



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 BASTIDOR Y SISTEMA DE
TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y
SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 EN
LA CATEGORÍA HÍBRIDOS**

**AUTORES: MILLAN ANDRÉS ARIAS ESPINOZA
DARÍO RAFAEL SISALEMA QUIIJE**

DIRECTOR: ING. GUIDO TORRES

LATACUNGA

2016



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

CERTIFICADO

ING. GUIDO TORRES (DIRECTOR)

Certifico que el trabajo de titulación, “***DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 EN LA CATEGORÍA HÍBRIDOS***” realizado por **MILLAN ANDRÉS ARIAS ESPINOZA Y DARIO RAFAEL SISALEMA QUIJIJE** 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 acreditar y autorizar a los señores **MILLAN ANDRÉS ARIAS ESPINOZA Y DARIO RAFAEL SISALEMA QUIJIJE** para que lo sustenten públicamente.

Latacunga, 6 de Junio del 2016

GUIDO RAFAEL TORRES MUÑOZ

DIRECTOR



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

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **MILLAN ANDRÉS ARIAS ESPINOZA** Y **DARIO RAFAEL SISALEMA QUIJIJE**, con cédula de identidad N° 172044663-0 y N° 172214936-4 respectivamente, declaramos que este trabajo de titulación **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 EN LA 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 declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 6 de Junio del 2016

ARIAS ESPINOZA MILLAN ANDRÉS

C.C.:172044663-0

SISALEMA QUIJIJE DARÍO RAFAEL

C.C.:172214936-4



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

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **MILLAN ANDRÉS ARIAS ESPINOZA Y DARIO RAFAEL SISALEMA QUIJIJE**, autorizamos 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 BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 EN LA CATEGORÍA HÍBRIDOS”*** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 6 de Junio del 2016

ARIAS ESPINOZA MILLAN ANDRÉS

C.C.:172044663-0

SISALEMA QUIJIJE DARÍO RAFAEL

C.C.:172214936-4

DEDICATORIA

Al creador de todas las cosas, el que me ha dado fortaleza para continuar cuando a punto de caer he estado; por ello, con toda la humildad que mi corazón puede emanar, dedico primeramente mi proyecto de investigación a Dios.

De igual forma, dedico este proyecto a mi madre Luzmila, que ha sido el ser fundamental, que con su amor y paciencia ha sabido formarme con buenos sentimientos, hábitos y valores, lo cual me ha ayudado a salir adelante en los momentos más difíciles.

A mis tíos Rebequita, Aníbal y Hernán, que siempre ha estado junto a mí brindándome su apoyo incondicional como la gran familia que somos.

A un ser especial, mi tía Esperanza, que desde el cielo me ha brindado su bendición y cuidado de madre siempre.

A mi familia Espinoza en general, porque han estado conmigo en los buenos y malos momentos desde mi infancia.

Millan Andrés Arias Espinoza

DEDICATORIA

Este proyecto de investigación 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 presentaban, enseñándome a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento.

A mi familia quienes por ellos soy lo que soy. Para mis padres por su apoyo, consejos, comprensión, amor, ayuda en los momentos difíciles, y por apoyarme con los recursos necesarios para poder culminar una etapa más en mi vida. Me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios, mi carácter, mi empeño, mi perseverancia, mi coraje para conseguir mis objetivos.

A mis hermanos por estar siempre presentes, acompañándome para poderme realizar. A mi hija Camila quien ha sido y es una mi motivación, inspiración y pilar fundamental para concluir esta etapa de mi vida.

Dario Rafael Sisalema Quijije

AGRADECIMIENTO

Le agradezco a Dios por haberme acompañado y guiado a lo largo de mi carrera, por ser mi fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarme una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

Le doy gracias a mi madre Luzmila por apoyarme en todo momento, por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida. Sobre todo por ser mi excelente ejemplo de lucha, perseverancia y vida a seguir.

A mis tíos Rebequita, Aníbal y Hernán por ser parte importante de mi vida y representar la unidad familiar, pero sobre todo por cada consejo y enseñanza brindada en cada etapa de mi vida.

A mi gran amigo Dario Sisalema, Le agradezco la confianza, apoyo y dedicación de tiempo para lograr alcanzar nuestra anhelada meta profesional.

Al Ingeniero Guido Torres por la paciencia y dedicación en el desarrollo del proyecto, permitiéndonos crecer profesionalmente y aprender cosas nuevas.

Al Ingeniero Héctor Terán por la confianza y preocupación debida en el desarrollo del proyecto dándonos la oportunidad de surgir profesionalmente.

A Diego y Alex quienes más que amigos han hecho el papel de hermanos desde que iniciamos esta gran amistad, gracias por brindarme su confianza y apoyo incondicional durante esta maravillosa etapa de vida universitaria.

A todo el grupo de partner's Viny, Edy, Dali, Juampi y Tiny quienes con su amistad sincera y sobre todo su alegría permitieron unir a la familia universitaria que mantuvimos en esta etapa.

En general agradezco a todas las personas que de una u otra manera estuvieron presentes durante el desarrollo y progreso de mi vida en la carrera de INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.

Millan Andrés Arias Espinoza

AGRADECIMIENTO

El presente proyecto de investigación primeramente me gustaría agradecerle a ti Dios por bendecirme para llegar hasta donde he llegado, porque hiciste realidad este sueño anhelado para mí y toda mi familia.

A mis profesores durante toda mi carrera profesional porque todos han aportado con un granito de arena a mi formación, y en especial al Ingeniero Guido Torres, por la guía, colaboración y ayuda que me brindaron en el transcurso del proyecto.

A mis padres y hermanos Marco Sisalema, Alexandra Quijiye, Evelyn Sisalema y Kevin Sisalema, por su apoyo constante e incondicional en toda mi vida y más aún en mis duros años lejos de ellos para poder culminar mi carrera profesional.

A Diana y mi hija Camila, por brindarme su amor y apoyo en las situaciones críticas de mi vida, siempre han sido y serán mis fuerzas para luchar día a día por ustedes las amo mucho.

A mis amigos, por la convivencia diaria y pues gracias por hacer mis días en la universidad mucho más felices e inolvidables, a esas personas son las que agradezco que se tomaron la molestia de gastar un poco de su tiempo para compartir alegrías y tristezas logrando sacar algo gratificante de cada uno de ellos y como olvidarme de mi compañero de tesis Andrés Arias por su colaboración, fomentando el trabajo en equipo para hacer posible este proyecto.

Dario Rafael Sisalema Quijiye

ÍNDICE DE CONTENIDO

PORTADA	i
CERTIFICADO	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
AGRADECIMIENTO	viii
ÍNDICE DE CONTENIDO	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xvii
ÍNDICE DE TABLAS	xxi
RESUMEN	xxii
ABSTRACT	xxiii

CAPÍTULO I

MARCO METODOLÓGICO EN EL DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 EN LA CATEGORÍA HÍBRIDOS”	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Planteamiento del problema	2
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	5
1.7.	Hipótesis.....	5
1.8.	Variables de investigación	6
1.8.1.	Variable independiente.....	6
1.8.2.	Variable dependiente.....	6
1.9.	Metodología del desarrollo del proyecto.....	6
1.9.1.	Método experimental.....	6
1.9.2.	Método de síntesis	6
1.10.	Fuentes y técnicas de recopilación de información y análisis de datos.....	7
1.10.1.	Fuentes primarias	7
1.10.2.	Fuentes Secundarias	7

CAPÍTULO II

MARCO CONCEPTUAL	8	
2.1.	Introducción	8
2.2.	Tipos de tricicletas de acuerdo a su forma	9
2.2.1.	Tricicleta vertical.....	9
2.2.2.	Tricicleta delta reclinada	10
2.2.3.	Tricicleta recumbente	10
2.3.	Generalidades de la tricicleta.	11
2.3.1.	Tricicleta.....	11
2.3.2.	Chasis	11

2.3.3. Bastidor	12
2.3.4. Carrocería	13
2.3.5. Sistema de transmisión	14
a. Transmisión de potencia por cadenas.....	14
b. Catarinas.....	15
c. Plato pedalier.....	16
d. Cadena.....	16
e. Desviadores	17
2.4. Método de elementos finitos	18
2.5. Teorías de falla bajo cargas estáticas	19
2.5.1. Esfuerzo.....	19
2.5.2. Deformación.....	20
2.5.3. Energía de deformación	20
2.6. Falla de materiales dúctiles	21
2.6.1. Teoría de la energía de distorsión	21
2.6.2. Teorías de falla bajo cargas dinámicas.....	22
2.7. Factor de seguridad	23
2.8. Cargas aerodinámicas.....	24
2.8.1. Separación del flujo.....	25
a. Fricción en la superficie	25
b. Pérdida de presión por la capa límite	25
c. Arrastre inducido.....	26
3.9. Centro de gravedad.....	26
2.10. Criterio sobre el peso de la estructura	27
2.11. Criterios de seguridad.....	27

2.12. Criterio de espacio y ergonomía.....	28
2.13. Soldadura.....	30
2.13.1. Tipos de unión por soldadura	30
2.13.2. La soldadura MIG	31
2.13.3. Materiales de aportación en el proceso de soldadura MIG	32
2.13.4. Alambres para acero al carbono	32
2.13.5. Gases de protección en el proceso de soldadura MIG.....	33
2.13.6. Proceso semiautomático de la soldadura MIG	34

CAPÍTULO III

DISEÑO FUNCIONAL DE LA TRICICLETA SOLAR.....	36
3.1. Introducción	36
3.2. Requerimientos generales de diseño	37
3.2.1. Reglamentación Competencia “Atacama Solar Challenger”	37
3.2.2. Dimensiones para el diseño.....	37
3.2.3. Peso de la estructura	38
3.2.4. Chasis	38
3.2.5. Visión	40
3.3. Centro de gravedad.....	41
3.3.1. Centro de gravedad obtenido mediante software	42
3.3.2. Calculo teórico del centro de gravedad	42
3.3.3. Distancia entre ejes y el centro de gravedad	45
3.3.4. Determinación de cargas	46
a. Determinación de carga muerta (CM).....	46
b. Fuerza de la carga muerta bajo un factor crítico	48

c.	Determinación de las cargas vivas (CV).....	48
d.	Fuerza generada por cargas vivas.....	49
e.	Fuerza de la carga viva bajo un factor crítico	49
f.	Determinación de la carga total.....	50
g.	Determinación de la fuerza total	50
h.	Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad.....	51
i.	Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico	52
j.	Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico de carga del 50%.....	52
k.	Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad	53
l.	Masas suspendidas delanteras y posteriores.....	53
m.	Cálculo de la masa no suspendida.....	57
n.	Aceleración longitudinal	57
o.	Fuerza de frenado	61
p.	Cálculo de la desaceleración	61
q.	Cálculo de la fuerza de frenado.....	62
r.	Distancia entre el centro de gravedad y el eje de balanceo	62
s.	Momento de balanceo ideal.....	64
t.	Momento de balanceo deseado	65
u.	Cálculo de cargas de impacto.....	65
v.	Carga aerodinámica.....	67
w.	Diseño y selección de la transmisión por cadenas.	68
3.4.	Cálculos del mecanismo de la transmisión por cadena.	68
3.4.1.	Cálculos de la distribución de fuerzas del sistema de transmisión.....	69
a.	Fuerza y momentos de la Catarina	69

a.	Fuerza en el eje.....	70
b.	Fuerza en la cadena	70
c.	Torque en el brazo de biela	70
d.	Velocidad angular a la salida (Piñón 28 Dientes)	71
3.4.2.	Cálculo de la fuerza en la cadena	72
3.4.3.	Cálculo de la velocidad en la cadena	74
3.4.4.	Cálculos de la potencia en la cadena.....	75
3.4.5.	Factores de selección de motores eléctricos.....	76
3.4.6.	Especificación factor de servicio.....	76
3.4.7.	Selección de cadena.	77
3.4.8.	Distancia entre centros	79
3.4.9.	Cálculo de la longitud de la cadena (L):.....	80
3.4.10.	Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en la catarina.	81
3.4.11.	Cálculos de la velocidad del neumático	82

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS	83	
4.1.	Análisis estructural	83
4.2.	Método de los elementos finitos MEF	83
4.3.	Consideraciones previas análisis por el MEF	83
4.4.	Análisis de esfuerzos en el bastidor y sistema de transmisión	84
4.4.1.	Análisis de esfuerzos en el chasis	84
4.4.2.	Análisis estructural de la barra antivuelco primaria y secundaria.....	85
a.	Impacto superior	85
b.	Impacto frontal	90

c.	Impacto lateral.....	94
d.	Fuerza de frenado.....	98
e.	Fuerza en curvas.....	102
f.	Fuerza de tracción en la catarina.....	106
g.	Fuerza de tracción en la cadena	111
h.	Comportamiento aerodinámico de la carrocería	116

CAPÍTULO V

	PROCESOS DE MANUFACTURA Y MONTAJE DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA SOLAR	119
5.1.	Proceso de manufactura del bastidor.....	119
5.1.1.	Chasis	119
a.	Especificación de los tubos estructurales	119
b.	Medición y corte.....	120
c.	Biselado del material	121
d.	Doblado y Barolado del material	121
5.2.	Unión de los componentes del chasis.....	122
5.2.1.	Viga central	122
5.2.2.	Barras antivuelco.....	123
5.2.3.	Barras de protección posterior y lateral.....	123
5.2.4.	Barra de fijación de las ruedas delanteras	124
5.2.5.	Barra de fijación de las ruedas posteriores.....	125
5.3.	Sistema de transmisión.....	127
5.3.1.	Adaptación de pedales al Chasis	127
5.3.2.	Adaptación de la cadena.....	127

5.4.	Construcción y montaje de la carrocería	130
5.4.1.	Molde base	130
a.	Primer negativo	132
b.	Pintura y acabados.....	133

CAPÍTULO VI

PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	137	
6.1.	Pruebas de campo.....	137
6.1.1.	Ruta N° 1	137
6.1.2.	Ruta N° 2	141
6.2.	Resultados obtenidos.....	145
6.2.1.	Estabilidad.....	145
6.2.1.	Cargas.....	145
6.2.2.	Autonomía.....	146

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	147	
7.1.	Conclusiones	147
7.2.	Recomendaciones.....	148

BIBLIOGRAFÍA.....	149
--------------------------	------------

ANEXOS	151
---------------------	------------

Anexo A. Propiedades del acero estructural sin costura A53 grado B cedula 40

Anexo B. Propiedades de los aceros estructurales

Anexo C. Factor de servicio

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.- Tricicleta Impulsada Por Energía Solar.....	8
Figura 2.- Tricicleta vertical.....	9
Figura 3.- Tricicleta delta reclinada	10
Figura 4.- Tricicleta Renacuajo Reclinada.....	11
Figura 5.- Chasis	12
Figura 6.- Bastidor multitubular.....	13
Figura 7.- Carrocería de una tricicleta.....	13
Figura 8.- Tipos de cadenas de potencia	14
Figura 9.- Catarinas de la bicicleta.....	15
Figura 10.- Plato pedalier de tres discos Shimano	16
Figura 11.- Partes de una cadena	17
Figura 12.- Desviadores de cadena	18
Figura 13.-Método de elementos finitos	18
Figura 14.- Mallado.....	19
Figura 15.- Diagrama de esfuerzo.....	19
Figura 16.- Diagrama esfuerzo vs. deformación.....	20
Figura 17.- Elipse de la energía de la distorsión Von Mises.....	22
Figura 18.- Diagrama de fatiga	23
Figura 19.- Aerodinámica de un vehículo.....	25
Figura 20.- Centro de gravedad del automóvil	26
Figura 21.- Distribución de fuerzas al balancear	27
Figura 22.- Análisis técnico del arco antivuelco.....	28
Figura 23.- Posición ideal con todos los ángulos en una tricicleta recumbente.....	29
Figura 24.- Tipos de unión por soldadura	31
Figura 25.- Proceso de soldadura MIG	32
Figura 26.- Alambre al carbono	33
Figura 27.- Gas de protección para las suelda MIG.....	34
Figura 28.- Proceso de suelda MIG.....	35
Figura 29.- Prototipo de tricicleta solar ESPOL	37

Figura 30.- Proyecciones de la jaula antivuelco.....	40
Figura 31.- Vista general de la barra antivuelco	40
Figura 32.- Dimensiones de visibilidad del piloto	41
Figura 33.- Ubicación del centro de gravedad en la tricicleta tipo recumbente.....	41
Figura 34.- Centro de gravedad de la tricicleta solar	42
Figura 35.- Centro de gravedad (coordenada Y_{cg}).....	43
Figura 36.- Centro de gravedad (coordenada X_{cg}).....	44
Figura 37.- Centro de gravedad (coordenada Z_{cg})	45
Figura 38.- Distancias de las fuerzas al CG	46
Figura 39.- Distribución de fuerzas respecto al CG.....	51
Figura 40.- Distancia entre el centro de gravedad y el eje de balanceo	63
Figura 41.- Ángulo de balanceo real	64
Figura 42.- Momento de balanceo deseado.....	65
Figura 43.- Componentes del sistema de transmisión.....	68
Figura 44.- Características de la catarina	69
Figura 45.- Diagrama de la velocidad angular con el piñón de 28 dientes	71
Figura 46.- Diagrama de las fuerzas en la cadena.....	72
Figura 47.- Fuerza de la cadena en la Catarina	73
Figura 48.- Fuerza de la cadena en el piñón rache	74
Figura 49.- Distancia entre centros	79
Figura 50.- ángulo de contacto de la cadena en la catarina.....	81
Figura 51.- Chasis	85
Figura 52.- Asignación de sujeciones y cargas	86
Figura 53.-Generación de la malla en el chasis.....	86
Figura 54.-Análisis de tensión axial y de flexión superior	87
Figura 55.-Análisis de deformación máxima	88
Figura 56.-Análisis del factor de seguridad	89
Figura 57.-Asignación de sujeciones y cargas	90
figura 58.- Análisis de tensión axial y de flexión frontal.....	91
Figura 59.-Análisis de deformación máxima	92
Figura 60.-Análisis del factor de seguridad	93

Figura 61.- Asignación de sujeciones y cargas	94
Figura 62.-Análisis de tensión axial y de flexión lateral.....	95
Figura 63.- Análisis de deformación máxima.....	96
Figura 64.-Análisis del factor de seguridad	97
Figura 65.-Asignación de sujeciones y cargas	98
Figura 66.-Análisis de tensión axial y deflexión del chasis	99
Figura 67.-Análisis de deformación máxima.....	100
Figura 68.-Análisis del factor de seguridad	101
Figura 69.-Asignación de sujeciones y cargas	102
Figura 70.- Análisis de tensión axial y de flexión del chasis	103
Figura 71.- Análisis de deformación máxima.....	104
Figura 72.- Análisis del factor de seguridad	105
Figura 73.- Asignación de sujeciones y cargas	106
Figura 74.- Mallado de catarina del plato pedalier	107
Figura 75.- Análisis de tensión axial y de flexión de la catarina.	108
Figura 76.- Análisis de deformación máxima.....	109
Figura 77.- Análisis del factor de seguridad	110
Figura 78.- Asignación del material en el CAD.....	111
Figura 79.- Mallado eslabones de la cadena	112
Figura 80.- Análisis de tensión axial y de flexión de la catarina.	113
Figura 81.- Análisis de deformación máxima.....	114
Figura 82.-Análisis del factor de seguridad	115
Figura 83.- Modelado de la carrocería	116
Figura 84.-Configuración para análisis aerodinámico.	117
Figura 85.-Turbulencia del aire sobre la carrocería	117
Figura 86.-Perfil de análisis aerodinámico.....	118
Figura 87.- Diseño realizado mediante CAD.....	119
Figura 88.- Barras estructurales del prototipo.....	120
Figura 89.- Medición y corte del material.....	120
Figura 90.- Biselado del material	121
Figura 91.- Barolado de la viga central.....	122

Figura 92.- Suelda de la viga central.....	122
Figura 93.- Fijación de las barras antivuelco	123
Figura 94.- Suelda de las barras de protección posterior y lateral	124
Figura 95.- Suelda de la barra de fijación de las ruedas delanteras	125
Figura 96.- Suelda de la barra de fijación de las ruedas posteriores	125
Figura 97.- Adaptación de pedales al Chasis	127
Figura 98.- Adaptación de la cadena.....	128
Figura 99.- Molde base	130
Figura 100.- Corte de la madera.....	130
Figura 101.- Estructura del molde base.....	131
Figura 102.- Proceso de modelado.....	131
Figura 103.- Aplicación de YEICOL al molde	132
Figura 104.- Aplicación de fibra de vidrio al molde base.....	132
Figura 105.- Obtención de la pieza final	133
Figura 106.- Rectificado de fallas d la pieza final	133
Figura 107.- Carrocería	134
Figura 108.- Prototipo final.....	135
Figura 109.- Mapa tipo tierra de la prueba de ruta.....	138
Figura 110.- Escenario de la ruta N° 1.	138
Figura 111.- Comparación entre velocímetros – prueba de velocidad.....	139
Figura 112.- Mapa tipo tierra de la ruta N° 2	142
Figura 113.- Escenario real de la ruta N° 2.	143
Figura 114.- Comparación entre velocímetros tricicleta – vehículo de abastos	143

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Teoría de fallas	21
Tabla 2.- Factores de seguridad para diseño estático y dinámico	24
Tabla 3.- Dimensiones establecidas por la competencia Atacama Solar Challenger.....	37
Tabla 4.- Centro de gravedad obtenido mediante CAD.....	42
Tabla 5.- Cargas en la tricicleta	43
Tabla 6.- Distancias al centro de gravedad	46
Tabla 7.- Valores de las Cargas Muertas	47
Tabla 8.- Valores de las cargas vivas.....	49
Tabla 9.- Porcentaje de fuerzas en cada eje	53
Tabla 10.- Valores de masas suspendidas.....	53
Tabla 11.- Cargas distribuidas sobre cada rueda.....	56
Tabla 12.- Características del motor	58
Tabla 13.- Factor de servicio	77
Tabla 14.- Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40	78
Tabla 15.- Características del material estructural.....	84
Tabla 16.- Parámetros de simulación para el chasis – barras antivuelco primaria y secundaria... 85	
Tabla 17.- Parámetros de simulación para el chasis - Impacto frontal	90
Tabla 18.- Parámetros de simulación para el chasis - Impacto lateral	94
Tabla 19.- Parámetros de simulación para el chasis - Fuerza de frenado	98
Tabla 20.- Parámetros de simulación para el chasis – Momento de balanceo.....	102
Tabla 21.- Parámetros de simulación para la catarina- fuerza de tracción.....	106
Tabla 22.- Parámetros de simulación para la cadena - fuerza de tracción.	111
Tabla 23.- Parámetros de simulación para la carrocería - comportamiento aerodinámico.	116
Tabla 24.- Diagrama de procesos para la construcción del chasis.	126
Tabla 25.- Diagrama de procesos para la adaptación de la transmisión.	129
Tabla 26.- Diagrama de procesos para la construcción de la carrocería.....	136
Tabla 27.- Características de la ruta N° 1 para la prueba de campo.....	137
Tabla 28.- Resultados de la prueba de campo ruta N° 1.	140
Tabla 29.- Datos de desplazamiento según la propulsión.	141
Tabla 30.- Características de la ruta N° 2 para la prueba de campo.....	142
Tabla 31.- Resultados de prueba de campo en la ruta N° 2.....	144

RESUMEN

En el presente proyecto de investigación se describe el diseño y la construcción del bastidor junto con la respectiva adaptación de un sistema de transmisión de una tricicleta solar para la competencia "Atacama Solar Challenger" misma que se desarrolla en el desierto de Atacama Chile. El bastidor se estructura de dos componentes de vital importancia para la tricicleta, por un lado tenemos el chasis, el cuál fue diseñado en base a los reglamentos de la competencia en la categoría híbridos 2016, los mismos que exigen seguridad y eficacia para obtener un prototipo de características óptimas, el chasis es una estructura metálica tubular tipo recumbente lo que favorece a la distribución de cargas en las diferentes condiciones de desempeño que simulado en un previo análisis en software nos permite determinar el material idóneo para llevar a cabo la respectiva fabricación del modelado, por otro lado tenemos el diseño de la carrocería en el cual se prioriza mantener un peso mínimo que favorezca al desempeño aerodinámico del prototipo, todo este proyecto se complementa con la adaptación del sistema de transmisión de la tricicleta el mismo que consta de dos sistemas independientes de propulsión, uno se basa en la propulsión humana similar a una bicicleta para lo cual mediante cálculos se realiza una selección de las partes como la cadena, catarinas y el plato pedalier idóneo para la tricicleta; el otro sistema de impulsión consta de un motor eléctrico tipo HUB que adaptado en la rueda motriz proporciona el desplazamiento de la tricicleta acorde velocidad exigida por la competencia. Finalmente se realiza los protocolos de prueba que avalan el comportamiento del vehículo en pista verificando la estabilidad y desempeño de la tricicleta.

PALABRAS CLAVE:

- **DISEÑO DE UNA TRICICLETA.**
- **DISEÑO DEL BASTIDOR.**
- **SISTEMA DE TRANSMISIÓN.**

ABSTRACT

In the present project is described the design and construction of the chassis with the corresponding adjustment of the transmission system for the solar prototype for the competition “Atacama Solar Challenger”, which takes place in Atacama’s desert in Chile. The chassis is built by two components that are really important for the prototype, at one side we have the chassis which was designed on base to the rules of the competition in the hybrids category 2016, whose demand security and efficiency to obtain a prototype with excellent characteristics, the chassis is a metallic tubular structure from the recumbent type which favor distribution’s load in the several conditions of performance that was simulated in the previous analysis in the software where the ideal material was chosen for the construction of the modelling. On the other side we have the carriage works which was designed prioritizing a minimum weight which is going to make aerodynamics performance works better, all this project is complemented by the adjustment of the prototype’s transmission system, that is formed by two independent systems, one is based on the human propulsion which is similar to the conventional bicycles for what due to previous calculations we chose the suitable components like the chain, the sprocket wheel. And the other the impulsion system that consist on an electric engine HUB type, that was adjusted to the drive wheel which allow the movement of the prototype according to the required speed for the competition. Finally the test’s protocols which guarantee the work of the vehicle in the road verifying the stability and well-functioning ability.

KEYWORD:

- **DESIGN OF TRIKE.**
- **DESIGN OF CHASSIS.**
- **TRANSMISSION SYSTEM.**

CAPÍTULO I

MARCO METODOLÓGICO EN EL DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA TRICICLETA IMPULSADA POR ENERGÍA HUMANA Y SOLAR PARA LA COMPETENCIA ATACAMA SOLAR CHALLENGER 2016 EN LA CATEGORÍA HÍBRIDOS”

1.1. Antecedentes

La contaminación ambiental debido a la utilización de combustibles fósiles no ha disminuido pese a las constantes campañas de sensibilización hacia la sociedad sobre el calentamiento global, el crecimiento acelerado de la población y la demanda sobre estos combustibles para satisfacer necesidades como los medios de transporte, ha dado como resultado una variante caótica en el efecto invernadero producido por los gases contaminantes resultantes de la quema de estos combustibles. (Spencer, 2007)

La bicicleta se destaca como el medio de transporte terrestre que necesita menos potencia y energía por kilómetro recorrido, por lo que debido a su eficiencia y sostenibilidad con el medio ambiente resulta un medio de transporte óptimo para zonas urbanas. (González, 2014)

De acuerdo con Noriega (2014) “El mercado de las bicicletas híbridas/eléctricas es un sector emergente donde no hay mucha variedad en cuanto a las características eléctricas de estas y a su sistema de transmisión. Como en cualquier otro sector emergente, este se está adaptando a lo que existía previamente, por lo que la práctica más habitual ha sido el añadir los sistemas necesarios para convertir las bicicletas a híbridas o eléctricas, pero sin realizar un diseño completamente desde cero de estas, para así evitar un posible rechazo del consumidor.” (p. 9)

Una de las ciudades donde existe interés en la fabricación de vehículos solares es Chile, motivo por el cual se ha creado una competencia de ranking mundial conocida como “Atacama Solar Challenger” donde los estudiantes de Ingeniería de diversas Universidades ponen a prueba sus conocimientos tanto científicos como técnicos en diferentes las categorías de la competencia.

Desarrollar un vehículo solar capaz de enfrentar el reto de esta competencia nos exige diseñar y construir un prototipo que cumpla las expectativas acorde a los reglamentos impuestos por la competencia.

1.2. Planteamiento del problema

Los combustibles fósiles al constituir una fuente de energía térmica han sido utilizados en varias industrias para obtener movimiento, así tenemos la Industria Automotriz, la cual constituye una de las principales generadoras de gases de efecto invernadero.

De acuerdo con González (2014) “la contaminación ambiental en la actualidad tiene el 20% de las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) provenientes de los gases de escape de un motor como resultado de la combustión incompleta del diesel o la gasolina”(p. 7).

La degradación constante de la capa de ozono del planeta debido al uso indiscriminado de combustibles fósiles ha llevado a tener una política energética en cada país, enfocándonos en el reciente protocolo de Paris 2015, todos los países afines al mismo establecieron como meta evitar el incremento de la temperatura global en 2° centígrados. (María, 2015)

La cultura del uso de la bicicleta está tomando fuerza en el Ecuador debido, en parte, a las discusiones sobre la problemática medioambiental y la incontrolable congestión que ocasiona un parque motor abultado fruto de la importancia que se le ha otorgado a los vehículos motorizados en el sistema de transporte. A lo largo del país, varios colectivos ciudadanos se han formado para posicionar el uso cotidiano de la bicicleta como medio de transporte. (Pinto, 2015)

El Quiteño, Diego Puente cuenta que “Quito ha sido la ciudad pionera en el uso de la bicicleta con el proyecto Ciclópolis, el mismo que estableció que la ciudad debía tener 115 km de ciclo rutas entre vías exclusivas (en calles) y de recreación (en parques y áreas naturales). (Quito, 2014)

Una solución viable es la fabricación de un medio de transporte alternativo que combine el confort de un automóvil con la facilidad de movilidad y funcionamiento de una bicicleta, el modelo que satisface esta problemática es una tricicleta solar que sea impulsada mediante la energía humana y eléctrica.

1.3. Descripción resumida del proyecto

El presente proyecto se basa en el diseño y construcción de una tricicleta que funcione mediante energía humana y eléctrica por lo cual tenemos que realizar un prototipo bajo los reglamentos de la competencia "Atacama Solar Challenger".

Para iniciar el proyecto partimos en toda la sustentación teórica sobre diseño de bastidores tubulares con la finalidad de obtener la estructura de una tricicleta del tipo recumbente dentro de la cual analizamos el tipo de cargas a la que se encuentra sometida y posteriormente determinamos el sistema de transmisión más idóneo e implementamos en las respectivas simulaciones para finalmente proceder a la construcción y montaje del prototipo.

1.4. Justificación e importancia

Pinto (2015) afirma que: “En el 2014, el Municipio del Distrito Metropolitano de Quito llevó a cabo una encuesta de movilidad que aporta datos sobre los motivos que llevan a los ciudadanos a desplazarse mediante medios de transporte motorizados. Los resultados revelan que el 32,5% de viajes se realizan para llegar al trabajo, mientras un 31,1% por motivos de estudio” (p.6). De esta forma podemos evidenciar que casi el 73% de los quiteños utiliza para movilizarse medios automotores. Estos datos nos indican por un lado, el uso frecuente de todo tipo de medios de transporte motorizado que se traduce

en el consumo abundante de energía, que proviene principalmente del petróleo y por otro lado en términos de contaminación ambiental, se estima que este número representaría la emisión de 45 toneladas de CO₂ en un año. (Biciacción, 2014)

El desarrollo de este proyecto de investigación nos permite innovar a los tradicionales medios de transporte que son automotores y bicicletas por un prototipo de tricicleta recumbente diseñado y fabricado acorde a los reglamentos de una competencia mundial para obtener un transporte eficiente y seguro.

Su importancia se manifiesta en la tendencia Automotriz actual que es obtener vehículos que funcionen a base de energías alternas siendo nuestro prototipo el idóneo para implementar la utilización de la energía solar transformada en energía eléctrica.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

- Diseñar y construir el bastidor y sistema de transmisión de la tricicleta impulsada por energía humana y solar para la competencia Atacama Solar Challenger 2016.

1.5.2. Objetivos específicos

- Recopilar la información para desarrollar el proyecto de investigación.
- Diseñar el bastidor y el sistema de transmisión de la tricicleta solar en base a especificaciones técnicas requeridas en la competencia utilizando ayuda computacional CAD-CAE.
- Optimizar el peso del bastidor, para mejorar el desempeño de la tricicleta.

- Analizar y establecer las características de los diferentes elementos mecánicos y materiales de construcción que se utilizarán en el diseño de la tricicleta.
- Realizar pruebas de pista para comprobar la eficiencia en el desempeño de la tricicleta.

1.6. Metas

- Optimizar el diseño de la tricicleta solar existente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga mejorando sus características mecánicas y eléctricas para obtener excelente desempeño en la pista.
- Realizar un estudio de diseño en cuanto al bastidor y transmisión de la tricicleta donde analicemos el mallado, aplicación de cargas, tipos de esfuerzos y tensiones sometidos a cada uno de estos elementos.
- Seleccionar los materiales apropiados y de calidad para obtener un bastidor de menor peso frente a la tricicleta existente.
- Desarrollar las pruebas del comportamiento y eficiencia del nuevo prototipo de tricicleta.
- Demostrar que el proyecto constituye una idea innovadora para el transporte de personas en el Ecuador.

1.7. Hipótesis

El diseño del bastidor y sistema de transmisión de la tricicleta de impulsión humana y solar nos permite obtener un mejor desempeño en la competencia "Atacama Solar Challenger".

1.8. Variables de investigación

1.8.1. Variable independiente

- Diseño del bastidor y sistema de transmisión de la tricicleta.

1.8.2. Variable dependiente

- Obtener un mejor desempeño en la competencia "Atacama Solar Challenger".

1.9. Metodología del desarrollo del proyecto

La metodología utilizada es experimental, ya que mediante el desarrollo del proyecto, se pudo obtener pruebas de ruta y desempeño del prototipo de tricicleta de tipo recumbente.

En lo referente a la investigación científica, se utilizó diferentes métodos de obtención de la información indicada para su posterior utilización en base a las características necesarias para el objeto de estudio.

1.9.1. Método experimental

Este método es necesario ya que se juntan los conocimientos prácticos como teóricos para la realización de las pruebas necesarias sobre la resistencia en la construcción del bastidor, con la finalidad de lograr una estructura que cumpla los niveles de seguridad impuestos por la competencia.

1.9.2. Método de síntesis

Mediante este método expresamos, las complicaciones obtenidas al momento de la construcción referente a lo planificado, tratando de comprender cuales son los problemas que se tuvieron por las diversas causas y consecuencias del trabajo generado.

1.10. Fuentes y técnicas de recopilación de información y análisis de datos

1.10.1. Fuentes primarias

- Biblioteca, libros y tesis de grado.
- Entrevista a equipos que ya han participado en la competencia (Universidad del Litoral "ESPOL").
- Manuales sobre fabricación de tricicletas recumbentes.

1.10.2. Fuentes Secundarias

- Publicaciones de competencias anteriores de la ruta solar.
- Información de internet.
- Foros de ciclismo y ruta.

CAPÍTULO II

MARCO CONCEPTUAL

2.1. Introducción

Una tricicleta solar es un prototipo de tres ruedas tipo recumbente, habitualmente es impulsado por tracción humana y energía solar. Estos vehículos se caracterizan por poseer la última tecnología, independientemente de ser ergonómicos. (Sanz, 2013)

Los prototipos de vehículos recumbentes o tricicleta solares tienen prestaciones similares a las de un vehículo convencional, ya que poseen las características de un medio de transporte, con la diferencia que estos son totalmente ecológicos y amigables con el medio ambiente. (Sanz, 2013), en la figura 1, se observa un modelo de tricicleta recumbente fabricada en Chile.



Figura 1.- Tricicleta Impulsada Por Energía Solar

Fuente: (TRICICLETAS SOLARES, 2012)

2.2. Tipos de tricicletas de acuerdo a su forma

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

- Vertical.
- Delta reclinada.
- Tipo recumbente.

