

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
EXTENSIÓN LATACUNGA**



**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO DE MOTO-ORUGA”**

Tesis presentada como requisito previo a la obtención del grado de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

JORGE LUIS SILVA RAMÍREZ

MILTON MARIO BRITO PALMA

AÑO 2013

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo: Milton Mario Brito Palma, y

Yo: Jorge Luis Silva Ramírez

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado “Diseño y construcción de un prototipo de Moto-Oruga”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es mi autoría.

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

Latacunga, 13 de Febrero del 2013

Jorge Luis Silva

Milton Mario Brito

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

Ing. Guido Torres (DIRECTOR)

Ing. Oscar Arteaga (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado “**Diseño y construcción de un prototipo de Moto-Oruga**” realizado por Jorge Luis Silva y Mario Milton Brito, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Siendo este un proyecto de excelente calidad y contenido científico que servirá para la enseñanza, aprendizaje, aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional por lo que si recomendamos su publicación

Latacunga, 7 de Febrero del 2013

Ing. Guido Torres

DIRECTOR

Ing. Oscar Arteaga

CODIRECTOR

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, Milton Mario Brito Palma, y

Yo, Jorge Luis Silva Ramírez

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “**Diseño y construcción de un prototipo de Moto-Oruga**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Enero del 2013

Milton Mario Brito Palma

Jorge Luis Silva Ramírez

DEDICATORIA

Este triunfo está dedicado a mis padres, mi hermano y mi hermana, quienes sin escatimar esfuerzo alguno, me brindaron el apoyo requerido, para culminar una más de mis metas

Jorge Luis Silva

DEDICATORIA

El contenido de este proyecto quiero dedicar a todas las personas que tengan el interés en aprender, innovar, crear y diseñar vehículos automotrices con nuevas tendencias para mejorar ámbitos de transporte, contaminación ambiental, seguridad de las personas, gastos económicos, entre otros, con el objetivo de apoyar el progreso de nuestro país

Mario Brito

AGRADECIMIENTO

A mis padres Hernán y Mercedes quienes a más de ser el motivo y la razón de mi existencia, depositaron su confianza en mí y me brindaron su apoyo para seguir adelante. A mis hermanos María Elena y Daniel por haberme brindado sus conocimientos y sabios consejos para vencer las adversidades que se me han presentado. A Ibe por estar a mi lado ser mi inspiración y brindarme su apoyo incondicional en los buenos y malos momentos, y finalmente a Dios, primero por mi familia y luego por ser la base de mi vida, gracias

Jorge Luis Silva

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, a mis padres Mario y Carmen por guiarme por el camino correcto, por infundir su ejemplo trabajador, dándome el apoyo necesario de todos los días y por alimentar mis sueños.

A mi hermana Elizabeth por sus consejos y por darme aliento diariamente, a mi cuñado Álvaro por irradiar su alto optimismo a las cosas y a mis sobrinos Alvarito José, Anahí y Mario Fernando por transmitirme su alegría y sencillez.

A todos mis compañeros y amigos en especial a Lorena, Jairo Naranjo y Jairo Suarez, Eduardo y Jorge por los buenos momentos que pasamos en estos años de estudios.

Mario Brito

RESÚMEN

El prototipo de Moto-Oruga, es un vehículo destinado a facilitar el transporte de personas y una carga ligera en zonas geográficas de difícil acceso, su principal característica es la de proveer fiabilidad, confort, versatilidad y reducir tiempo de transporte en estas zonas.

El prototipo de Moto-Oruga es un vehículo propulsado con un motor de combustión interna de cuatro tiempos y 250cc, biplaza de una rueda y una oruga de tracción alineada y en contacto con el suelo, para su fabricación se adaptó el bastidor de una motocicleta todo terreno tipo enduro, con características de materiales óptimos para este fin, otros elementos tales como el sistema de frenado, sistema de dirección y sistema de suspensión fueron adaptados según la necesidad.

Gracias a los estudios estáticos y dinámicos presentes en este proyecto de tesis se puede verificar el correcto funcionamiento del prototipo de Moto-Oruga, así como también el correcto uso de materiales en la fabricación por medio de las distintas simulaciones tanto de esfuerzos como de cargas presentes en el prototipo.

ABSTRACT

The prototype of Moto-Oruga is a vehicle designed to facilitate the transport of people and a light load into an inaccessible geographical areas, its main feature is to provide reliability, comfort, and versatility and reduce transport time in these areas.

The prototype of Moto-Oruga is a car powered with an internal combustion engine and 250cc four-stroke, two-seater and a caterpillar wheel drive aligned and in contact with the ground.

For their manufacturing the frame was adapted from an all-terrain motorcycle type enduro, materials with optimum characteristics for the purpose, other elements such as the brake system, steering system and suspension system were adapted according to need.

With static and dynamic studies present in this thesis can verify the correct operation of the prototype Moto-Oruga, as well as the proper use of materials in manufacturing through various simulations both present efforts and cargo the prototype of Moto-Oruga

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARÁTULA	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
CERTIFICADO	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
RESÚMEN	ix
ABSTRACT	x
ÍNDICE DE CONTENIDO	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE FIGURAS	xviii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	3
1. CONCEPTO DE MOTO-ORUGA	3
1.1 Introducción a las orugas de tracción.....	3
1.2 Historia de la Moto-Oruga.....	5
1.3 Componentes principales del prototipo Moto - Oruga.....	7
1.3.1 Bastidor.....	7
a. Bastidor ciclomotor.....	8
b. Bastidor Vespa.....	9
c. Bastidor simple cuna cerrado	10

d. Bastidor simple cuna abierto	10
e. Bastidor simple cuna desdoblado.....	11
f. Bastidor doble cuna desdoblado.....	12
g. Bastidor multitubular.....	12
h. Elementos principales del bastidor.....	13
1.3.2 Geometría de una Motocicleta.....	14
a. Distancia entre ejes.....	14
b. Ángulo de giro requerido.....	15
c. Ángulo de la rueda trasera.....	16
d. Transferencia de peso.....	17
e. Lanzamiento.....	17
f. Avance.....	18
1.3.3 Motor y tren de potencia.....	19
1.3.4 Suspensión en el prototipo Moto-oruga.....	26
a. Suspensión delantera.....	27
b. Suspensión trasera.....	29
1.3.5 Sistema de frenos.....	31
CAPITULO 2.....	34
2. DISEÑO GENERAL DEL PROTOTIPO MOTO-ORUGA.....	34
2.1 Parámetros de diseño.....	34
2.2 Modelado.....	35
2.2.1 Modelado de bastidor.....	36

2.2.2 Modelado de la oruga	37
2.2.3 Ensamblaje del modelo	38
2.3 Determinación de fuerzas	39
2.4 Centros de gravedad	40
2.5 Análisis del bastidor	40
2.5.1 Análisis estático del bastidor.....	40
2.5.2 Análisis dinámico del bastidor.....	45
a. Análisis dinámico del bastidor en curvas	46
b. Análisis dinámico del bastidor en frenada.....	53
2.5.3 Análisis de esfuerzos en el Bastidor	56
a. Asignación del material	56
b. Asignación de sujeciones	58
c. Asignación de cargas	59
2.5.4 Resultados de estudios	60
a. Esfuerzos	60
b. Desplazamiento	62
c. Factor de seguridad	64
2.6 Análisis del mecanismo de oruga	66
2.6.1 Análisis estático del mecanismo de oruga	66
2.6.2 Análisis dinámico del mecanismo de oruga	68
a. Análisis de la transmisión.....	71
2.6.3 Análisis de esfuerzos en el mecanismo de oruga	73

a. Asignación del material.....	73
b. Asignación de sujeciones.....	74
c. Asignación de cargas	77
2.6.4 Resultados de estudios	79
a. Esfuerzos	79
b. Desplazamiento.....	81
c. Factor de seguridad	83
2.7 Selección del sistema de suspensión trasera	87
2.8 Selección de cadena y conjunto piñón catarina del prototipo moto-oruga	87
CAPITULO 3.....	90
3. CONSTRUCCIÓN, ADAPTACIÓN, ARMADO Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO MOTO-ORUGA.....	90
3.1 Construcción	90
3.2 Ensamblaje	94
3.2.1 Ensamblaje del tren de rodaje posterior de oruga	94
3.2.2 Ensamblaje del tren de tracción	96
3.2.3 Ensamblaje del tren de piñones.....	97
3.2.4 Ensamblaje de conjunto de rodillo de tracción.....	98
3.2.5 Ensamblaje del tren de rodaje de oruga inferior.....	101
3.2.6 Ensamblaje de conjunto de tren de rodaje superior e inferior.	101
3.3 Pruebas	104
3.3.1 Pruebas en arena	104

3.3.2 Pruebas en asfalto.....	105
CAPÍTULO 4	107
CONCLUSIONES.....	107
RECOMENDACIONES.....	108
BIBLIOGRAFÍA.....	109
INTERNET.....	109
ANEXOS	110

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO Y CONCEPTO GENERAL

Tabla 1.1 Geometría del prototipo Moto-Oruga.....	19
Tabla 1.2 Características Suspensión Delantera Del Prototipo Moto Oruga	29
Tabla 1.3 Características suspensión trasera del prototipo Moto-Oruga.....	31
Tabla 1.4 Características sistema de frenado del prototipo Moto-Oruga.....	33

CAPÍTULO 2

DISEÑO GENERAL DEL PROTOTIPO MOTO-ORUGA

Tabla 2.1 Fuerzas en soportes del motor.....	43
Tabla 2.2 Distancias de puntos críticos en un sistema coordinado.....	44
Tabla 2.3 Fuerzas resultantes en estudio estático de puntos críticos....	45
Tabla 2.4 Distancias de puntos críticos en un sistema coordinado.....	51
Tabla 2.5 Fuerzas resultantes en estudio dinámico en curvas de puntos críticos en primeros soportes.....	52
Tabla 2.6 Fuerzas resultantes en estudio dinámico en curvas de puntos críticos.....	52
Tabla 2.7 Distancias de puntos críticos en un sistema coordinado.....	55
Tabla 2.8 Fuerzas resultantes en estudio dinámico de frenada de puntos críticos.....	56
Tabla 2.9 Propiedades mecánicas del ASTM 513.....	57
Tabla 2.10 Tubos para la construcción de bastidor.....	57
Tabla 2.11 Diámetro y velocidad angular del piñón del motor y el rodillo de la oruga.....	67

