del vehículo solar

DISTANCIA DE FRENADO		TIEMPOS DE FRENADO	
Velocidad	Distancia	Velocidad	Tiempo
20 Km/h	1,45 (m)	20 Km/h	1,55 (s)
30 Km/h	2,25 (m)	30 Km/h	2,22 (s)
40 Km/h	3,05 (m)	40 Km/h	3,27 (s)



Figura 79.- Pruebas de distancia de frenado



Figura 80.- Toma de tiempo de frenado

7.4 Análisis y conclusiones de las pruebas

Una vez realizadas las pruebas necesarias, nos ayudan a recopilar los datos y podemos comprobar que se cumplen los cálculos realizados anteriormente.

CAPÍTULO VIII

8 COSTOS

8.1 Introducción

En el presente capítulo se elabora un estudio de costos que debe incurrirse para la construcción del prototipo propuesto en el presente proyecto de titulación.

Los costos se agrupan en las siguientes categorías.

- Sistema de dirección
- Sistema de Frenos.
- Manufactura.
- Herramientas
- Costo de diseño

Los costos se basan en la información facilitada por proveedores de materiales y servicios ubicados en la ciudad de Quito, como se detalla en los cuadros siguientes.

8.2 Costo del sistema de dirección

Tabla 33.

Costos de los elementos del sistema de transmisión de la tricicleta solar

Cant.	Material o elementos	V. Unitario	V. Total
2	Ejes de dirección de cuadron	15,00	30,00
1	Chumacera	12,00	12,00
1	Manillar Shimano	13,50	13,50
Total			USD. 55,00

8.3 Costos del sistema de frenos

El sistema de frenos adaptado al vehículo solar con la cual se pretende participar en la competencia denominada “La Ruta Solar”. Tiene las siguientes características:

- Doble circuito hidráulico independiente
- Cinco discos independientes de 203 mm de diámetro externo.
- Cinco mordazas de doble pistón de diámetro 21 mm.
- Dos maneta de accionamiento de freno con relación de 7:1
- Dos bombas de freno
- Cañerías hidráulicas flexibles con diámetro externo de 4,76 mm y de diámetro interno de 1,5 mm.
- Aceite mineral para frenos de bicicleta.
- Adaptadores y conectores
- Freno de mano que inmovilice al vehículo

Tabla 34.

Costos de los elementos del sistema de frenos del vehículo solar.

Cant.	Material o elementos	V. Unitario	V. Total
5	Discos de freno de 203 mm de diámetro externo Avid	48,00	240,00
5	Puente adaptador para discos de 203 mm	7,00	35,00
2	Juego de freno hidráulico Shimano	95,50	190,00
1	Fluido hidráulico 1 litro	23,50	23,50
2	Manetas de frenos con depósito	13,00	26,00
15	Selladores con topes para mangueras hidráulicas	1,15	17,25
2	Adaptador para manguera en te	4,50	9,00

CONTINÚA



	y cruz		
15	Metros de manguera para transportar el aceite mineral del circuito	1,78	26,70
1	Mecanismo de freno de estacionamiento	25,00	25,00
Total			USD. 592,45

8.4 Costos de manufactura

Tabla 35.

Costos de manufactura de elementos de sistema de dirección y frenos

Cant.	Material o elementos	V. Unitario	V. Total
1	Adaptador en forma de te para los frenos hidráulicos	26,00	26,00
1	Adaptador en forma de cruz para los frenos hidráulicos	28,00	28,00
2	Alargamiento de las barras de dirección	25,50	51,00
1	Maquinado de eje de pivote de dirección	15,00	15,00
1	Corte de placa de pivote de dirección	8,00	8,00
1	Corte y armado de abrazadera de la dirección	22,00	22,00
1	Base de freno de estacionamiento	16,00	16,00
1	Corte y doblado de tubo de manubrio de dirección	25,00	25,00
Total			USD. 191,00

8.5 Costo de diseño

La elaboración del diseño del sistema de dirección y frenos incurrieron en gastos importantes los cuales se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 36.

Costos de diseño de sistemas

Material	Costo
Implementos de oficina	160,00
Impresiones	50,00
Honorarios	600,00
Total	USD. 810

8.6 Costos de herramientas

A continuación se detallan los costos de las herramientas que se usaron para la fabricación, montaje y desmontaje de los elementos de los sistemas.

Tabla 37.