2.2.1. Tricicleta vertical

Similar a una bicicleta de dos ruedas, tradicionalmente marco de diamante, o un marco abierto, pero con cualquiera de las dos ruedas muy separadas en la parte posterior o delantera. El corredor se extiende a la estructura en ambas configuraciones delta y renacuajos. (Navarro, 1985)

La dirección es a través de un manillar directamente conectado a la rueda delantera a través de un tenedor de bicicleta convencional en delta, o a través de una forma de geometría de la dirección Ackerman en el caso del renacuajo en posición vertical, como se observa en la figura 2. (Navarro, 1985)

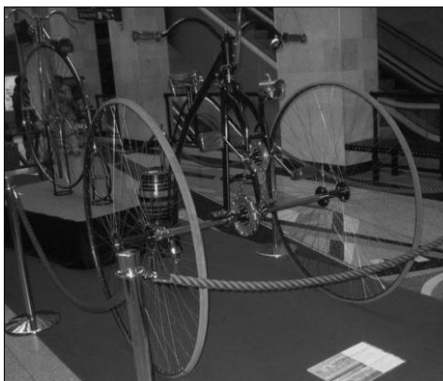


Figura 2.- Tricicleta vertical

Fuente: (Tipos de tricicletas, 2010)

2.2.2. Tricicleta delta reclinada

La tricicleta delta reclinada figura 3, es similar a una posición vertical, con dos ruedas en la parte posterior y una en la parte delantera. Una o ambas ruedas traseras pueden poner en funcionamiento o movimiento la tricicleta, mientras que la parte frontal se utiliza para la dirección. La dirección se acciona a través de un enlace, con el manillar bajo el asiento o directamente a la rueda delantera con un gran manillar. (Navarro, 1985)



Figura 3.- Tricicleta delta reclinada

Fuente: (TIPOS DE TRICICLETAS, 2010)

2.2.3. Tricicleta tipo recumbente

La tricicleta recumbente o tricicleta inversa, mostrada en la figura 4, es un diseño horizontal con dos ruedas en la parte delantera y una rueda motriz en la parte posterior. La dirección puede ser a través de un solo manillar vinculado con varillas de unión a los ensamblados de mangueta de las ruedas delanteras o con dos manillares cada uno atornillados a un tubo de dirección, por lo general a través de un articular de tipo bicicleta y se conectan a un conjunto de mangueta. Una varilla de unión conecta los conjuntos de eje izquierdo y derecho. (Navarro, 1985)



Figura 4.- Tricicleta Renacuajo Reclinada

Fuente: (Tipos de tricicletas, 2010)

2.3. Generalidades de la tricicleta.

2.3.1. Tricicleta

En las tricicletas de tipo recumbente el ciclista adopta una posición más cómoda pero también más aerodinámica, por lo que en terreno llano es más veloz que la bicicleta tradicional. Todas las partes de las que está compuesta la tricicleta, son piezas que se encuentran en el medio comercial actualmente, para ahorrar el trabajo en la fabricación de pieza. Entre los elementos más relevantes que constituye una tricicleta están los siguientes: (Flores, 2013)

- Una estructura resistente.
- El motor eléctrico y elementos de la transmisión.
- Los ejes delanteros, los ejes traseros, y las ruedas.
- La suspensión, que une las ruedas o ejes del bastidor.
- El sistema de dirección.
- Los frenos.

2.3.2. Chasis

La función del chasis es servir de apoyo y sujeción a los demás elementos mecánicos, como la transmisión, suspensión de las ruedas, motor eléctrico e incluyendo la carrocería y es el encargado de soportar los esfuerzos estáticos y dinámicos que tiene

el vehículo. El chasis mostrado en la figura 5, está construido de un tubo redondo ASTM A53 tipo B (cédula 40) acorde al requisito del reglamento de la competencia Atacama Solar Challenger “Al usar tubos de acero para la barra antivuelco deberán ser de mínimo 2 pulgadas de diámetro y pared gruesa certificado”. (Rojas, 2016)



Figura 5.- Chasis

2.3.3. Bastidor

El bastidor es el conjunto de elementos que constituyen la estructura resistente de un vehículo y es el elemento donde se anclan el resto de sistemas y subsistemas de la tricicleta. La estructura convencional está formada por largueros (situados en sentido longitudinal) y travesaños.

El bastidor a utilizar es el tipo multitubular ya que está compuesto de dos a cuatro miembros laterales y ninguna triangulación entre ellos. A continuación se muestra junto con la figura 6, algunas características de este tipo de bastidor:

- Tiene mayor resistencia a la torsión ya que tiene tubos de mayores diámetros.
- Es óptimo en las uniones soldadas al estar sometidos a esfuerzos de flexión.

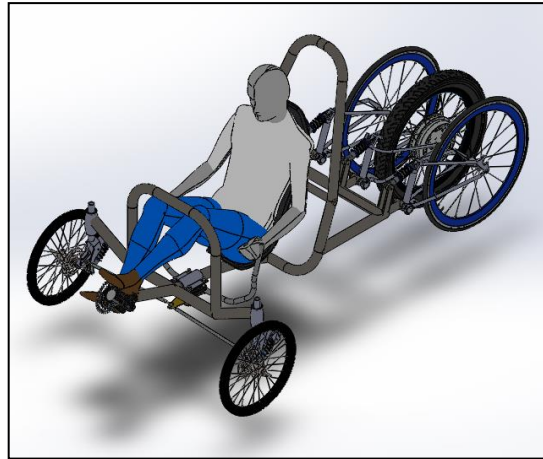


Figura 6.- Bastidor multitubular

2.3.4. Carrocería

La carrocería es aquella parte en la que se destina al transporte de pasajeros o la carga. La carrocería está sujeta al bastidor además de los elementos eléctricos de la tricicleta. En la construcción de la carrocería utilizamos fibra de vidrio por sus características de rigidez y maleabilidad al momento de realizar su construcción. Una de las principales ventajas de este tipo de carrocería es su menor peso. Además permite un mejor aprovechamiento del espacio. Como desventaja para este tipo de carrocería se destaca que tras un accidente, choque o colisión, su estructura queda muy averiada. En la figura 7, se indica un modelo de carrocería para una tricicleta tipo recumbente.



Figura 7.- Carrocería de una tricicleta

Fuente: (Estructuras del vehículo , 2011)

2.3.5. Sistema de transmisión

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos mecánicos rotatorios que tiene la misión de transmitir una fuerza motriz hasta las ruedas propulsoras. El mecanismo de la transmisión puede estar compuesto por engranes, bandas o cadenas, con la finalidad de intercambiar o multiplicar energía logrando variar paulatinamente la relación de transmisión, hasta alcanzar la marcha que permita incrementar al máximo la velocidad o torque de salida en la rueda motriz. (CEAC, Manual CEAC del automóvil, 2004)

a. Transmisión de potencia por cadenas.

La cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos por pasadores, permite tener flexibilidad y transmitir grandes fuerzas de tensión. La transmisión por cadena es robusta ya que nos permite trabajar en condiciones de elevada temperatura y poca lubricación.

El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada pasador permite tener una fricción baja entre la cadena y las catarinas. Existen otros tipos de cadenas que comprenden una variedad de diseños de eslabones extendidos como se muestra en la figura 8. (Mott, 2006)

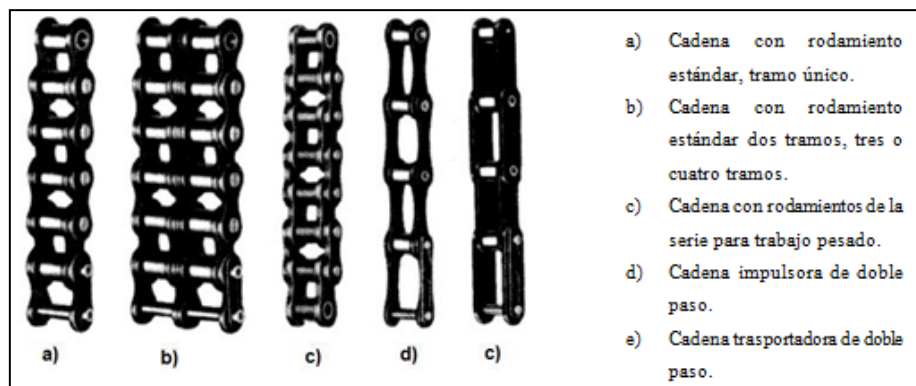


Figura 8.- Tipos de cadenas de potencia

Fuente: (Mott, 2006)

b. Catarinas

En la bicicleta la potencia se transmite de la catarina (rueda dentada) hacia el piñón de la rueda motriz por medio de la cadena, como se muestra en la figura 9. En la catarina y los piñones motrices, se debe especificar:

- Número de dientes
- Paso
- Espesor

Refiriéndose al número de dientes, la gama comercial es muy amplia, es usual encontrar platos pedalier múltiples con diferentes combinaciones desde 14 hasta 32 dientes y catarinas desde 24 hasta 56 dientes. Lo importante es la relación entre el número de dientes de la catarina y el plato pedalier ya que ésta es inversamente proporcional a la relación de velocidades angulares de ambas piezas y por lo tanto es lo que va a determinar con que velocidad se va a desplazar la tricicleta recumbente a partir de una velocidad dada de los pedales. El paso y el espesor tienen las mismas dimensiones nominales que la cadena y por lo tanto lo más usual es tener un paso de 1/2" y espesores de 1/8" cuando es una rueda dentada o piñón único y 3/32" cuando se tienen ruedas dentadas o piñones múltiples. (Navarro, 1985)



Figura 9.- Catarinas de la bicicleta

Fuente: (Biciacción, 2014)

c. Plato pedalier

Es el conjunto propulsor de la transmisión de bicicleta que convierte el movimiento recíproco de las piernas del ciclista en el movimiento de rotación utilizada para mover la cadena de la bicicleta, que a su vez mueve la rueda motriz. Se compone de bielas o manivelas, constituyendo el elemento de transmisión de la potencia desde los pedales a los platos. Las bielas van una a cada lado montadas en 180 grados una de la otra, como se muestra en la figura 10. Además poseen un plato que se componen de 1 a 4 engranajes que engranan la cadena de la bicicleta para la transferencia de potencia generalmente hacia la rueda posterior. (Navarro, 1985)



Figura 10.- Plato pedalier de tres discos Shimano

Fuente: (Shimano, 2012)

d. Cadena

Es el elemento mecánico formado por un conjunto de eslabones que unidos entre sí mediante la malla constituyen la estructura de la cadena. La transmisión de la potencia por cadena ha resultado ser el sistema más eficaz y robusto. Una buena cadena es capaz de transmitir al piñón de la rueda motriz cerca del 99% de la potencia suministrada en los pedales.

En general las cadenas suelen tener eslabones de 1/2 de pulgada de longitud y espesores de 1/8 o 3/32 de pulgada. La cadena con espesor más pequeño es para utilizar

con piñones múltiples puesto que permite tener un piñón más pequeño y más compacto. La longitud de la cadena (número de eslabones) dependerá del tamaño y diseño. Las partes de la cadena se indican en la figura 11.

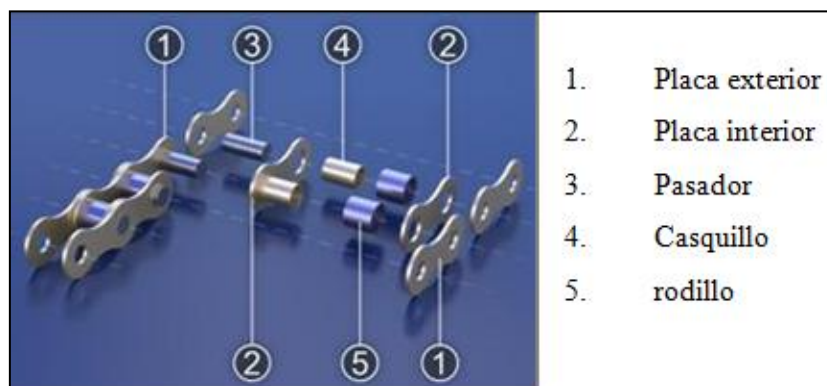


Figura 11.- Partes de una cadena

Fuente: (Shimano, 2012)

e. Desviadores

Es un mecanismo externo para el cambio de marchas en una bicicleta, el desviador tanto delantero como posterior permite elegir el tamaño del piñón entre varios acoplados a la rueda posterior de manera que con cada piñón podemos variar la relación de transmisión. El desviador delantero, suele comandar la cadena entre 2 o 4 piñones y el desviador posterior, puede desplazar la cadena entre 7 a 9 piñones garantizando que se tenga una tensión adecuada en el mecanismo. Ambos desviadores se accionan mediante unas palancas que suelen estar localizadas en el manubrio lo mejor cerca posible a las manos del piloto. Estos desviadores son livianos y efectivos; sin embargo, son muy delicados y requieren un ajuste y mantenimiento continuo para operar eficientemente. (Navarro, 1985), en la figura 12, se indica los desviadores de cadena delantero y posterior de una bicicleta.



Figura 12.- Desviadores de cadena

Fuente: (Shimano, 2012)

2.4. Método de elementos finitos

Este método nos permite obtener una solución numérica en un cuerpo, estructura o cualquier tipo de elemento a ser analizado, sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales que caracterizan el comportamiento físico del problema, en donde nos dará como resultado la deformación y esfuerzo en cada parte del elemento examinado como se muestra en la figura 13. (Mott, 2006)

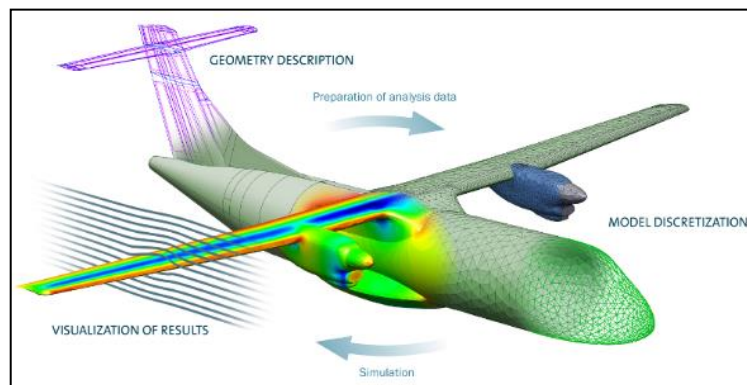


Figura 13.-Método de elementos finitos

Fuente: (Elementos finitos, 2014)

Para el análisis de elementos finitos se obtiene dentro de cada elemento una serie de puntos representativos denominados nodos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se lo denomina malla y se la representa en la figura 14. (Mott, 2006)

2.5.2. Deformación

La deformación se define como el cambio o modificación geométrica de un cuerpo, el cual es el resultado del esfuerzo, un cambio térmico, un cambio de trabajo o a otras causas, con el esfuerzo directo, la deformación se especifica como un cambio lineal y su dimensión en unidades de longitud.

2.5.3. Energía de deformación

La energía de deformación es un incremento de energía interna almacenada en el interior de un sólido deformable como resultado del trabajo realizado por las cargas que provocan la deformación. Este incremento de energía es igual al trabajo efectuado por una carga o fuerza la cual se aumenta lentamente en el elemento determinado, en la figura 16, se indica el diagrama esfuerzo vs deformación para sólidos.

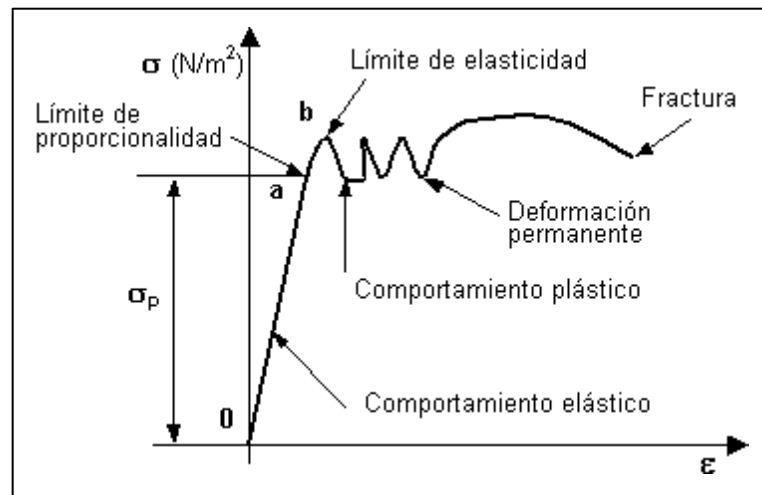


Figura 16. Diagrama esfuerzo vs. deformación

Fuente: (Mott, 2006)

Una falla es la pérdida de función de un elemento tanto por deformación como por separación de sus partes sea esta función o fractura respectivamente. Para predecir la falla de materiales bajo cargas estáticas, aquella que no varía su magnitud ni dirección en el tiempo. La tabla 1 nos indica el grupo de las teorías de falla.

Tabla 1
Teoría de fallas

Materiales dúctiles	Materiales frágiles
Teoría del esfuerzo cortante	Teoría del máximo esfuerzo normal
Teoría de la energía de la distorsión	Teoría de Rankine (MNS)
Teoría de Von Misses (DE)	Teoría de Coulomb Morh frágil (BCM)
Teoría de la fricción interna Coulomb-Morh dúctil (IFT)	

Fuente: Mott R.

2.6. Falla de materiales dúctiles

La falla sobre los materiales dúctiles se considera cuando este empieza a fluir o a deformarse más allá de su límite elástico. (Falla por deformación).

2.6.1. Teoría de la energía de distorsión

Este método ha sido demostrado ser el mejor estimador de falla para materiales dúctiles los cuales se encuentren a cargas estáticas o a su vez en esfuerzos normales y cortantes, el esfuerzo de Von Mises se puede calcular para esfuerzos biaxiales, con los esfuerzos principales máximo y mínimo σ_1 y σ_2 . (Mott, 2006)

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma' = \text{Esfuerzo de Von Misses}$$

La falla se presenta cuando:

$$\sigma' > S_y$$

$$S_y = \text{Esfuerzo de fluencia}$$

Los resultados de múltiples programas de análisis por elementos finitos se estructuran en base a este tipo de esfuerzo. En definición la falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de

una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia. Se predice en el momento que las combinaciones de esfuerzos σ_1 y σ_2 que se encuentran dentro de la elipse de la energía de distorsión son fiables, a diferencia las excluidas de la elipse presentarían fallas mostradas en la figura 17, por este motivo para diseñar se puede aplicar el factor de diseño N a la resistencia de fluencia. (Mott, 2006)

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

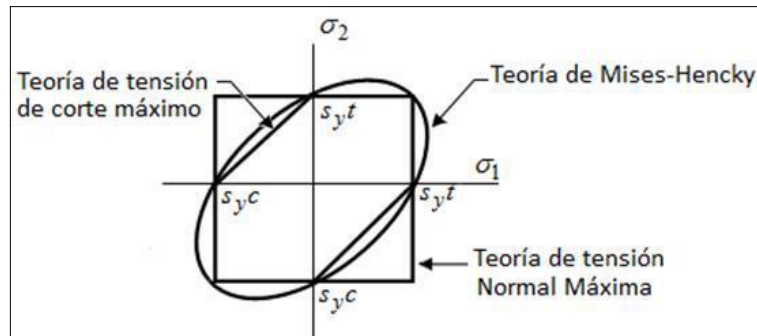


Figura 17. Elipse de la energía de la distorsión Von Mises

Fuente: (Mott, 2006)

2.6.2. Teorías de falla bajo cargas dinámicas

Los criterios fundamentales para este tipo de esfuerzos son:

- Teoría de Goodman.
- Teoría de Soderberg.
- Teoría de Gerber.
- Criterio de fluencia.

El criterio de Soderberg se traza entre la resistencia de fatiga y la resistencia de fluencia; la línea de Soderberg es la más conservadora de las cuatro. Una ventaja de esta línea es que protege en forma directa contra la fluencia temprana en el ciclo, mientras que en los métodos de Goodman y Gerber se requiere la segunda consideración de la línea de fluencia. Sin embargo, se considera que el grado de conservadurismo es muy

alto para que el diseño sea eficiente y competitivo. Las combinaciones de esfuerzo medio σ_m y de esfuerzo alternativo σ_a que estén encima de la línea indican posible falla, mientras tanto en el inferior predicen que no habrá falla por fatiga. La ecuación de la línea de Soderberg es:

$$\frac{k_t \sigma_a}{S_n'} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$$

Mediante la figura 18, se indica el diagrama de fatiga con los diferentes criterios de falla.

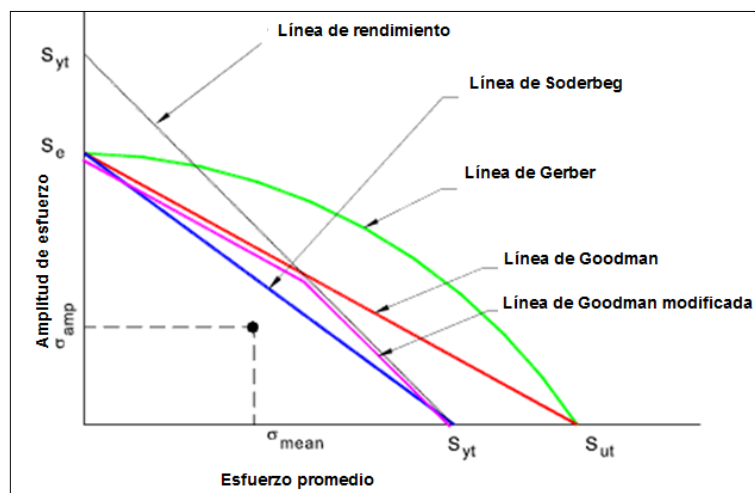


Figura 18. Diagrama de fatiga

Fuente: (Mott, 2006)

2.7. Factor de seguridad

En aplicaciones estructurales es la relación de la unidad de trabajo permisible con el esfuerzo o la tensión de trabajo permitida, el término se originó para la determinación de esfuerzo admisible. La resistencia a la rotura de un material determinado, dividida por un factor arbitrario de seguridad, según el material y el uso al que se va aplicar determina la tensión admisible.

Actualmente en el diseño y la práctica de la ingeniería, se utiliza tensiones admisibles según lo especificado por las normas o reglamentos en lugar de utilizar otro

factor de seguridad reconocido de la industria. Una razón para esto es que el factor de seguridad es bajo criterio de cada diseñador, ya que implica un mayor grado de seguridad que realmente pueda existir. También debe entenderse claramente que, a pesar de que cada parte de una máquina puede ser diseñado con el mismo factor de seguridad, la máquina en su conjunto no tiene el mismo factor de seguridad, la aplicación de los diferentes valores del factor de seguridad se establece en la tabla 2.

Tabla 2
Factores de seguridad para diseño estático y dinámico

Factores de diseño		
Valor	Aplicación	Descripción
1.25 - 2	Estructuras bajo cargas estáticas	Alto grado de confianzas.
2 - 2.25	Elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.	Promedio de confianza.
2.5 - 4	Estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas incertidumbre.	Incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.
4 o superior	Estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.	Incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.

Fuente: Mott R.

2.8. Cargas aerodinámicas

Se encarga del estudio de las acciones que aparecen sobre los cuerpos sólidos cuando existe un movimiento relativo entre éstos y el comportamiento del fluido que está en contacto directo con los mismos determinando las fuerzas y presiones que se van a generar. (CEAC, Aerodinámica del automovil de competición, 2005)

La figura 19, nos muestra el comportamiento de las fuerzas aerodinámicas en un vehículo generadas por su desplazamiento.



Figura 19.- Aerodinámica de un vehículo

Fuente: (Ingeniería del automóvil, 2008)

2.8.1. Separación del flujo

En los vehículos tradicionales antiguos que no son aerodinámicos, este efecto se puede ver reflejado en las esquinas de los parabrisas, en donde el flujo se separa del cuerpo lo que crea una turbulencia. (CEAC, Aerodinámica del automovil de competición, 2005)

a. Fricción en la superficie

Es una fuerza de arrastre que se crea entre toda la superficie del vehículo y el fluido que pasa por todo el cuerpo del mismo, este efecto será proporcional al total del área del vehículo. (CEAC, Aerodinámica del automovil de competición, 2005)

b. Pérdida de presión por la capa límite

Esta pérdida se genera entre la superficie del vehículo y el flujo de aire que fluye por sobre el área del mismo, esta capa se va haciendo más ancha a medida que recorre el fluido desde la parte delantera hasta la parte trasera del vehículo, por lo cual se obtiene una pérdida de presión haciendo que la presión en la parte delantera sea mayor que en la parte posterior del vehículo, siendo esta proporcional a la altura y ancho del vehículo. (CEAC, Aerodinámica del automovil de competición, 2005)

c. Arrastre inducido

Los vehículos son capaces de generar este tipo de arrastre si estos tienen un ángulo de ataque relativo al flujo de aire, siendo proporcional a la fuerza de sustentación que se crea debido a la diferencia de presión entre la parte superior e inferior del vehículo, la sustentación puede estar dirigida hacia arriba o hacia abajo. (CEAC, Aerodinámica del automóvil de competición, 2005)

3.9. Centro de gravedad

Es un punto teórico, sobre el cual se concentran teóricamente todas las fuerzas, las cuales son analizadas para determinar el comportamiento dinámico del vehículo, sobre este punto se podría suspender el vehículo y mantenerlo en equilibrio, la posición idónea del centro de gravedad de un vehículo es en el centro geométrico del mismo tanto lateral como vertical de esta forma se mantendrá un vehículo neutro o ideal con una gran facilidad de maniobrarlo a elevadas velocidades. (Ingeniería del automóvil, 2008), en la figura 20, se muestra el centro de gravedad teórico de un automóvil.

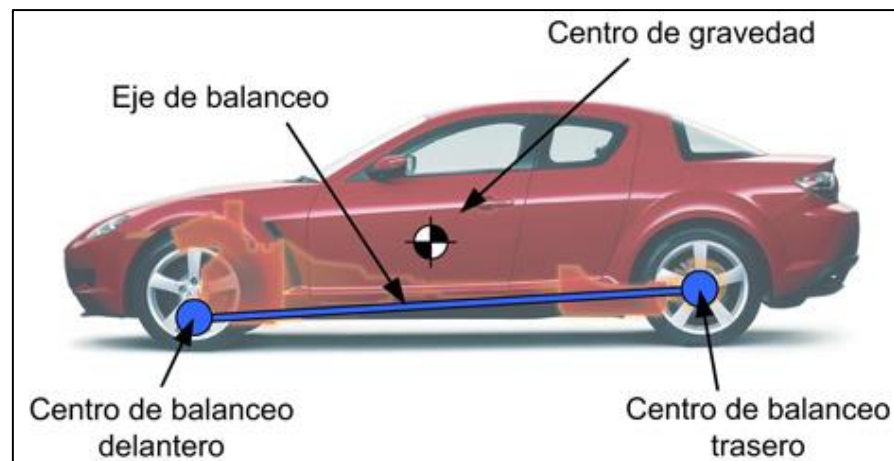


Figura 20. Centro de gravedad del automóvil

Fuente: (INGENIERÍA DEL AUTOMÓVIL, 2008)

2.10. Criterio sobre el peso de la estructura

El diseño de un chasis abarca una gran cantidad de aspectos a analizar pero los cuatro fundamentales son peso, rigidez, espacio y centro de gravedad de los cuales se determina:

- El chasis debe poseer una rigidez adecuada para deformarse poco, de tal modo que brinde seguridad al piloto en toda condición.
- El peso que un chasis tiene que ser bajo, siempre y cuando la rigidez no sea afectada permitiéndonos aprovechar de mejor manera la fuerza humana y eléctrica.
- El espacio se refiere al volumen físico del chasis y va determinado por el diseñador en base al entorno del desempeño del mismo.
- Si analizamos el balanceo del chasis, mientras más bajo el centro de gravedad de la estructura, menor balanceo obtenemos.

La figura 21, nos indica las fuerzas de mayor importancia que deben ser correctamente distribuidas en la estructura.

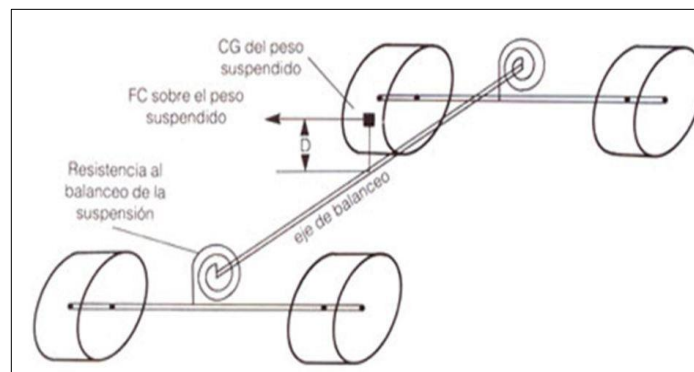


Figura 21.- Distribución de fuerzas al balancear

Fuente: (Ingeniería del automóvil, 2008)

2.11. Criterios de seguridad

La estructura del chasis debe mantener la seguridad del piloto en todo momento y los puntos primordiales de protección del mismo que son cabeza, tórax y piernas.

En las estructuras tubulares se considera como base una colisión o volcamiento en donde se analiza los puntos débiles del piloto, por lo cual el chasis debe tener una estructura anclada a la base formando una jaula de protección en la cual mediante una triangulación, el piloto debe permanecer dentro del triángulo de vida, como muestra la figura 22.



Figura 22.- Análisis técnico del arco antivuelco

Fuente: (Ingeniería del automóvil, 2008)

2.12. Criterio de espacio y ergonomía

Lo más importante que se debe tener en cuenta respecto al espacio es la evacuación del piloto en caso de accidente, así como la previa evaluación de su estado dentro del vehículo, siempre que se garantice una relativa comodidad en la conducción. Por ello, en cuanto al diseño, se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Se debe garantizar la facilidad de acceso.
- La estructura no debe interferir con el conductor en los movimientos que este realice.
- En los pedales se debe garantizar el espacio suficiente para poder manejarlos con facilidad.

De acuerdo con Vacas Fran la ergonomía en una tricicleta recumbente es "Debido a la posición del sillín de las bicicletas reclinadas, el ángulo de la cadera debe ser más

abierto para conseguir una buena postura aerodinámica y un apoyo mucho más relajado en la zona abdominal, que además evitará que el ciclista esté constantemente recolocándose en el asiento cómo ocurre cuando lo llevan demasiado erguido. Cómo en la figura 23, este ángulo debe estar entre un rango de 130° y 140°. El ángulo de hombros aunque no es tan importante cómo en el ciclismo vertical, sí que es necesario que sea un ángulo cercano a los 90° ya que se consigue mejor control del manillar y mayor relajación de brazos. El ángulo del cuello es necesario que esté dentro de un rango cercano a los 120°, de esta forma se garantiza una buena posición del cuello para la ventilación de las vías aéreas. Cómo hemos comentado en muchos casos es necesario el uso de reposacabezas. El rango de la pierna oscila entre 145° y 150°. Sobre este punto cabe destacar que en el ciclismo reclinado utilizan bielas más cortas que en ciclismo vertical, debido a que el pedaleo se desarrolla en horizontal y a que en llano las bicicletas reclinadas consiguen una mejor penetración aerodinámica. En subida la velocidad es comparativamente menor a las bicicletas verticales, debido al mayor peso de las bicicletas reclinadas y al componente gravitatorio, (se mantiene el componente inercial) de los miembros inferiores que cómo hemos dicho trabajan en horizontal. Al llevar bielas de menor longitud consiguen mejor cadencia sin pérdida de potencia y ángulos de cadera mucho más relajados. El ángulo del tobillo al igual que en las bicicletas verticales ha de ser lo más cercano a 90°." p. 2.

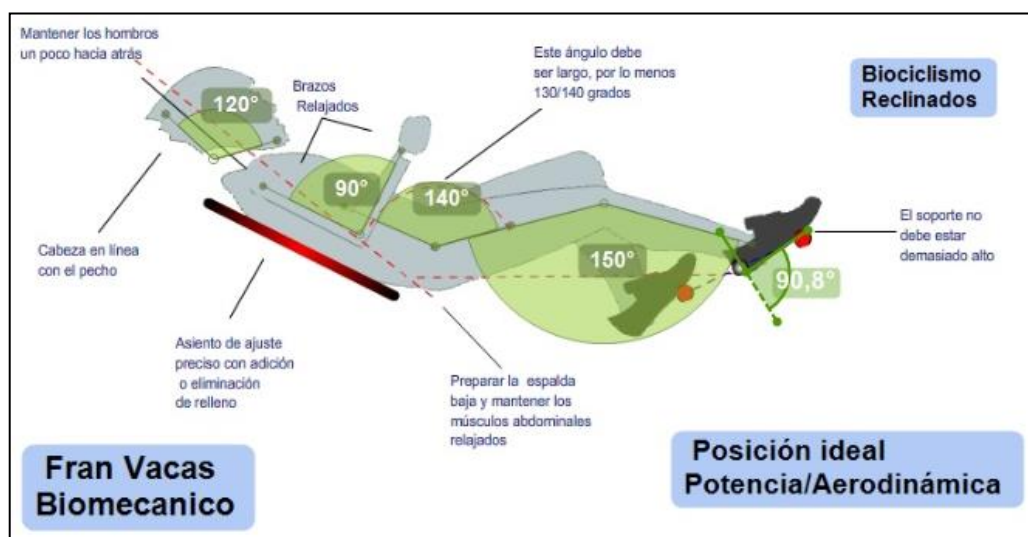


Figura 23.- Posición ideal con todos los ángulos en una tricicleta recumbente

Fuente: (BIOMECÁNICOS, 2015)

2.13. Soldadura

De acuerdo con Molera (2004) “La soldadura es un proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos metales, usualmente logrado a través de la coalescencia, en la cual las piezas son soldadas fundiendo ambas y pudiendo agregar un material de relleno fundido, para conseguir un baño de material fundido que, al enfriarse, se convierte en una unión fija” (p.9)

Para tener un buen procedimiento al momento de realizar la soldadura, lo primero que se debe hacer es limpiar las superficies de cualquier sustancia que interrumpa el proceso de suelda, para este caso se debe limpiar las grasas u óxidos en la superficie a fundir. (Monroy, 2015)

- **Principio general de la soldadura**

- a. Metal de base.
- b. Cordón de soldadura.
- c. Fuente de energía.
- d. Metal de aportación.

2.13.1. Tipos de unión por soldadura

En la figura 24, se observa los tipos de unión por soldadura para chapas metálicas y la forma correcta de relleno entre las mismas con el material de aporte.

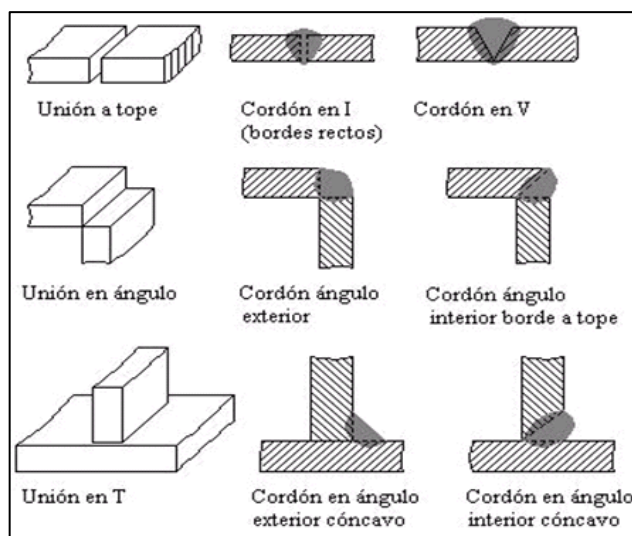


Figura 24.- Tipos de unión por soldadura

Fuente: (Soldadura G.M.A.W - MIG/MAG, 2014)

2.13.2. La soldadura MIG

La soldadura MIG utiliza un hilo (alambre) para soldar que se alimenta automáticamente a una velocidad constante, como un electrodo. Se genera un arco entre el metal base y el hilo, el calentamiento resultante funde las placas mientras que el gas protector protege la soldadura de la atmósfera y evita la oxidación del metal base, como se observa en la figura 25. (Richard, 2008)

Las principales ventajas del proceso MIG son:

- Buena apariencia o acabado (pocos salpicados).
- Poca formación de gases contaminantes y tóxicos.
- Soldadura de espesores desde 0,7 a 6 mm sin preparación de bordes.