Tabla 2.12 Diámetro y velocidad angular de los rodillos guías.....	67
Tabla 2.13 Potencia y torque calculados.....	68
Tabla 2.14 Diámetro de elementos del tren de transmisión.....	72
Tabla 2.15 Fuerza en elementos del tren de transmisión.....	72
Tabla 2.16 Composición química aluminio AISI 2014 O.....	73
Tabla 2.17 Propiedades Mecánicas aluminio AISI 2014 O.....	73
Tabla 2.18 Propiedades Mecánicas Nylon 101.....	74
Tabla 2.19 Propiedades acero aleado.....	74
Tabla 2.20 Suspensión Works Showa R3.....	87
Tabla 2.21 Características Piñón de salida de motor.....	88
Tabla 2.22 Características catarina de rodillo de tracción.....	88

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Prototipo de moto-oruga.....	3
Figura 1.2 Esquema general una oruga.....	4
Figura 1.3 Austro-Daimler Motor-KaretteADMK.....	5
Figura 1.4 El Kettenkrad.....	6
Figura 1.5 El Kettenkradcon adaptación a remolque	7
Figura 1.6 Bastidor de Ciclomotor	9
Figura 1.7 Bastidor de Scooter tipo Vespa	9
Figura 1.8 Bastidor de simple cuna	10
Figura 1.9 Bastidor de simple cuna	11
Figura 1.10 Bastidor de simple cuna desdoblado	11
Figura 1.11 Bastidor de doble cuna	2
Figura 1.12 Bastidor multitubular	13
Figura 1.13 Elementos principales del bastidor desdoblado de doble cuna..	14
Figura 1.14 Distancia entre ejes.....	15
Figura 1.15 Ángulo de giro requerido.....	16
Figura 1.16 Angulo de lanzamiento.....	17
Figura 1.17 Angulo de avance.....	18
Figura 1.18 Ciclo de funcionamiento motor cuatro tiempos.....	21
Figura 1.19 Motor en funcionamiento del prototipo Moto-Oruga.....	22
Figura 1.20 Curvas características del motor de 250cc.....	24

Figura 1.21 Curvas características de desempeño del motor/transmisión 250cc.....	25
Figura 1.22 Juego de suspensión delantera y trasera.....	26
Figura 1.23 Suspensión delantera del prototipo Moto-Oruga, tipo Horquilla telescópica con un recorrido de suspensión total de 130 mm	27
Figura 1.24 Despiece suspensión delantera del prototipo Moto-Oruga	28
Figura 1.25 Suspensión trasera del prototipo Moto-Oruga.....	29
Figura 1.26 Suspensión trasera del prototipo Moto-Oruga, tipo mono amortiguador de 100 mm de recorrido.....	30
Figura 1.27 Frenos de disco en prototipo Moto-Oruga.....	31
Figura 1.28 Bombas de freno en prototipo Moto-Oruga.....	32
Figura 1.29 Esquema de funcionamiento de bombas de freno en prototipo Moto-Oruga.....	32
Figura 2.1 Modelado del bastidor en croquis 3D.....	36
Figura 2.2 Modelado del bastidor con recubrimiento en croquis 3D...	36
Figura 2.3 Modelado final del bastidor de prototipo Moto-Oruga.....	37
Figura 2.4 Ensamblaje del mecanismo de oruga.....	38
Figura 2.5 Ensamblaje final del mecanismo de oruga.....	38
Figura 2.6 Ensamblaje final del prototipo Moto-Oruga.....	39
Figura 2.7 Renderizado final del prototipo Moto-Oruga.....	39
Figura 2.8 Ubicación del centro de gravedad en estudio estático.....	40
Figura 2.9 Distribución de fuerzas resultantes en los soportes del motor	42
Figura 2.10 Ubicación de puntos críticos en estudio estático.....	43

Figura 2.11 Ubicación de fuerzas en puntos críticos.....	45
Figura 2.12 Curva por una pendiente con un ángulo.....	46
Figura 2.13 Relación ángulo de inclinación y fuerza centrífuga.....	47
Figura 2.14 Ubicación del punto P con respecto al centro de gravedad...	48
Figura 2.15 Relación ángulo de inclinación y momentos	48
Figura 2.16 Centro de gravedad en curvas.....	49
Figura 2.17 Ubicación de puntos críticos en estudio dinámico en curvas	51
Figura 2.18 Ubicación de fuerzas en puntos críticos.....	52
Figura 2.19 Ubicación de fuerzas en puntos críticos.....	53
Figura 2.20 Ubicación de puntos críticos en estudio dinámico de frenado...55	
Figura 2.21 Ubicación de fuerzas en puntos críticos de estudio dinámico de frenado.....	56
Figura 2.22 Disposición de tubos en el bastidor.....	58
Figura 2.23 Ubicación de sujeciones en el bastidor.....	58
Figura 2.24 Ubicación de sujeciones en el bastidor.....	59
Figura 2.25 Ubicación de fuerzas en curva en el bastidor.....	59
Figura 2.26 Ubicación de fuerzas en frenada en el bastidor.....	60
Figura 2.27 Esfuerzos estático en el bastidor.....	61
Figura 2.28 Esfuerzos dinámicos en curvas en el bastidor.....	61
Figura 2.29 Esfuerzos dinámicos en frenada en el bastidor.....	62
Figura 2.30 Desplazamiento lineal en el bastidor por cargas estáticas...	63
Figura 2.31 Desplazamiento lineal en el bastidor por cargas dinámicas en curva.....	63

Figura 2.32 Desplazamiento lineal en el bastidor por cargas dinámicas en frenada.....	64
Figura 2.33 Factor de seguridad en el bastidor por cargas estáticas.....	65
Figura 2.34 Factor de seguridad en el bastidor por cargas dinámicas en curvas.....	65
Figura 2.35 Factor de seguridad en el bastidor por cargas dinámicas en la frenada.....	66
Figura 2.36 Ubicación de fuerzas en puntos críticos.....	67
Figura 2.37 Ubicación del punto P.....	69
Figura 2.38 Ubicación de punto P y del momento M_p en el rodillo de transmisión.....	70
Figura 2.39 Vista frontal del rodillo de transmisión.....	70
Figura 2.40 Ubicación de la fuerza F_T provocada por el contacto del rodillo de transmisión y la oruga de caucho.....	71
Figura 2.41 Ubicación de la fuerza provocada en la catarina y los piñones guías.....	72
Figura 2.42 Ubicación de sujeciones en la estructura superior.....	75
Figura 2.43 Ubicación de sujeciones en la estructura inferior.....	75
Figura 2.44 Ubicación de sujeciones en la estructura inferior.....	76
Figura 2.45 Ubicación de sujeciones en rodillo de tracción.....	76
Figura 2.46 Ubicación de cargas en la estructura superior.....	77
Figura 2.47 Ubicación de cargas en la estructura inferior.....	77
Figura 2.48 Ubicación de cargas en el rodillo de tracción.....	78
Figura 2.49 Ubicación de cargas en el rodillo de tracción.....	78

Figura 2.50 Resultados de esfuerzos estáticos en soporte superior del mecanismo de oruga.....	79
Figura 2.51 Resultados de esfuerzos estáticos en soporte inferior del mecanismo de oruga.....	79
Figura 2.52 Resultados de esfuerzos dinámicos en rodillo de tracción del mecanismo de oruga.....	80
Figura 2.53 Resultados de esfuerzos dinámicos provocados por la transmisión en catarina de tracción del mecanismo de oruga.....	81
Figura 2.54 Desplazamiento máximo en soporte superior.....	81
Figura 2.55 Desplazamiento máximo en soporte superior	82
Figura 2.56 Desplazamiento máximo rodillo de tracción.....	82
Figura 2.57 Desplazamiento máximo rodillo de tracción sometido a fuerzas de tracción.....	83
Figura 2.58 Factor de seguridad estructura superior del mecanismo de oruga.....	84
Figura 2.59 Factor de seguridad estructura inferior del mecanismo de oruga.....	84
Figura 2.60 Factor de seguridad dinámico en curvas.....	85
Figura 2.61 Factor de seguridad dinámico por tracción.....	86
Figura 2.62 Sistema de suspensión trasera acoplada al tren de rodaje de oruga en prototipo Moto-Oruga.....	87
Figura 2.63 Conjunto piñón/atarina.....	88
Figura 2.64 Catalogo DC dynamic chain.....	89

Figura 3.1 Soportes contruidos y adaptados en el bastidor del prototipo Moto-Oruga.....	90
Figura 3.2 Sustitución de piñón original de 14 dientes por piñón de 17 dientes.....	91
Figura 3.3 Piñón de rodillo de tracción de oruga de 28 dientes.....	91
Figura 3.4 Cavidad de alojamiento del piñón original de salida de motor, de la motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4)	92
Figura 3.5 Cadena de transmisión DC520 MZX.....	92
Figura 3.6 Piñón de salida de motor con cadena de transmisión DC520 MZX.....	93
Figura 3.7 Transmisión por cadena del prototipo Moto-oruga.....	93
Figura 3.8 Platina de soporte de cáliper de freno de disco posterior...	94
Figura 3.9 Soportes del tren de rodaje de oruga superior.....	95
Figura 3.10 Elementos de alineación y unión de los soportes del tren de rodaje de oruga superior.....	95
Figura 3.11 Elementos de soporte del tren de tracción.....	96
Figura 3.12 Ensamblaje del tren de tracción.....	97
Figura 3.13 Ensamblaje de piñón del tren de tracción.....	97
Figura 3.14 Ensamblaje final del tren de tracción.....	98
Figura 3.15 Soporte de disco de freno trasero ensamblado.....	99
Figura 3.16 Ensamblaje final del conjunto de rodillo de tracción.....	100
Figura 3.17 Sujeción del disco de frenado de la oruga.....	100
Figura 3.18 Ensamblaje del tren de rodaje de oruga inferior.....	101

Figura 3.19 Soportes de tren de tracción/oruga.....	102
Figura 3.20 Ensamblaje de soportes.....	102
Figura 3.21 Ensamblaje unión oruga/bastidor.....	103
Figura 3.22 Ensamblaje final del prototipo Moto-oruga.....	103
Figura 3.23 Prueba prototipo Moto-Oruga en arena.....	105
Figura 3.24 Prueba prototipo Moto-Oruga en asfalto.....	106

INTRODUCCIÓN

El proyecto se enfoca en diseñar y desarrollar un prototipo de vehículo todoterreno, fiable, confortable y versátil para el transporte eficiente de personas y carga liviana en condiciones geográficas realmente agrestes, el mismo que en comparación con vehículos comercializados en nuestro país de características semejantes representa una reducción de coste significativa.