Costos de herramientas utilizados en el proyecto.

Herramientas	Costo
Flexómetro	5,00
Pinzas	4,00
Juego de hexagonales	10,00
Juego de torx	12,00
Juego de llaves	23,00
Destornilladores	7,00
Martillo	9,00
Playo de presión	15,00
Llave de pico	17,50
Total	USD. 102,50

8.7 Costo total del proyecto

El costo total se determina con la sumatoria de los diferentes costos antes establecidos, así el costo total del proyecto será:

Tabla 38.

Costo total del proyecto

RUBROS	COSTO
Elementos del sistema de dirección	55,00
Elementos del sistema de frenos	592,45
Manufactura	191,00
Herramientas	102,50
Costos de diseño	810,00
Total	USD. 1750,95

CAPÍTULO IX

9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 Conclusiones

- Se desarrolló el diseño y construcción de los sistemas de dirección y frenos, de acuerdo a los parámetros y normas establecidas por la competencia Atacama Solar Challenger en la categoría híbridos. Para la construcción y configuración de estos sistemas, que son de importancia para el performance y la seguridad del vehículo solar.
- Se efectuó un estudio técnico y matemático de los parámetros necesarios para poder dimensionar correctamente los elementos de los sistemas de dirección y frenos del vehículo solar.
- Con la ayuda del software utilizado durante el desarrollo del proyecto se determinó los esfuerzos generados en los diferentes elementos de los sistemas, verificando que estos, tienen un factor de seguridad mayor a 1 acorde a los requerimientos, necesidades y recomendaciones que satisface el diseño de los sistemas del vehículo solar
- Con la elaboración del sistema de dirección y frenado se aportó a la construcción del vehículo solar, el cual se convirtió en un gran reto para el grupo de egresados que estamos a cargo de este proyecto de investigación en la universidad, incentivando a las nuevas generaciones a ser más consiente en el uso de la energías renovables y sigan investigando para ayudar a evitar más contaminación en el planeta.

- Se seleccionó adecuadamente los distintos elementos mecánicos que actúan directamente en los sistemas de dirección y frenos acorde a la necesidad requerida del diseño.
- Se determinó que el vehículo solar dotado del sistema de dirección, tiene un rango de maniobrabilidad segura a diferentes valores de velocidad en carreteras de un buen trazado, cuidando los radios de curvaturas mínimos y también el solicitado por la competencia.
- Se puede asegurar que el sistema de frenos es uno de los de mayor importancia debido a que este brinda la seguridad más importante del vehículo solar. Una avería de este sistema durante la marcha del vehículo puede ocasionar la pérdida de control y grandes problemas tanto físicos como materiales. Por lo tanto consta de dos sistemas independientes de frenos hidráulicos de disco con mordazas fijas brindando confiabilidad y seguridad para el piloto.
- Se realizó las pruebas de funcionamiento necesarias a 20 Km/h confirmando el buen desempeño del vehículo y a su vez que la distancia y tiempo de frenado cumple la efectividad de los parámetros solicitados y calculados.
- Los materiales utilizados en la construcción de los sistemas cumplen con los requerimientos mecánicos esperados.

9.2 Recomendaciones

- Utilizar un software de diseño para obtener dimensiones y resultados de análisis con alta precisión y rapidez, pudiendo modificar y efectuar cambios con facilidad, si así fuera necesario.
- La construcción y adaptación del mecanismo de dirección se debe realizar bajo normas de seguridad y procesos manufactura de calidad.
- No se debe exceder la velocidad máxima promedio de conducción recomendada para el prototipo de dirección montado en el vehículo solar, ya que se puede perder la estabilidad.
- Se debe realizar una inspección visual periódica y de mantenimiento adecuado al sistema de dirección y frenos, así como los demás sistemas del vehículo solar para brindar seguridad al conductor.
- Se recomienda tener cuidado al momento de instalar las cañerías hidráulicas del sistema de frenos, tratando en lo posible de evitar deformaciones pronunciadas, ya que se pueden obstruir o romper las mangueras y esto puede averiar el sistema.
- Se debe tener cuidado al instante de manipular el aceite mineral, ya que si este se riega sobre las pastillas de freno estas se contaminan muy rápido, volviendo al sistema muy bullicioso al instante de realizar el frenado, y la única solución es cambiarlas por unas nuevas.
- Es primordial realizar el estudio y desarrollo de materiales más ligeros con altas características mecánicas, pero a costos bajos, para utilizarlos en nuevos prototipos con el único objetivo de reducir el peso, sabiendo que es un factor muy importante dentro del desempeño del vehículo.