Los parámetros variables de soldadura son los factores que pueden ser ajustados para controlar una soldadura

Para obtener los mejores resultados en el proceso, es necesario conocer el efecto de cada variable sobre las diversas características o propiedades del proceso de soldadura.

Algunas de estas variables, a las que se denominan variables pre-seleccionadas, son:

- Diámetro del alambre.
- Composición química del mismo.
- Tipo de gas.
- Caudal.



Figura 25.- Proceso de soldadura MIG

Fuente: (Soldadura G.M.A.W - MIG/MAG, 2014)

2.13.3. Materiales de aportación en el proceso de soldadura MIG

Los electrodos o alambres empleados son de diámetros pequeños (0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.6, 2.0, 3.0 y 3.2 mm) y se suministran en bobinas para colocar directamente en los sistemas de alimentación. Al ser los alambres de pequeño diámetro y la intensidad de soldadura elevada, la velocidad de alimentación del electrodo suele ser elevada del orden de 40 a 340 mm/s (2.4 a 20.4 m/min.) para la mayoría de los metales y de hasta 600 mm/s (236 m/min.) para las aleaciones de magnesio. (Lincoln, 2012)

El material de aportación se muestra en la figura 26 y se lo describe a continuación:

2.13.4. Alambres para acero al carbono

Se caracterizan por agregar cantidades variables de desoxidantes, en función de la aplicación y el gas protector. El desoxidante más común es el silicio, al que se le

agregan pequeños porcentajes de diversos metales para mejorar las propiedades mecánicas o la resistencia a la corrosión

La mayoría de los alambres para acero al carbono están catalogados bajo una designación de la American Welding Society (AWS) del tipo E R 70 S – x (sistema imperial), donde:

- E: electrodo
- R: varilla de aporte
- 70: resistencia mínima a la tracción expresada en miles de libras/pulgada cuadrada (psi)
- S: sólido
- x: dígito que representa la composición química del electrodo, puede valer “2”, “3”, “4”, “6” o “7” y corresponde a cantidades variables de carbono, manganeso y silicio, además de cantidades fijas de fósforo, azufre, níquel, cromo, molibdeno, cobre y otros.



Figura 26.- Alambre al carbono

Fuente: (SOLDADURA G.M.A.W - MIG/MAG, 2014)

2.13.5. Gases de protección en el proceso de soldadura MIG

El objetivo fundamental del gas de protección es la de proteger al metal fundido de la contaminación por la atmósfera circundante. Muchos otros factores afectan a la elección del gas de protección. Algunos de estos son:

- Material a soldar
- Modo de transferencia del metal de aportación
- Penetración
- Forma del cordón
- Velocidad de soldeo
- Precio del gas

Los gases más utilizados en el soldeo MIG/MAG se indican en la figura 27 y su nomenclatura las conocemos a continuación:

- CO₂ (dióxido de carbono)
- Ar (argón), CO₂ (helio) o Ar + CO₂

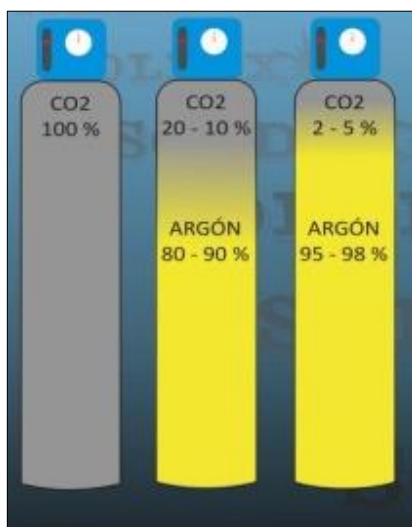


Figura 27.- Gas de protección para las suelda MIG

Fuente: (Soldadura G.M.A.W - MIG/MAG, 2014)

2.13.6. Proceso semiautomático de la soldadura MIG

El proceso MIG es una soldadura semiautomática que usa una pistola manual, en la cual el equipo alimenta el electrodo en forma continua. En este proceso, el soldador

simplemente debe obturar y manejar la pistola durante el soldeo, mientras el equipo alimenta el alambre de aporte automáticamente hasta terminar el trabajo. Es la aplicación más común, en la que algunos parámetros previamente ajustados por el soldador, como el voltaje y el amperaje, son regulados de forma automática y constante por el equipo, pero es el operario quien realiza el arrastre de la pistola manualmente. (Carolina, 2014)

El voltaje, es decir la tensión que ejerce la energía sobre el electrodo y la pieza, resulta determinante en el proceso: a mayor voltaje, mayor es la penetración de la soldadura. Por otro lado, el amperaje (potencia de la corriente), controla la velocidad de salida del electrodo. Así, con más potencia crece la velocidad de alimentación del material de aporte, se generan cordones más gruesos y es posible rellenar uniones grandes, tal como se observa en la figura 28. (Carolina, 2014)



Figura 28.- Proceso de suelda MIG

Fuente: (Soldadura Semiautomática con gas de protección MIG-MAG, 2012)

CAPITULO III

DISEÑO FUNCIONAL DE LA TRICICLETA SOLAR

3.1. Introducción

El propósito del bastidor en nuestro vehículo es actuar como elemento de unión entre el eje delantero y posterior, para soportar las masas suspendidas en el mismo y proteger al piloto de un posible accidente.

En este capítulo se desarrollarán todos los dimensionamientos, cálculos y análisis necesarios de la estructura de la tricicleta. Se analizará cuáles son los parámetros que se deben optimizar para mejorar el comportamiento de la estructura de la tricicleta como la rigidez, el peso, seguridad, espacio y ergonomía.

- **Proyección del prototipo a construir**

Las dimensiones que se emplean en el diseño de la estructura de la tricicleta están de acuerdo a las especificaciones técnicas de la Competencia “Atacama Solar Challenger”. El modelo de la estructura y su geometría es de creación propia, por tal motivo luego de haber analizado distintos tipos de estructuras tubulares que existen, se ha seleccionado el tipo de chasis recumbente ya que éste proporciona características técnicas óptimas para el modelo que se requiere diseñar.

El modelo seleccionado fue tomado como referencia, de un ex-participante ecuatoriano en la competencia “Atacama Solar Challenger”, este prototipo es de la Universidad del Litoral (ESPOL) y se lo muestra en la figura 29. Su equipo con la experiencia obtenida nos guiaron sobre la forma estructural, la apariencia, y la posición de componentes mecánicos, con el fin de obtener una idea precisa de nuestro prototipo a construir.



Figura 29.- Prototipo de tricicleta solar ESPOL

3.2. Requerimientos generales de diseño

3.2.1. Reglamentación Competencia “Atacama Solar Challenger”

Según la categoría híbrida dentro de la competencia “Atacama Solar Challenger” existe una serie de especificaciones que vienen dadas por parte de la organización, también hay cargas que derivan de las diferentes pruebas a las que el vehículo va a ser sometido, y que deben de tenerse en cuenta a la hora de abordar el problema de diseño de la estructura del chasis.

3.2.2. Dimensiones para el diseño

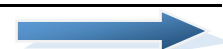
- **Dimensiones principales de la estructura del vehículo solar en base a normas de la competencia “Atacama Solar Challenger”**

En la tabla 3, se determina las medidas mínimas del prototipo, establecidas por el reglamento de la competencia “Atacama Solar Challenger”

Tabla 3
Dimensiones establecidas por la competencia Atacama Solar Challenger

Ancho de trocha mínimo	1,2 m
Ancho de trocha máximo	1,6 m
Distancia mínima entre ejes	1,5 m

CONTINÚA



Largo máximo del vehículo	3,5 m
Ancho máximo del vehículo	2 m
Velocidad mínima del vehículo	30 km/h
Tipo de tracción	posterior

Fuente: Bases técnicas híbrido 2016

3.2.3. Peso de la estructura

El peso máximo del vehículo, según reglamentos de la competencia “Atacama Solar Challenger”, categoría Híbrido es de 680 Kg. Dentro de este peso se encuentran la estructura, todos los sistemas mecánicos y eléctricos, incluido el piloto.

3.2.4. Chasis

El vehículo deberá estar equipado con barras antivuelco para prevenir el daño directo a la cabina del ocupante y deformaciones graves en caso de colisión o volcamiento. Las barras primaria y secundaria constituyen el elemento básico de la estructura antivuelco del vehículo. Deben estar hechas de tubos de acero certificados o perfiles de materiales distintos a este último (aluminio, materiales compuestos, etc) que tengan la suficiente resistencia a la tracción como para proteger al ocupante de una carga de 4 veces el peso del vehículo, en las figuras 30 y 31, se muestra la proyección de las barras antivuelco en la jaula de protección.

Exigencias:

- La estructura debe estar atornillada, soldada, o estructuralmente incorporada al chasis del vehículo.
- La línea que se extiende desde la parte superior de la barra primaria hasta la parte superior de la barra secundaria debe estar por encima del casco del piloto y pasajero cuando este se encuentre en posición de conducción.

- La parte superior de la barra antivuelco secundaria deberá ser superior a la parte superior del volante.
- La barra secundaria debe cubrir totalmente el volante o mandos de dirección, mirada desde el frente del vehículo.
- La barra primaria debe cubrir los hombros del ocupante mirada desde el frente del vehículo.
- En caso de usar tubos de acero para la barra antivuelco deberán ser de mínimo 2 pulgadas de diámetro y pared gruesa.
- Ninguna parte de las barras antivuelco debe ser un obstáculo a la entrada o a la salida del piloto u ocupar el espacio diseñado para el piloto.
- Las barras secundarias y primarias deben ir firmemente unidas al chasis del vehículo.

Se sugieren los siguientes criterios constructivos:

- La barra primaria debe tener la resistencia suficiente para que el vehículo sea levantado o remolcado.
- Las barras antivuelco deberán diseñarse y fabricarse de forma que, cuando estén correctamente instaladas, minimicen el riesgo de lesiones del ocupante.
- La responsabilidad de garantizar la resistencia necesaria es del equipo participante.

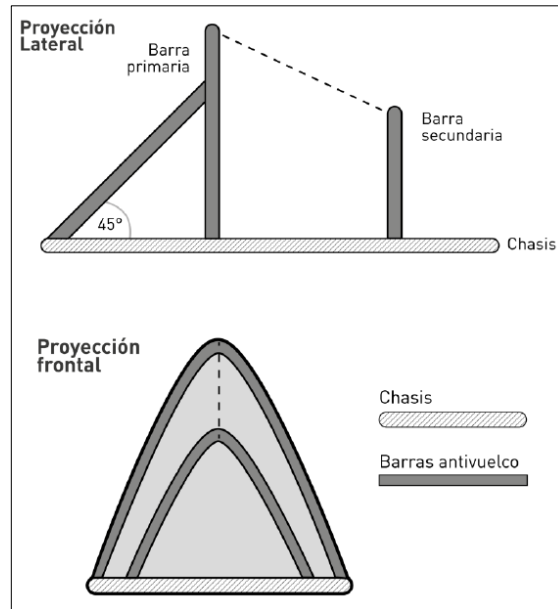


Figura 30.- Proyecciones de la jaula antivuelco

Fuente: (Atacama Solar Challenger, 2016)

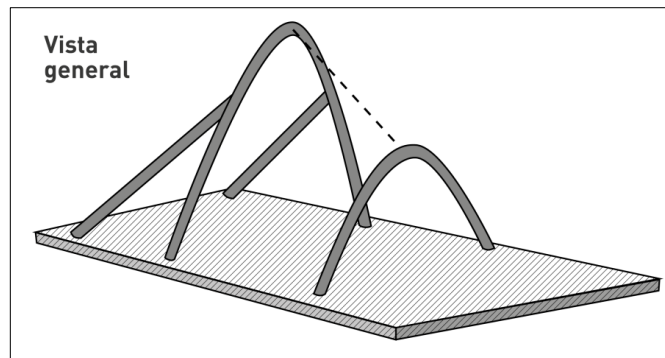


Figura 31.- Vista general de la barra antivuelco

Fuente: (Atacama Solar Challenger, 2016)

3.2.5. Visión

- El ocupante debe tener visión delantera clara. Debe poder ver un objeto situado en el suelo a 4 [m] del borde delantero del vehículo.
- Una vez en posición de conducción, la altura mínima de los ojos del ocupante debe ser de 0,7 [m] por encima de la carretera.

El ocupante debe tener una visión clara como se muestra en las áreas sombreadas de la figura 32.

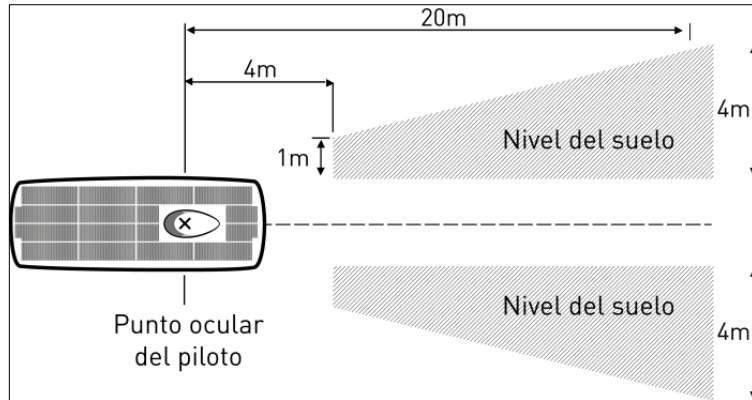


Figura 32.- Dimensiones de visibilidad del piloto

Fuente: (ATACAMA SOLAR CHALLENGER, 2016)

3.3. Centro de gravedad

Es un punto teórico, sobre el cual se concentran teóricamente todas las fuerzas, las cuales son analizadas para determinar el comportamiento dinámico del vehículo, sobre este punto se podría suspender el vehículo y mantenerlo en equilibrio, acorde a la figura 33, obtenida mediante el CAD, mostramos el centro de gravedad de la tricicleta de tipo recumbente.

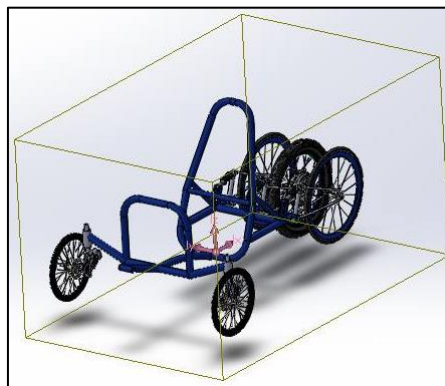


Figura 33.- Ubicación del centro de gravedad en la tricicleta tipo recumbente

3.3.1. Centro de gravedad obtenido mediante software

Mediante la ayuda computacional CAD, se determinó mediante las propiedades físicas del modelado su respectivo centro de gravedad con los valores mostrados en la tabla 4 y la figura 34.

Tabla 4
Centro de gravedad obtenido mediante CAD

Coordenada	Valor (mm)
X	719,27
Y	324,40
Z	703,01

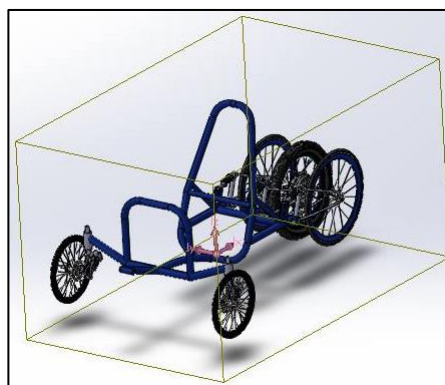


Figura 34.- Centro de gravedad de la tricicleta solar

3.3.2. Calculo teórico del centro de gravedad

El centro de gravedad de la tricicleta obtenido mediante CAD, se comprobó a través de cálculos y los datos necesarios para ejecutar los mismos se muestran en la tabla 5.

Tabla 5
Cargas en la tricicleta

Cargas puntuales en la tricicleta (N)		
Piloto (Q_p)	80 kg	784,80 N
Baterías (Q_b)	10 kg	98,10 N
Motor (Q_m)	18 kg	176,58 N

- Cálculo de la coordenada Y_{cg}

La figura 35, nos indica la distribución de las cargas y su ubicación dimensional para la coordenada Y_{cg} .

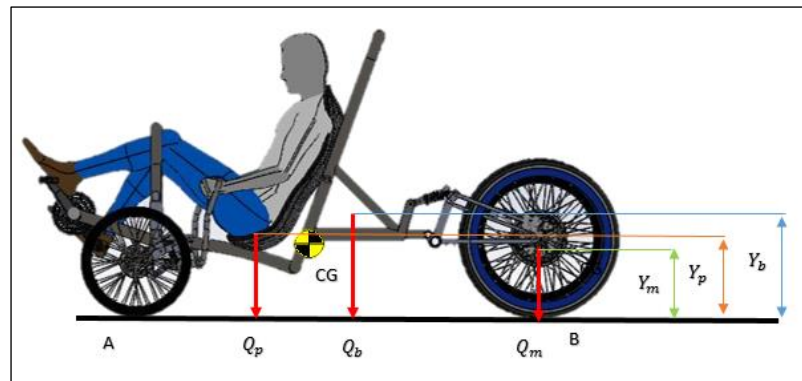


Figura 35.- Centro de gravedad (coordenada Y_{cg})

$$Y_{cg} = \frac{\sum Q_i Y_i}{\sum Q_i} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

$$Y_{cg} = \frac{(Q_m \cdot Y_1) + (Q_b \cdot Y_2) + (Q_p \cdot Y_3)}{(Q_m + Q_b + Q_p)}$$

$$Y_{cg} = \frac{(176,58 \text{ N} \cdot 335 \text{ mm}) + (98,10 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm}) + (784,80 \text{ N} \cdot 320 \text{ mm})}{(1059,48 \text{ N})}$$

$$Y_{cg} = 329,91 \text{ mm}$$

- Cálculo de la coordenada X_{cg}

La figura 36, nos indica la distribución de las cargas y su ubicación dimensional para la coordenada X_{cg} .

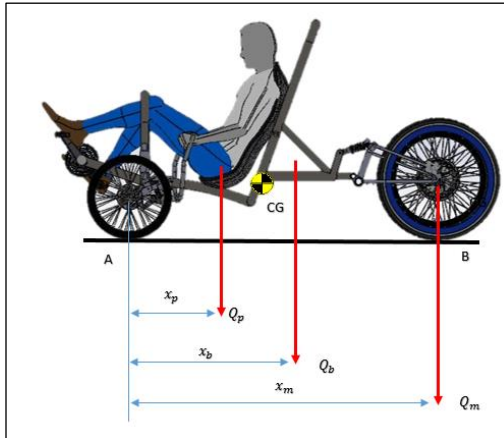


Figura 36.- Centro de gravedad (coordenada X_{cg})

$$X_{cg} = \frac{\sum Q_i X_i}{\sum Q_i} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$$X_{cg} = \frac{(Q_m \cdot X_1) + (Q_b \cdot X_2) + (Q_p \cdot X_3)}{(Q_m + Q_b + Q_p)}$$

$$X_{cg} = \frac{(176,58 \text{ N} \cdot 1800 \text{ mm}) + (98,10 \text{ N} \cdot 900 \text{ mm}) + (784,80 \text{ N} \cdot 450 \text{ mm})}{(1059,48 \text{ N})}$$

$$X_{cg} = 716,67 \text{ mm}$$

- Cálculo de la coordenada Z_{cg}

La figura 37, nos indica la distribución de las cargas y su ubicación dimensional para la coordenada Z_{cg} .

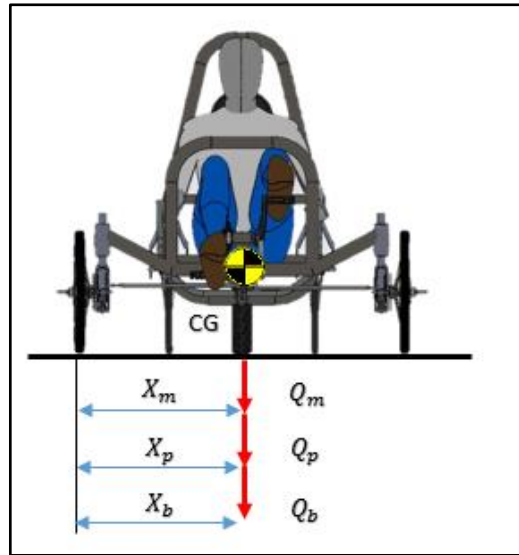


Figura 37.- Centro de gravedad (coordenada Z_{cg})

$$Z_{cg} = \frac{\sum Q_i Z_i}{\sum Q_i} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$$Z_{cg} = \frac{(Q_m \cdot Z_1) + (Q_b \cdot Z_2) + (Q_p \cdot Z_3)}{(Q_m + Q_b + Q_p)}$$

$$Z_{cg} = \frac{(176,58 \text{ N} \cdot 700 \text{ mm}) + (98,10 \text{ N} \cdot 700 \text{ mm}) + (784,80 \text{ N} \cdot 700 \text{ mm})}{(1059,48 \text{ N})}$$

$$Z_{cg} = 700 \text{ mm}$$

3.3.3. Distancia entre ejes y el centro de gravedad

La distancia entre ejes es medida en la vista lateral desde el centro del neumático delantero hasta el centro del neumático posterior, es un parámetro fundamental para condicionar el diseño del sistema de suspensión y del vehículo en general, como se muestra en la figura 38. Por tal motivo, como es de vital importancia la distancia de los ejes respecto al centro de gravedad se establece la tabla 6.

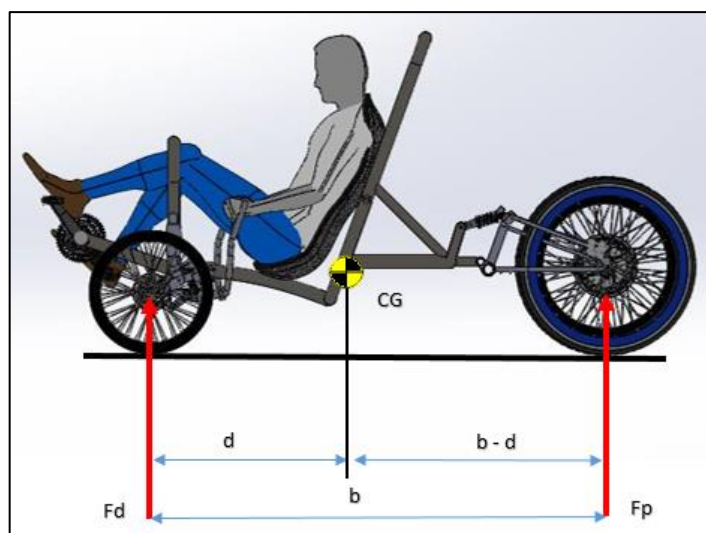


Figura 38.- Distancias de las fuerzas al CG

Tabla 6
Distancias al centro de gravedad

Distancia entre ejes o batalla (b)	1800 mm
Distancia del CG hacia el eje delantero (d)	716,67 mm
Distancia del CG hacia el eje posterior (b-d)	1083,33 mm
Distancia del suelo hacia el CG	329,91 mm

3.3.4. Determinación de cargas

a. Determinación de carga muerta (CM)

Corresponde al peso total del chasis en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios. Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijas a un mismo lugar. Para diseñar una estructura es

necesario estimar los pesos o cargas muertas de sus componentes. Las dimensiones y pesos exactos de las partes no se conocen hasta que se hace el análisis estructural y se selecciona los miembros de la estructura, mediante la tabla 7, se indica los pesos obtenidos mediante el análisis estructural en el CAD.

Tabla 7
Valores de las Cargas Muertas

Carga muerta	Masa (kg)
Estructura tubular o chasis	31
<i>Peso de los componentes del chasis</i>	
Sistema de transmisión	8
Sistema de frenos	5
Sistema de dirección	6
Sistema de suspensión	10
Sistema eléctrico	6
Carrocería	20
Neumáticos	25
Baterías	10
Peso total de componentes	90
Total (M_T)	121

- **Fuerza generada por la carga muerta**

$$F_m = M_T * a$$

Ecuación 3.4

Dónde:

F_m = fuerza generada por la carga muerta(N).

M_T = masa total de la carga muerta (Kg).

a = aceleración debida a la gravedad $\frac{m}{s^2}$.

$$F_m = 121 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_m = 1187,01N$$

b. Fuerza de la carga muerta bajo un factor crítico

El factor crítico de diseño hace referencia al criterio de falla donde nuestro diseño tiene que exceder de las condiciones de operación en un rango del 30 al 50 % de las fuerzas de operación. (Mott, 2006)

$$F_{cm(50\%)} = F_m + 0,5 (F_m) \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Dónde:

$F_{cm(50\%)}$ = fuerza generada por la carga muerta bajo un factor crítico (N).

F_m = fuerza generada por la carga muerta(N).

$$F_{cm(50\%)} = 1187,01N + 0,5 (1187,01N)$$

$$F_{cm(50\%)} = 1780,52N$$

c. Determinación de las cargas vivas (CV)

Las cargas vivas son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud. Dicho simplemente, todas las cargas que no son muertas, son vivas por lo tanto en nuestro estudio determinamos nuestras cargas vivas en la tabla 8.

Tabla 8
Valores de las cargas vivas

Carga viva	Masa (kg)
Motor eléctrico 3Kw	18
Piloto	80
Total (M_m)	98

d. Fuerza generada por cargas vivas

$$F_v = m * a$$

Ecuación 3.6

Dónde:

$F_v =$ fuerza generada por la carga viva (N).

$m =$ masa total de las cargas vivas (Kg).

$a =$ aceleración debida a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$).

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

$$F_v = 961,38 \text{ N}$$

e. Fuerza de la carga viva bajo un factor crítico

El factor crítico de diseño hace referencia al criterio de falla donde nuestro diseño tiene que exceder de las condiciones de operación en un rango del 30 al 50 % de las fuerzas de operación. (Mott, 2006)

$$F_{cv(50\%)} = F_v + 0,5 (F_v)$$

Ecuación 3.7

Dónde:

$F_{cv(50\%)} = \text{fuerza generada por la carga viva bajo un factor crítico (N)}.$

$F_v = \text{fuerza generada por la carga viva (N)}.$

$$F_{cv(50\%)} = 961,38 N + 0,5 (961,38 N)$$

$$F_{cv(50\%)} = 1442,07 N$$

f. Determinación de la carga total

$$\text{carga total} = \Sigma\{\text{carga muerta} + \text{carga viva}\} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

$$m_T = 121kg + 98 kg$$

$$m_T = 219kg$$

g. Determinación de la fuerza total

$$F_{T(50\%)} = F_{cm(50\%)} + F_{cv(50\%)} \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Dónde:

$F_{T(50\%)} = \text{fuerza total generada (N)}.$

$F_{cm(50\%)} = \text{fuerza generada por la carga muerta bajo un factor crítico (N)}.$

$F_{cv(50\%)} = \text{fuerza generada por la carga viva bajo un factor crítico (N)}.$

$$F_{T(50\%)} = 1780,52 N + 1442,07 N$$

$$F_{T(50\%)} = 3222,59 N$$

h. Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad

El cálculo de la distancia entre ejes se puede realizar de varias formas como mediante la ayuda del CAD, o midiendo de eje a eje, pero resulta más conveniente medirlo respecto al centro de gravedad por motivos de cálculos como se indica en la figura 39.

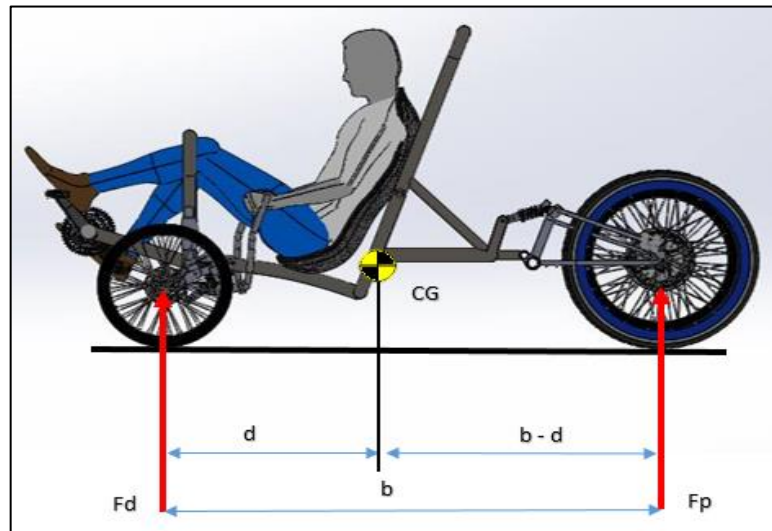


Figura 39.- Distribución de fuerzas respecto al CG

$$b = (b - d) + d$$

Ecuación 3.10

Dónde:

b = distancia entre ejes (mm).

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

$(b - d)$ = distancia del centro de gravedad hacia el eje posterior (mm).

h = altura del piso hacia el centro de gravedad (mm).

$$b = (1800\text{mm} - 716,67\text{ mm}) + 716,67\text{ mm}$$

$$b = 1083,33\text{ mm} + 716,67\text{ mm}$$

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

i. Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico de carga del 50%.

$$F_d = F_{T(50\%)} \times \frac{b-d}{b} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Dónde:

F_d = fuerza sobre el eje delantero (N).

$F_{T(50\%)}$ = fuerza total generada bajo el factor de carga (N).

$(b - d)$ = distancia del centro de gravedad hacia el eje posterior (mm).

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

$$F_d = 3222,59 \text{ N} \times \frac{(1800 - 716,67)\text{mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$F_d = 1939,52 \text{ N}$$

j. Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico de carga del 50%.

$$F_p = F_{t(50\%)} \times \frac{d}{b} \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Dónde:

F_p = fuerza sobre el eje posterior (N).

$F_{t(50\%)}$ = fuerza total generada bajo el factor de carga (N).

b = distancia entre ejes (mm).

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

$$F_p = 3222,59 \text{ N} \times \frac{(716,67)\text{mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$F_p = 1283,07 \text{ N}$$

k. Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad

En la tabla 9, se resume los resultados de los cálculos realizados en la sección h, para determinar el porcentaje de fuerza en cada eje del prototipo.

Tabla 9
Porcentaje de fuerzas en cada eje

Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad		
	Fuerza (N)	Porcentaje (%)
Eje delantero	1939,52	60,19
Eje posterior	1283,07	39,81

l. Masas suspendidas delanteras y posteriores

Las masas suspendidas son aquellas que están soportadas por los elementos elásticos de la suspensión y se muestra en la tabla 10.

Tabla 10
Valores de masas suspendidas

Datos	
Masa total (Carga viva + Carga muerta)	219kg
Transmisión	8 kg
Neumáticos y frenos	30 kg
Suspensión	10kg
Total	48 kg

$$M_{ts} = M_T - M_{ns}$$

Ecuación 3.13

Dónde:

$M_{ts} = \text{masa total suspendida (kg)}$.

$M_T = \text{masa total (kg)}$.

$M_{ns} = \text{masa no suspendida (kg)}$.

$M_{ts} = 219 \text{ kg} - 48 \text{ kg}$

$M_{ts} = 171 \text{ kg}$

- **Masa suspendida en el eje delantero**

$$M_{sd} = \frac{M_{ts} \times (b-d)}{b} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Dónde:

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

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

$(b - d) = \text{distancia del centro de gravedad hacia el eje posterior}$.

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

$$M_{sd} = \frac{171 \text{ kg} \times 1083,33 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$M_{sd} = 102,92 \text{ kg}$

Nota: el resultado define la masa suspendida en el eje delantero con respecto al centro de gravedad.

- **Masa suspendida en el eje posterior**

$$M_{sp} = \frac{M_{ts} \times d}{b} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Dónde:

$M_{sp} = \text{masa suspendida en el eje posterior (Kg)}$.

M_{ts} = masa total suspendida (Kg).

d = distancia del centro de gravedad hacia el eje posterior (mm).

b = distancia entre ejes (mm).

$$M_{sp} = \frac{171 \text{ kg} \times 716,67 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$M_{sp} = 68,08 \text{ kg}$$

Nota: el resultado define la masa suspendida en el eje posterior con respecto al centro de gravedad.

• **Masa total en el eje delantero**

$$M_{Td} = \frac{M_T (b-d)}{b} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Dónde:

M_{Td} = masa total del eje delantero (Kg).

M_T = masa total (Kg).

$(b - d)$ = distancia del centro de gravedad hacia el eje posterior (mm).

b = distancia entre ejes (mm).

$$M_{Td} = \frac{219 \text{ kg} \times (1083,33) \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$M_{Td} = 131,81 \text{ kg}$$

• **Masa total en el eje posterior**

$$M_{Tp} = \frac{M_T \times d}{b} \quad \text{Ecuación 3.17}$$

Dónde:

M_{Tp} = masa total del eje posterior (Kg).

$M_T = \text{masa total (Kg)}$.

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

$b = \text{distancia entre ejes (mm)}$.

$$M_{Tp} = \frac{219 \text{ kg} \times 716,67 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$M_{Tp} = 87,19 \text{ kg}$$

Mediante la tabla 11, se comprime los resultados para las cargas distribuidas sobre cada rueda del prototipo.

Tabla 11
Cargas distribuidas sobre cada rueda

Cargas distribuidas sobre cada rueda	
Peso eje delantero	Peso eje posterior
60,19 %	39,81
131,81 kg	87,19 kg
Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera izquierda	65,91 kg
Rueda delantera derecha	65,91kg
Rueda posterior izquierda	29,06 kg
Rueda posterior media	29,06kg
Rueda posterior derecha	29,06kg

m. Cálculo de la masa no suspendida

- Masa no suspendida en el eje delantero

$$m_{nsd} = m_{Td} - M_{sd} \quad \text{Ecuación 3.18}$$

Dónde:

m_{nsd} = masa total no suspendida eje delantero (kg).

M_{sd} = masa suspendida en el eje delantero (kg).

m_{Td} = masa total del eje delantero (kg).

$$m_{nsd} = 131,81 \text{ kg} - 102,92 \text{ kg}$$

$$m_{nsd} = 28,89 \text{ kg}$$

- Masa no suspendida en el eje posterior

$$m_{nsp} = m_{Tp} - M_{sp} \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Dónde:

m_{nsp} = masa total no suspendida eje posterior (kg).

M_{sp} = masa suspendida en el eje posterior (kg).

m_{Tp} = masa total del eje posterior (kg).

$$m_{nsp} = 87,19 \text{ kg} - 68,08 \text{ kg}$$

$$m_{nsp} = 19,11 \text{ kg}$$

n. Aceleración longitudinal

Al existir una aceleración se transfiere el peso hacia el eje posterior por efectos físicos, el peso delantero se disminuye existiendo menos capacidad de tracción. La

transferencia de pesos es directamente proporcional a la altura del centro de gravedad si este es muy elevado se producirá en las ruedas delanteras una mayor transferencia disminuyendo la fuerza de frenado total por lo que la variabilidad de esta transferencia será muy importante.