En el trabajo escrito se detalla el trabajo dividido en los capítulos expuestos a continuación:

En el capítulo 1, se presenta las bases de conocimiento teórico y práctico que se necesitan para realizar un proyecto de esta magnitud.

En el capítulo 2, se investigan los parámetros básicos para el diseño de un prototipo de todoterreno, se realizan cálculos y análisis para justificar el uso de determinados materiales y estructuras geométricas por medio de la simulación de fuerzas y aplicación de distintos esfuerzos en el prototipo.

El capítulo 3, muestra la construcción y el ensamblaje de todos los componentes del tren de oruga posterior, su ensamblaje y la adaptación en el bastidor previamente estudiado.

Finalmente el capítulo 4, recoge las conclusiones y recomendaciones que la elaboración del proyecto de tesis arroja finalmente.

Con la elaboración del presente proyecto de tesis se podrán alcanzar los siguientes objetivos generales y específicos.

Objetivo general

- Diseñar e implementar un prototipo de Moto-Oruga

Objetivos específicos

- Estudiar un bastidor prediseñado para motocicletas todoterreno tipo enduro, para su posterior adaptación en el prototipo de Moto-Oruga
- Diseñar y construir un mecanismo de tracción posterior por oruga de caucho
- Diseñar un sistema de transmisión oruga/motor por medio de cadena, piñones y engranajes

CAPITULO 1

1. MARCO TEÓRICO Y CONCEPTO GENERAL

1.1 CONCEPTO DE MOTO-ORUGA

La moto-oruga es un vehículo propulsado por un motor a combustión interna, es de tipo biplaza, sin techo, con sistema de suspensión tipo horquilla telescópica con un recorrido total de 130 mm, sin elementos de carrocería, de una rueda y una oruga de tracción alineadas entre si y en contacto con el suelo. La rueda delantera ejerce el control de la dirección, mientras que la posterior transmite la potencia del motor de cuatro tiempos monocilindrico. Sus partes principales son el chasis (comprendida también está la carrocería), el sistema de rodaje por oruga, y el motor. Las principales características de la moto-oruga es proveer al usuario versatilidad, eficacia y eficiencia en la movilización dentro de terrenos difíciles de forma fiable y segura.

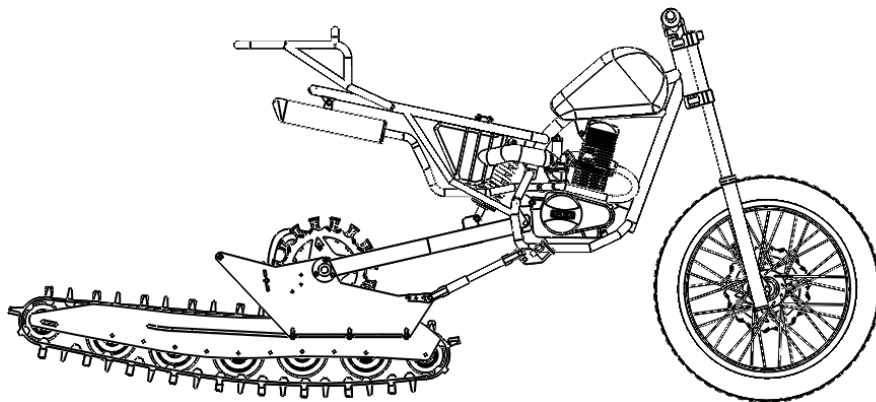


Figura 1.1 Prototipo de moto-oruga¹

Fuente: Propia

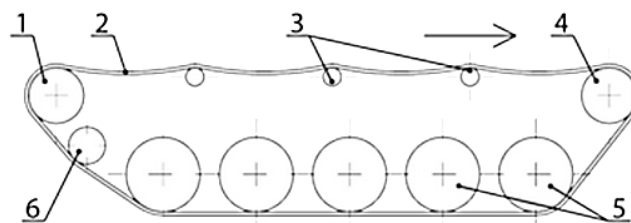
1.2 INTRODUCCIÓN A LAS ORUGAS

Un tren de rodaje por oruga es un dispositivo de transporte utilizado principalmente en vehículos pesados, como tanques, tractores, u otro tipo de

vehículos. Consiste básicamente en un conjunto de eslabones modulares que permiten un desplazamiento estable aun en terrenos irregulares.

La mayoría de las orugas forman parte de un cinturón flexible con un conjunto de eslabones rígidos unidos unos a otros fuertemente.

La función principal de dichos eslabones es la de ayudar al vehículo a distribuir el peso en una superficie mayor en comparación con el empleo de ruedas, y esto se traduce en que pueda moverse por un número mayor de superficies sin hundirse debido a su propio peso y a más de ello ganar tracción por el mayor espacio de superficie en contacto, convirtiéndose en un vehículo todo terreno.



- | | |
|----------------------------------|------------------------------------|
| 1 – Rueda de transmisión trasera | 4 – Rueda de transmisión delantera |
| 2 – Oruga | 5 – Ruedas de rodadura |
| 3 – Rodillo de retorno | 6 – Rodillo tensor |

Figura 1.2 Esquema general una oruga

Fuente: Manual tractor de oruga Caterpillar modelo XI21/2007

Las orugas de tracción, tienen varias ventajas sobre un sistema de rodamiento común, debido a que los neumáticos no pueden distribuir bien el peso a menos que se conecte un distribuidor de peso a los neumáticos o se instalen varios neumáticos. Por ende la oruga otorga una mayor adhesión del vehículo al terreno en donde transita, transformando un vehículo común en un vehículo todo terreno.

1.2.1 HISTORIA DE LA MOTO-ORUGA

¹La moto-oruga se diseñó por la poca versatilidad ofrecida por el vehículo de oruga Austro-Daimler Motor-KaretteADMK, creado por ingenieros austriacos en la época del “Anschluss” época en la cual la Alemania nazi conquistaba a Austria, el “Austro-Daimler Motor-KaretteADMK” tenía la capacidad de transportar a tres ocupantes y el que contaba con la característica de poder convertirse en un vehículo de ruedas con la instalación de neumáticos en los ejes previstos en el chasis del vehículo, por tener un excesivo peso en cuanto a carrocería, tenía un motor de 2,312 cc de 4 cilindros lo cual lo hacía realmente grande y muy poco versátil.



Figura 1.3 Austro-Daimler Motor-KaretteADMK

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/karette>

Al ver los impedimentos del “Austro-Daimler Motor-KaretteADMK” sobre todo en el aspecto de versatilidad, y movilidad para la segunda guerra mundial se empiezan con el diseño del “El Kettenkrad” (figura 1.4), fue diseñado inicialmente como un tractor ligero de artillería para el ejército alemán.

¹ La primera guerra mundial y el Austro-Daimler Motor-KaretteADMK
http://es.wikipedia.org/wiki/Austro-Daimler_Motor-KaretteADMK

²“El Kettenkrad”, cuyo concepto fue concebido y patentado por el inventor alemán Ernst Kniepkamp en junio de 1939 fue concebido como un vehículo grande muy parecido al “Austro-Daimler Motor-KaretteADMK” lo que lo hizo no tan aplicable en esas circunstancias, ya que se necesitaba de un vehiculó rápido, ligero y sin dejar de lado la característica todoterreno.

Por ello fue la firma fabricante de motocicletas “NSUMotorenwerke AG” en Neckarsulm (Alemania) la que desarrolló y produjo el Kettenkrad, tal como lo conocemos. Más tarde, en 1943 la empresa “Stoewer de Stettin” también produjo “El Kettenkrad”

“El Kettenkrad” (figura 1.4) comenzó su vida como un tractor ligero para las tropas aerotransportadas. El vehículo fue diseñado para ser transportado en los aviones de transporte “JunkersJu52”, ya que tenía la ventaja de ser el único tractor de artillería lo suficientemente pequeño como para caber dentro de la bodega de dichos aviones. “El Kettenkrad” podía llevar un remolque especial que podría ser enganchado a él para mejorar su capacidad de carga (figura. 1.5)



Figura 1.4 El Kettenkrad

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/kettenkrad>

² La primera guerra mundial y el Austro-Daimler Motor-KaretteADMK
http://es.wikipedia.org/wiki/Austro-Daimler_Motor-KaretteADMK



Figura 1.5 El Kettentraktor con adaptación a remolque

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/kettentraktor>

1.3 COMPONENTES PRINCIPALES DEL PROTOTIPO DE MOTO-ORUGA.

Son la base del desarrollo del prototipo y son: el bastidor (comprendida también está la carrocería), el sistema de rodaje por oruga, el motor de combustión interna, además de los sistemas de: dirección, frenado y suspensión.

1.3.1 BASTIDOR

El chasis o bastidor en el prototipo de Moto–Oruga es la estructura principal y es quien permite la unión de todos los componentes que conformaran este prototipo, además de dar soporte estructural al motor y al piloto. De ahí que existen diversas configuraciones de acuerdo a los requerimientos específicos de cada motocicleta.

Tiene que ser suficientemente resistente, y soportar el peso y las vibraciones. El motor es ocasionalmente parte de la estructura del chasis, ya que debido a su gran resistencia, puede realizar funciones portantes, permitiendo que el chasis sea más ligero.

Los materiales utilizados en la construcción del chasis son básicamente dos, el acero y el aluminio, aunque en ocasiones excepcionales se usan otros materiales más exclusivos y costosos como el magnesio. La elección del material obedece simplemente a condiciones de deportividad y sobre todo, de precio final.

³Actualmente diseños tubulares de aleaciones de acero al Cr-Mb, perfiles de aleaciones de Al (7071, 6061) y paneles de fibra de carbono.

El cabezal de dirección y la zona del anclaje del basculante son las zonas que mayores esfuerzos sufren es por ello que son las zonas más reforzadas del chasis.