BIBLIOGRAFÍA

- Acevedo, R. (29 de Septiembre de 2012). *La tercera edición impresa*. Santiago de Chile: Algaida.
- Alonso, J. (1998). *SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y FRENADO*. España: Paraninfo.
- Ciclismo. (2013). *Electromecánica*. Santiago de Chile: Adarve.
- Comunidad. (2006). *Ciclismo*. Santiago de Chile: Algaida.
- EFA, M. (2008). *Sistema de Frenos*. Madrid: Aladena.
- Gillespie.T. (1992). *Fundamentals of vehicle Dynamics*. SAE.
- Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales*. México, D.F.: Pearson Educación.
- Parera, A. (1995). *FRENOS ABS*. México, D.F.: Alfaomega.
- Pérez Camacho, E. (2006). *DERECHO AMBIENTAL Y DE LOS RECURSOS NATURALES* (Primera edición ed.). Guayaquil, Ecuador: Edino.
- Ramirez. (2014). *La bicicleta*. Lima: Babylon.
- Recalde, A. (2013). *BICICLETAS ANTIGUAS DEL MUSEO DE LA BICICLETA*. Esculturas de Diseño en Bilbao.
- Remling. (1991). *FRENOS*. México, D.F.: Limusa S.A.
- Sanz Gonzales, A. (1991). *Tecnología de la Automoción*. Barcelona: Don Bosco.

NETGRAFÍA

- Manual técnico Shimano 2013. Disponible en URL: <http://www.shimano.com/cycle/Deore-XT/S.pdf>. Citado el (01-02-2016)
- Manuales de mecánica de bicicleta. Disponible en URL: <http://rykybike.blogspot.com/p/manuales.html>. Citado el (22 - 09 - 2015)
- Componentes del sistema de frenado. Disponible en URL: http://dobac.com/S_Frenos%20Hidraulicos.pdf. Citado el (05 -12- 2015)
- Metodologías de ingeniería concurrente disponible en URL: <https://upcommons.upc.edu/e-/7851/2/RibaMolina.pdf>. Citado el (30 - 01 - 2015)
- Código de dibujo técnico mecánico disponible en URL: <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.cpe.1989.pdf>. Citado el (20 - 12 - 2015)
- Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación. Disponible en el URL: <http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-geometria.htm>. Citado el (10 - 01 - 2016)
- Dynamic Stability of Three-Wheeled Vehicles in Automotive-Type Applications. Disponible en el URL: <http://www.rqriley.com/3-wheel.htm>. Citado el (10 - 10 - 2015)
- Camber thrust. Disponible en el URL: <http://www.tonyfoale.com/>. Citado el (02 - 02 - 2016)
- Riba, C. (14 de 10 de 2006). *INGENIERIA CONCURRENTE*. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu.com>
- Roadhouse. (Mayo de 2011). *MANUAL TÉCNICO DE PASTILLAS DE FRENO*. Obtenido de <http://www.imporbrake.com/>
- Nazareno, L. (17 de 03 de 2014). *CICLO VIAJES*. Obtenido de <http://www.cicloviajes.com/cicloturismos/bike/bike.htm>
- Noticiero, E. (16 de 11 de 2014). *VEHÍCULO SOLAR ECUATORIANO EN CARRERA SOLAR DE ATACAMA*. Obtenido de <http://www.tctelevisión.com>

- IMPROBRAKE. (2015). *Campana de Freno*. Obtenido de <http://www.improbrake.com>
- Investigación. (23 de Mayo de 2013). *CausaDirecta*. Obtenido de <http://www.CausaDirecta.com>
- Atacama, C. S. (2016). *Bases Técnicas Híbrido*. Atacama, Chile. Obtenido de <http://www.carrerasolar.com>
- Chevrolet. (Mayo de 2014). *Ciencia, Docencia y Tecnología*. Obtenido de <http://www.scielo.org.ar>

ANEXOS



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por la señorita: **MÓNICA ELIZABETH MORALES CARANQUI**

En la ciudad de Latacunga, a los **06 días del mes de junio del 2016.**

Ing. Juan Castro

DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Danilo Zambrano

DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Juan Carlos Díaz

SECRETARIO ACADÉMICO