La velocidad mínima del vehículo, es de 30 km/h (norma de la competencia “Atacama Solar Challenger”). Para encontrar la aceleración máxima de la tricicleta se toma una velocidad teórica de 70 km/h y mediante la tabla 12, se muestra la potencia del motor en Watts y HP.

$$\text{Velocidad máxima} = 70 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 19,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Tiempo en recorrer 1000m} = \frac{e}{v} = \frac{1000\text{m}}{19,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 51,44 \text{ seg}$$

Tabla 12
Características del motor

Potencia motor Hub
3000 W = 4,02 HP

$$a_x = \frac{F_x}{M}$$

Ecuación 3.20

Dónde:

$$a_x = \text{aceleración longitudinal } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right).$$

$$F_x = \text{fuerza longitudinal (N)}.$$

$$M_T = \text{masa total (kg)}.$$

$$\text{si } F_x = \frac{Pow}{v}$$

Dónde:

$Pow = potencia\ indicada\ (Watts).$

$v = velocidad\ máxima\ del\ vehiculo\ \frac{m}{s}.$

Reemplazando

$$a_x = \frac{1}{M} \times \frac{Pow}{v}$$

Ecuación 3.21

$$a_x = \frac{1}{219\ kg} * \frac{3000\ watts}{19,44\ \frac{m}{s}}$$

$$a_x = 0,70\ \frac{m}{s^2}$$

- **Fuerza de aceleración brusca**

Cuando se produce un impacto frontal de la tricicleta el peso del eje posterior se transfiere al eje delantero, por lo tanto:

$$A_b = M_T * a_x$$

Ecuación 3.22

Dónde:

$A_b = Aceleración\ brusca\ (N).$

$M_T = masatotal\ (kg).$

$a_x = aceleración\ longitudinal\ (\frac{m}{s^2}).$

$$A_b = 219\ kg \times 0,70\ \frac{m}{s^2}$$

$$A_b = 153,3\ N$$

- **Desaceleración longitudinal**

$$a_x = \frac{m_{Tp}}{I * M_T}$$

Ecuación 3.23

Dónde:

$a_x = \text{desaceleración longitudinal } \left(\frac{m}{s^2}\right).$

$m_{Tp} = \text{masa total del eje posterior (kg)}$

$h = \text{altura del piso al CG (m)}.$

$l = \text{distancia entre ejes (m)}.$

$M_T = \text{masa total (kg)}$

$$a_x = \frac{87,19 \text{ kg}}{\frac{0,33}{1,80} \times 219 \text{ kg}}$$

$$a_x = 2,17 \frac{m}{s^2}$$

- **Aceleración lateral**

Se determina el valor máximo de la aceleración, donde se establece un radio de giro constante de 4,5m (norma de la competencia “Atacama Solar Challenger”), sin deslizamiento con una velocidad promedio de 20 km/h en pista.

$$a_y = \frac{v^2}{R}$$

Ecuación 3.24

Dónde:

$a_y = \text{Aceleración lateral } \left(\frac{m}{s^2}\right).$

$v = \text{Velocidad promedio } \left(\frac{m}{s}\right).$

$R = \text{radio de giro constante (m)}.$

$$a_y = \frac{\left(5,55 \frac{m}{s}\right)^2}{4,5 \text{ m}}$$

$$a_y = 6,84 \frac{m}{s^2}$$

o. Fuerza de frenado

Las principales fuerzas retardadoras del vehículo, en el proceso de frenado, son las que se desarrollan en la superficie de las ruedas, como consecuencia de su contacto con la calzada, al ser aplicada pares que se oponen a su movimiento, es decir, las cargas de frenado.

El vehículo debe ser capaz de detenerse en 5 m desde una velocidad inicial de 20km/h, según el reglamento competencia “Atacama Solar Challenger”.

$$v = \frac{e}{t} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Dónde:

$$v = \text{velocidad } \left(\frac{m}{s}\right).$$

$$e = \text{espacio } (m).$$

$$t = \text{tiempo } (s).$$

$$t = \frac{5m}{5,55 \frac{m}{s}}$$

$$t = 0,91 s$$

p. Cálculo de la desaceleración

$$v_f = v_o + at \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Dónde:

$$v_f = \text{velocidad final } \left(\frac{m}{s}\right).$$

$$v_o = \text{velocidad inicial } \left(\frac{m}{s}\right).$$

$t = \text{tiempo (s)}$.

$a = \text{aceleración}(\frac{m}{s^2})$.

$$a = - \frac{v_o}{t}$$

$$a = - \frac{5,55 \frac{m}{s}}{0,91 s}$$

$$a = - 6,1 \frac{m}{s^2}$$

q. Cálculo de la fuerza de frenado

$$F_f = M_T * a$$

Ecuación 3.27

Dónde:

$F_f = \text{fuerza de frenado (N)}$.

$M_T = \text{masa total (kg)}$.

$a = \text{desaceleración}(\frac{m}{s^2})$.

$$F_f = 219 \text{ kg} * (-6,1 \frac{m}{s^2})$$

$$F_f = -1335,90 \text{ N}$$

r. Distancia entre el centro de gravedad y el eje de balanceo

El eje de balanceo es el resultado de la unión de los centros de rodadura frontal y posterior, representado en la figura 40, donde:

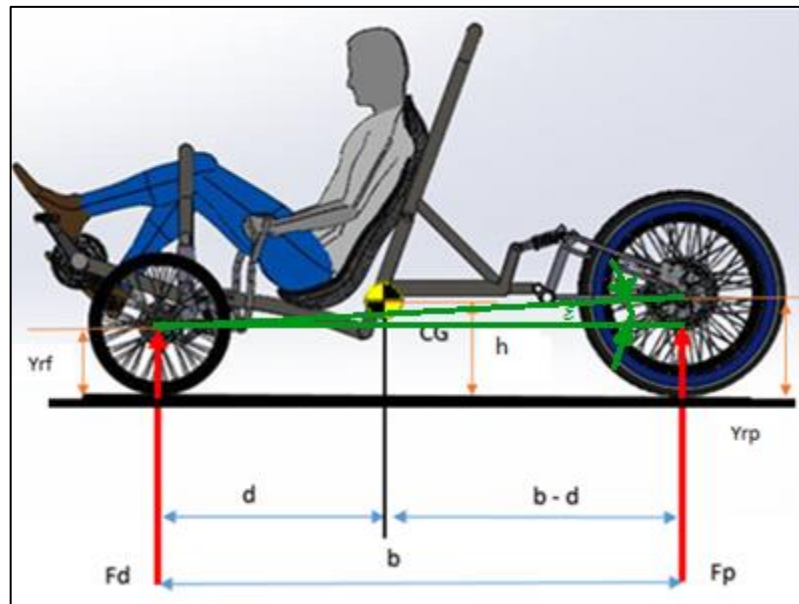


Figura 40. Distancia entre el centro de gravedad y el eje de balanceo

$$H = h - \left\{ y_{rr} + \frac{a}{l} (y_{rr} - y_{rf}) \right\} \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Dónde:

h = distancia del suelo al centro de gravedad.

y_{rf} = Distancia desde el suelo al centro de rodadura frontal.

y_{rr} = Distancia desde el suelo al centro de rodadura posterior.

ε = ángulo entre el eje longitudinal y el eje de balanceo.

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

l = distancia entre ejes.

$$H = 0,329 \text{ m} - \left\{ 0,230\text{m} + \frac{0,716\text{m}}{1,8\text{m}} (0,330\text{m} - 0,230\text{m}) \right\}$$

$$H = 0,06 \text{ m}$$

$$\tan \varepsilon = \frac{100 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}}$$

$$\varepsilon = 3,17^\circ$$

s. Momento de balanceo ideal

El centro de gravedad se encuentra unido firmemente al eje de balanceo y cualquier fuerza transversal que se aplique en este centro provocará un momento alrededor del eje transversal que se puede determinar mediante la ecuación 3.29 y está representado en la figura 41. (Gillespie, 1992)

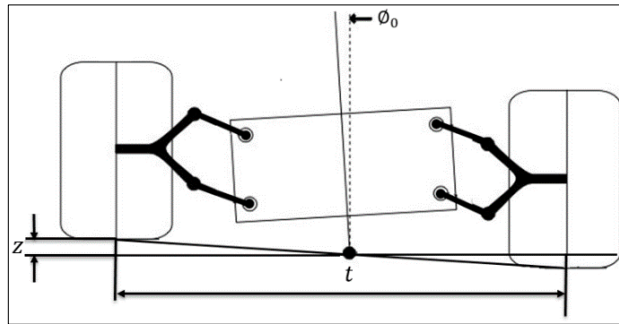


Figura 41.- Ángulo de balanceo real

Fuente: (fundamental of vehicle dynamics, 1992)

$$\phi_0 = \tan^{-1} \frac{z}{t/2}$$

Ecuación 3.29

$$\phi_0 = \tan^{-1} \frac{15 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}/2}$$

$$\phi_0 = 1,23^\circ$$

$$M_{\phi_0} = (w * H * \sin \phi_0 + M_T * a_y * H * \cos \phi_0) * \cos \varepsilon$$

Ecuación 3.30

$$M_{\phi_0} = \left(2148,39 \text{ N} * 0,06 \text{ m} * \sin 1,23^\circ + 219 \text{ kg} * 6,84 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,06 \text{ m} * \cos 1,23^\circ \right) * \cos 3,17^\circ$$

$$M_{\phi_0} = (2,77 \text{ Nm} + 89,86 \text{ Nm}) * \cos 3,17^\circ$$

$$M_{\phi_0} = 92,49 \text{ Nm}$$

t. Momento de balanceo deseado

La masa total del vehículo y la aceleración lateral generan el balanceo alrededor del eje lateral representado en la figura 42, produciendo un ángulo de balanceo deseado el cual debe estar alrededor de 1,5 grados. (Milliken, 1995)

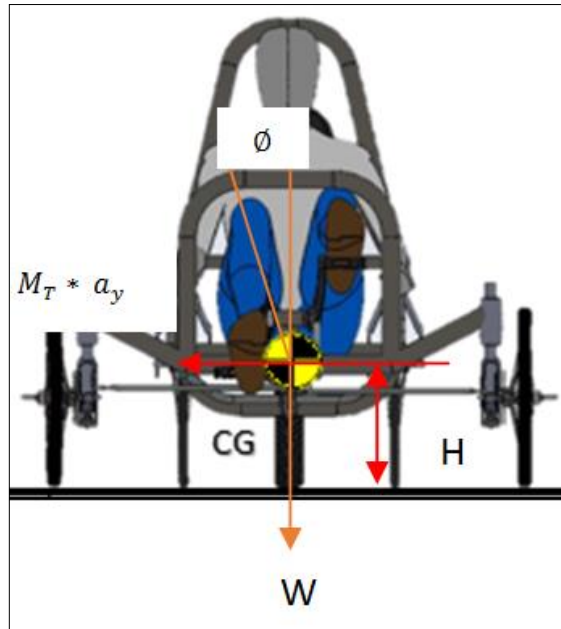


Figura 42. Momento de balanceo deseado

$$M_{\phi_0} = (w * H * \sin \phi_0 + M_T * a_y * H * \cos \phi_0) * \cos \epsilon \quad \text{Ecuación 3.31}$$

$$M_{\phi_0} = \left(2148,39 \text{ N} * 0,06 \text{ m} * \sin 1,5^\circ + 219 \text{ kg} * 6,84 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,06 \text{ m} * \cos 1,5^\circ \right) * \cos 3,17^\circ$$

$$M_{\phi_0} = (3,37 \text{ Nm} + 89,85 \text{ Nm}) * \cos 3,17^\circ$$

$$M_{\phi_0} = 93,07 \text{ Nm}$$

u. Cálculo de cargas de impacto

Para efecto de los siguientes cálculos se utiliza la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323.

- **Impacto superior**

La aceleración que tiene el vehículo al producirse un choque en la parte superior del vehículo es de dos gravedades.

$$F_S = M_T * 2a \quad \text{Ecuación 3.32}$$

Dónde:

$F_S =$ fuerza de impacto superior (N).

$M_T =$ masa total (kg).

$a =$ aceleración debido a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

$$F_S = 219 \text{ kg} * 2 (9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_S = 4296,78 \text{ N}$$

- **Impacto lateral**

La aceleración que tiene el vehículo al producirse una colisión lateral en el vehículo es de 4 veces la gravedad.

$$F_L = M_T * 4a \quad \text{Ecuación 3.33}$$

Dónde:

$F_L =$ fuerza de impacto lateral(N).

$M_T =$ masa total (kg).

$a =$ aceleración debido a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

$$F_L = 219 \text{ kg} * 4 (9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_L = 8593,56 \text{ N}$$

- **Impacto frontal**

La aceleración del vehículo al producirse un choque frontal es ocho veces la gravedad.

$$F_F = M_T * 8a \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Dónde:

$F_F =$ fuerza de impacto frontal(N).

$M_T =$ masa total (kg).

$a =$ aceleración debido a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

$$F_F = 219 \text{ kg} \times 8(9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F_F = 17\,187,12 \text{ N}$$

- v. **Carga aerodinámica**

Es la carga por resistencia del aire frontal. Se la aplicará como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del vehículo solar en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

$$R_{af} = \frac{1}{2} C_x * \rho * A_f * V^2 \quad \text{Ecuación 3.35}$$

Dónde:

$R_{af} =$ carga por resistencia aerodinámica (N).

$\rho =$ densidad del aire en $1,2 \frac{kg}{m^3}$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

$v =$ velocidad del aire en $\frac{m}{s}$ (mín $25 \frac{m}{s}$).

$A_f =$ Area correspondiente a la proyección del vehículo en un plano perpendicular a su eje longitudinal en m^2 .

$C_x =$ coeficiente de resistencia frontal del aire (min 0.7).

$$R_{af} = \frac{1}{2} 0,7 * 1,2 \frac{kg}{m^3} * 3,64 m^2 * \left(25 \frac{m}{s}\right)^2$$

$$R_{af} = 955,5 N$$

w. Diseño y selección de la transmisión por cadenas.

La transmisión es la encargada de transmitir la fuerza de un cuerpo a otro mediante una cadena de rodillos, estas son las más empleadas cuando se demanda grandes cargas en los accionamientos con alta eficiencia y sincronismo de velocidad en los elementos de rotación. (Mott, 2006)

3.4. Cálculos del mecanismo de la transmisión por cadena.

El sistema de transmisión por cadena de rodillos debe ser eficiente para evitar pérdidas por fricción y optimizar el rendimiento implementando combinaciones adecuadas para las relaciones de transmisión, estas combinaciones le permite al conductor seleccionar la más óptima para cada exigencia y así obtener el mejor rendimiento con el menor esfuerzo del piloto. (Mott, 2006) La figura 43 nos permite observar la distribución de los componentes de la transmisión en el prototipo.

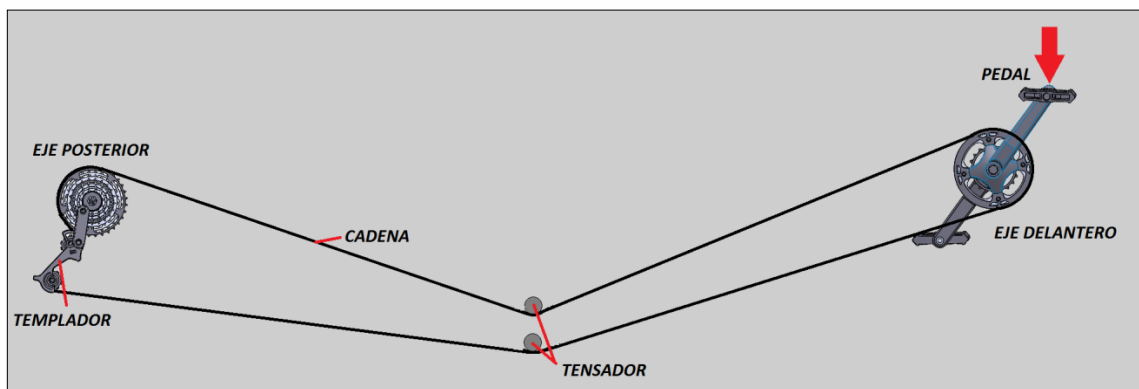


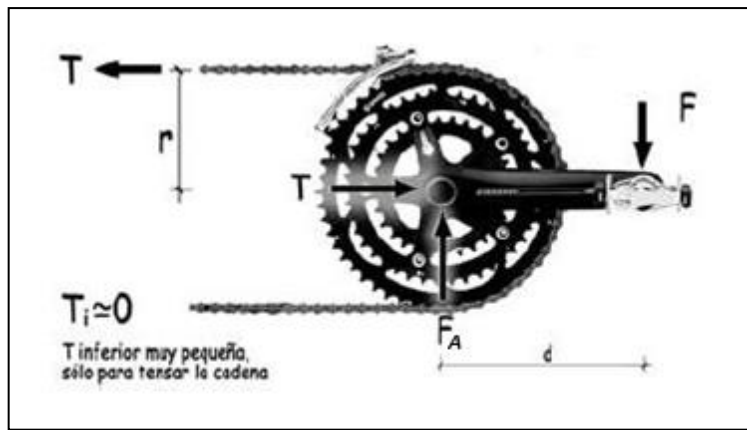
Figura 43.- Componentes del sistema de transmisión

Para diseñar la transmisión por cadena de rodillos y catarina para la tricicleta solar impulsado por tracción humana y eléctrica.

Datos:

$$n_1 = 190 \text{ rpm}$$

$$L_t = 2160 \text{ mm}$$

3.4.1. Cálculos de la distribución de fuerzas del sistema de transmisión.**a. Fuerza y momentos de la Catarina****Figura 44.- Características de la catarina**

Fuente: (Alternativas de transporte en America Latina, 1985)

La obtención de la fuerza mediante un método experimental pudo determinar una fuerza de 400 N la cual es aplicada por el conductor en los pedales de la tricicleta como se indica en la figura 44, teniendo como dato la longitud de la biela que es de 17,5 cm y un diámetro del plato pedalier de 18,2 cm.

- **Datos:**

$$F = 800 \text{ N}$$

$$d = 17,5 \text{ cm}$$

$$r = 9,1 \text{ cm}$$

a. Fuerza en el eje

$$F_A * r = F * d \quad \text{Ecuación 3.36}$$

Dónde:

F_A = Fuerza tangencial en el eje del plato pedalier.

r = radio del plato pedalier.

d = Longitud de la biela del pedalier.

F = Fuerza aplicada en el pedal

$$F_A = \frac{(800 \text{ N})(17,5 \text{ cm})}{9,1 \text{ cm}}$$

$$F_A = 1538,46 \text{ N (fuerza tangencial en el eje)}$$

b. Fuerza en la cadena

$$F_{\text{CADENA}} = \frac{F_A}{\cos(0^\circ)} \quad \text{Ecuación 3.37}$$

Dónde:

F_{CADENA} = Fuerza en la cadena.

F_A = Fuerza tangencial en el eje del plato pedalier.

$$F_{\text{CADENA}} = \frac{1538,46 \text{ N}}{1}$$

$$F_{\text{CADENA}} = 1538,46 \text{ N}$$

c. Torque en el brazo de biela

$$T_B = F * d \quad \text{Ecuación 3.38}$$

Dónde:

T_B = Torque en la biela del pedal.

F = Fuerza aplicada en el pedal

d = Longitud de la biela del pedalier.

$$T_B = 800 \text{ N} * (0,175 \text{ m})$$

$$T_B = 140 \text{ Nm}(\text{Torque en el eje 1})$$

d. Velocidad angular a la salida (Piñón 28 Dientes)

A través de la figura 45, se ilustra el diagrama de la velocidad angular del sistema de transmisión cuando actúa el piñón de 28 dientes.

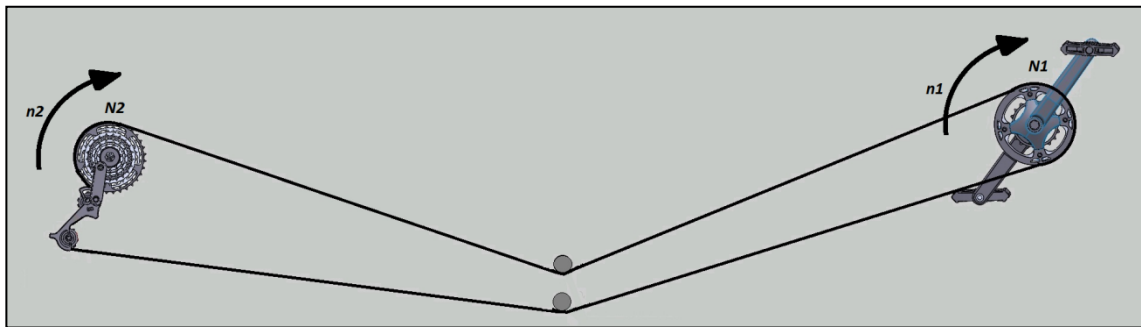


Figura 45.- Diagrama de la velocidad angular con el piñón de 28 dientes

$$n_2 = n_1 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2} \right) \quad \text{Ecuación 3.39}$$

Dónde:

n_2 = Velocidad angular en el piñón rache.

n_1 = Velocidad angular en el plato pedalier.

N_1 = Numero de dientes del piñón del plato pedalier.

N_2 = Numero de dientes del piñón rache.

$$n_2 = (190 \text{ rpm}) \left(\frac{45}{28} \right)$$

$$n_2 = 305 \text{ rpm}$$

3.4.2. Cálculo de la fuerza en la cadena

Mediante la figura 46, se ilustra el diagrama de distribución de las fuerzas en la cadena junto con la descomposición de las mismas.

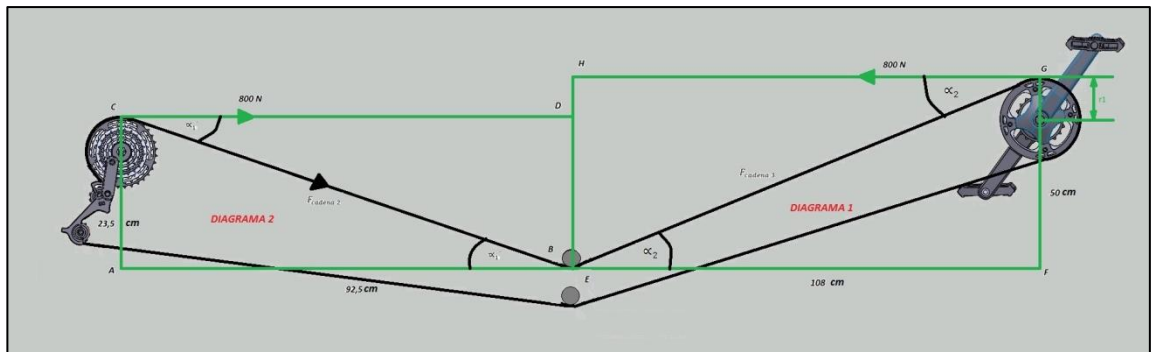


Figura 46.- Diagrama de las fuerzas en la cadena.

$$F_C = \frac{T_B}{r_1}$$

Ecuación 3.41

Dónde:

F_C = Fuerza en la cadena – mínima relación de transmisión.

T_B = Torque en la biela del pedal.

r_1 = Radio del plato pedalier.

$$F_C = \frac{140 N_m}{0,0875 m}$$

$$F_C = 1600 N$$

- **Diagrama 1**

A través de la figura 47, se ilustra el diagrama de la fuerza de la cadena en la catarina pedalier actuando en su punto crítico.

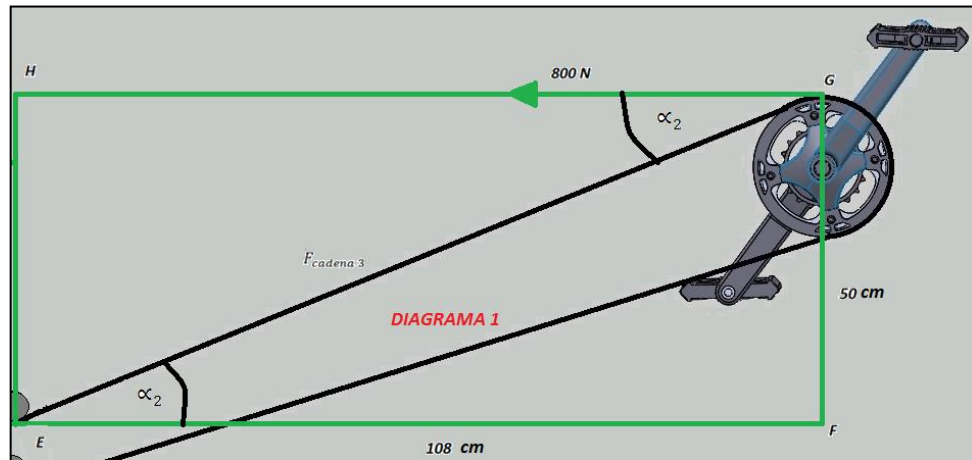


Figura 47.- Fuerza de la cadena en la Catarina

$$\text{Tan } \alpha_2 = \frac{50}{108}$$

$$\alpha_2 = 24,84$$

$$F_{\text{cadena } 3} = \frac{1600N}{\text{Cos } 24,84}$$

$$F_{\text{cadena } 3} = 1763,15 N$$

- **Diagrama 2**

A través de la figura 48, se ilustra el diagrama de la fuerza de la cadena en el piñón rache con su respectiva descomposición de fuerzas.

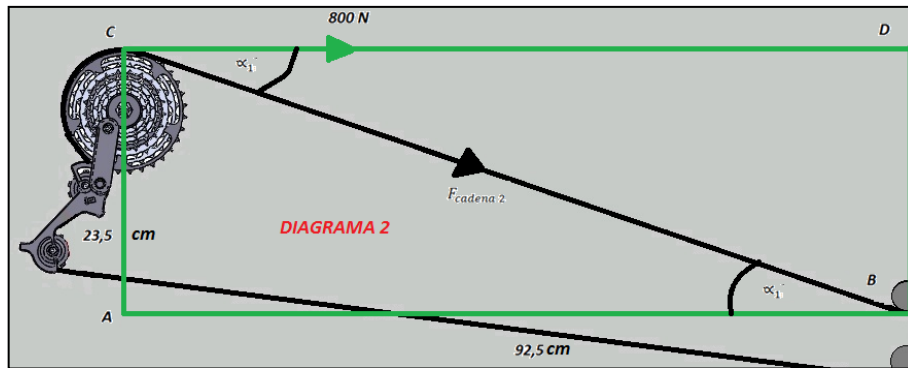


Figura 48.- Fuerza de la cadena en el piñón rache

$$\tan \alpha_1 = \frac{23,5}{92,5}$$

$$\alpha_1 = 14,25^\circ$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{1600 \text{ N}}{F_{\text{cadena } 2}}$$

$$F_{\text{cadena } 2} = \frac{1600 \text{ N}}{\cos 14,25}$$

$$F_{\text{cadena } 2} = 1650,83 \text{ N}$$

3.4.3. Cálculo de la velocidad en la cadena

- **Eje delantero (Plato pedalier)**

$$v_1 = p \cdot N_1 \cdot n_1$$

Ecuación 3.42

Dónde:

v_1 = Velocidad de la cadena.

p = paso de la cadena (1,27 cm).

N_1 = Numero de dientes del plato pedalier.

n_1 = Velocidad angular del plato pedalier

$$v_1 = (1,27 \text{ cm})(45)(190 \text{ rpm})$$

$$v_1 = 10858,50 \frac{\text{cm}}{\text{min}} \left| \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v_1 = 1,81 \text{ m/s}$$

- **Eje posterior (Piñón rache)**

$$v_2 = p \cdot N_2 \cdot n_2 \quad \text{Ecuación 3.43}$$

$$v_2 = (1,27 \text{ cm})(28)(305 \text{ rpm})$$

$$v_2 = 10845,80 \frac{\text{cm}}{\text{min}} \left| \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v_2 = 1,81 \text{ m/s}$$

$$v_1 = v_2$$

3.4.4. Cálculos de la potencia en la cadena

- **Eje delantero (Plato pedalier)**

$$P_1 = F_{\text{cadena } 2} \cdot v_1 \quad \text{Ecuación 3.44}$$

$$P_1 = (1650,83 \text{ N})(1,81 \text{ m/s})$$

$$P_1 = 2988 \text{ Watts}$$

- **Eje posterior (Piñón rache)**

$$P_2 = F_{\text{cadena } 3} \cdot v_4 \quad \text{Ecuación 3.45}$$

$$P_2 = (1763,15 \text{ N})(1,81 \text{ m/s})$$

$$P_2 = 3191,30 \text{ Watts}$$

3.4.5. Factores de selección de motores eléctricos.

En acuerdo con Mott (2006) "como mínimo, deben mencionarse los siguientes puntos para especificar motores eléctricos." (p.798)

- Tipo de motor.- CD, CA, monofásico y trifásico, entre otros.
- Potencia y velocidad nominales.
- Voltaje.
- Tipo de caja.
- Tamaño de Armazón

El motor eléctrico que se determinó mediante cálculos debe poseer una potencia como mínimo de 2988 Watts y mediante el criterio de selección y acorde al medio comercial se ha seleccionado un motor de tipo CA trifásico, con una potencia de 3000 Watts y una velocidad nominal de 100 Km/h, tiene un voltaje de entrada de 48 Voltios CD, que se encuentra incorporado en el rin de una bicicleta.

3.4.6. Especificación factor de servicio.

Se debe especificar el factor de servicio para realizar el cálculo de la potencia de diseño. De la tabla 13, el factor de servicio para un tipo de carga uniforme (transportadores con carga ligera) y un impulsor de motor eléctrico a través de una transmisión por cadenas es $FS = 1,0$.

Tabla 13
Factor de servicio

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)		↑ 1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: (Diseño de Elementos de Maquinas , 2006)

$$Potencia\ del\ motor = 3000\ Watts \left| \frac{1\ HP}{746\ Watts} \right| = 4.02\ HP$$

$$Potencia\ de\ Diseño = Factor\ de\ servicio \times Potencia\ del\ motor \quad Ecuación\ 3.46$$

$$Potencia\ de\ Diseño = 1,0 \times (4,02) = 4,02\ HP$$

3.4.7. Selección de cadena.

Para la selección de la cadena en base a la potencia de diseño podemos sustentarnos en la tabla 14, correspondiente a la capacidad de potencia para seleccionar el paso de la cadena.

Tabla 14
Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																						
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000		
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00		
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00		
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00			
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00			
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00			
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.00	0.00			
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	1.00	0.00			
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	1.00	0.00			
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	1.60	1.00	0.00			
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00			
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	1.94	1.47	0.00			
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	2.11	1.60	0.00			
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	2.29	1.60	0.00			
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	3.20	2.29	1.60	0.00			
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00		
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	3.71	2.65	1.94	1.47	0.00		
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	4.26	3.05	2.29	1.60	0.00		
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	4.54	3.20	2.29	1.60	0.00		
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	7.11	5.12	3.71	2.65	1.94	1.47	0.00	
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	8.00	6.00	4.26	3.05	2.29	1.60	0.00	
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	11.00	8.00	6.00	4.26	3.05	2.29	1.60	0.00	
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	17.00	13.00	10.00	7.00	5.00	3.50	2.50	1.75	1.25	0.00

Tipo A: Lubricación manual o por goteo
Tipo B: Lubricación en baño o con disco
Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: American Chain Association, Naples, FL.

Fuente: (Diseño de Elementos de Maquinas , 2006)

Para una sola hilera, la cadena número 40, con un paso de 0.50 pulg. Es la más adecuada. Con una catarina de 45 dientes, la capacidad es de 3,71 HP a 180 rpm y 4,10 HP a 200 rpm.

Para obtener la potencia de diseño requerido interpolamos los siguientes valores:

Datos:

$$X_0 = 180 \text{ rpm}$$

$$Y_0 = 3,71 \text{ HP}$$

$$X_1 = 200 \text{ rpm}$$

$$Y_1 = 4,10 \text{ HP}$$

$$X = 190 \text{ rpm}$$

$$Y = \text{Potencia del motor}$$

$$Y = Y_0 + \frac{Y_1 - Y_0}{X_1 - X_0} (X - X_0) \quad \text{Ecuación 3.47}$$

$$Y = 3,71 + \frac{4,10 - 3,71}{200 - 180} (190 - 180)$$

$$Y = 3,91 \text{ HP}$$

Obtenido el valor teórico de la potencia del motor eléctrico al cual va a estar sometida la cadena numero 40 podemos determinar el motor con la potencial que se encuentra en el medio comercial que es de 4,02 HP.

3.4.8. Distancia entre centros

Se realiza el cálculo de la distancia entre centros de los piñones mediante un proceso experimental para obtener la longitud total de la cadena medida como se muestra en la figura 49.

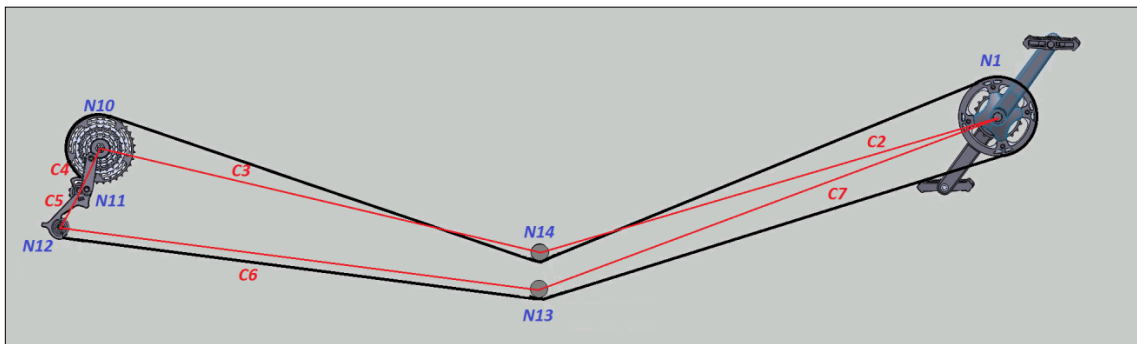


Figura 49.- Distancia entre centros

Datos de diseño

- $N1=45$ (Numero de dientes de la catarina)
- $N10= 28$ (Numero de dientes del piñón rache)
- $N11 = 12$ (Numero de dientes del piñón 1 del templador)
- $N12 = 15$ (Numero de dientes del piñón 2 del templador)
- $N13 = 11$ (Numero de dientes del tensador 1)
- $N14 = 11$ (Numero de dientes del tensador 2)

- $C_2 = 113,4 \text{ cm} = 89 \text{ pasos}$ (Distancia entre centros en mm entre la catarina y el tensador 1)
- $C_3 = 95,5 \text{ cm} = 75 \text{ pasos}$ (Distancia entre centros en mm entre el tensador 1 y el piñón rache)
- $C_4 = 10 \text{ cm} = 8 \text{ pasos}$ (Distancia entre centros en mm entre el piñón rache y el piñón 1 del templador)
- $C_5 = 6,5 \text{ cm} = 5 \text{ pasos}$ (Distancia entre centros en mm entre el piñón 1 del templador y el piñón 2 del templador)
- $C_6 = 97,5 \text{ cm} = 77 \text{ pasos}$ (Distancia entre centros en mm entre el piñón 2 del templador y el tensador2)
- $C_7 = 116 \text{ cm} = 91 \text{ pasos}$ (Distancia entre centros en mm entre el tensador 2 y la catarina)

3.4.9. Cálculo de la longitud de la cadena (L):

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

$$L = C_2 + \frac{N_{14}+N_1}{4} + \frac{(N_{14}-N_1)^2}{8\pi^2 C_2} + C_3 + \frac{N_{10}+N_{14}}{4} + \frac{(N_{10}-N_{14})^2}{8\pi^2 C_3} + C_4 + \frac{N_{11}+N_{10}}{4} + \frac{(N_{11}-N_{10})^2}{8\pi^2 C_4} + C_5 + \frac{N_{12}+N_{11}}{4} + \frac{(N_{12}-N_{11})^2}{8\pi^2 C_5} + C_6 + \frac{N_{13}+N_{12}}{4} + \frac{(N_{13}-N_{12})^2}{8\pi^2 C_6} + C_7 + \frac{N_1+N_{13}}{4} + \frac{(N_1-N_{13})^2}{8\pi^2 C_7}$$

Ecuación 3.48

$$L = (89 \text{ pasos}) + \frac{11 + 45}{4} + \frac{(11 - 45)^2}{8\pi^2(89 \text{ pasos})} + (75 \text{ pasos}) + \frac{28 + 11}{4} + \frac{(28 - 11)^2}{8\pi^2(75 \text{ pasos})} + (8 \text{ pasos}) + \frac{12 + 28}{4} + \frac{(12 - 28)^2}{8\pi^2(8 \text{ pasos})} + (5 \text{ pasos}) + \frac{15 + 12}{4} + \frac{(15 - 12)^2}{8\pi^2(5 \text{ pasos})} + (77 \text{ pasos}) + \frac{11 + 15}{4} + \frac{(11 - 15)^2}{8\pi^2(77 \text{ pasos})} + (91 \text{ pasos}) + \frac{45 + 11}{4} + \frac{(45 - 11)^2}{8\pi^2(91 \text{ pasos})}$$

$$L = (89 + 14 + 0,16 + 75 + 9,75 + 0,05 + 8 + 10 + 0,41 + 5 + 6,75 + 0,02 + 77 + 6,5 + 0,003 + 91 + 14 + 0,16) \text{pasos}$$

$$L = 407 \text{ pasos}$$

3.4.10. Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en la catarina.