⁴Los tipos de chasis se clasifican en función de la forma de unión del cabezal de dirección con la zona del anclaje del basculante.

Hay varios tipos de bastidores de acuerdo a cada necesidad así:

a. BASTIDOR TIPO CICLOMOTOR

Son bastidores de acero formados por un tubo grueso que no forma una figura geométrica cerrada, se busca la funcionalidad, espacios para la comodidad del conductor y fácil acceso. No se logra una postura aerodinámica y las piernas no van cubriendo a la motocicleta. Por lo tanto, las velocidades a las que circulan estas motos son muy bajas. Todo desemboca en una estabilidad escasa pero obteniendo en si un conjunto barato y funcional.

³Escogimiento de materiales óptimos para fabricación de vehículos motores
www.trabajando.cl/empresas/empresasasociadas.cfm

⁴Tipos de bastidores según su funcionamiento, utilidad y finalidad.
Mecánica de motos arias-paz edición No.32



Figura 1.6 Bastidor de Ciclomotor

Fuente: <http://www.ciclomotores-scooter.motos.es>

b. BASTIDOR TIPO VESPA

Tienen una estructura constituida por chapa estampada, con la ventaja de englobar el chasis con la carrocería, pero en la actualidad se usa el tubo de acero manteniendo el concepto de escudo protector delantero y suelo.



Figura 1.7 Bastidor de Scooter tipo Vespa

Fuente: www.portalscooter.com/Reportajes/Tipos-de.../287.html

El chasis simple cuna cerrado o de simple cuna cerrado es aquel que dispone de perfiles en un solo plano vertical que parten desde el cabezal de dirección hasta la zona del eje del basculante, descende un solo tubo desde la columna de dirección y pasa por debajo del motor formando una cuna. La estructura, compuesta por tubos soldados, alberga al motor en su interior.

El perfil en la parte inferior del chasis es continuo desde el cabezal de dirección hasta la zona del basculante.

c. BASTIDOR DE SIMPLE CUNA

Se suele utilizar el motor como parte estructural, de forma que la parte inferior de la cuna queda interrumpida mediante un pequeño tubo transversal donde va anclado el motor. Estos chasis son muy económicos y son los más comunes dentro de Ecuador sobre todo en cilindradas pequeñas, 100cc y 50cc, las cuales demandan de esfuerzos de deformación bajos.



Figura 1.8 Bastidor de simple cuna

Fuente: e-archivo.uc3m.es/bitstream/.../PFC_Patxi%20Vergara.pdf

d. BASTIDOR SIMPLE CUNA ABIERTO O INTERRUMPIDO

Es una variante del chasis de simple cuna cerrado, y se diferencia de este, porque el perfil en la parte inferior está interrumpido al llegar al motor, siendo el motor el que cierra esa zona. En este caso se utiliza el motor como estructura resistente, este tipo de bastidor es muy poco usado en motocicletas ya que ofrece aún menos resistencia que el de simple cuna cerrado.



Figura 1.9 Bastidor de simple cuna

Fuente: Mecánica de motos arias-paz edición No.32

e. BASTIDOR SIMPLE CUNA DESDOBLADO

Es otra variante del chasis de simple cuna, del cabezal de dirección desciende un único tubo pero que se desdobra delante o debajo del motor, llegando a la zona del eje del basculante trasero dos tubos. Este tipo de chasis se utiliza habitualmente en motocicletas de campo y sigue teniendo sus limitaciones en la unión delantera del tubo principal con el de la horquilla, donde se producen la mayor parte de las fuerzas de torsión.



Figura 1.10 Bastidor de simple cuna desdoblado

Fuente: Mecánica de motos arias-paz edición No.32

f. BASTIDOR DOBLE CUNA

Dos tubos descienden desde el cabezal de dirección y pasan por debajo del motor formando una cuna y abrazando al motor por los laterales en su parte inferior, en la zona del cárter, llegando al anclaje del basculante por separado. Estos chasis son más rígidos que los de simple cuna ya que forman una estructura más sólida. En muchos casos la cuna o parte inferior del chasis va atornillada para facilitar su desmontaje a la hora de introducir el motor. También era típico de motocicletas de grandes cilindradas y las de tipo paseo o customs.



Figura 1.11 Bastidor de doble cuna

Fuente: Mecánica de motos arias-paz edición No.32

g. BASTIDOR MULTITUBULAR

Consiste en dos vigas a cada lado del motor, que unen el cabezal de dirección con la zona del eje del basculante trasero, pero compuestas por tubos, rectos y cortos. Estos tubos cortos, que suelen ser de secciones circulares y de acero al cromo molibdeno, le dan una gran rigidez al chasis. Generalmente estos tubos se diseñan para que solo trabajen a tracción o a compresión. En muchos casos el motor se utiliza adicionalmente como elemento estructural, soportando incluso el anclaje directo del basculante

trasero. Este tipo de chasis es muy característico de motocicletas marca Ducati.



Figura 1.12 Bastidor multitubular

Fuente: Mecánica de motos arias-paz edición No.32

h. ELEMENTOS PRINCIPALES DEL BASTIDOR

⁵ El bastidor de una motocicleta sea cual fuere su uso o aplicación, generalmente consta de los siguientes elementos (figura 1.13)

Tubo de dirección.- Contiene los rodamientos y el eje de dirección.

Tubo de enlace.- Es el tubo que une el tubo de dirección y el punto de pivoteo del amortiguador trasero.

Área del punto de pivoteo de la suspensión trasera.- Es el área donde necesariamente el bastidor se desdobra y separa hacia el exterior para así poder ensamblar el brazo de suspensión trasero.

Parte baja de la cuna.- Es la sección que pasa por abajo del motor y que conecta el tubo de dirección y el área del punto de pivoteo de la suspensión trasera

⁵ Características técnicas y propiedades de un bastidor de motocicleta.
Mecánica de motos arias-paz edición No.32

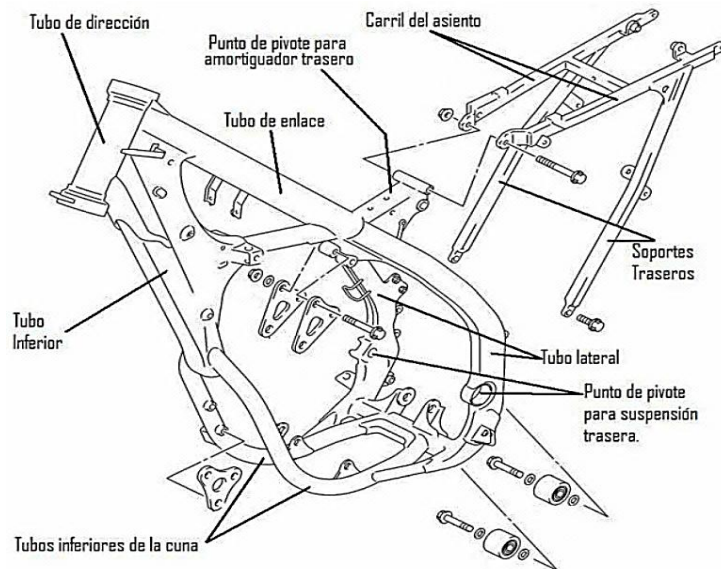


Figura 1.13 Elementos principales del bastidor desdoblado de doble cuna

Fuente: Mecánica de motos arias-paz edición No.32

1.3.2 GEOMETRÍA DE UNA MOTOCICLETA

⁶ Es de trascendental importancia las geometrías presentes en una motocicleta, ya que de esto dependerán aspectos como la resistencia a la fatiga por parte del bastidor, la estabilidad que tendrá el vehículo al tomar curvas o el ángulo de giro del prototipo.

De ahí que es muy importante conocer factores como:

a. DISTANCIA ENTRE EJES

Es la distancia entre los centros de las ruedas cuando las suspensiones se encuentran en el total reposo.

La distancia entre ejes influye de sobremanera en la maniobrabilidad de la moto, la sensación de estabilidad y de confort al tomar curvas.

⁶ Geometría de una motocicleta y sus principales aspectos
http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf

La distancia entre ejes por ejemplo de una moto 125 C.C. es menor a 1310 mm, de ser mayor la maniobrabilidad reduciría en gran medida y se sentiría más bien como una moto 250 C.C., mucho más agresiva y robusta, de ahí que al moto arenero la distancia entre ejes no debería exceder a 1550 mm por ser propulsada por un motor 250 C.C.

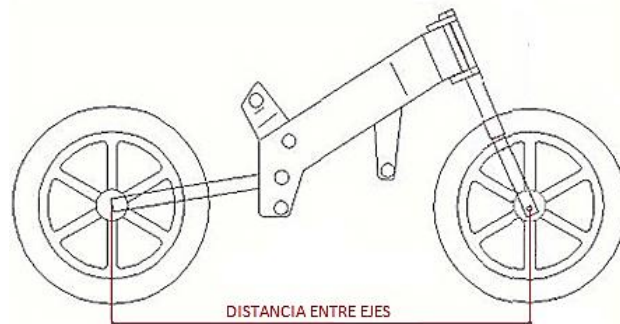


Figura 1.14 Distancia entre ejes

Fuente: http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf

Básicamente entonces, con una distancia entre ejes grande se produce una gran estabilidad en rectas, por el contrario una distancia entre ejes corta, provoca inestabilidad en rectas.

De ahí que hay varios factores en los que influye la distancia entre ejes, así:

b. ÁNGULO DE GIRO REQUERIDO

Uno de los aspectos en los que influye la distancia entre ejes es el ángulo de giro. Por ejemplo si se toma una curva de radio fijo y la motocicleta tiene una gran distancia entre ejes, requiere un ángulo de giro mayor (Figura 1.15).

Esto implica un mayor esfuerzo para tomar las curvas, pero también cabe mencionar que ante una determinada flexión (por ejemplo debido a baches) tendría un efecto menor en la estabilidad direccional.

Por los motivos expuestos y sabiendo la aplicación del chasis, se debe escoger una distancia de ejes que sea un punto intermedio entre estabilidad a alta velocidad y manejabilidad en curvas.

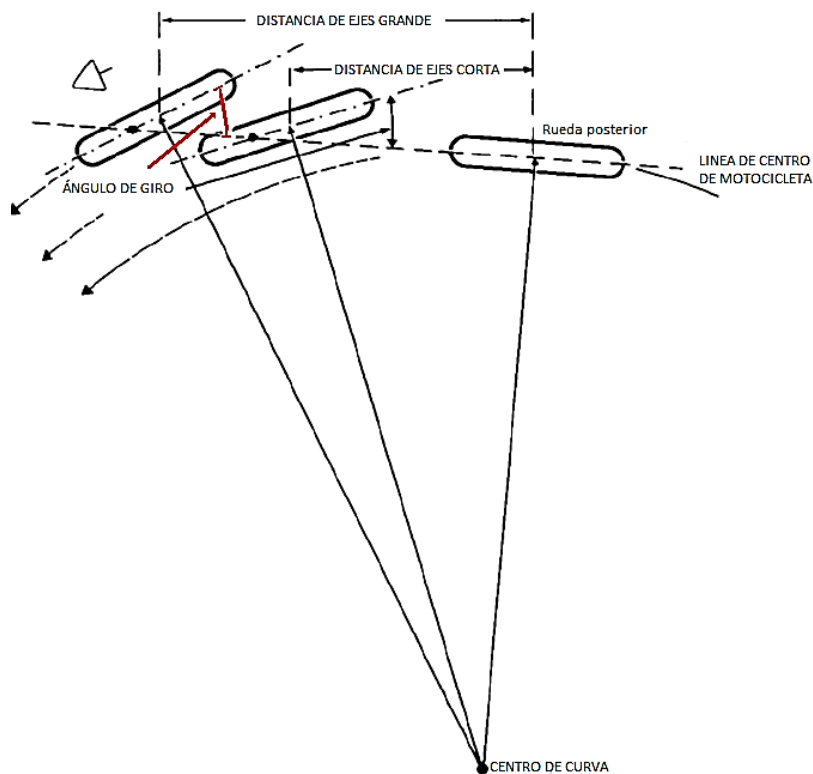


Figura 1.15 Ángulo de giro requerido

Fuente: Motortrend magazine edición 251

c. ÁNGULO DE LA RUEDA TRASERA

Otro efecto en el que influye la distancia entre ejes es el ángulo de la rueda trasera. Para una determinada flexión lateral, producida por ejemplo en un cambio de dirección, el ángulo formado entre la rueda trasera y la dirección de viaje es menor con una distancia entre ejes grande, lo cual mejora la estabilidad direccional, es decir la capacidad del piloto de poder controlar la motocicleta.

d. TRANSFERENCIA DE PESO

La distancia entre ejes tiene un efecto sobre la transferencia de peso que tiene lugar durante la frenada y la aceleración. Para una altura dada del centro de gravedad, cuanto mayor sea la distancia entre ejes, menor será la transferencia de peso.

e. ÁNGULO DE LANZAMIENTO

El lanzamiento es el ángulo que forma la columna de la dirección y la normal de la rueda delantera, es comúnmente entre 19 y 29 grados, en el caso del prototipo es 20 grados.

El ángulo de lanzamiento no afecta al comportamiento de la moto, al menos de forma directa, ya que un cambio de ángulo de lanzamiento produce un cambio en el avance que es otro parámetro de la geometría del prototipo que se detallara posteriormente.

El ángulo de lanzamiento interviene en la manera de transmitir las irregularidades del terreno a la suspensión, o el hundimiento de la misma ante el uso de los frenos, una horquilla con un ángulo excesivo es más “dura” que una más vertical. Este ángulo denota principalmente la cantidad de avance que tendrá la motocicleta ante un giro.

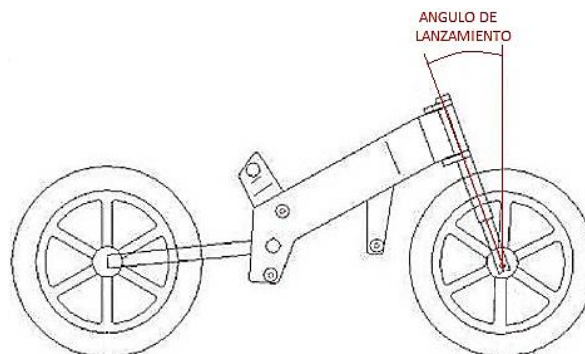


Figura 1.16 Ángulo de lanzamiento

Fuente: Motortrend magazine edición 251

f. AVANCE

El avance es la distancia horizontal entre el punto de contacto del neumático en el suelo y la extensión de la línea formada por la columna de dirección hasta el suelo.

Los avances típicos para motos de están entre los 80 hasta los 120 mm, reconociendo que hay otras distancias dependiendo el uso de la motocicleta, en el prototipo es de 100 mm.

El principal objetivo del avance, es dar una cierta estabilidad en línea recta, la mayor o menor distancia de avance en una moto a su vez produce un incremento en el momento producido en la rueda delantera.

Mientras el avance sea positivo este momento tendera a guiar la dirección, ayudando a la rueda a ir en la dirección deseada, mientras que un avance negativo producirá que dicho momento giré bruscamente la dirección hacia adentro y provoque una caída.

Es decir un avance mayor proporcionara un mayor momento, pero nos restara agilidad, mientras que un avance pequeño nos proporcionara un momento menor pero la moto será muy ágil.

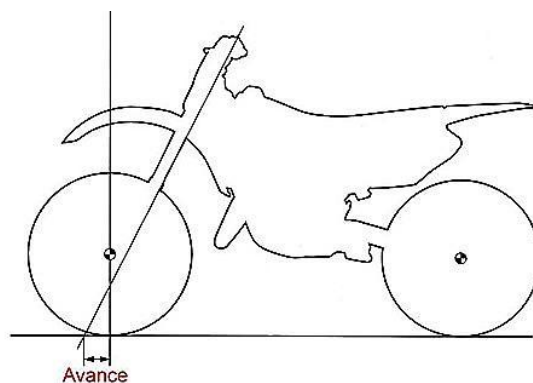


Figura 1.17 Angulo de avance

Fuente: http://www.smotos.cl/_files/_contenido/2011/2011_06/00_o_avance_1.jpg

La interacción entre los tres elementos anteriores es crucial para el comportamiento adecuado de una motocicleta, y lo más importante para combinarlos es el sistema de suspensión.

Un claro ejemplo de interacción es en el frenado, dado que, la horquilla se hunde, por tanto el lanzamiento disminuye, ya que las barras se adentran unas en otras, y consecuentemente disminuye el avance, lo que a su vez se ve traducido en dos cosas, menor distancia entre ejes (moto más ágil) y mejor maniobrabilidad, lo que se hace necesario para entrar en una curva cómodamente.

Otro aspecto donde se puede denotar la combinación de estos aspectos es en la aceleración, ya que al acelerar, la horquilla delantera se extiende, aumentando el lanzamiento y el avance consecuentemente, proporcionándonos mayor distancia de ejes y menos maniobrabilidad es decir esto a velocidades altas se traduce en estabilidad.

Tabla 1.1 Geometría del prototipo Moto-Oruga

Geometría	Parámetros estándar	Parámetros del prototipo
Distancia entre ejes	1310 mm – 1500 mm	1350 mm
Lanzamiento	19 – 29 mm	20 mm
Avance	80 – 120 mm	100 mm

Fuente: Propia

1.3.3 MOTOR Y TREN DE POTENCIA

Un motor es un conjunto de elementos, capaces de convertir energía en movimiento.

Existen varios tipos de motores entre los cuales constan, los de combustión (interna y externa), eléctricos, Stirling, energía potencial, entre otros.

- **MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**

⁷Utilizan un combustible y un oxidante, los mismos que son introducidos en una cámara de combustión interna, en donde al realizarse la combustión estos a temperatura y presión elevadas, se produce una expansión de gases y por medio de la presión resultante se ejerce una fuerza sobre otro componente del motor que el mismo que puede ser un pistón, produciendo que este componente se mueva, generando energía mecánica utilizable.

Dentro de la caracterización de motores de combustión interna se dividen a su vez en motores de dos y cuatro tiempos, así un motor de cuatro tiempos de combustión interna alternativo tanto de ciclo Otto como ciclo del diésel, es aquel en el cual tiene lugar o precisan cuatro, o en ocasiones cinco, carreras del pistón o émbolo (dos vueltas completas del cigüeñal) para completar el ciclo termodinámico de combustión. Estos cuatro tiempos son:

1-Primer tiempo o admisión: en esta fase el descenso del pistón aspira la mezcla aire combustible en los motores de encendido provocado o el aire en motores de encendido por compresión. La válvula de escape permanece cerrada, mientras que la de admisión está abierta. En el primer tiempo el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas da 90° y la válvula de admisión se encuentra abierta y su carrera es descendente.

2-Segundo tiempo o compresión: al llegar al final de la carrera inferior, la válvula de admisión se cierra, comprimiéndose el gas contenido en la cámara por el ascenso del pistón. En el 2º tiempo el cigüeñal da 360° y el árbol de

⁷ Motor de combustión interna de gasolina, cuatro tiempos, ciclo Otto.
Manual Práctico Del Automóvil, Polígono Industrial Arroyomolinos.

levas da 180° , y además ambas válvulas se encuentran cerradas y su carrera es ascendente.

3-Tercer tiempo o explosión/expansión: al llegar al final de la carrera superior el gas ha alcanzado la presión máxima. En los motores de encendido provocado o de ciclo Otto salta la chispa en la bujía, provocando la inflamación de la mezcla, Una vez iniciada la combustión, esta progresa rápidamente incrementando la temperatura y la presión en el interior del cilindro y expandiendo los gases que empujan el pistón. Esta es la única fase en la que se obtiene trabajo. En este tiempo el cigüeñal gira 180° mientras que el árbol de levas gira 90° respectivamente, ambas válvulas se encuentran cerradas y su carrera es descendente.

4 -Cuarto tiempo o escape: en esta fase el pistón empuja, en su movimiento ascendente, los gases de la combustión que salen a través de la válvula de escape que permanece abierta. Al llegar al punto máximo de carrera superior, se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión, reiniciándose el ciclo. En este tiempo el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas gira 90° .