Para calcular el ángulo de contacto de la cadena en la catarina y piñón rache se utiliza las ecuaciones en la sección 3.4.10. El ángulo de contacto mínimo de 120 grados. (Mott, 2006), mediante la figura 50, ubicamos los ángulos pertinentes.

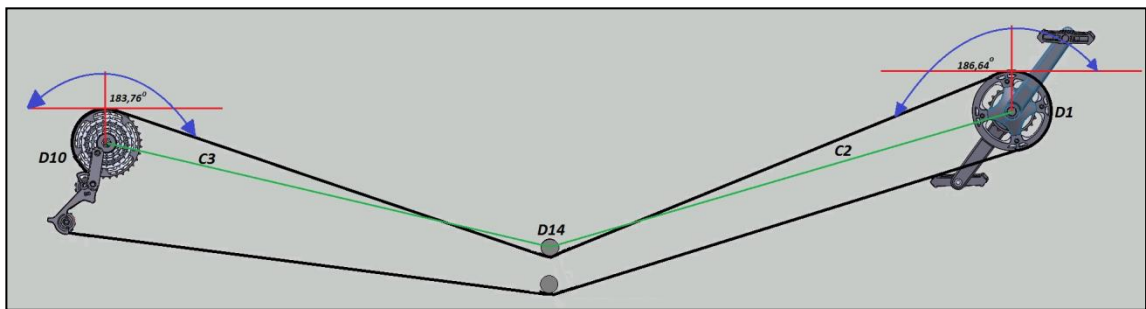


Figura 50.- ángulo de contacto de la cadena en la catarina

- **Catarina**

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left[\frac{D_{14} - D_1}{2 * C_2} \right] \quad \text{Ecuación 3.48}$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left[\frac{50,8 \text{ mm} - 182,1 \text{ mm}}{2 (1134 \text{ mm})} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ + 6,64^\circ$$

$$\theta_1 = 186,64^\circ$$

- **Piñón rache:**

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left[\frac{D_{10} - D_{14}}{2 * C_3} \right] \quad \text{Ecuación 3.49}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left[\frac{113,4 \text{ mm} - 50,8 \text{ mm}}{2(955 \text{ mm})} \right]$$

$$\theta_2 = 180^0 + 3,76^0$$

$$\theta_2 = 183,76^0$$

3.4.11. Cálculos de la velocidad del neumático

- **Datos**

- Revoluciones máximas del eje posterior $\rightarrow n_2 = 305 \text{ rpm}$

- Diámetro del Neumático $\rightarrow D_{\text{neumático}} = 0,6731\text{m}$

$$V_{\text{desplazamiento}} = n_2 * r_{\text{neumático}}$$

Ecuación 3.50

$$V_{\text{desplazamiento } m2x} = 305 \left| \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right| \frac{60\text{min}}{1\text{h}} \left| \frac{2\pi \text{ rad}}{1\text{rev}} \right| \times 0,33655\text{m} \left| \frac{1\text{km}}{1000\text{m}} \right|$$

$$V_{\text{desplazamiento } m2x} = 38,69 \text{ km/h}$$

CAPITULO IV

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS

4.1. Análisis estructural

Es el proceso mediante el cual determinamos el efecto de las acciones o cargas sobre la totalidad o parte de la estructura, con la finalidad de obtener comprobaciones de los límites últimos de fluencia y resistencia.

Este tipo de análisis determina resultados a nivel global: reacciones y desplazamientos, y a nivel de sección: elongaciones, esfuerzos, curvaturas. También permite determinar el comportamiento a nivel local: tensiones, deformaciones, de aquellas zonas en las que las hipótesis clásicas de la resistencia de materiales no sean aplicables: nudos, zonas locales próximas a cargas concentradas, cambios bruscos de sección.

4.2. Método de los elementos finitos MEF

Durante el desarrollo del capítulo se empleará, el estudio por elementos finitos o volúmenes finitos, proceso mediante el cual analizaremos los elementos seccionados, considerando debidamente las cargas y restricciones en el cuerpo, esto nos dará da lugar a un conjunto de ecuaciones cuya solución da el comportamiento aproximado del cuerpo sometido análisis.

4.3. Consideraciones previas análisis por el MEF

Los componentes mecánicos como vigas y barras simples se pueden analizar mediante métodos básicos de la mecánica que proporcionan soluciones aproximadas.

Sin embargo rara vez los componentes reales son tan sencillos así que el diseñador se ve forzado a realizar aproximaciones eficaces mediante el uso de la ingeniería asistida por computadora y el método del elemento finito, el cual se basa en la aproximación de

resultados mediante el uso de un algoritmos matemáticos que disminuyen al máximo los errores de cálculo, de esta forma se optimizan los resultados. (Edison, 2015)

4.4. Análisis de esfuerzos en el bastidor y sistema de transmisión

Los diferentes componentes del chasis están expuestos a cargas críticas debido al comportamiento dinámico del vehículo, por lo que se determinó los esfuerzos máximos, la deformación total y el factor de seguridad, proceso desarrollado mediante la ayuda del Solidworks 2015.

4.4.1. Análisis de esfuerzos en el chasis

El chasis está expuesto a cargas críticas debido a los efectos dinámicos del vehículo además de ser la cápsula de seguridad del piloto, por lo que es necesario realizar un análisis que permita comprobar las deformaciones máximas que sufre este componente vital del vehículo, para lo cual se determina los datos en la tabla 15, las características del material estructural.

Tabla 15
Características del material estructural

Material	Acero
Tipo	ASTM A 53 Gr. B
Cedula	40
Resistencia a la tracción	415 MPa
Límite a la fluencia	240 MPa

Fuente: DIPAC

La figura 51, muestra el modelado del chasis para el prototipo donde se evidencia la estructura tubular de tipo recumbente.

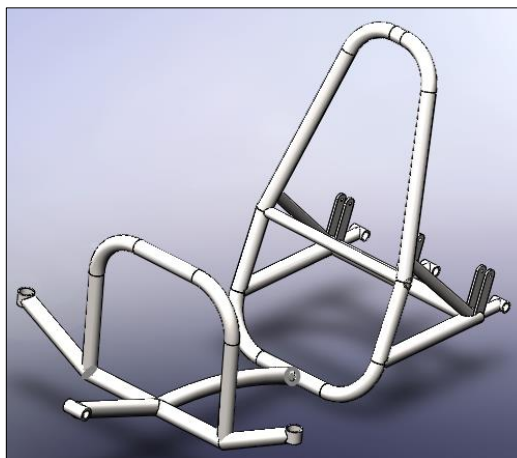


Figura 51.- Chasis

4.4.2. Análisis estructural de la barra antivuelco primaria y secundaria

Las barras antivuelco son las encargadas de absorber la energía de impacto superior, frontal y lateral del vehículo, los valores de la carga que actúa sobre las barras antivuelco fueron determinados en la sección 3.3.4 y se las analiza de la siguiente manera.

a. Impacto superior

La tabla 16, muestra los datos necesarios para realizar el respectivo análisis estructural cuando existe un impacto superior.

Tabla 16
Parámetros de simulación para el chasis – barras antivuelco primaria y secundaria.

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Barras antivuelco primaria y secundaria.	$F_s = 4296 N$	Superficie superior de la barra	Ningún componente de la estructura debe fallar.

A través de la figura 52, se ilustran la distribución de cargas y las restricciones para el estudio. Las cargas que son de color amarillo se las ubica en la parte inferior del chasis y las restricciones de color verde, se las establece en la parte superior de las barras antivuelco.

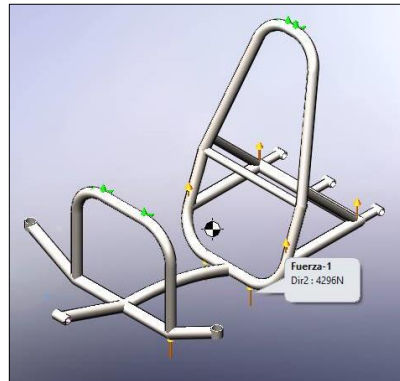


Figura 52.- Asignación de sujeciones y cargas

- **Generación de la malla**

A continuación se realiza el mallado del elemento, este método permite dividir los objetos modelados en pequeñas áreas o sub divisiones denominados “elementos finitos”. En nuestro caso se realizó un refinamiento de la malla, para optimizar el número de variables y mejorar la resolución como se indica en la figura 53.

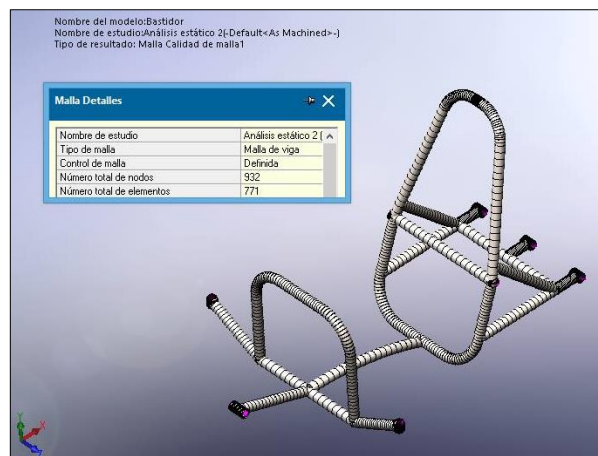


Figura 53. Generación de la malla en el chasis

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

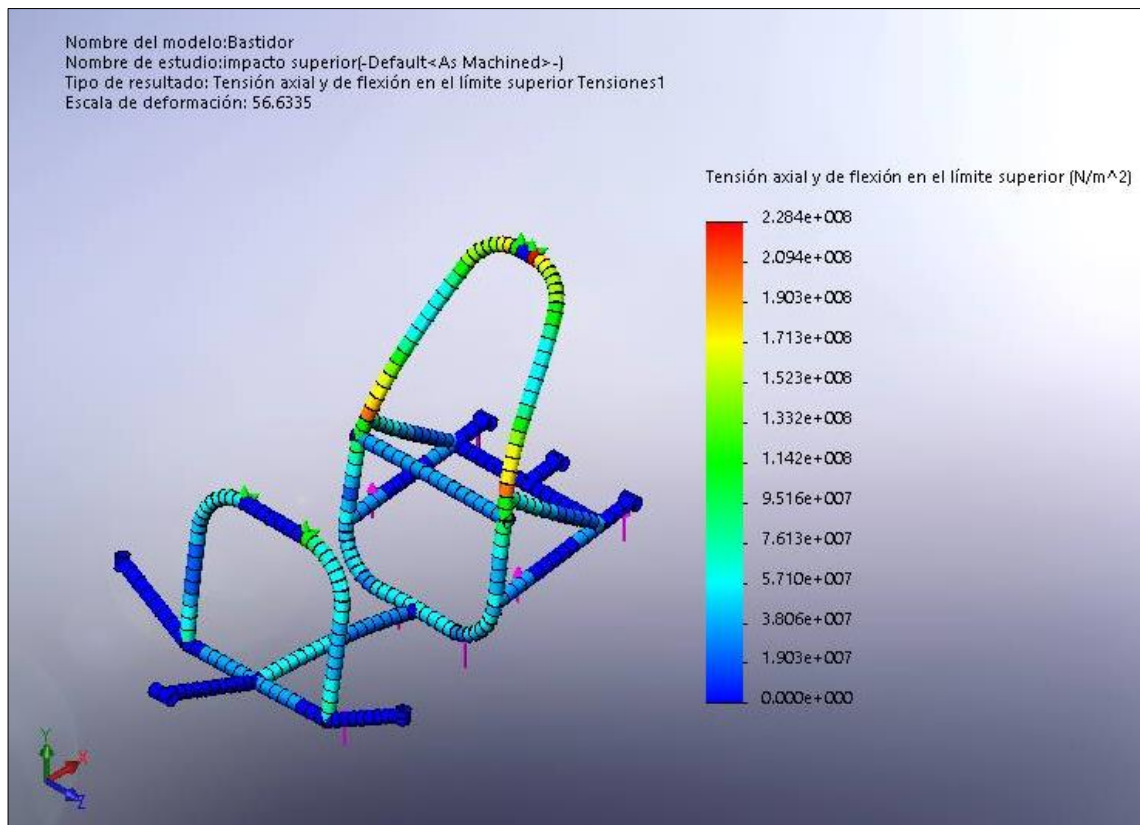


Figura 54. Análisis de tensión axial y de flexión superior

Finalizado el proceso de simulación se muestra la figura 54, lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) de toda la estructura, bajo carga crítica de volcamiento o impacto superior, el cual es de 228,4 MPa lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el chasis soporta adecuadamente la transferencia de carga, con el tipo de material seleccionado.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

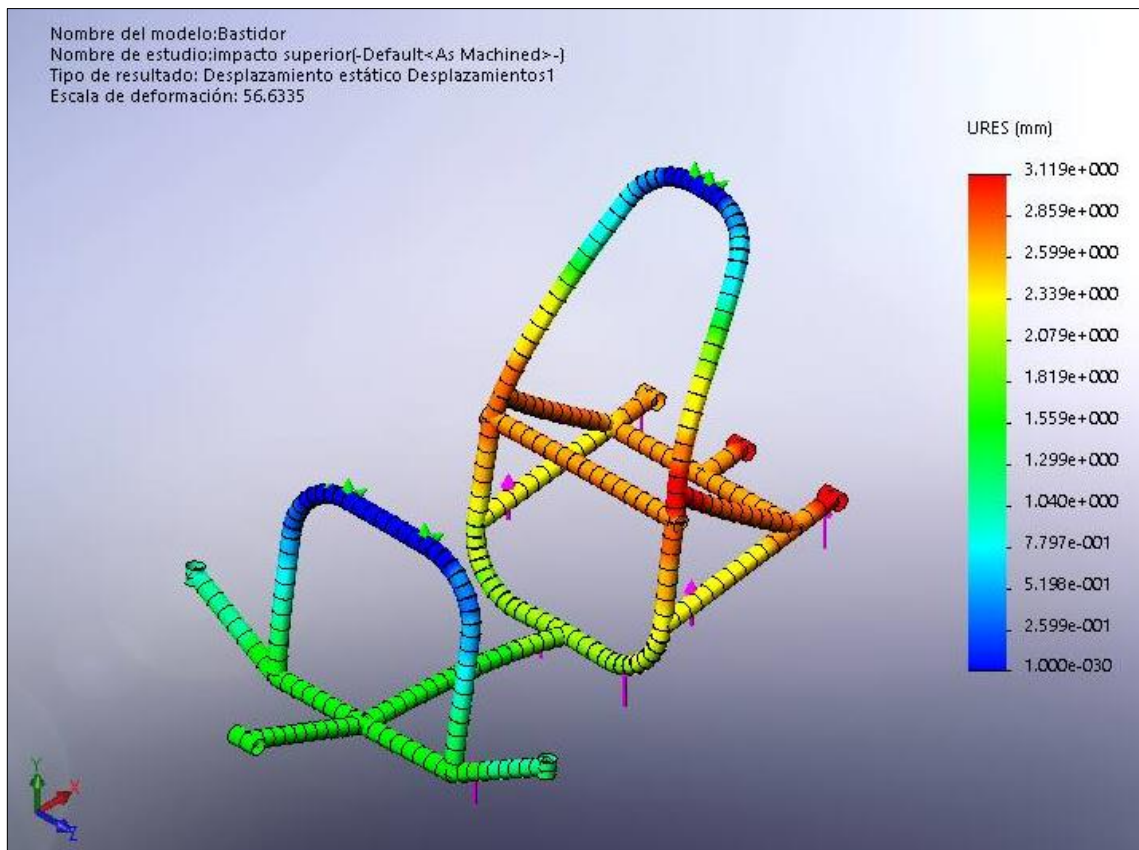


Figura 55. Análisis de deformación máxima

En la figura 55, se muestra el máximo desplazamiento que se produce en la estructura bajo carga crítica de volcamiento o impacto superior, es de 3,119 mm lo cual evidencia que el modelo diseñado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es sumamente baja, asegurando la integridad del piloto.

- **Factor de seguridad**

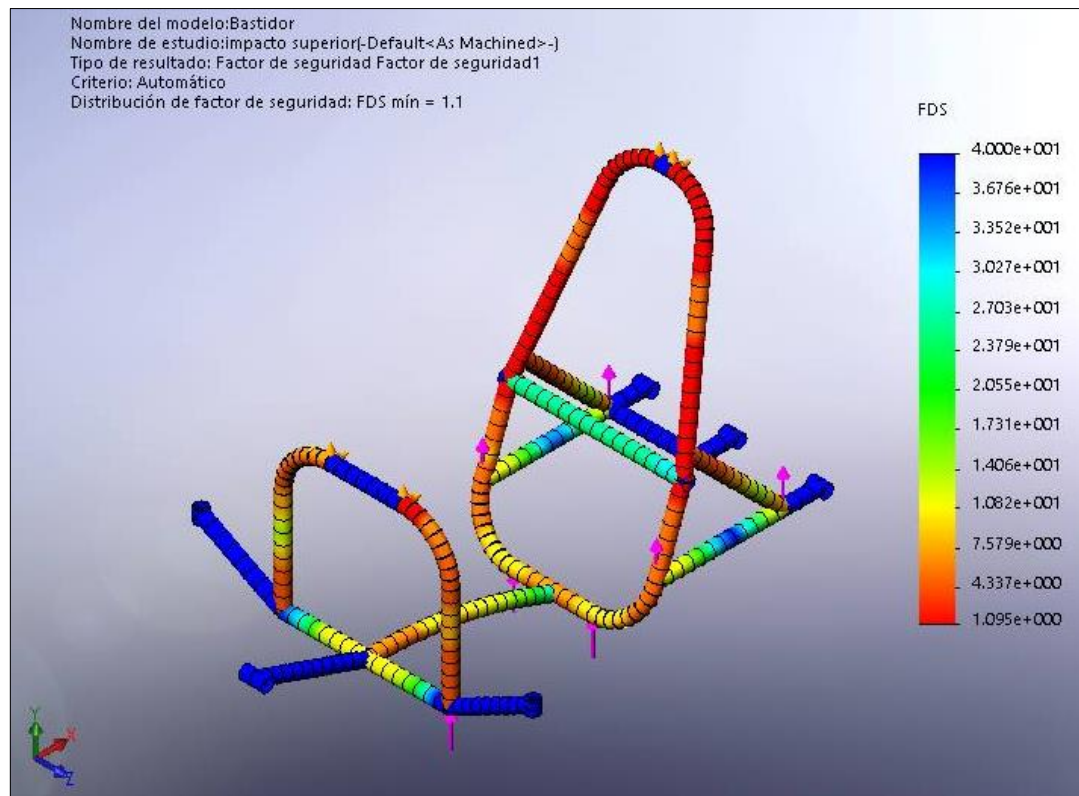


Figura 56. Análisis del factor de seguridad

En la figura 56, se aprecia el resultado del factor de seguridad del chasis, frente a un estudio de volcamiento o impacto superior con un valor mínimo de 1,1 el cual garantiza que no fallará la estructura frente a este tipo de situación proporcionando la seguridad necesaria al piloto ya que soporta la carga aplicada.

b. Impacto frontal

La barra antivuelco secundaria y la barra de fijación de la transmisión son los encargados de absorber la energía de impacto frontal en una colisión del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre estos elementos fueron determinados en la sección 3.3.4, representados en la tabla 17.

Tabla 17
Parámetros de simulación para el chasis - Impacto frontal

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Barra antivuelco y barra de fijación	$F_F = 17187 \text{ N}$	Superficie frontal de las barras	Ningún componente de la estructura debe fallar.

En la figura 57, se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la barra antivuelco secundaria y barra de fijación de la transmisión.

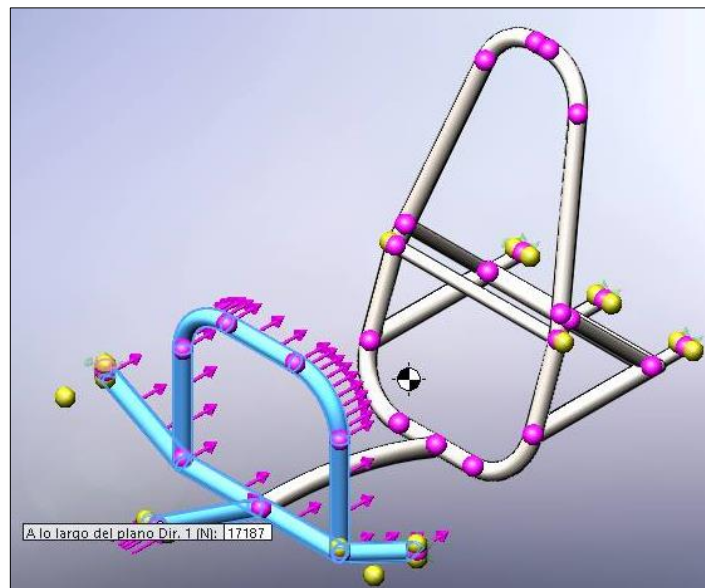


Figura 57.- Asignación de sujeciones y cargas

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

A través de la figura 58, se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga frontal.

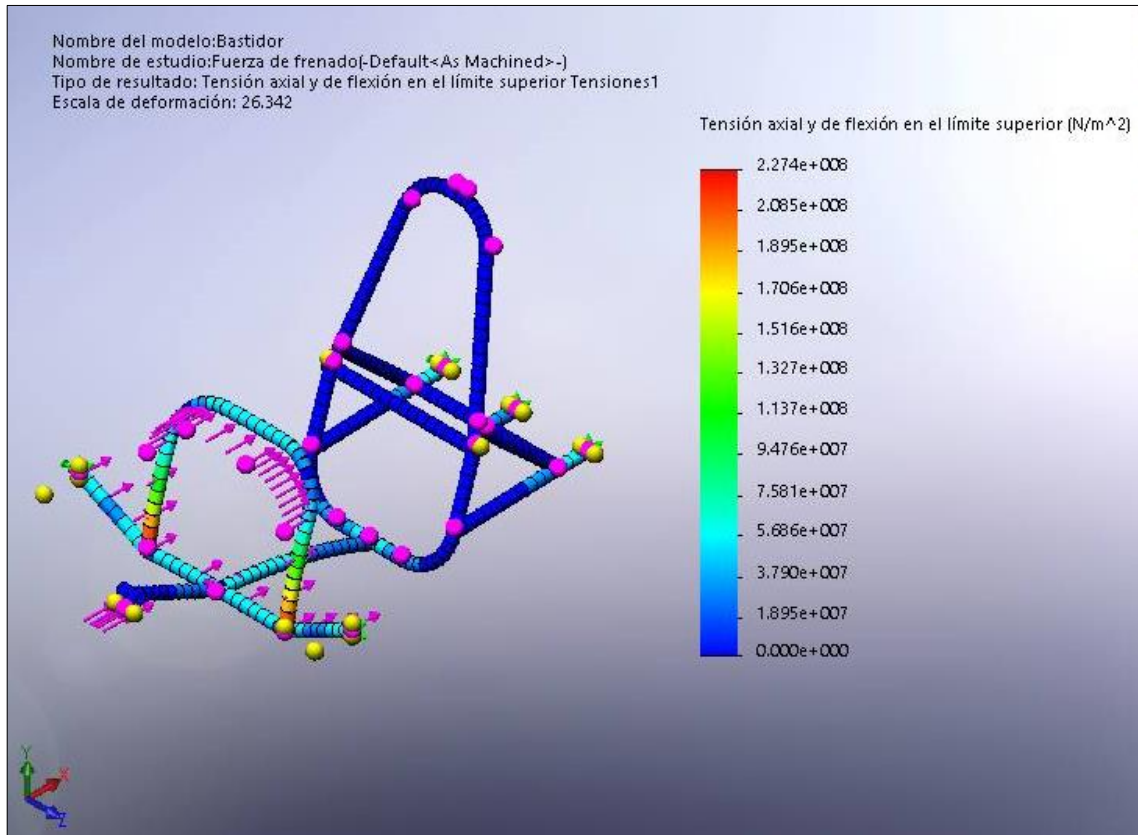


Figura 58. Análisis de tensión axial y de flexión frontal

Finalizado el proceso de simulación lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) de toda la estructura, bajo carga crítica de impacto frontal, el cual es de 227,4 MPa lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el chasis soporta adecuadamente la transferencia de carga, con el tipo de material seleccionado.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

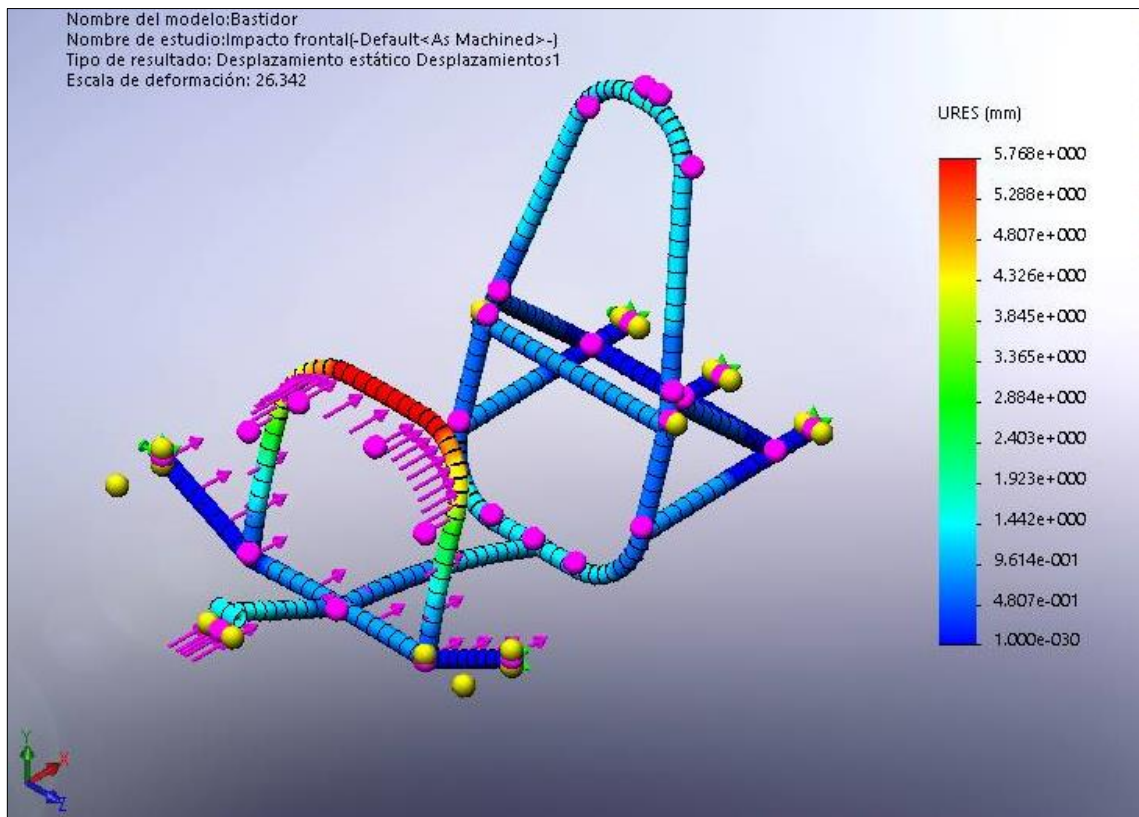


Figura 59. Análisis de deformación máxima

La figura 59, indica el máximo desplazamiento que se produce en la estructura bajo carga crítica de impacto frontal, es de 5,768 mm lo cual evidencia que el modelo diseñado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es sumamente baja, asegurando la integridad del piloto.

- **Factor de seguridad**

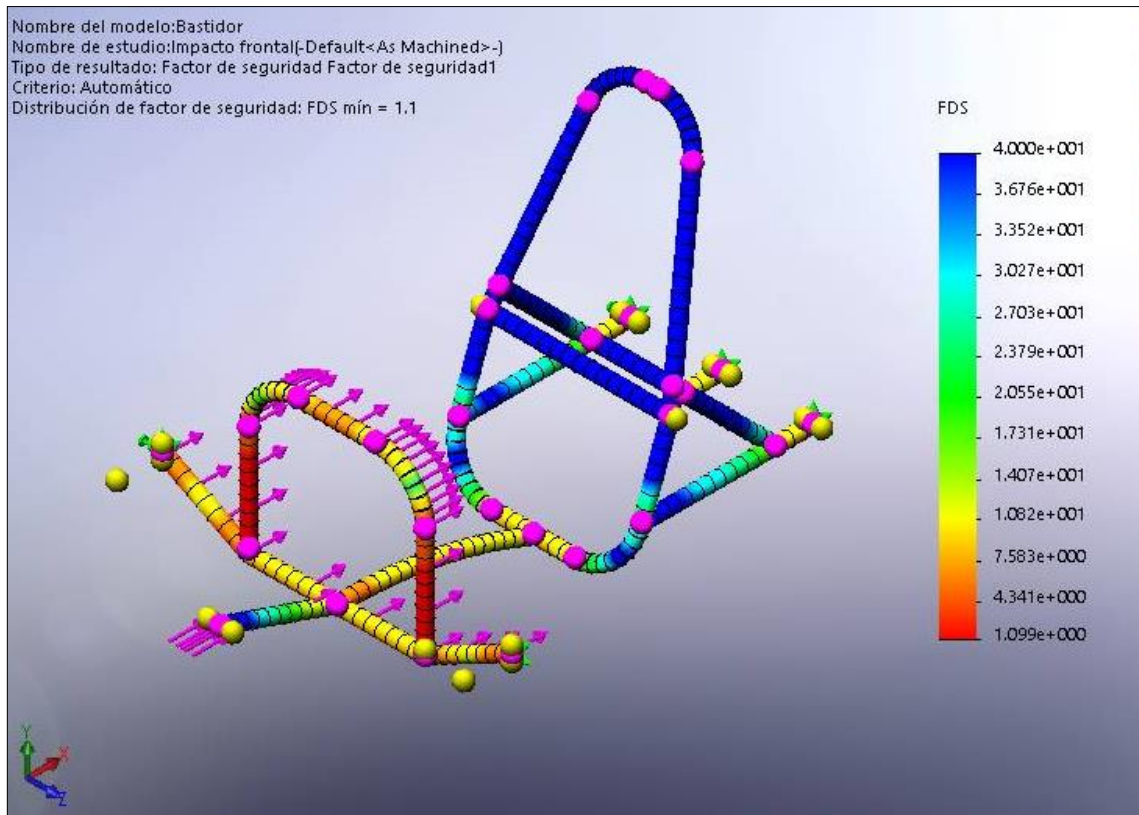


Figura 60. Análisis del factor de seguridad

En la figura 60, se aprecia el resultado del factor de seguridad del chasis, frente a un estudio de impacto frontal con un valor mínimo de 1,1 el cual garantiza que no fallará la estructura frente a este tipo de situación proporcionando la seguridad necesaria al piloto ya que soporta la carga aplicada.

c. Impacto lateral

La zona lateral del bastidor es la encargada de absorber la energía de impacto sobre esta parte del vehículo en una colisión, los valores de la carga que actúan sobre la protección lateral fueron determinados en la sección 3.3.4, representados en la tabla 18.

Tabla 18
Parámetros de simulación para el chasis - Impacto lateral

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Zona de impacto lateral	$F_L = 8593 \text{ N}$	Todas las ubicaciones en la zona de impacto lateral	Ningún componente de la estructura debe fallar.

En la figura 61, se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la zona de impacto lateral.

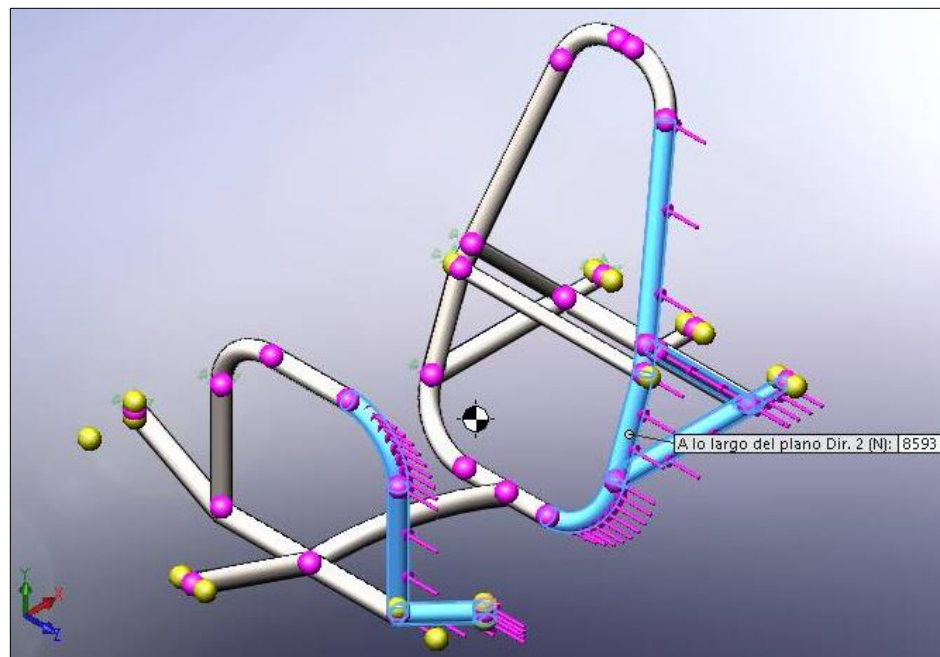


Figura 61.- Asignación de sujeciones y cargas

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

A través de la figura 62, se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga lateral.