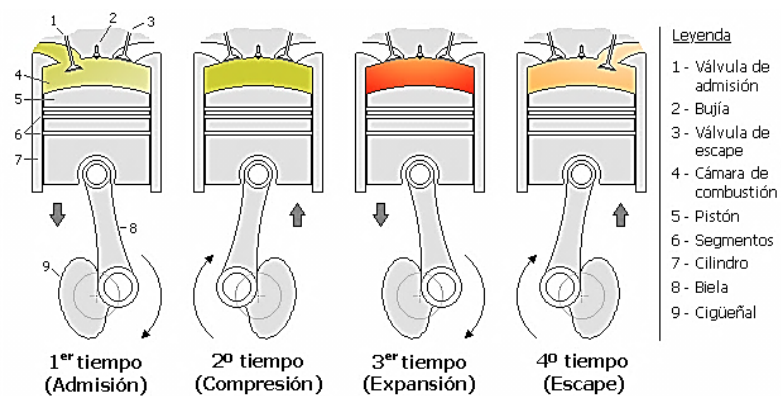


Figura 1.18 Ciclo de funcionamiento motor cuatro tiempos

Fuente: Manual práctico del Automóvil, Polígono Industrial Arroyomolinos

⁸A continuación se detallaran las características del motor de combustión interna a usarse en el prototipo moto-oruga:



Figura 1.19 Motor en funcionamiento del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

⁹Tipo: mono-cilindro, 4 tiempos, enfriado por aire, dosificación por carburador.

Diámetro y carrera: 58.0 x 52.4 mm

Cilindrada: 249 cc

Relación de compresión: 9,5:1

Potencia máxima: 12.5 KW (16.995 C.V.) @7,500 R.P.M.

Torque máximo: 17.5 N.m (1,785 Kg.m) @ 6000 R.P.M.

⁸ Características técnicas del motor de combustión interna, motocicleta SUKIDA SK250GY-4
<http://sukidaparts.chinesemotorcyclepartsonline.co.uk/category3041.php>

⁹ Características técnicas del motor de combustión interna, motocicleta SUKIDA SK250GY-4
Manual de taller motocicleta SUKIDA SK250GY-4

Apertura de válvulas: Abierta 20 °APMS

Cerrada 48 °DPMI

Duración: 248 °

Escape: Abierta 48 °APMS

Cerrada 20 °DPMI

Duración: 248 °

Carburador: SK30413-1528

Lubricación: Bomba sumergida en cárter

Aceite de motor: Tipo SE clase 10W40, 10W50, ó 20W40, 20W50

Sistema de arranque: Eléctrico.

Sistema de encendido: Batería y bobina.

Bujía: NGK D8EA o ND X24ES-U.

Peso aproximado: 20 Kg, +-5.

Relación peso / potencia: 6,5 Kg/CV

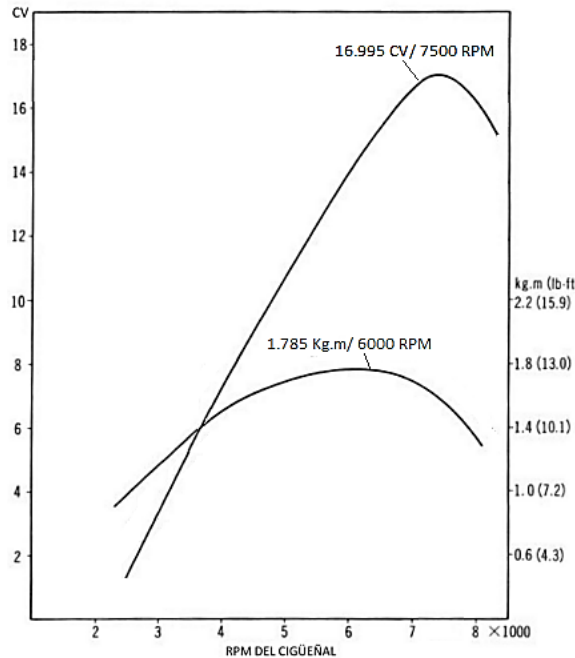


Figura 1.20 Curvas características del motor de 250 cc de la motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4)

Fuente: Propia

- **TRANSMISIÓN**

¹⁰En cuanto al sistema de transmisión está integrado al monoblock del motor. La primera reducción es la que se realiza del engrane cónico del embrague de 61 dientes al engrane cónico de 19 dientes que se encuentra solidario al primer eje primario de reducción.

Tipo: 5 velocidades, de engranajes constantes.

Embrague: Húmedo, multidisco.

Relación de marchas:

¹⁰ Datos técnicos, caja de transmisión
Manual de taller motocicleta SUKIDA SK250GY-4

1^{ra}. De 2.750: 1 con un engrane de 33 dientes en el eje primario y otro de 12 en el secundario.

2^{da}. De 1.812: 1 con un engrane de 29 dientes en el eje primario y otro de 16 en el secundario.

3^{ra}. De 1.250: 1 con un engrane de 25 dientes en el eje primario y otro de 20 en el secundario.

4^{ta}. De 1.000: 1 con un engrane de 23 dientes en el eje primario y otro de 23 en el secundario.

5^{ta}. De 0.8000: 1 con un engrane de 20 dientes en el eje primario y otro de 25 en el secundario.

Con cada marcha la velocidad y el par desarrollados son diferentes. Para apreciar dichos cambios se muestra la siguiente gráfica con las curvas de desempeño del motor y transmisión

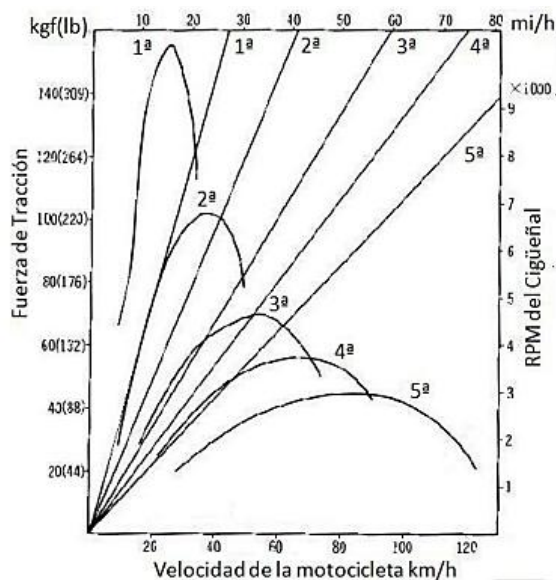


Figura 1.21 Curvas características de desempeño del motor/transmisión 250cc de la motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4)

Fuente: Propia

1.3.4 SUSPENSIÓN EN EL PROTOTIPO MOTO-ORUGA

La función principal de la suspensión es amortiguar los impactos que llegan al chasis y que son recibidos por los neumáticos, disminuir el movimiento vertical del chasis y mantener el neumático y la oruga en contacto a la superficie del camino.

El neumático delantero es el que proporciona la dirección y la oruga posterior es la encargada de dar movimiento por ello es fundamental controlar la dirección del vehículo y transmitir adecuadamente la tracción al suelo. El prototipo está unido tanto al neumático delantero como a la oruga de tracción por medio de suspensiones y son en conjunto la suspensión y los neumáticos los encargados de absorber las irregularidades del suelo mientras esta avanza.



Figura 1.22 Juego de suspensión delantera y trasera del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

En gran parte de motocicletas, los resortes de la suspensión están hechos de acero enrollado en espiral, en otros casos son neumáticos (por compresión de gas) o combinados.

El amortiguamiento se realiza por medios hidráulicos. Cuando las suspensiones están trabajando, el movimiento de expansión o compresión, fuerza al aceite de suspensión a pasar a través de barrenos calibrados en el pistón por lo que dicho movimiento se realiza de forma más lenta.

a. SUSPENSIÓN DELANTERA

En cuanto a la suspensión delantera, el sistema más común utilizado en vehículos todo terreno como lo es el prototipo Moto-Oruga, es la telescópica u horquilla delantera en la que a su vez está incluida la dirección del vehículo.



Figura 1.23 Suspensión delantera del prototipo Moto-Oruga, tipo Horquilla telescópica con un recorrido de suspensión total de 130 mm

Fuente: Propia

La suspensión telescópica está compuesta por dos elementos tubulares el elemento que se desliza o también llamado tubo interior y el tubo exterior o cartucho.

El tubo exterior está sujeto en la parte superior por medio de la corona del manillar y la abrazadera inferior, que a su vez estas están ensambladas al chasis en el tubo de dirección y unidos a través del eje de dirección. El tubo interior en la parte inferior se ensambla con la rueda delantera.

Una vez que la suspensión trabaja y la llanta gira siguiendo la trayectoria del camino haciendo movimientos verticales, el tubo interior se mueve dentro del tubo exterior en la misma dirección que la llanta. Dentro de cada tubo interior hay un resorte helicoidal, casi tan largo como el tubo, que trabaja a compresión.

Existe también una unidad hidráulica dentro de cada tubo exterior compuesto por un émbolo, pistón barrenado, elementos de sellado y válvulas con barrenos calibrados

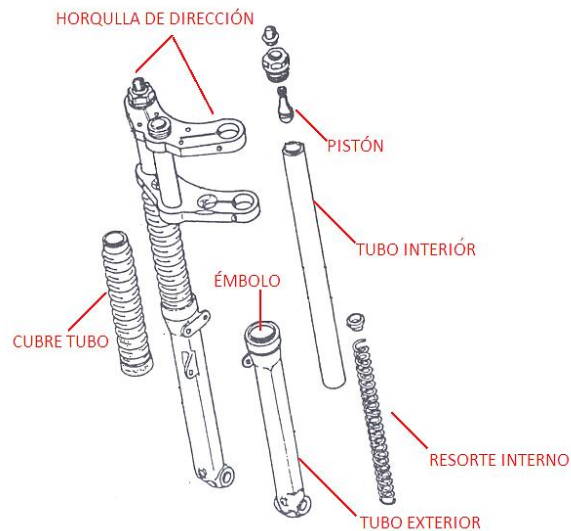


Figura 1.24 Despiece suspensión delantera del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

El tubo exterior está hecho de aleaciones de Al 7071 y tiene un recubrimiento interno de aleaciones con Ti para evitar el desgaste excesivo, así mismo el tubo interior está fabricado en acero al CrMb tiene un recubrimiento galvanizado de Cr duro.

La elasticidad del resorte está determinada por las constantes mecánicas del material del resorte (Módulo de Young y módulo de Poisson), el diámetro del alambre, radio de la espiral, longitud total del resorte, diámetro exterior del

resorte y número de espirales. Muchas veces los resortes helicoidales tienen constante del resorte k (N/m) variable, es decir que a lo largo de su eje principal los aspectos como el diámetro del alambre, el radio de la espiral y la separación entre espirales puede variar. K aumenta cuando se incrementa el diámetro del alambre o disminuyen el número de hélices y el diámetro exterior.

Tabla 1.2 Características Suspensión Delantera Del Prototipo Moto Oruga

Suspensión	Longitud (Cm)	Peso (Kg)	Regulación	Materiales
Delantera	13 a tope	1.5	Resorte regulable	Tubo exterior: Aleación Al 7071 Tubo exterior: Acero al CrMb recubrimiento galvanizado de Cr

Fuente: Propia

b. SUSPENSIÓN TRASERA

En la mayoría de las motocicletas todo terreno la suspensión trasera consiste en una horquilla o basculante en forma de H, un amortiguador y un mecanismo de unión.

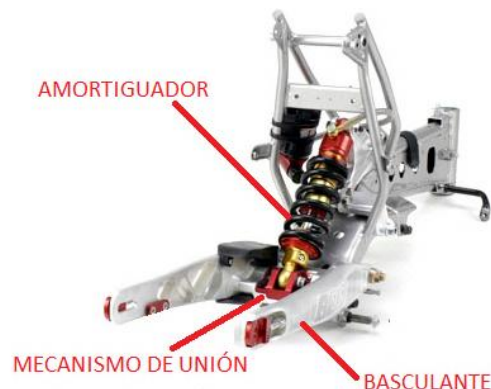


Figura 1.25 Suspensión trasera del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

El basculante comúnmente es una serie de perfiles estructurales rectangulares hechos de aleaciones de Al y están soldados entre sí para formar un elemento en forma de H.

Cerca del extremo delantero hay un elemento transversal el cual aporte rigidez al basculante. En el extremo opuesto es montada la oruga como también el soporte del freno trasero.

El movimiento en la suspensión trasera es atenuado por el amortiguador. Este está localizado en la parte central de la motocicleta. El amortiguador se sujeta al bastidor aproximadamente al final del tubo de enlace en donde se encuentra el punto de pivote para el amortiguador; en la parte inferior este se sujeta al basculante.

Dentro del tubo mecánico hay un pistón un una serie de válvulas con barrenos calibrados para el paso de aceite. El pistón está solidario a un émbolo que en su otro extremo hay también una pieza de sujeción que se ensambla a uno de los eslabones del mecanismo de unión. El resorte del amortiguador se instala en el exterior del tubo mecánico y el émbolo.

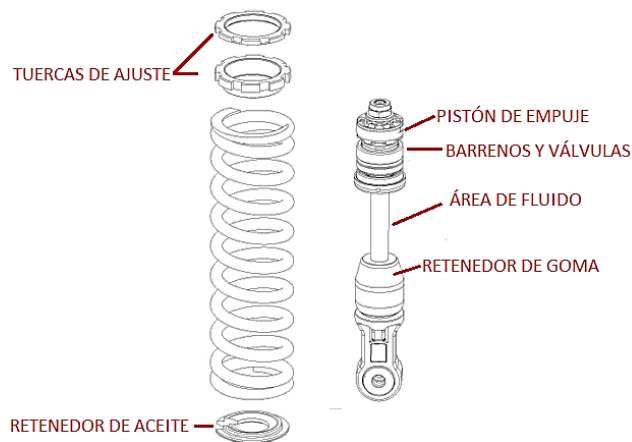


Figura 1.26 Suspensión trasera del prototipo Moto-Oruga, tipo mono amortiguador de 100 mm de recorrido

Fuente: Propia

Tabla 1.3 Características suspensión trasera del prototipo Moto-Oruga

Suspensión	Peso (Kg)	Regulación	Materiales
Trasera	1.7	Resorte regulable	Eslabón sujeción : Acero al CrMb Basculante: Aleaciones de Al Resorte: Acero, cromo y silicio endurecidos por inducción

Fuente: Propia

1.3.5 SISTEMA DE FRENOS

Los frenos son el medio por el cual prototipo Moto-Oruga se detiene, los elementos que influyen en el frenado de la motocicleta son: El arrastre aerodinámico, el coeficiente de fricción, tanto del neumático como de la oruga y el suelo.

Los frenos en la motocicleta, independientemente del tipo, deben de estar diseñados tomando en cuenta principalmente el peso del vehículo y la capacidad de enfriamiento del material utilizado en los frenos.

En el prototipo Moto-Oruga, se usan frenos de disco tanto en la rueda de dirección, como en la oruga, ya que los frenos de disco tienen buen desempeño, son ligeros, tienden a durar más y el mantenimiento es sencillo.

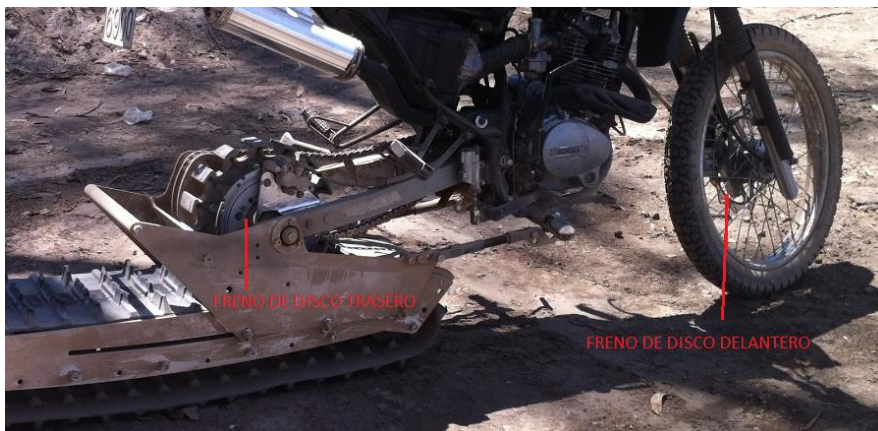


Figura 1.27 Frenos de disco en prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

Los frenos de disco están compuestos por un rotor o disco de freno que está conectado a la rueda y un cáliper que va fijo a la suspensión que es activado por una palanca en el manubrio en el caso del freno delantero, y un pedal si es el trasero. Cuando se activa el cáliper este ejerce presión en las pastillas de freno que a su vez presionan ambas caras del disco freno, lo que permite que se aminore o se detenga la rotación de las llantas.



Figura 1.28 Bombas de freno en prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

El cáliper es controlado por un sistema hidráulico compuesto de una bomba o cilindro maestro (que es directamente activado por el piloto por medio de la palanca de frenos o el pedal de freno trasero) y un sistema de líneas de tubería de freno que comunican a la bomba de freno con el cáliper

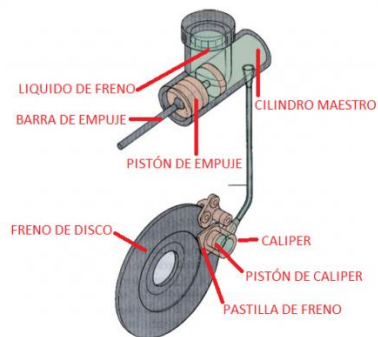


Figura 1.29 Esquema de funcionamiento de bombas de freno en prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

Tabla 1.4 Características sistema de frenado del prototipo Moto-Oruga

Sistema de freno	Delantero	Trasero
Tipo de sistema	Disco/Pastilla	
Tipo de accionamiento	H i d r a u l i c o	
Refrigeración	Disco ventilado	Disco ventilado
Diámetro/disco	205 mm	190 mm
Material	Disco: Acero Pastilla: Aleación de resinas amianto/bronce/cobre	Disco: Acero Pastilla: Aleación de resinas amianto/bronce/cobre
No. de pastillas c/disco	2	2
Presión ejercida por el sistema hidráulico	0.760424 N/mm ²	0.980665 N/mm ²
Coefficiente de fricción	0.2	0.2
Área del pistón de frenado	18.7 cm ²	20 cm ²

Fuente: Propia

CAPITULO 2

2 DISEÑO GENERAL DEL PROTOTIPO MOTO-ORUGA

2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

Se busca construir un prototipo de vehículo todo terreno, que conste de una rueda guía de dirección delantera y un mecanismo de tracción por oruga en la parte posterior.

Construir y diseñar un bastidor de moto, tipo enduro que consta de dos soportes, el de la suspensión delantera y la del basculante posterior, diseñado para soportar esfuerzos provocados en condiciones estáticas y dinámicas del motor como de dos tripulante y una carga adicional, seleccionando el material con propiedades mecánicas, físicas y químicas adecuadas que cumpla condiciones de peso, corrosión, resistencia, soldabilidad, fatiga, etc.

Construir y diseñar el mecanismo de oruga, que constara de dos partes, la estructura del mecanismo que soportara las partes móviles, y el mecanismo de tracción que constara de un rodillo de tracción que engranara a la oruga produciendo un efecto similar a un mecanismo piñón cremallera, la tracción será producida por el motor transmitida por catarinas y cadena hasta la oruga.

El mecanismo de oruga debería constar con uniones empernadas para su fácil ensamblaje, implementado materiales ligeros, resistentes a esfuerzos y a la corrosión.

Tipo de motocicleta a adaptarse: Todo terreno tipo enduro.

Capacidad de carga: 2 personas (75 kg) más la capacidad de transporte de carga liviana (hasta 25 Kg.)

Distancia entre ejes aproximada: 1400 mm.

Motor de combustión: 4 tiempos.

Altura al piso: Mínima 300 mm.

Angulo de volcamiento: 40 grados

Velocidad máxima: 60 Km/h y aceleración baja.

Material de la oruga de tracción: Caucho.

Transmisión oruga de tracción/motor: Cadena/Catarina.

Peso total del prototipo máximo: 150 kg

Sistema de frenado del prototipo: Accionamiento hidráulico y freno de disco.

Tiempo de frenado máximo de 3.5 segundo

Sistema de suspensión en oruga de tracción: De amortiguador y resorte regulable.

2.2 MODELADO

Tomando como referencia un bastidor estándar de motocicleta tipo enduro establecemos dimensiones y realizamos un bosquejo, posteriormente se detallara el bosquejo del bastidor con los distintos soportes del motor, la ubicación de las suspensiones con sus soportes y las ubicaciones de accesorios.