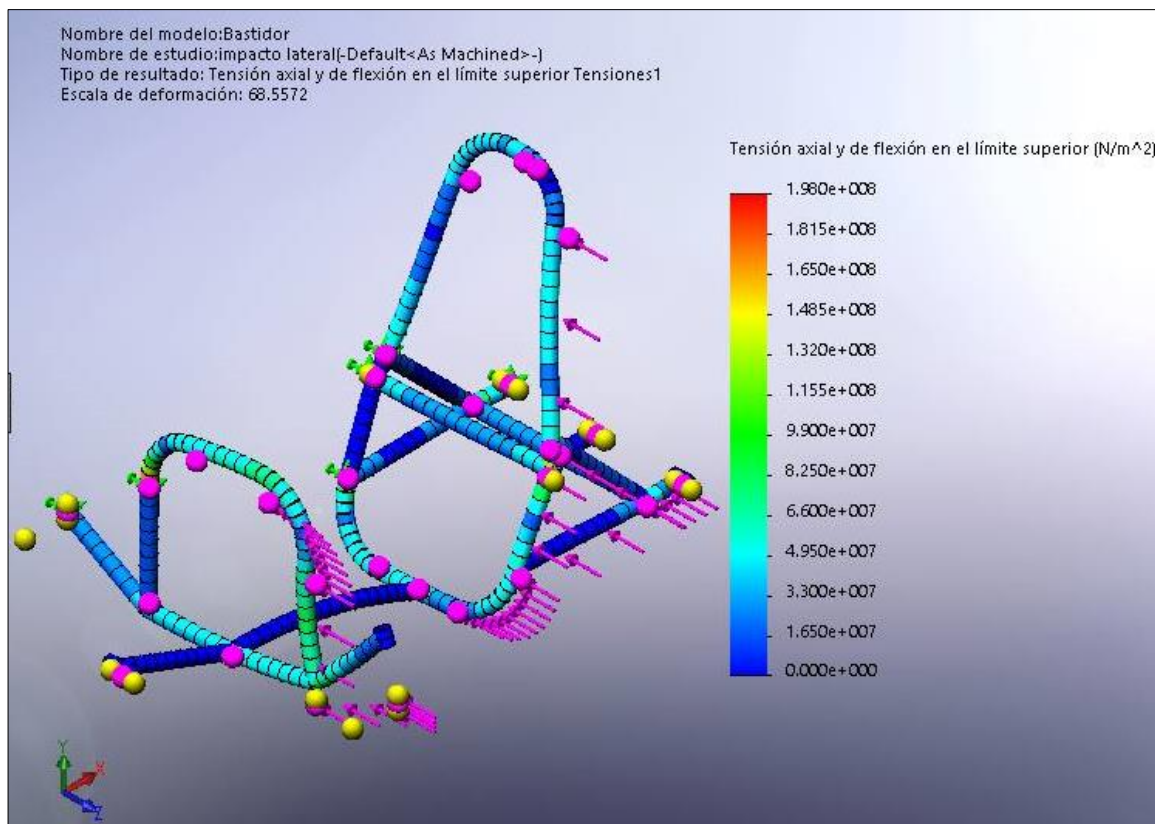


Figura 62. Análisis de tensión axial y de flexión lateral

Finalizado el proceso de simulación lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) de toda la estructura, bajo carga crítica de impacto lateral, el cual es de 198 MPa lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el chasis soporta adecuadamente la transferencia de carga, con el tipo de material seleccionado.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

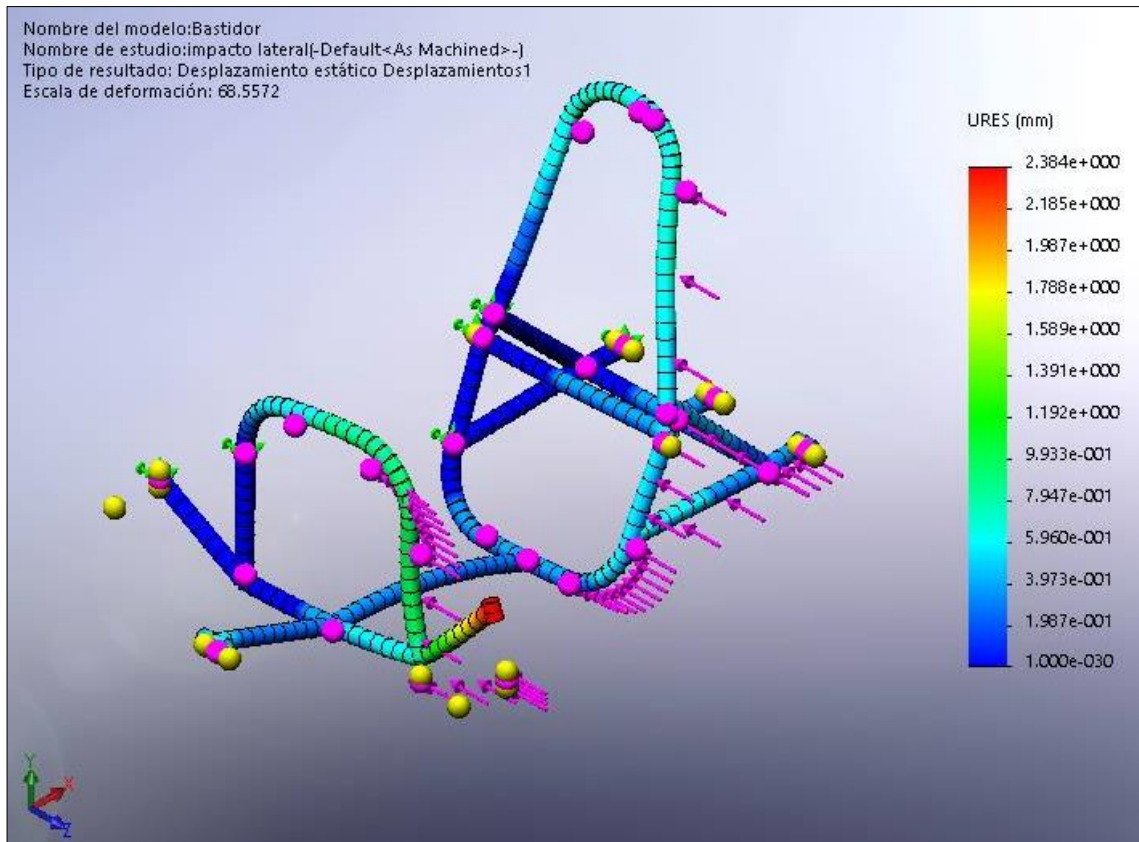


Figura 63. Análisis de deformación máxima

La figura 63, muestra el máximo desplazamiento que se produce en la estructura bajo carga crítica de impacto lateral, es de 2,384 mm lo cual evidencia que el modelo diseñado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es sumamente baja, asegurando la integridad del piloto.

- **Factor de seguridad**

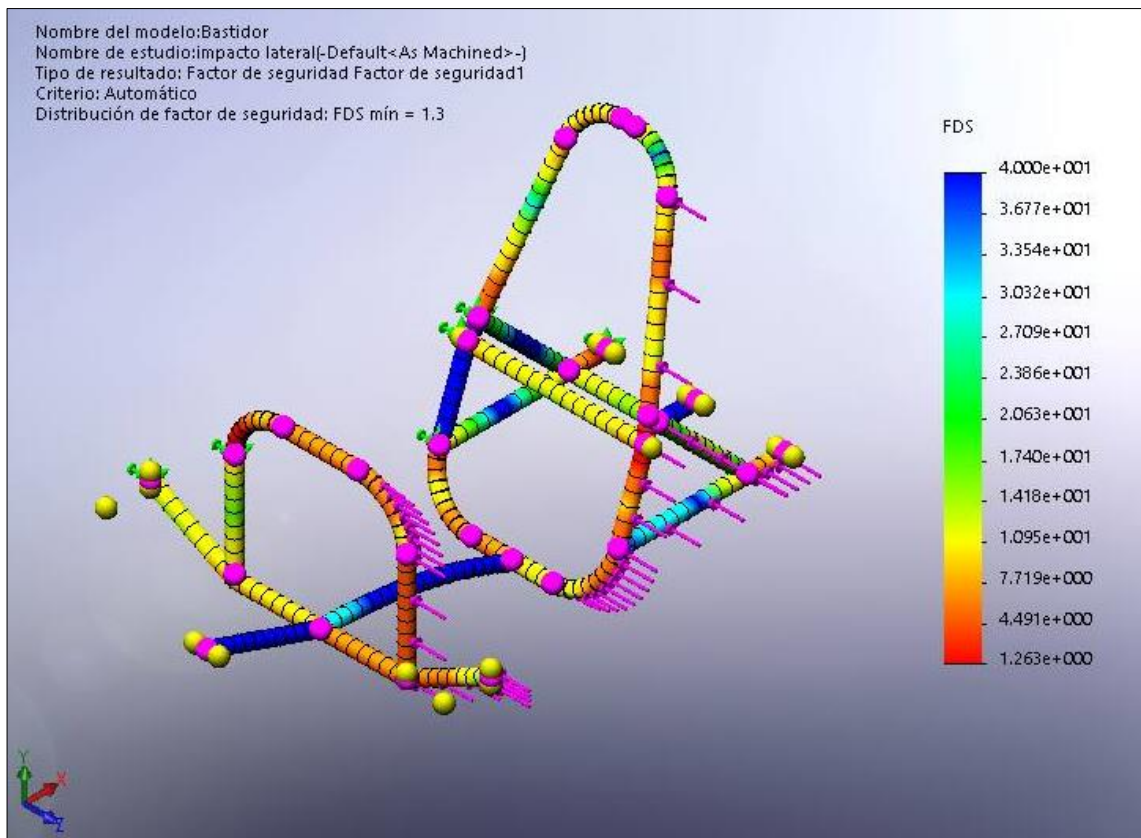


Figura 64. Análisis del factor de seguridad

En la figura 64, se aprecia el resultado del factor de seguridad del chasis, frente a un estudio de impacto lateral con un valor mínimo de 1,3 el cual garantiza que no fallará la estructura frente a este tipo de situación proporcionando la seguridad necesaria al piloto ya que soporta la carga aplicada.

d. Fuerza de frenado

La parte inferior del bastidor es la encargada de absorber la carga de frenado, cuando se disminuye la velocidad o se detienen por completo el vehículo, los valores de la carga que actúan sobre los elementos estructurales inferiores fueron determinados en la sección 3.3.4, representados en la siguiente tabla.

Tabla 19
Parámetros de simulación para el chasis - Fuerza de frenado

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Chasis.	$F_f = 1335,90 \text{ N}$	Barras inferiores del chasis.	Ningún componente de la estructura debe fallar.

En la figura 65, se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la parte inferior de la estructura.

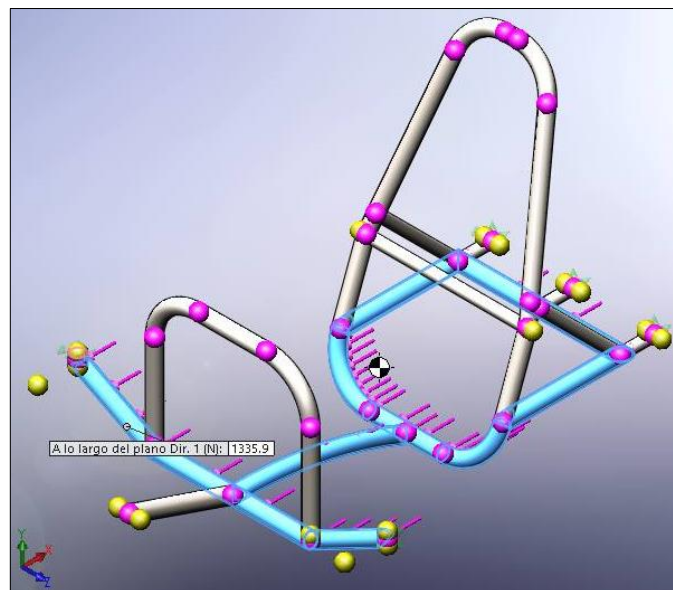


Figura 65. Asignación de sujeciones y cargas

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

A través de la figura 66, se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga de frenado.

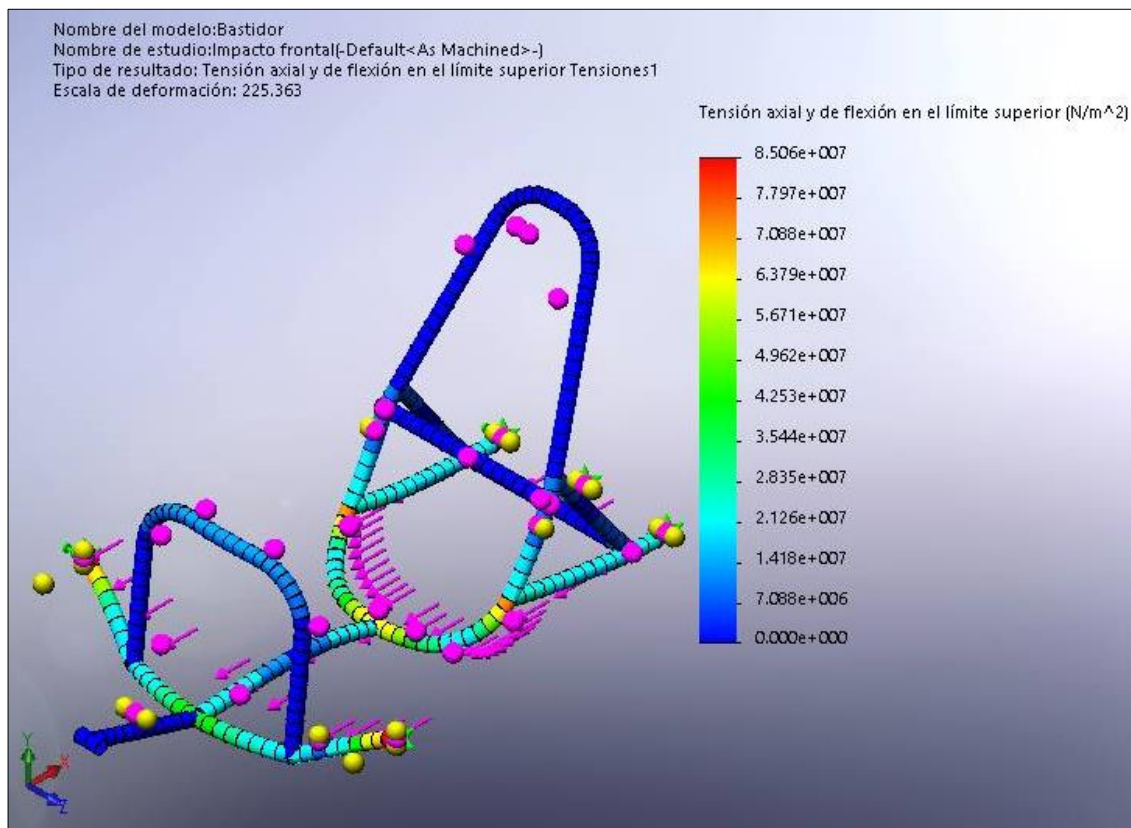


Figura 66. Análisis de tensión axial y deflexión del chasis

Finalizado el proceso de simulación lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) de toda la estructura, bajo carga crítica de frenado, el cual es de 85 MPa lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el chasis soporta adecuadamente la transferencia de carga, con el tipo de material seleccionado.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

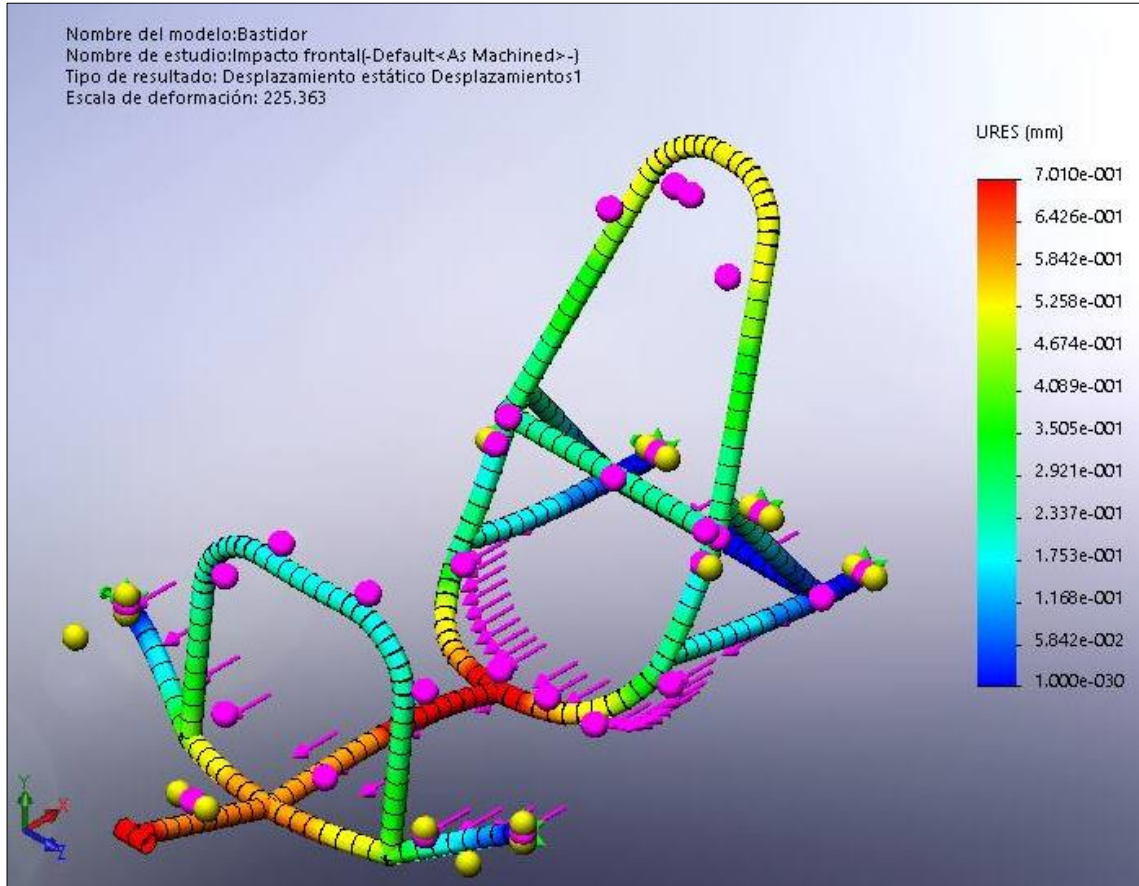


Figura 67. Análisis de deformación máxima

La figura 67, indica el máximo desplazamiento que se produce en la estructura bajo carga de frenado, es de 0,7 mm lo cual evidencia que el modelo diseñado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es sumamente baja, asegurando la integridad del piloto.

- **Factor de seguridad**

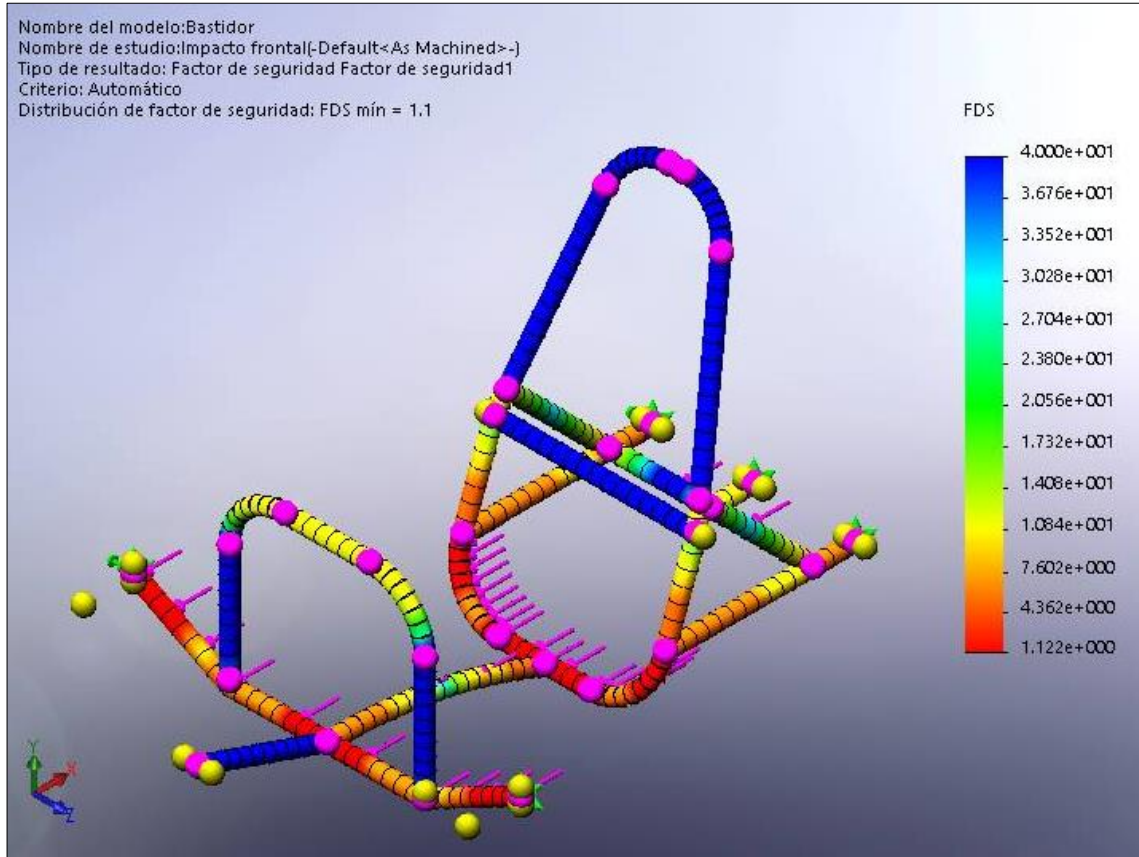


Figura 68. Análisis del factor de seguridad

En la figura 68, se aprecia el resultado del factor de seguridad del chasis, frente a un estudio de carga de frenado con un valor mínimo de 1,1 el cual garantiza que no fallará la estructura frente a este tipo de situación proporcionando la seguridad necesaria al piloto ya que soporta la carga aplicada.

e. Fuerza en curvas

La barra central del bastidor es la encargada de absorber la carga generada en curvas por un momento de balanceo en la parte delantera del vehículo, cuando se realiza un giro en curvas, los valores de la carga que actúan sobre los elementos estructurales inferiores fueron determinados en la sección 3.3.4, y son representados en la tabla 20.

Tabla 20
Parámetros de simulación para el chasis – Momento de balanceo

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Barra central.	$M_{\phi_0} = 93,07 \text{ Nm}$	Barra longitudinal central	Ningún componente de la estructura debe fallar.

En la figura 69, se representa los puntos de sujeción y aplicación del momento de balanceo en la parte lateral de la estructura.

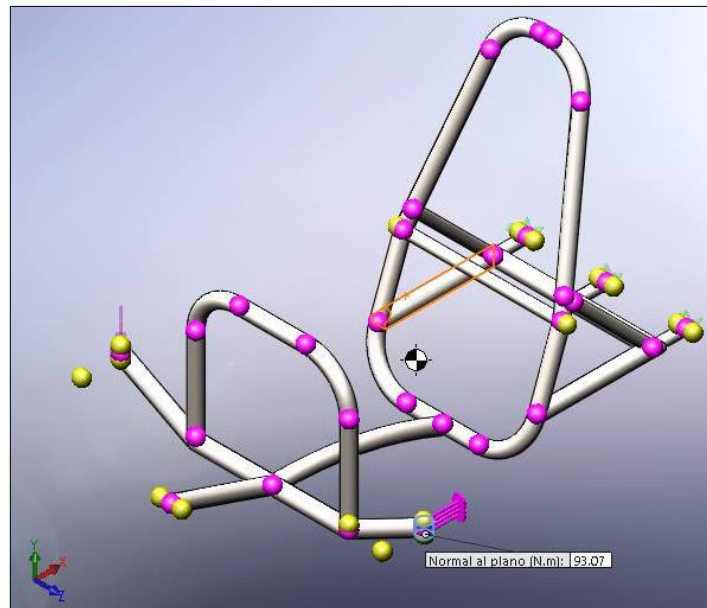


Figura 69. Asignación de sujeciones y cargas

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

A través de la figura 70, se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por un momento de balanceo.

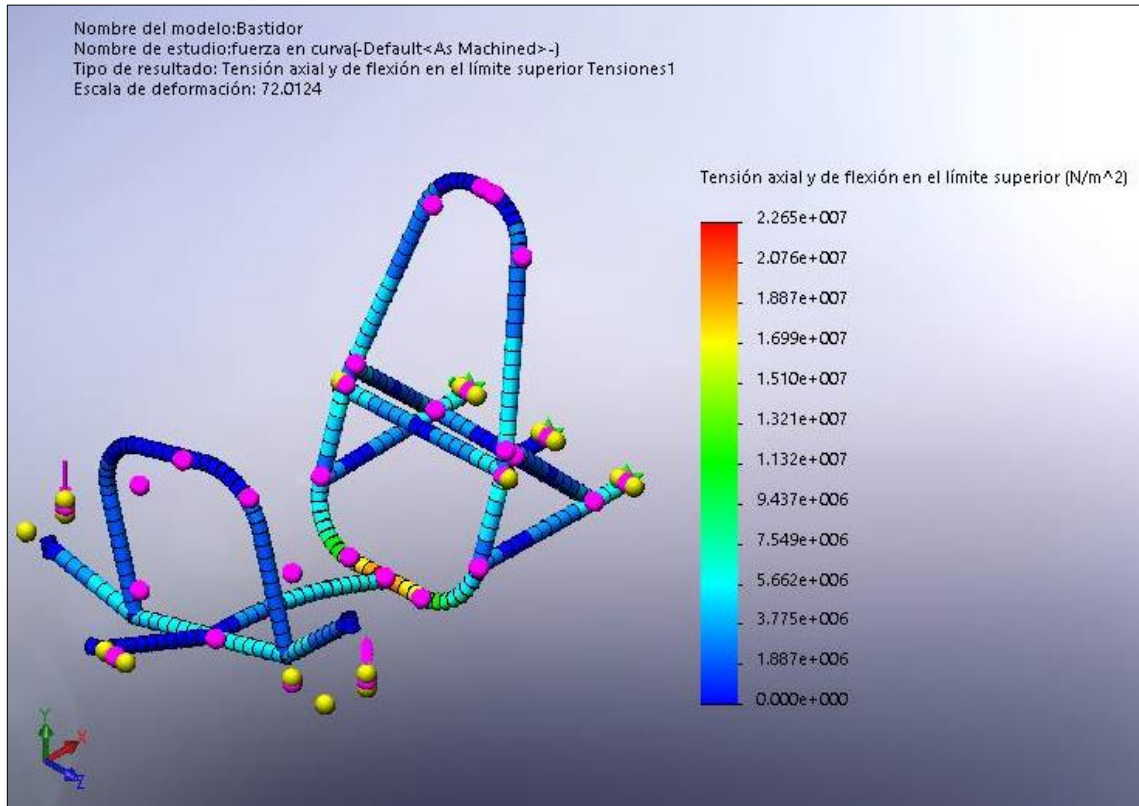


Figura 70. Análisis de tensión axial y de flexión del chasis

Finalizado el proceso de simulación lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) de toda la estructura, bajo carga crítica de un momento de balanceo dado, el cual es de 22,65 MPa lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el chasis soporta adecuadamente la transferencia de carga, con el tipo de material seleccionado.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

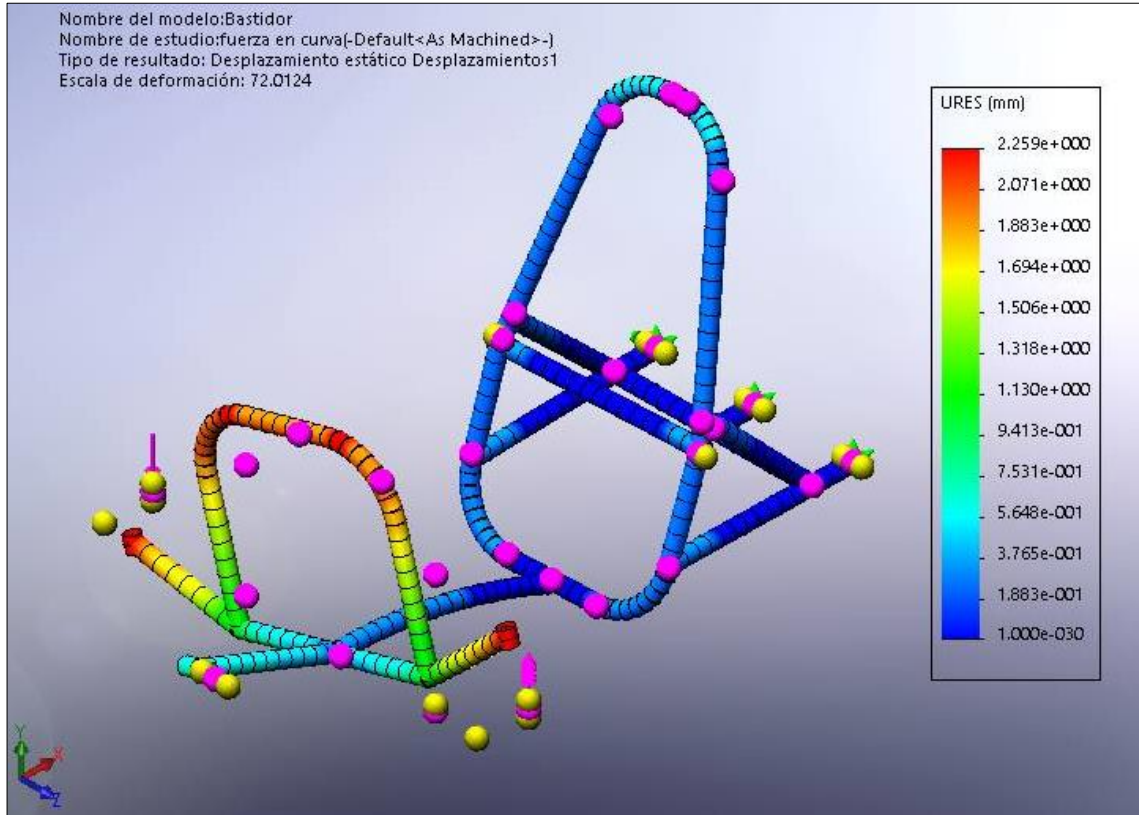


Figura 71. Análisis de deformación máxima

En la figura 71, se indica el máximo desplazamiento que se produce en la estructura bajo carga de frenado, es de 2,259 mm lo cual evidencia que el modelo diseñado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es sumamente baja, asegurando la integridad del piloto.

- **Factor de seguridad**

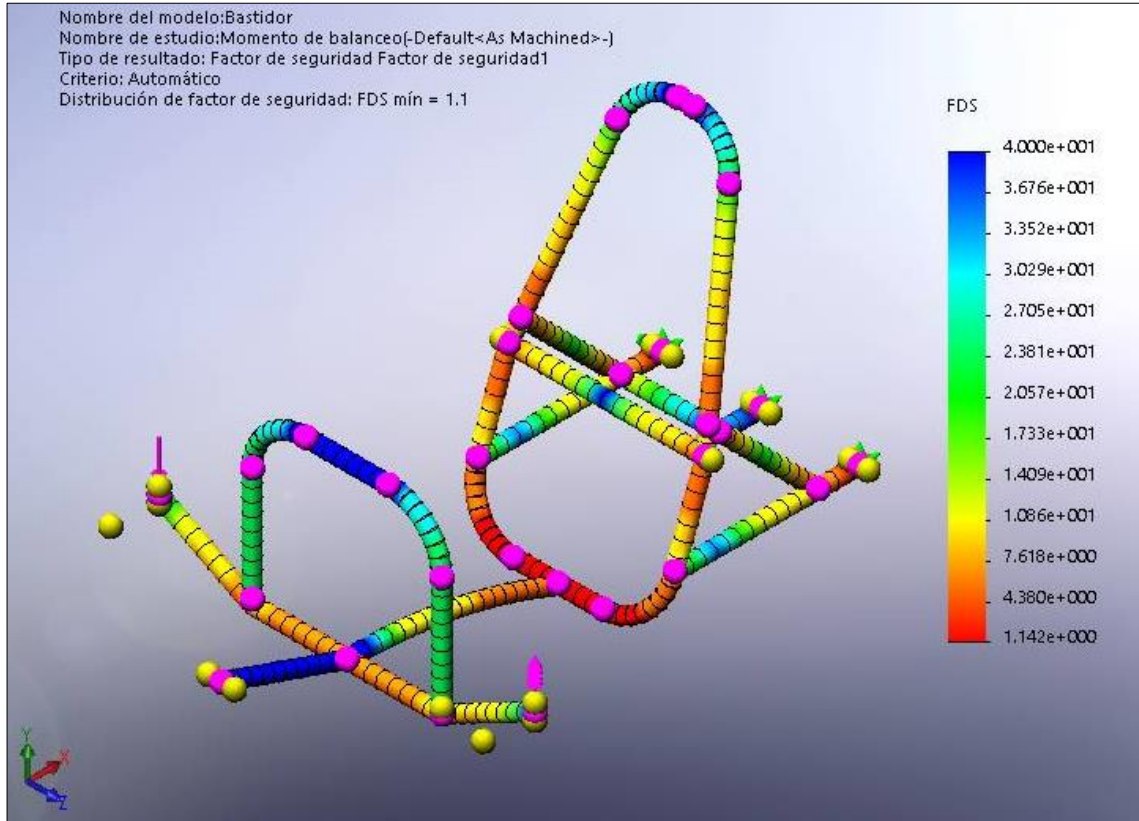


Figura 72. Análisis del factor de seguridad

En la figura 72, se aprecia el resultado del factor de seguridad del chasis, frente a un estudio de carga de frenado con un valor mínimo de 1,1 el cual garantiza que no fallará la estructura frente a este tipo de situación proporcionando la seguridad necesaria al piloto ya que soporta la carga aplicada.

f. Fuerza de tracción en la catarina

La catarina del plato pedalier es el elemento encargado de transmitir la fuerza motriz proveniente de las piernas del piloto hacia la cadena, la cual comanda la rueda motriz permitiendo así el desplazamiento del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre los elementos de la transmisión fueron determinados en la sección 3.4.1, representados en la tabla 21.

Tabla 21
Parámetros de simulación para la catarina- fuerza de tracción.

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Catarina pedalier	$F_c = 800 \text{ N}$	Parte lateral de los dientes de la catarina.	Ningún componente de la catarina debe fallar.

En la figura 73, se representa los puntos de sujeción y aplicación de la fuerza en la catarina.

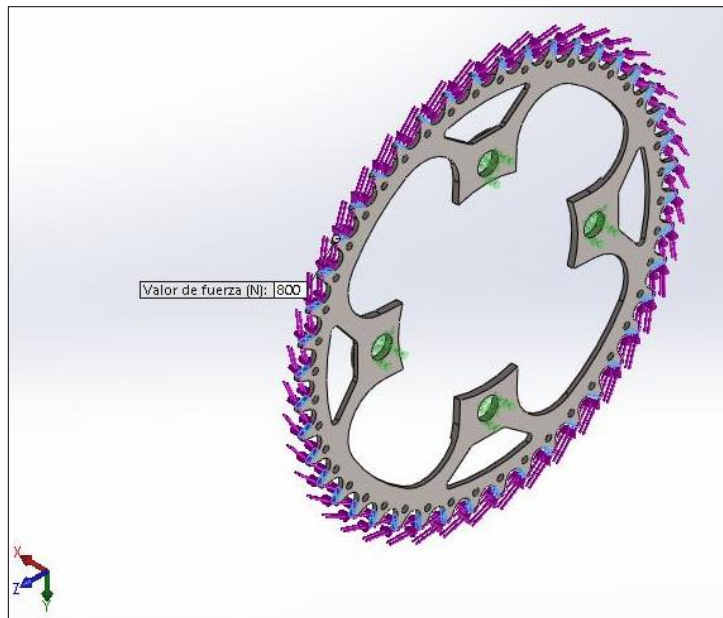


Figura 73. Asignación de sujeciones y cargas

- **Generación de la malla**

A continuación se realiza el mallado del elemento, este método permite dividir los objetos modelados en pequeñas áreas o sub divisiones denominados “elementos finitos”. En nuestro caso se realizó un refinamiento de la malla, para optimizar el número de variables y mejorar la resolución, tal como se indica en la figura 74.

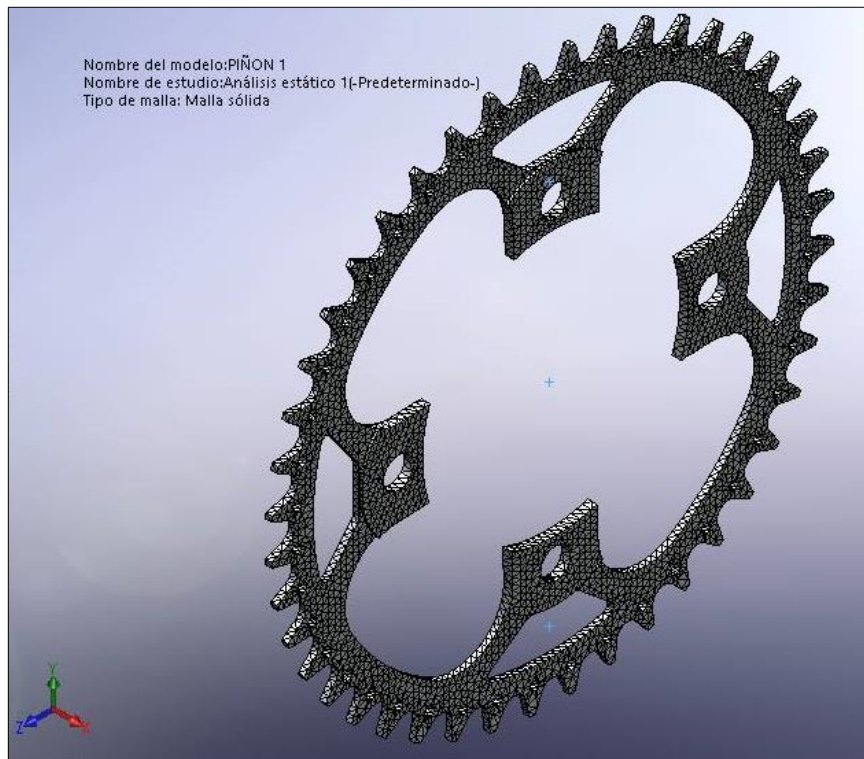


Figura 74. Mallado de catarina del plato pedalier

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

A través de la figura 75, se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la catarina por una carga de tracción.

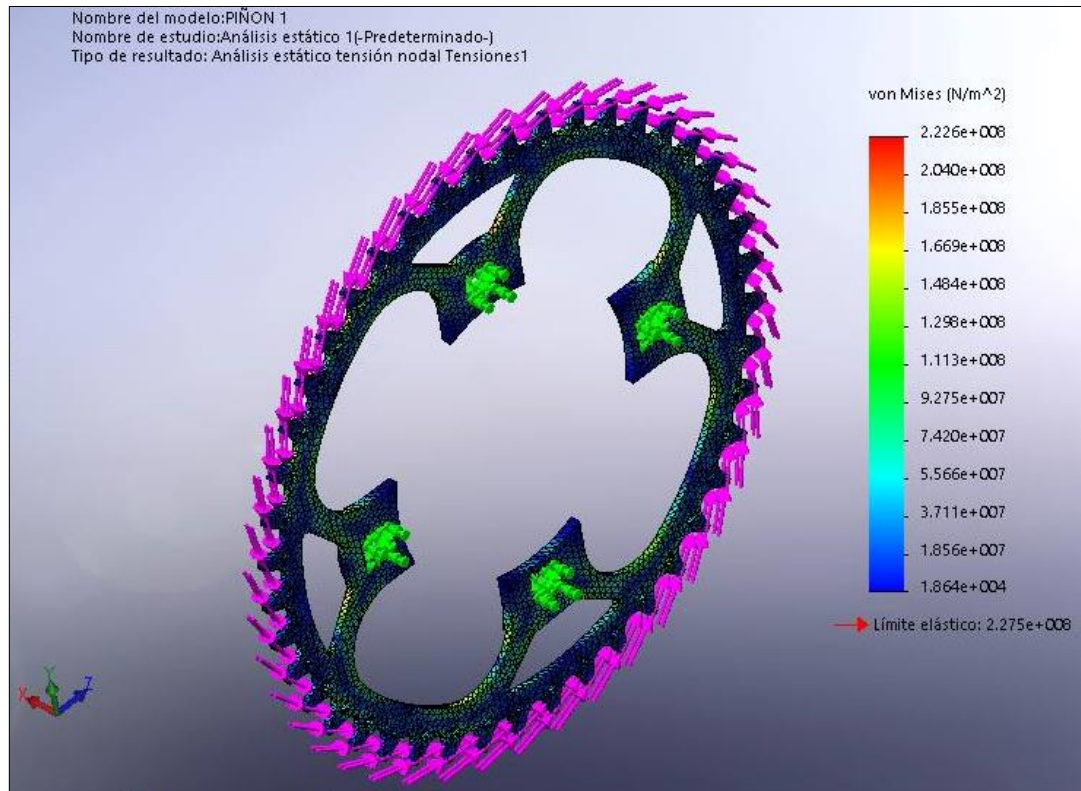


Figura 75. Análisis de tensión axial y de flexión de la catarina.

Finalizado el proceso de simulación lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) de toda la catarina, bajo carga crítica de una fuerza de tracción, el cual es de 222,6 MPa lo que significa que la catarina no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del aluminio 6061 T4 es de 227 MPa, según especificaciones de la marca Shimano.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

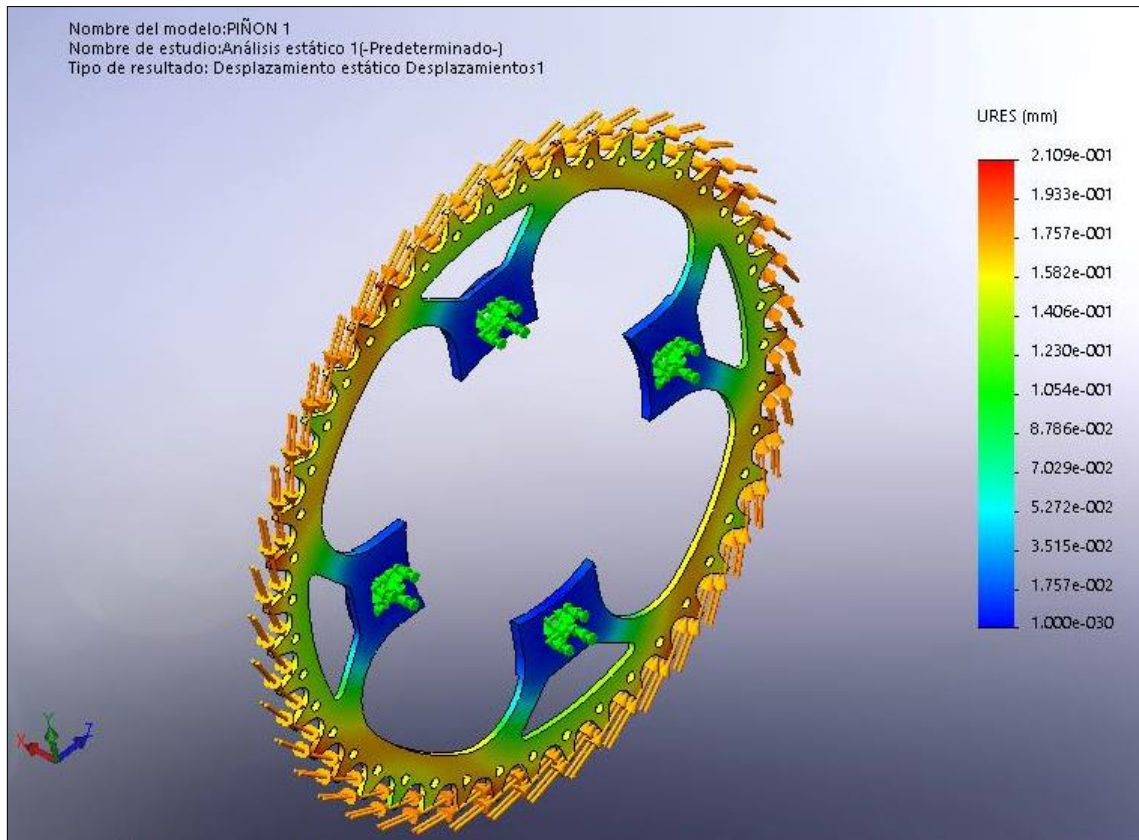


Figura 76. Análisis de deformación máxima

La figura 76, indica el máximo desplazamiento que se produce en la catarina bajo una carga de tracción, es de 0,210 mm lo cual evidencia que el elemento seleccionado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es mínima, asegurando el funcionamiento del sistema de transmisión.

- **Factor de seguridad**

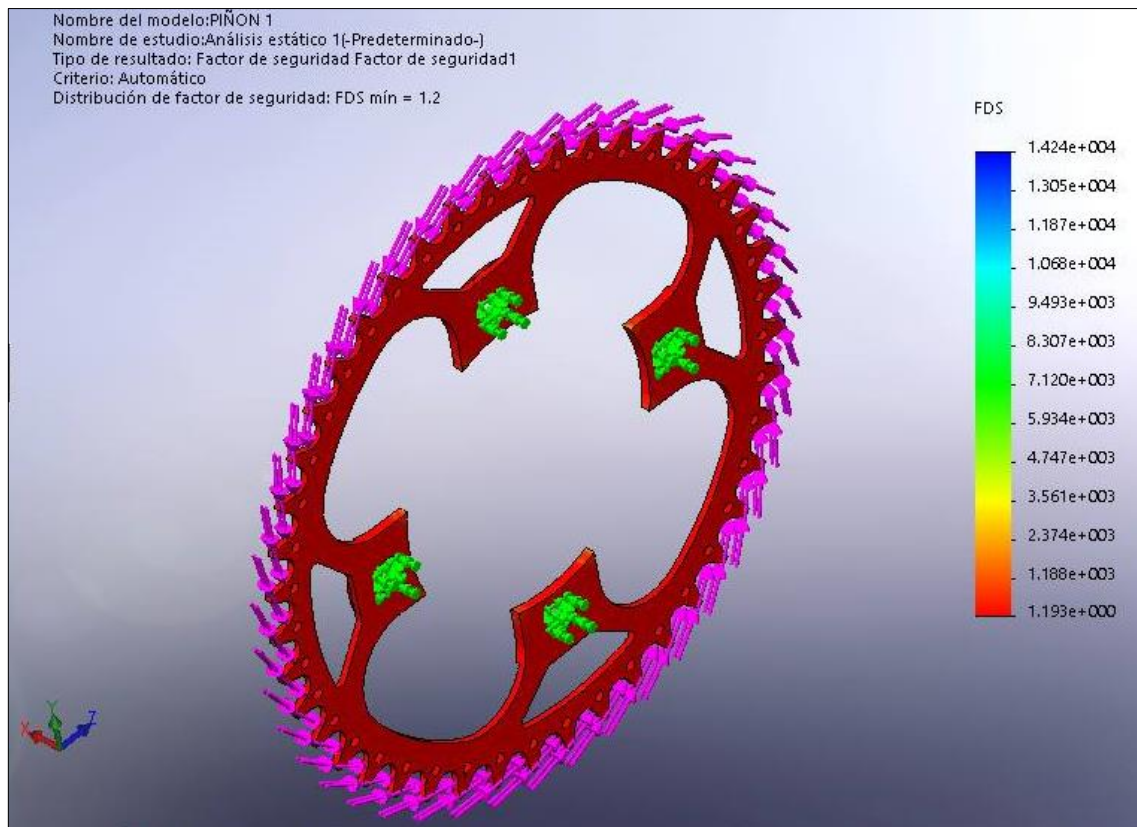


Figura 77. Análisis del factor de seguridad

En la figura 77, se aprecia el resultado del factor de seguridad de la catarina, frente a un estudio de carga de tracción con un valor mínimo de 1,2 el cual garantiza que no fallará el elemento seleccionado frente a este tipo de situación proporcionando el adecuado funcionamiento del sistema de transmisión.

g. Fuerza de tracción en la cadena

La cadena es el elemento encargado de transmitir la fuerza motriz proveniente de la catarina hacia la rueda motriz permitiendo así el desplazamiento del vehículo, los valores de la carga que actúa sobre este elemento de la transmisión fue determinado en la sección 3.4.2, representados en la tabla 22.

Tabla 22
Parámetros de simulación para la cadena - fuerza de tracción.

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Eslabón de cadena	$F_c = 800\text{ N}$	Rodillos y pasadores.	Ningún componente del conjunto cadena debe fallar.

- **Asignación del material de la cadena para el análisis.**

En la figura 78, se representa la asignación del material para el análisis estructural.

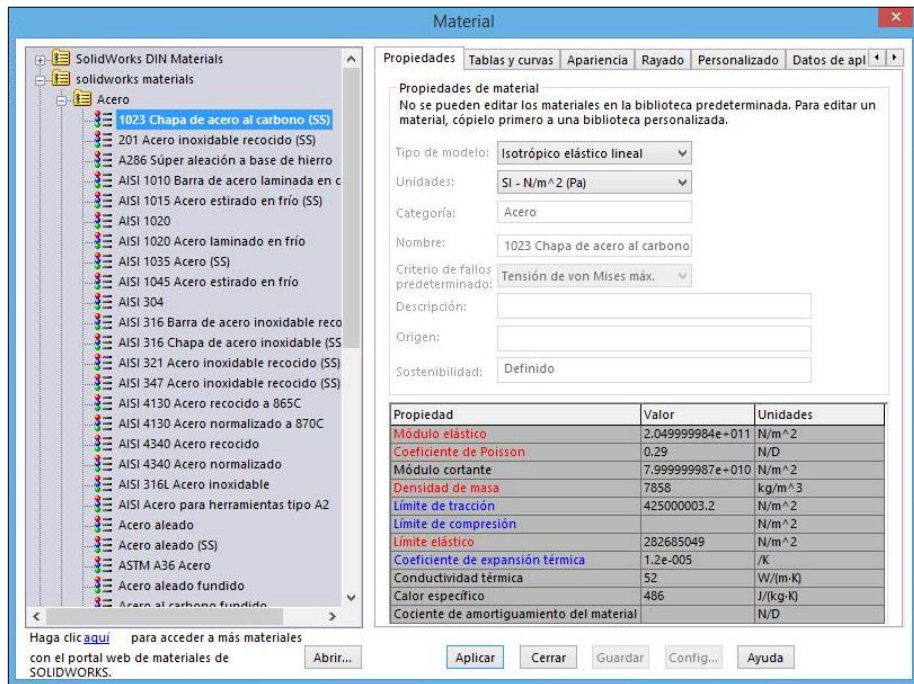


Figura 78. Asignación del material en el CAD

- **Generación de la malla**

A continuación se realiza el mallado del elemento, este método permite dividir los objetos modelados en pequeñas áreas o sub divisiones denominados “elementos finitos”. En nuestro caso se realizó un refinamiento de la malla, para optimizar el número de variables y mejorar la resolución, tal como se indica en la figura 79.

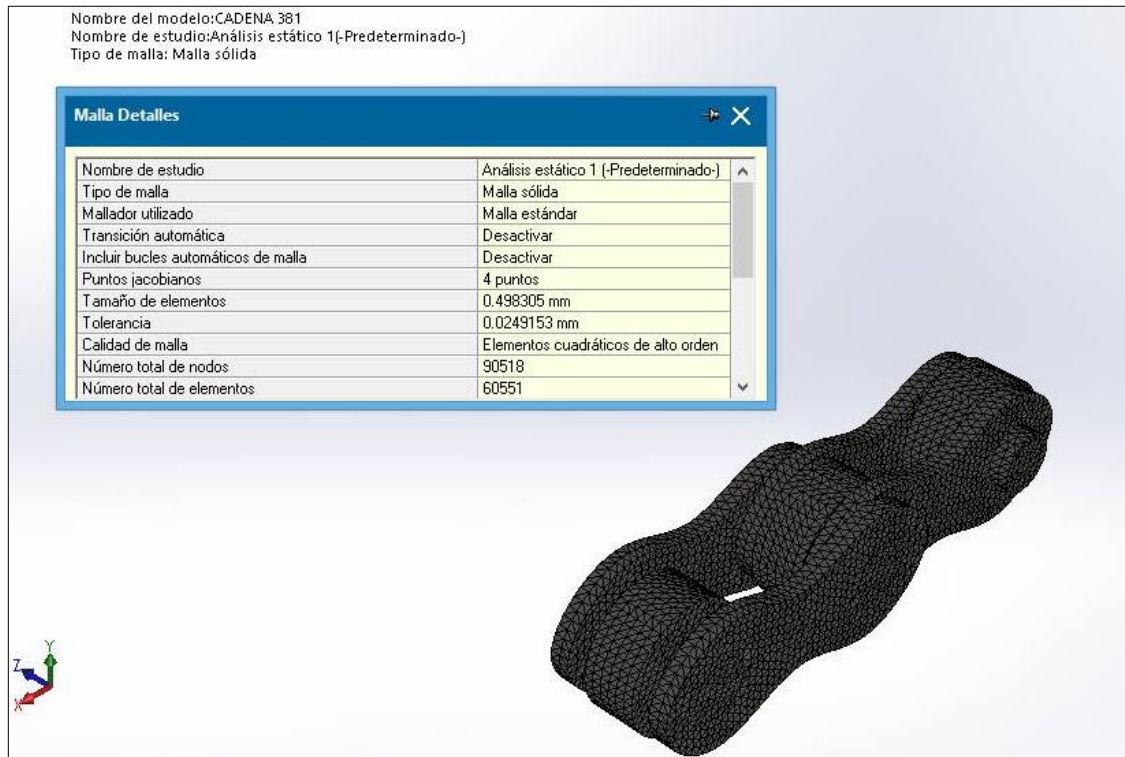


Figura 79. Mallado eslabones de la cadena

- **Análisis estructural de tensión axial y de flexión**

A través de la figura 80, se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el eslabón de la cadena producido por una carga de tracción.

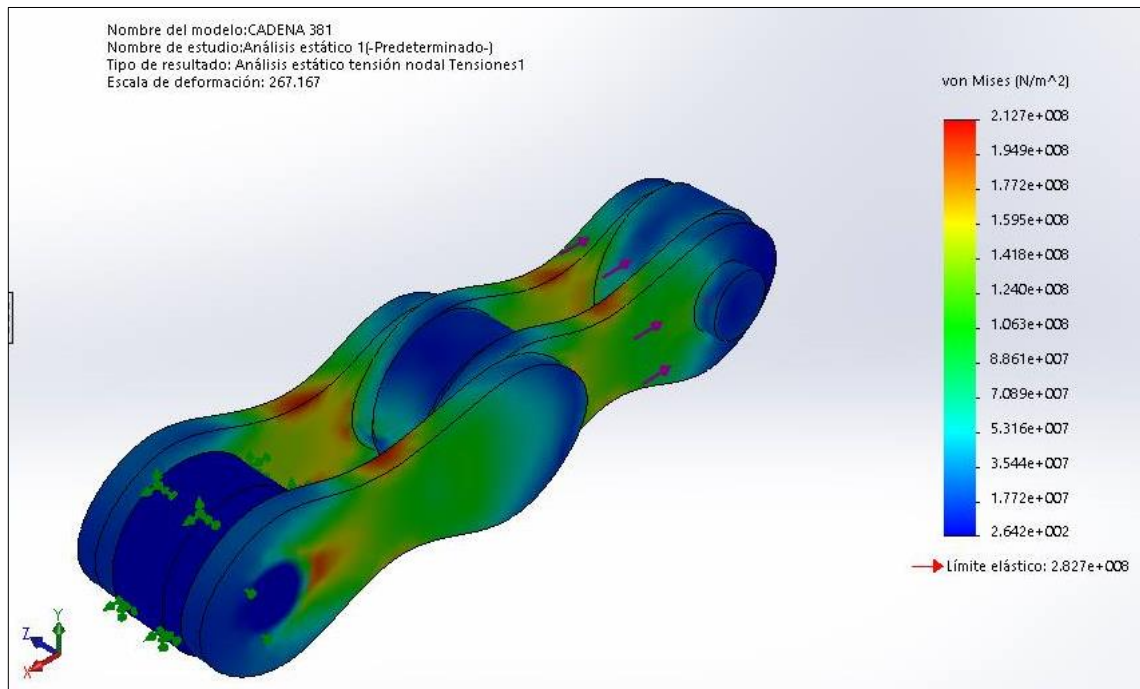


Figura 80. Análisis de tensión axial y de flexión de la catarina.

Finalizado el proceso de simulación lo primero en analizar es el esfuerzo de tensión máxima equivalente (Von Mises) en el eslabón, bajo carga crítica de una fuerza de tracción, el cual es de 212,7 MPa lo que significa que el pasador y rodillo no sufrirán un esfuerzo cortante, puesto que el esfuerzo de fluencia de la chapa de acero al carbono es de 282,7 MPa, según especificaciones de la marca Shimano.

- **Análisis estructural de deformación máxima**

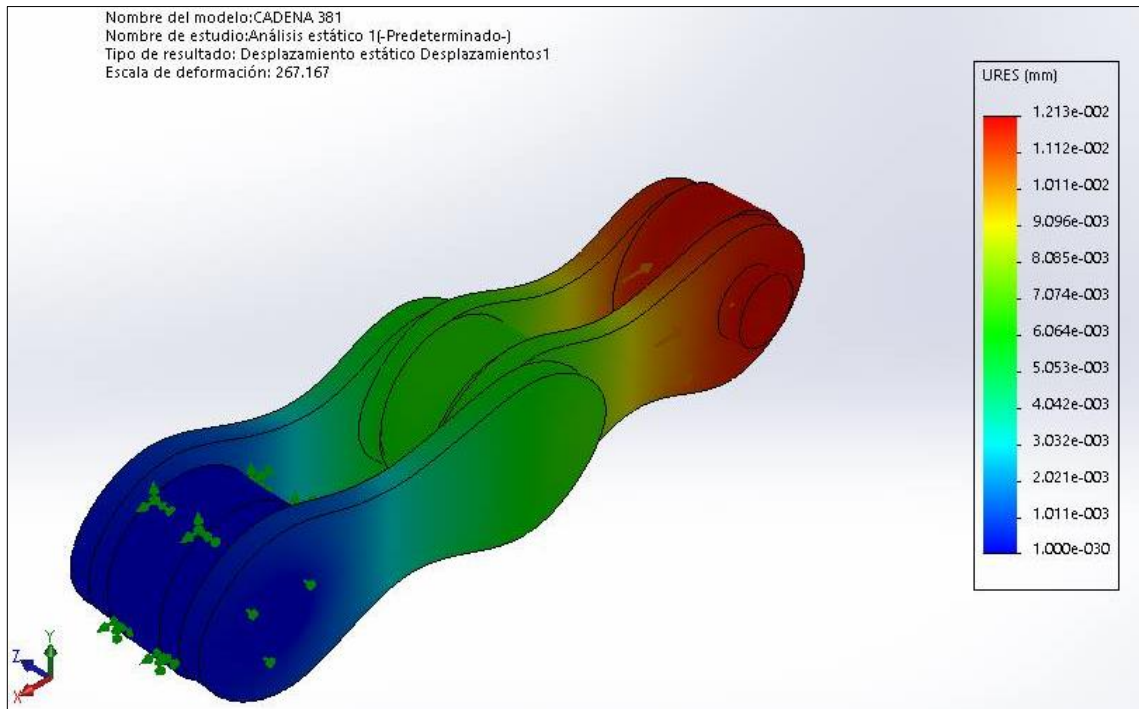


Figura 81. Análisis de deformación máxima

En la figura 81, se muestra el máximo desplazamiento que se produce en el eslabón bajo una carga de tracción, es de 0,0121 mm lo cual evidencia que el elemento seleccionado tiene una resistencia admisible, pues su deformación máxima alcanzada, indica que la deformación es mínima, asegurando el funcionamiento del sistema de transmisión.

- **Factor de seguridad**

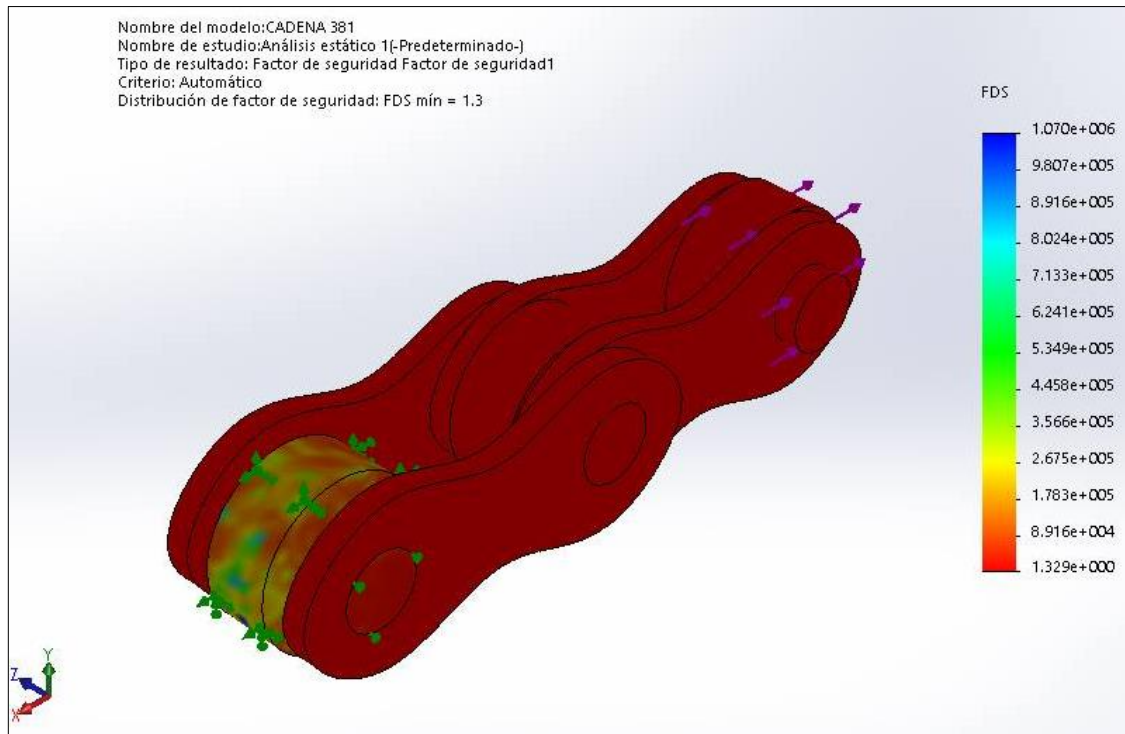


Figura 82. Análisis del factor de seguridad

En la figura 82, se aprecia el resultado del factor de seguridad del eslabón, frente a un estudio de carga de tracción con un valor mínimo de 1,3 el cual garantiza que no fallará el elemento seleccionado frente a este tipo de situación proporcionando el adecuado funcionamiento del sistema de transmisión.

h. Comportamiento aerodinámico de la carrocería

La carrocería es el conjunto de elementos encargado de brindar el confort al piloto al momento de conducir y de mejorar el comportamiento aerodinámico del vehículo. El modelado de la carrocería de nuestro prototipo se indica en la figura 83.

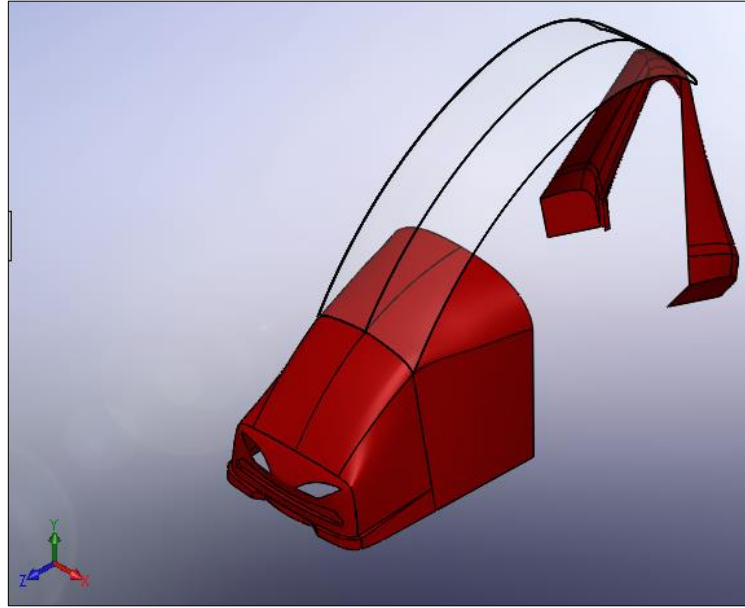


Figura 83. Modelado de la carrocería

En la tabla 23, se muestra los valores determinados mediante la ecuación 3.35.

Tabla 23

Parámetros de simulación para la carrocería - comportamiento aerodinámico.

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
<ul style="list-style-type: none"> Carrocería frontal Parabrisas 	P_{atm} $= 101325 Pa$	Área frontal del vehículo.	Ningún componente de la carrocería debe fallar.

La figura 84, muestra la configuración previa al análisis aerodinámico en el CAD aquí se establece parámetros termodinámicos, velocidad y turbulencia del análisis.

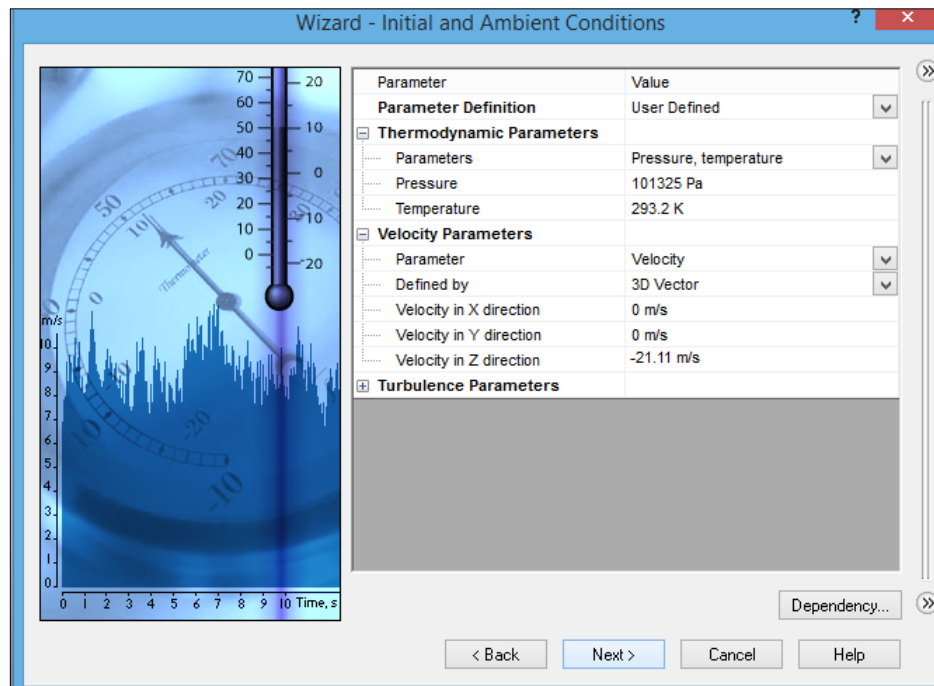


Figura 84. Configuración para análisis aerodinámico.

- **Análisis aerodinámico**

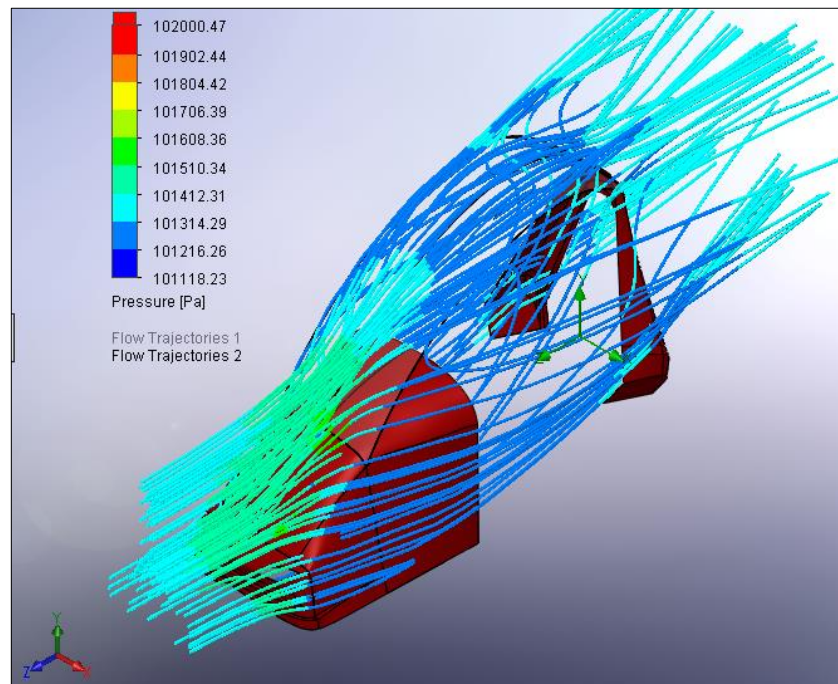


Figura 85. Turbulencia del aire sobre la carrocería

Finalizado el proceso de simulación y mediante la figura 85, se determina que cuando el vehículo se desplaza con una velocidad de 75 km/h el rozamiento del aire en la parte frontal no genera ningún tipo de turbulencia excesiva como para producir esfuerzos adicionales sobre la estructura ya que la presión que se genera es de 101608, 86 Pa considerándose como una presión promedio a la velocidad máxima.

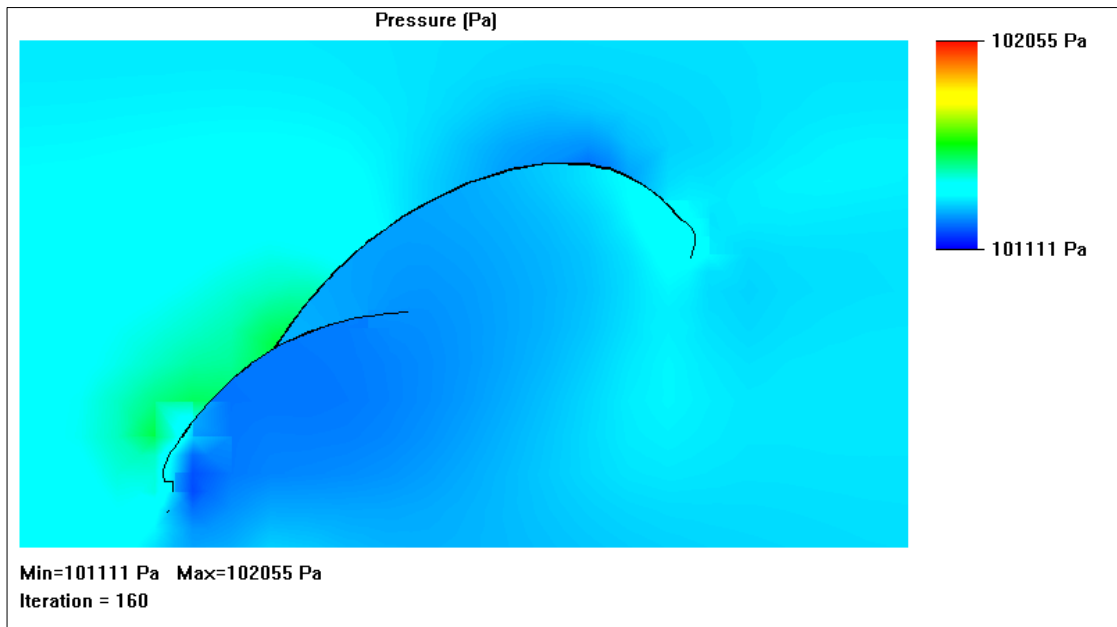


Figura 86. Perfil de análisis aerodinámico

Acorde al perfil tipo gota de agua mostrado en la figura 86, la presión exterior producida por el rozamiento del aire es 101111 Pa constituyendo una presión baja en comparación con la presión atmosférica, con ello se afirma que la carrocería soporta esfuerzos críticos y que la caída de presión que existe dentro de la carrocería se debe a la succión que se genera mientras el vehículo está en movimiento debido a que no es una superficie cerrada en la parte inferior.

CAPITULO V

PROCESOS DE MANUFACTURA Y MONTAJE DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE TRANSMISION DE LA TRICICLETA SOLAR

En los capítulos anteriores se determinó que los diseños de los diferentes componentes del chasis de la tricicleta solar tipo recumbente son los adecuados y el material elegido cumple con los requerimientos de la competencia “Atacama Solar Challenger”, en lo posterior se procederá a detallar el proceso de construcción y montaje de los diferentes sistemas, de esta manera se tendrá como resultado el chasis completamente terminado como se representa en la Figura 87.

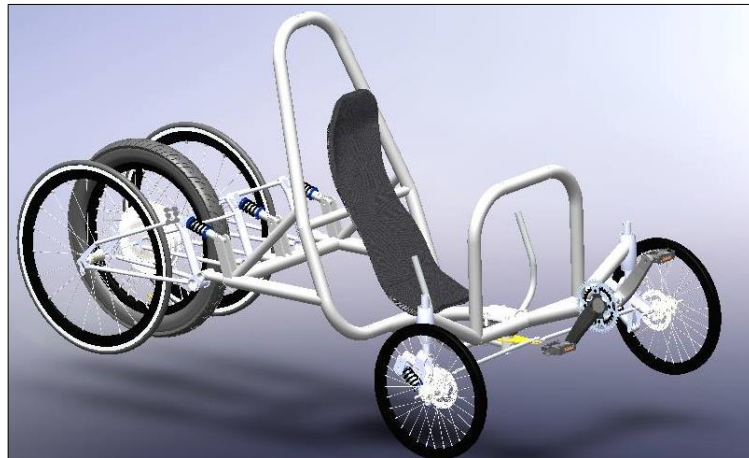


Figura 87.- Diseño realizado mediante CAD

5.1. Proceso de manufactura del bastidor

5.1.1. Chasis

a. Especificación de los tubos estructurales

En las secciones anteriores se determinó el diseño global del chasis por ende las dimensiones y forma del mismo se detallan en la figura 88.



Figura 88.- Barras estructurales del prototipo

b. Medición y corte

El proceso de corte del material se lo realizó siguiendo las medidas de los planos correspondientes a las simulaciones del prototipo en el CAD, con la ayuda de una cortadora eléctrica de disco, se secciona el material, con una sobre medida de 5mm, esta sobre medida nos permite realizar el proceso de esmerilado y verificación de su medida exacta, como se muestra en la figura 89.

Durante todos los proceso de construcción, es obligatorio utilizar todos los equipos de seguridad industrial, tal como gafas para la protección de los ojos, guantes para la protección de las manos, mandil para la protección corporal y zapatos de punta acero.



Figura 89.- Medición y corte del material

c. Biselado del material

Una vez realizado el corte del material, se analiza que tipo de borde o bisel (Anexo E) que debe ser empleado para la unión de cada elemento que compone el chasis. Posteriormente dependiendo del tipo de borde, se utiliza la tronzadora eléctrica para realizar los cortes a diferentes ángulos como se observa en la figura 90.



Figura 90.- Biselado del material

d. Doblado y Barolado del material

Este es uno de los trabajos más complejos ya que las piezas a trabajar tienden a romperse y deformarse fácilmente, para realizar el doblado de los tubos y obtener un óptimo acabado se utilizó la técnica donde se rellena los tubos con arena fina para que el material no se deforme durante el proceso, este procedimiento se lo empleó para la barra antivuelco principal y secundaria.

En cuanto al proceso del Barolado, sometimos al tubo cédula 40 a un proceso progresivo de doblado en una máquina que posee tres rodillos, tal como la figura 91, donde se aplicó diferentes calibraciones sobre los rodillos de la misma hasta obtener el un barolado del tubo con un radio de 1,40m.



Figura 91.- Barolado de la viga central

5.2. Unión de los componentes del chasis

5.2.1. Viga central

Este vital elemento se encarga de soportar y unir la parte delantera de la estructura con la parte posterior, la construcción se procede a realizar en base a los planos establecidos, y mediante una matriz rígida fijamos el soporte delantero, con ayuda de las herramientas de exactitud, como se indica en la figura 92, cuadramos en un ángulo de 90° la viga central respecto al soporte delantero, para evitar deformaciones al momento de soldar utilizamos la técnica de fijación por puntos como fijación previa a la soldadura, la unión final entre los componentes se realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 100 – 120.



Figura 92.- Suelda de la viga central

5.2.2. Barras antivuelco

Para ensamblar en el chasis las barras antivuelco utilizamos la ayuda de una escuadra falsa, mediante la cual podemos fijar las barras antivuelco acorde a los ángulos de inclinación solicitados en el reglamento de la competencia, en primer lugar fijamos la barra antivuelco principal con un ángulo a 110° con respecto al plano horizontal, se cuadró la misma en el biselado de la viga central y aplicamos la suelda por puntos para ubicar o corregir hasta obtener la posición perfecta; a continuación fijamos la barra antivuelco secundaria para la cual alineamos la barra sobre el soporte de suspensión delantera mediante una escuadra a 90° respecto al plano horizontal conforme a las medidas de los planos y mediante un flexómetro comprobamos las medidas de la altura con respecto al nivel de referencia, como se muestra en la figura 93, de igual forma aplicamos la suelda por puntos, una vez verificada la correcta posición de cada barra antivuelco respecto a la viga central procedemos a realizar la soldadura final entre los componentes mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 100 – 120.



Figura 93.- Fijación de las barras antivuelco

5.2.3. Barras de protección posterior y lateral

Para ensamblar las barras de protección posterior fijamos el chasis sobre un nivel de referencia, mediante un nivel determinamos la correcta inclinación de las barras que debe ser paralela al nivel de referencia (180°) una vez determinada la posición correcta

aplicamos la suelda por puntos y verificamos o modificamos hasta obtener la posición ideal; a continuación ensamblamos las barras de protección lateral las mismas que deben formar un ángulo de 45° grados a una altura de $\frac{1}{4}$ de la altura de la barra antivuelco principal acorde al reglamento de la competencia, como se observa en la figura 94, se fija previamente mediante la suelda por puntos para verificar el ángulo y la coincidencia de los biselados entre los tubos, para realizar la soldadura final mediante componentes mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 100 – 120.



Figura 94.- Suelda de las barras de protección posterior y lateral

5.2.4. Barra de fijación de las ruedas delanteras

Para ensamblar este elemento en el chasis fue necesario ensamblar el conjunto suspensión de cada rueda delantera para realizar la ubicación de esta barra acorde a la inclinación que se va a proporcionar a la rueda en cuanto a la geometría de dirección, tal como se muestra en la figura 95, se fijó en los extremos del soporte de las ruedas delanteras dentro de la estructura del chasis y mediante la suelda por puntos fijamos previamente para modificar y comprobar la correcta ubicación de esta barra; la suelda final se la realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 80 – 100.



Figura 95.- Suelda de la barra de fijación de las ruedas delanteras

5.2.5. Barra de fijación de las ruedas posteriores

Para ensamblar este elemento en el chasis fue necesario ensamblar el conjunto suspensión de cada rueda posterior para realizar la ubicación de las platinas sobre las barra de protección posterior, como se indica en la figura 96, la inclinación que se proporcionó a las platinas fue 110° respecto a la horizontal y mediante una matriz alineamos las 6 platinas de sujeción, mediante la suelda por puntos fijamos previamente las platinas para comprobar o modificar la correcta ubicación y sus respectivas cotas sobre de esta barra, a continuación realizamos la ubicación de los soportes de buje para cual fijamos los cuadros de la suspensión posterior en las platinas y mediante escuadras y la matriz colocamos los soportes; la suelda final se la realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 100 – 120.



Figura 96.- Suelda de la barra de fijación de las ruedas posteriores

El diagrama de procesos para la construcción del chasis se muestra en la tabla 24.

Tabla 24
Diagrama de procesos para la construcción del chasis.

MÉTODO ACTUAL:		MÉTODO PROPUESTO:		FECHA:						
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE		CHASIS								
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN		CONSTRUCCIÓN								
OPERACIONES	ACTUAL		PRESUPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
	TIEMPO	NÚM	TIEMPO	NÚM	TIEMPO	NÚM				
	34,25	155								
TRANSPORTE	25	5								
INSPECCIONES	34,25	155					ESTUDIADO POR: ARIAS A/ SISALEMA D.			
RETRASOS	8	4								
ALMACENAMIENTO	26	45								
TIEMPO TOTAL	127 Horas									
DISTANCIA RECORRIDA (Km)	4,53 Km									
Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia (m)	Cantidad	Tiempo (horas)	Cálculo de tiempo/costos
Medición y trazado	Flexómetro	●	⇨	■	D	△	5	10	0,25	
Corte y biselado material	Tronzadora	●	⇨	■	D	△	5	20	5	
Limpieza de rebabas	Esmeril	●	⇨	■	D	△	5	20	2	
Doblado de componentes	Dobladora Hidráulica	●	➔	■	◐	▲	500	2	8	
Barolado de componentes	Baroladora Hidráulica	●	➔	■	D	▲	1000	1	8	
Nivelado y fijación de componentes	Matriz	●	⇨	■	D	△	5	20	2	
Soldadura final de componentes	Suelda MIG	●	⇨	■	D	△	5	40	5	
Pulido y acabados de soldadura	Moladora	●	⇨	■	D	▲	1000	40	1	
Aplicación de fondo y pintura	Compresor	●	➔	■	◐	▲	1000	1	3	

5.3. Sistema de transmisión

5.3.1. Adaptación de pedales al Chasis

De igual forma que en una bicicleta los pedales de nuestro prototipo necesitan de un soporte donde el eje pedalier sujete al conjunto bielas-catarinas, la adaptación realizada fue ensamblar en la barra soporte de la transmisión el eje pedalier conservando el ángulo de 70° , mostrado en la figura 97, mediante una base que nivelada acorde a la horizontal podemos realizar el proceso previo de soldadura por puntos del eje en el chasis para poder rectificar su posición hasta obtener la posición perfecta, la suelda final se la realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 80 – 100.



Figura 97.- Adaptación de pedales al Chasis

5.3.2. Adaptación de la cadena

Acorde a los cálculos y al diseño previo del prototipo, la cadena tiene una longitud muy extensa en comparación a una bicicleta tradicional por lo que tenemos que tener precaución al momento de ubicar el lado de trabajo de la cadena (lado tensado), el

elemento único que soporta estas cargas es un tensador de cadena, este fue adaptado en la parte media-baja del prototipo, como podemos observar en la figura 98, consta de dos piñones locos que sirven además de guía, sus bases fueron centradas de forma perpendicular a la barra antivuelco principal su fijación previa se realizó mediante el proceso de suelda por puntos que permite verificar y modificar hasta la posición correcta, la suelda final se la realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 rpm con un rango de amperaje entre 80 - 100.



Figura 98.- Adaptación de la cadena

En la tabla 25, se indica el diagrama de procesos para la adaptación de la transmisión en el prototipo.

Tabla 25
Diagrama de procesos para la adaptación de la transmisión.

MÉTODO ACTUAL:		MÉTODO PROPUESTO:				FECHA:				
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE		TRANSMISIÓN								
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN		ADAPTACIÓN								
OPERACIONES	ACTUAL		PRESUPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
	TIEMPO	NÚM	TIEMPO	NÚM	TIEMPO	NÚM				
	21,25	26								
TRANSPORTE	11	2								
INSPECCIONES	21,25	26					ESTUDIADO POR: ARIAS A/ SISALEMA D.			
RETRASOS	3	1								
ALMACENAMIENTO	15	5								
TIEMPO TOTAL	71,50 HORAS									
DISTANCIA RECORRIDA (Km)	10,03 Km									
Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia (m)	Cantidad	Tiempo (horas)	Cálculo de tiempo/costos
Medición y trazado	flexómetro	●	⇒	■	D	△	5	4	0,25	
Corte y biselado material	Tronzadora	●	⇒	■	D	△	5	8	2	
Limpieza de rebabas	Esmeril	●	⇒	■	D	△	5	8	1	
Nivelado y fijación de componentes	Matriz	●	⇒	■	D	▲	5	2	1	
Soldadura final de componentes	Suelda MIG	●	⇒	■	D	▲	5	1	1	
Torneado de componentes	Torno	●	→	■	D	▲	3000	1	8	
Adquisición de partes	Vehículo	●	→	■	D	△	7000	1	3	
Ajuste y fijación de partes	Llaves y pernos	●	⇒	■	D	▲	5	1	5	

5.4. Construcción y montaje de la carrocería

5.4.1. Molde base

En la construcción y montaje de la carrocería inicialmente se realiza los bocetos acorde a las dimensiones del chasis mediante el CAD, una vez obtenido los bocetos procedemos a realizar los planos los cuales nos van a servir de apoyo para la construcción de la base para el molde de la carrocería como se muestra en la figura 99.

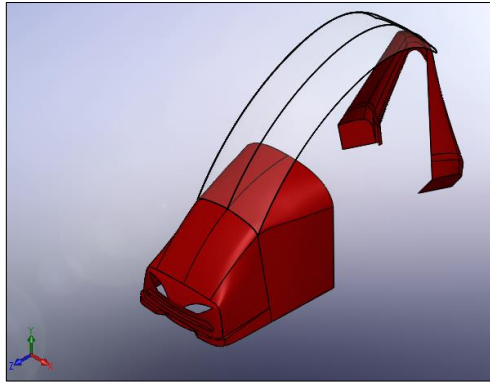


Figura 99.- Molde base

Para empezar con la construcción de la base en madera, MDF y triplex, se toma de referencia las medidas de los planos obtenidos mediante el CAD, con el cual se procede a realizar los cortes de la madera correspondientes a cada elemento de la estructura base a construir, como se indica en la figura 100.



Figura 100.- Corte de la madera

Se procede a realizar la sujeción de cada una de estas partes con tornillos para obtener una correcta inmovilización de los mismos, tomando en cuenta que esta sujeción

se debe realizar con el chasis, ya que esto nos ayuda a visualizar de mejor manera la forma geométrica de la carrocería y tener un centrado preciso de todas las partes de madera, tal como se observa en la figura 101.



Figura 101.- Estructura del molde base

Se procede a realizar el relleno con arcilla, barro y queratina en una mezcla totalmente homogénea, se puede observar este procedimiento en la figura 102, esta mezcla se procede a colocar en la estructura de madera para realizar el modelado correspondiente, utilizando herramientas como espátulas y cintas de modelado se procede a dar la forma adecuada a la mezcla de barro.



Figura 102.- Proceso de modelado

Una vez realizado el modelo requerido se procede a dejar secar el prototipo base aproximadamente unas 3 horas; con el molde totalmente seco procedemos a realizar la mezcla de Yeicol el cual se lo coloca en la superficie del molde base con una brocha de una manera totalmente uniforme; dejándolo secar se continua con el lijado fino de esta

mezcla para coger las fallas del molde de nuestra carrocería, esto se aprecia en la figura 103.



Figura 103.- Aplicación de YEICOL al molde

a. Primer negativo

Para obtener el primer negativo o la pieza matriz de la carrocería se realiza la colocación de la primera capa de fibra de vidrio en toda la superficie del molde base, por consiguiente se deja secar esta capa de fibra de vidrio aproximadamente dos horas y luego se procede al desmontaje de la misma, como se muestra en la figura 104.



Figura 104.- Aplicación de fibra de vidrio al molde base

Con el primer negativo o pieza matriz totalmente seco y desmontado del molde, se procede con el proceso de lijado de la parte interior del primer negativo, obtenido una superficie lisa, se procede a colocar cera desmoldante en crema para evitar que se nos

pegue la pieza final y pueda desmontarse con total facilidad, esta crema se aplica sobre toda la superficie tomando en cuenta que se debe aplicar de manera homogénea para que no se concentren algún tipo de imperfección y se vea afectada la pieza final, se procede a colocar la fibra de vidrio para obtener la pieza final como se indica en la figura 105.



Figura 105.- Obtención de la pieza final

b. Pintura y acabados

Para la parte de los acabados se debe aplicar masilla fina en la pieza final, con esto tratamos de borrar la mayoría de imperfecciones que tiene la pieza, esta masilla rellena y seca rápidamente, con lo cual se procede al proceso de lijado (lija de agua 400 y 600) para igualar el exceso de masilla y dar la forma adecuada. En la figura 106 se puede visualizar el masillado de la carrocería.



Figura 106.- Rectificado de fallas d la pieza final

Una vez terminado el lijado y con todas las superficies lisas se procede a la aplicación de fondo de relleno color crema, el cual se lo realiza en una mezcla 3:1 de

fondo de relleno y catalizador respectivamente, este fondo de relleno se concentra en las imperfecciones que son imperceptibles a la vista dejando una pieza final totalmente libre de desperfectos en la superficie de la misma.

Para la aplicación de la pintura se realiza la limpieza total de las piezas tratando de dejarla sin impurezas para que no se ve afectada la pintura al momento de ser aplicada, el color seleccionado fue rojo Ferrari y negro mate, para aplicar la primera capa o capa base se utiliza el color seleccionado que previamente se mezcla en una proporción adecuada de pintura diluyente, aplicándolo de forma uniforme en toda la carrocería tratando de no dejar que se acumule mucha pintura y se gotee. El número de manos de pintura fue tres en toda la carrocería.

Al finalizar la aplicación de pintura base se espera 10 minutos de secado, transcurrido el tiempo se aplica la segunda capa o capa final que en este caso fue barniz que se mezcla con thinner acrílico sellado y catalizador en una proporción adecuada, para dar el acabado requerido como se muestra en la figura 107.



Figura 107.- Carrocería

Al secarse toda la pintura se coloca los puntos de sujeción en el chasis, la sujeción se la realizo con 8 pernos ubicados estratégicamente por todo el chasis y sujetos directamente en la carrocería, además están al ras de la superficie. De la misma manera

se sujeta la parte posterior de la carrocería con 6 pernos ubicados estratégicamente como se muestra en la figura 108.



Figura 108.- Prototipo final

En la tabla 26, se indica el correspondiente diagrama de procesos para la construcción de la carrocería en sus diferentes aspectos.

Tabla 26
Diagrama de procesos para la construcción de la carrocería

MÉTODO ACTUAL:		MÉTODO PROPUESTO:		FECHA:						
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE		CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA								
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN		CONSTRUCCIÓN								
OPERACIONES	ACTUAL		PRESUPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
	TIEMPO	NÚM	TIEMPO	NÚM	TIEMPO	NÚM				
	35	28								
TRANSPORTE	10	10								
INSPECCIONES	35	28								
RETRASOS	4	4								
ALMACENAMIENTO	20	10								
TIEMPO TOTAL	104 HORAS									
DISTANCIA RECORRIDA (Km)		0,164 Km.								
Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia (m)	Cantidad	Tiempo (horas)	Cálculo de tiempo/costos
Obtención del molde	Madera	●	⇒	■	D	▲	5	2	8	
Medidas del material	Flexómetro	●	⇒	■	D	△	8	2	2	
Corte del material	Caladora	●	⇒	■	D	▲	5	2	1	
Relleno de estructura	Barro y arcilla	●	⇒	■	D	▲	10	2	8	
Desmontaje de la pieza	Cera desmoldante	●	⇒	■	D	▲	9	4	3	
Proceso de lijado	Lija	●	⇒	■	D	△	7	4	5	
Aplicación pintura fondo	Compresor	●	⇒	■	D	△	20	4	2	
Aplicación pintura final	Compresor	●	⇒	■	D	△	20	4	2	
Fijación	Pernos	●	⇒	■	D	△	80	4	4	

ESTUDIADO POR: ARIAS A/
SISALEMA D.

CAPITULO VI

PROTOCOLO DE PRUEBAS

La metodología que se aplicó en el protocolo de pruebas consiste en una serie de procedimientos que tiene como objetivo garantizar que la tricicleta solar sea segura y cumpla con las especificaciones técnicas requeridas para la competencia.

6.1. Pruebas de campo

6.1.1. Ruta N° 1

Esta prueba de la tricicleta solar se desarrolló en el Valle de los Chillos sector DANEC, en un tramo de 0,650 Km con un total de 2 pendientes y 2 curvas, donde se comprobó el comportamiento en pista de la tricicleta solar y el funcionamiento de cada sistema mecánico y eléctrico.

En la tabla 27, se determina los datos característicos de la ruta N° 1 seleccionada para este tipo de prueba.

Tabla 27. Características de la ruta N° 1 para la prueba de campo.

Características de la ruta N° 1	
Longitud	0,650 km
Tipo de suelo	Pavimento
Grado de pendientes	15°
Tipo de curvas	Abiertas
Tránsito vehicular	Moderado

La ruta N° 1 se la puede observar mediante el mapa tipo tierra proporcionado por el navegador Google Maps, tal como se indica en la figura 109.

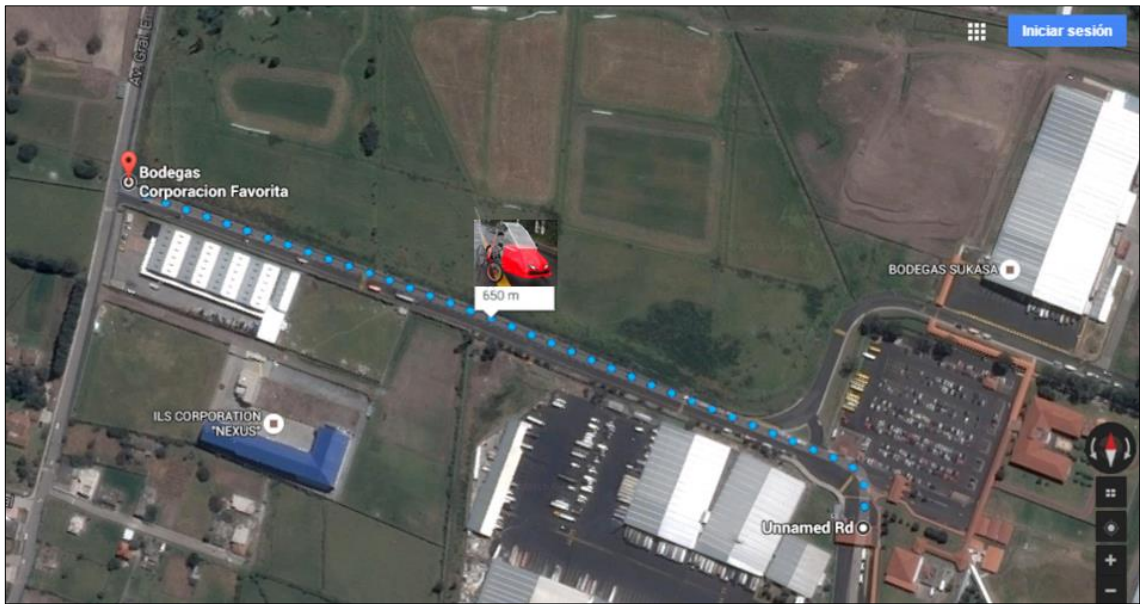


Figura 109.- Mapa tipo tierra de la prueba de ruta

Fuente: (Google Maps, 2016)

El escenario real de la ruta N° 1 seleccionado para la prueba se lo muestra en la figura 110, donde se puede apreciar las características del pavimento, la pendiente y su longitud de pista.



Figura 110.- Escenario de la ruta N° 1.

Durante la prueba en la ruta N° 1, para comprobar la velocidad de la tricicleta solar en rectas se utilizó el vehículo de abastos mediante el cual se realizó la comparación de los velocímetros como se observa en la figura 111.



Figura 111.- Comparación entre velocímetros – prueba de velocidad

En la tabla 28, se indica el registro de los resultados de la prueba realizada en la ruta N° 1 acorde a las exigencias del reglamento de la competencia “Atacama Solar Challenger”.

Tabla 28
Resultados de la prueba de campo ruta N° 1.

Nombre del Proyecto				
<i>ATACAMA SOLAR CHALLENGER</i>				
Nombre de la prueba				
<i>Prueba de campo - ruta N° 1</i>				
Prototipo a verificar				
<i>Tricicleta solar</i>				
Fecha de elaboración		Duración de la Prueba		
22 de febrero 2016		1 hora		
Responsables:		Aprobado:		
Arias Millan.		Ing. Guido Torres		
Sisalema Darío.				
PRUEBAS		RESULTADOS		
	Malo	Regular	Excelente	Observaciones
Encendido / apagado del sistema eléctrico de propulsión			x	Ninguna
Encendido / apagado del sistema eléctrico de luces, guías y bocina.			x	Ninguna
Arranque desde 0 km/h con propulsión eléctrica.			x	Ninguna
Arranque desde 0 km/h con propulsión humana.		x		Lubricar el sistema de transmisión.
Accionamientos de marchas para propulsión humana		x		Lubricar el sistema de transmisión.
Estabilidad en recta a 50Km/h			x	Ninguna
Estabilidad en curvas a 50Km/h			x	Ninguna
Estabilidad / absorción del sistema de suspensión			x	Ninguna
Maniobrabilidad del sistema de dirección			x	Ninguna
Efectividad del sistema de frenos			x	Ninguna
Oscilación de la carrocería		x		Reajustar todas las fijaciones de la carrocería.
Fijaciones, uniones y material de los elementos estructurales del chasis			x	Ninguna

Interpretación de los resultados

Malo: El prototipo o sistema en mención, no cumple con los requerimientos mínimos del reglamento “Atacama Solar Challenger” categoría híbridos para superar la prueba.

Regular: El prototipo o sistema en mención, cumple con los requerimientos mínimos del reglamento “Atacama Solar Challenger” categoría híbridos para superar la prueba.

Excelente: El prototipo o sistema en mención, excede con los requerimientos mínimos del reglamento “Atacama Solar Challenger” categoría híbridos para superar la prueba.

En la tabla 29, se indica los resultados obtenidos en cuanto a tiempo y velocidad de la tricicleta solar en su diferente propulsión tanto humana como eléctrica.

Tabla 29
Datos de desplazamiento según la propulsión.

TIPO DE PROPULSIÓN	CONDICIÓN DE LA VIA	VOLTAJE DE LAS BATERÍAS (V)	DISTANCIA RECORRIDA (m)	TIEMPO (min)	VELOCIDAD Máx. (Km/h)
Motor Eléctrico	Plano	51,2	650	1,5	50,8
Fuerza Humana	Plano	-----	650	3	25,4
Motor Eléctrico	Pendiente 15°	51,2	100	0,4	12,7
Fuerza Humana	Pendiente 15°	-----	100	1	6,5

6.1.2. Ruta N° 2

Esta prueba de la tricicleta solar se desarrolló en la autopista troncal de la sierra E35 desde el sector conocido como el Chasqui hasta el peaje de Panzaleo sector Salcedo, con un recorrido de 55,1 Km, esta ruta está provista de 4 curvas cerradas, 18 curvas abiertas 6 pendientes y varias rectas donde se comprobó el comportamiento en pista de la tricicleta solar y el funcionamiento de cada sistema mecánico y eléctrico.

En la tabla 30, se determina los datos característicos de la ruta N° 2 seleccionada para este tipo de prueba.

Tabla 30
Características de la ruta N° 2 para la prueba de campo.

Características de la ruta N° 2	
Longitud	55,1 km
Tipo de suelo	Pavimento
Grado de pendientes	$\geq 15^\circ$
Tipo de curvas	Abiertas y cerradas
Tránsito vehicular	Moderado

La ruta N° 2 se la puede observar mediante el mapa tipo tierra proporcionado por el navegador Google Maps, tal como se indica en la figura 112.

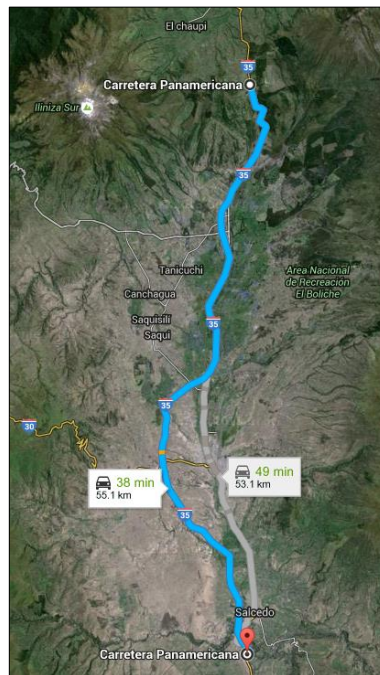


Figura 112.- Mapa tipo tierra de la ruta N° 2

Fuente: (Google Maps, 2016)

El escenario real de la ruta N° 2 seleccionado para la prueba se lo muestra en la figura 113, donde se puede apreciar las características del pavimento y la pendiente de una parte de la autopista.



Figura 113.- Escenario real de la ruta N° 2.

Durante la prueba en la ruta N° 2, para comprobar la velocidad de la tricicleta solar en rectas se utilizó el vehículo de abastos mediante el cual se realizó la comparación de los velocímetros como se observa en la figura 114.

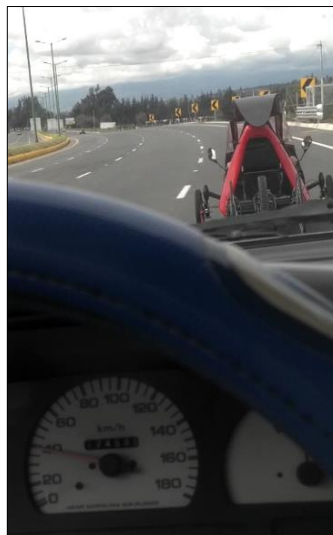


Figura 114.- Comparación entre velocímetros tricicleta – vehículo de abastos

En la tabla 31, se indica el registro de los resultados de la prueba realizada en la ruta N° 2 acorde a las exigencias del reglamento de la competencia “Atacama Solar Challenger”.

Tabla 31
Resultados de prueba de campo en la ruta N° 2.

Nombre del Proyecto					
<i>ATACAMA SOLAR CHALLENGER</i>					
Nombre de la prueba					
<i>Prueba de campo - ruta N° 2</i>					
Prototipo a verificar					
<i>Tricicleta solar</i>					
Fecha de elaboración		Duración de la Prueba			
11 de abril 2016		2 horas			
Responsables:		Aprobado:			
Arias Millan.		Ing. Guido Torres			
Sisalema Darío.					
PRUEBAS		RESULTADOS			
		Malo	Regular	Excelente	Observaciones
Encendido / apagado del sistema eléctrico de propulsión				x	Ninguna
Encendido / apagado del sistema eléctrico de luces, guías y bocina.				x	Ninguna
Arranque desde 0 km/h con propulsión eléctrica.				x	Ninguna
Arranque desde 0 km/h con propulsión humana.				x	Ninguna
Accionamientos de marchas para propulsión humana				x	Ninguna
Estabilidad en recta a 50Km/h				x	Ninguna
Estabilidad en curvas a 50Km/h				x	Ninguna
Estabilidad / absorción del sistema de suspensión				x	Ninguna
Maniobrabilidad del sistema de dirección				x	Ninguna
Efectividad del sistema de frenos				x	Ninguna
Oscilación de la carrocería				x	Ninguna
Fijaciones, uniones y material de los elementos estructurales del chasis				x	Ninguna

Interpretación de los resultados

Malo: El prototipo o sistema en mención, no cumple con los requerimientos mínimos del reglamento “Atacama Solar Challenger” categoría híbridos para superar la prueba.

Regular: El prototipo o sistema en mención, cumple con los requerimientos mínimos del reglamento “Atacama Solar Challenger” categoría híbridos para superar la prueba.

Excelente: El prototipo o sistema en mención, excede con los requerimientos mínimos del reglamento “Atacama Solar Challenger” categoría híbridos para superar la prueba.

6.2. Resultados obtenidos

6.2.1. Estabilidad

La tricicleta solar en curvas abiertas y sobre todo en curvas cerradas, no presenta problemas de deslizamiento y vuelco, proporciona la estabilidad y seguridad al piloto, cuando el vehículo se encuentra a 35 km/h y con un giro de radio 9 m, excede los requerimientos mínimos, acorde a las especificaciones técnicas de la competencia en lo que se refiere al ancho de vía y radio de giro.

6.2.1. Cargas

La estructura soporto todas las cargas y fuerzas producidas por el sistema de transmisión, dirección y frenos, mostrando firmeza en toda la estructura y componentes durante su desplazamiento tanto en línea recta como en curvas a máxima velocidad, se realizó un proceso de observación de cada una de las uniones y elementos de la estructura evidenciando su normal operación con lo que se afirma que el prototipo excede los requerimientos mínimos, acorde a las especificaciones técnicas de la competencia.

6.2.2. Autonomía

La tricicleta solar tiene una autonomía de 56 km de recorrido con el funcionamiento de su propulsión eléctrica, teniendo como requisito inicial la carga máxima de las 2 baterías de litio que esta provista, este tipo de autonomía es bajo una velocidad promedio de 50 km/h en una pista de pavimento de primer orden.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- Mediante la ayuda del CAD, se determinó la tensión máxima axial y de flexión del chasis en impacto superior, el análisis estructural se realizó de forma estática, la tensión máxima de Von Misses fue de 228,4 MPa, lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el material seleccionado es el correcto.
- El chasis de estructura tubular tipo recumbente que tiene nuestro prototipo es un diseño idóneo debido a que tiene su centro de gravedad a 324,40 mm, medido desde el nivel de referencia constituyendo una medida corta en relación a la altura total del prototipo que es de 1430 mm de tal manera que la tricicleta solar es un vehículo estable en curvas, ya que su concentración de fuerzas esta próximo al suelo.
- La tricicleta solar al tener el chasis tipo recumbente esta provista de una base estructural resistente, lo cual reduce el número de elementos estructurales, lo que nos permitió obtener un peso estructural de 31 Kg.
- La utilización óptima de materiales y la correcta distribución de componentes que soporta la tricicleta solar nos permitió obtener un peso total del vehículo, incluido el piloto de 210 kg, de tal forma que cumplimos el reglamento de la competencia que establece como límite un peso de 680 kg incluido el piloto.
- Mediante la ejecución de diferentes pruebas de la tricicleta solar, se comprobó que la velocidad promedio es de 50,8 km/h y acorde a los reglamentos de la

competencia en la categoría híbrido la velocidad promedio de la tricicleta es de al menos 30 km/h, cumpliendo con los requerimientos de la competencia.

- La tricicleta solar tiene una autonomía de 56 km de recorrido con el funcionamiento de su propulsión eléctrica, esto nos permite realizar la planificación logística para cada etapa previa al desarrollo de la competencia, considerando una velocidad promedio de 50 km/h.

7.2. Recomendaciones

- Para el diseño y construcción de una carrocería se recomienda realizar de fibra de carbono, ya que posee propiedades mecánicas similares al acero y es tan ligera como la madera o el plástico creando con esto una estructura con mayor rigidez y menor peso.
- Todos los sistemas y componentes que tiene la tricicleta solar, deben ser de fácil acceso, ya que en una competencia el tiempo de mantenimiento influye en los resultados finales.
- Se recomienda limpiar y lubricar el sistema de transmisión de la tricicleta después de cada recorrido sobre pistas de elevado contenido de gravilla o polvo, para extender la vida útil de los componentes mecánicos.
- Para recargar las baterías se recomienda desconectar todos los enchufes de conexión dentro de la tricicleta, para así evitar cualquier transmisión de voltaje hacia el módulo controlador del sistema de propulsión eléctrica durante la recarga.
- Revisar periódicamente el estado, nivel de carga y conexiones de la batería de 12 voltios, así como su estado interno retirando los tapones y verificando el nivel de electrolito de la misma.

BIBLIOGRAFÍA

- Carolina, L. (2014). Soldadura G.M.A.W - MIG/MAG. *Metal Actual*, Pág. 20.
- CEAC. (2004). *Manual CEAC del automóvil*. Barcelona: Ediciones CEAC.
- CEAC. (2005). *Aerodinámica del automovil de competición*. Barcelona: Ediciones CEAC.
- Cherrez, A. (2010). *Tipos de tricicletas*. Cali: Paraninfo.
- DIPAC. (2015). *Tubería sin costura y accesorios cédula 40 y 80*. Manta. Ediciones DIPAC.
- Edison, G. (15 de Marzo de 2015). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHICULO TIPO FORMULA SAE. Latacunga.
- Elementos finitos, 2. (2014). *Análisis de elementos de máquinas*. Quito: Ediciones Ortega.
- Flores, G. (2013). *Modelado y simulación de un triciclo articulado*. Bogotá. Ediciones de la U.
- Gillespie, T. (1992). *fundamental of vehicle dynamics*. New York. SAE.
- Ingeniería del automóvil, L. (2008). *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico*. Madrid. Ediciones Paraninfo.
- Lincoln. (2012). *Soldadura Semiautomática con gas de protección MIG-MAG*. Francia. electric department lincoln.
- Milliken, W. (1995). *Race car vehicle Dynamics*. Australia. Ediciones SAE.
- Monroy, C. (2015). *Tecnología industrial de la soldadura*. Barcelona. Ediciones Reverté S.A.
- Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México D. F. Ediciones Pearson.
- Navarro, R. (1985). *Alternativas de transporte en America Latina*. México D. F. Ediciones SKAT.
- Ortiz, A. (2009). *Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323 - 2009*. Quito. Ediciones INEN.

- Pinto, N. (2015). Situación de la bicicleta en Ecuador: Avances, Retos y perspectivas. Quito. Ediciones Friedrich EbetStiftung.
- Piorina, L. (2016). Atacama Solar Challenger. Santiago de Chile. Ediciones Atacama.
- Richard, R. (2008). *Manual de Soldadura Mig*. Madrid. Ediciones Paraninfo.
- Rojas, M. (2016). *Bases técnicas 2016 híbrido*. Santiago de Chile. Ediciones Atacama
- Shimano. (2012). Artículos shimano. Tokio. Ediciones Shimano.
- Tomás, G. M. (2011). *Estructuras del vehículo*. Madrid. Ediciones Paraninfo.

ANEXOS



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

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: **MILLAN ANDRÉS ARIAS ESPINOZA Y DARIO RAFAEL SISALEMA QUIJIJE**, bajo mi supervisión.

En la ciudad de Latacunga, a los **6 días del mes de junio del 2016.**

Aprobado por:

Ing. Guido Torres

DIRECTOR DEL PROYECTO

DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Juan Carlos Díaz

SECRETARIO ACADÉMICO