Para el diseño y modelado del mecanismo de oruga, se basó en las dimensiones y la geometría de mecanismos de oruga de caucho, usados en moto nieves y vehículos todoterreno (maquinaria agrícola), teniendo en cuenta que debe ser un mecanismo liviano y de fácil ensamblaje en una motocicleta. Se procede a dibujar con dimensiones reales, tomando en cuenta la ergonomía y la finalidad del prototipo, en el software de diseño mecánico SolidWorks 2012.

2.2.1 MODELADO DE BASTIDOR

Trazamos un croquis 3D con las medidas reales del diseño del bastidor con la ayuda del software Solid Works 2012

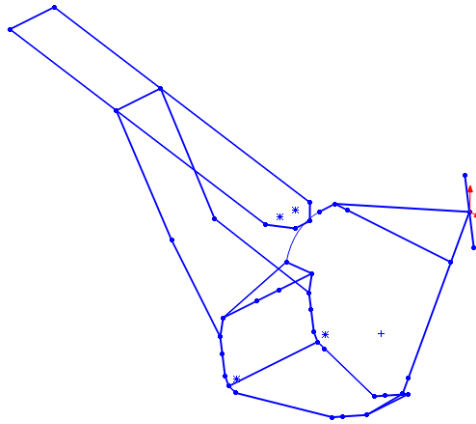


Figura 2.1 Modelado del bastidor en croquis 3D

Fuente: Propia

Se recubre el croquis 3D con las dimensiones de la tabla 2.10 como en la figura 2.2

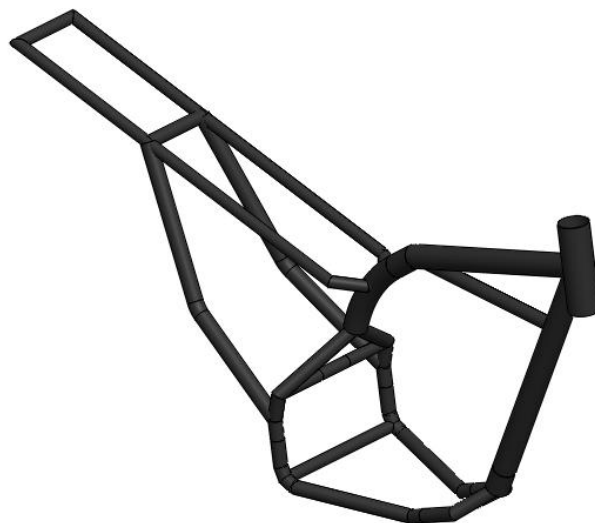


Figura 2.2 Modelado del bastidor con recubrimiento en croquis 3D

Fuente: Propia

Se modela los diferentes refuerzos y sujeciones para el motor y detalles de accesorios.

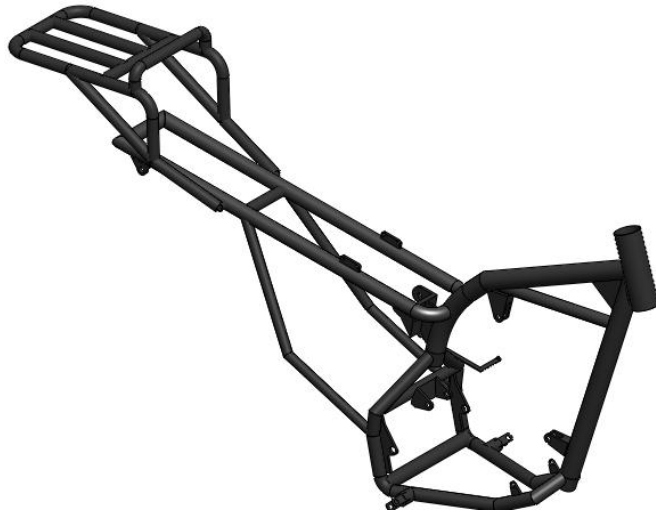


Figura 2.3 Modelado final del bastidor de prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

2.2.2 MODELADO DE LA ORUGA

Se modela cada uno de los componentes del mecanismo de oruga (detallados en el capítulo 3 de construcción), se los ensambla cada uno con sus respectivas sujeciones y se forma un solo conjunto con el bastidor del prototipo Moto-Oruga

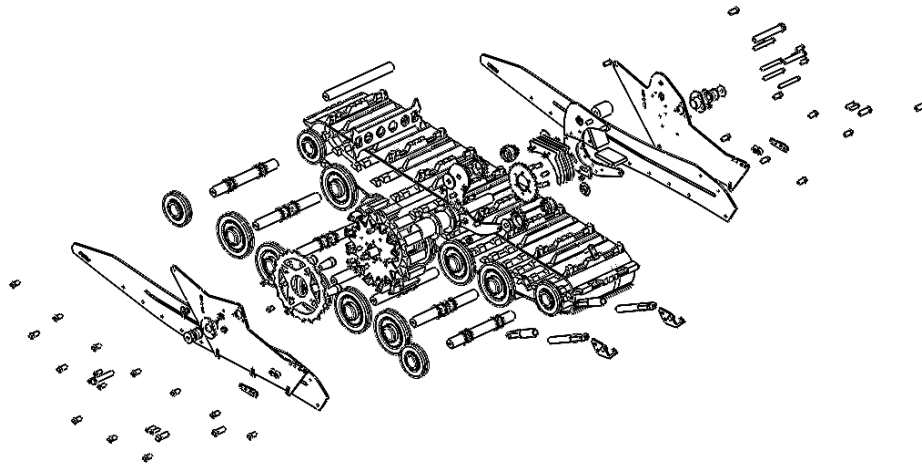


Figura 2.4 Ensamblaje del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

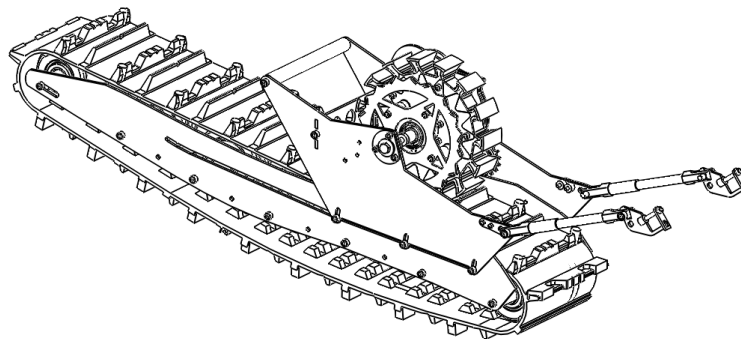


Figura 2.5 Ensamblaje final del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

2.2.3 ENSAMBLAJE DEL MODELO

Para finalizar se modela el motor, los sistemas de suspensión, sistema de escape, sistema de frenado y los accesorios para ensamblarlos.

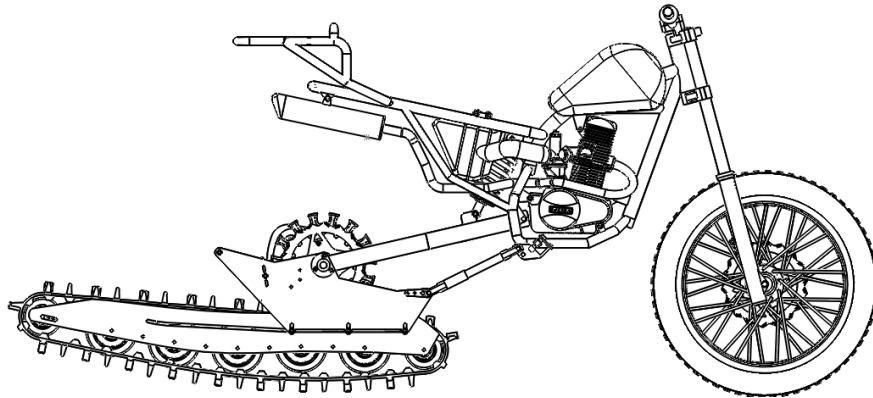


Figura 2.6 Ensamblaje final del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

La figura 2.7 muestra un renderizado final del prototipo Moto-Oruga a construirse.

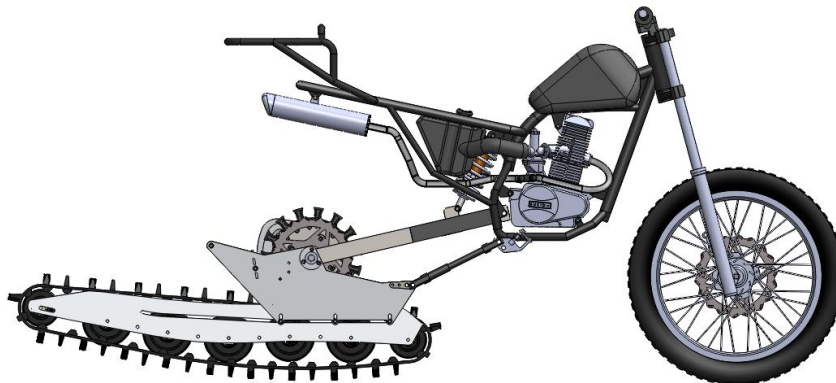


Figura 2.7 Renderizado final del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

2.3 DETERMINACIÓN DE FUERZAS

Para determinar las fuerzas que actúan en el prototipo Moto-Oruga debemos determinar la ubicación del centro de gravedad, en donde se concentrará el peso total del prototipo, para obtener así fuerzas proporcionalmente distribuidas en puntos críticos ubicados en el bastidor y en el mecanismo de oruga.

2.4 CENTROS DE GRAVEDAD

El centro de gravedad es un punto en el cual se ubica el peso resultante de un sistema de partícula. Para el estudio estático y dinámico del prototipo el centro de gravedad es variable debido a factores como ubicación del piloto, inclinación de la Moto-Oruga, recorrido de suspensión, ubicación y geometría de la carga, entre otras.

Se modela en el software de diseño mecánico SolidWorks2012 el prototipo de moto-oruga, la carga y un maniquí de prueba, simulando el peso y geometría de una persona promedio, para calcular la ubicación del centro de gravedad

2.5 ANÁLISIS BASTIDOR

2.5.1 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL BASTIDOR

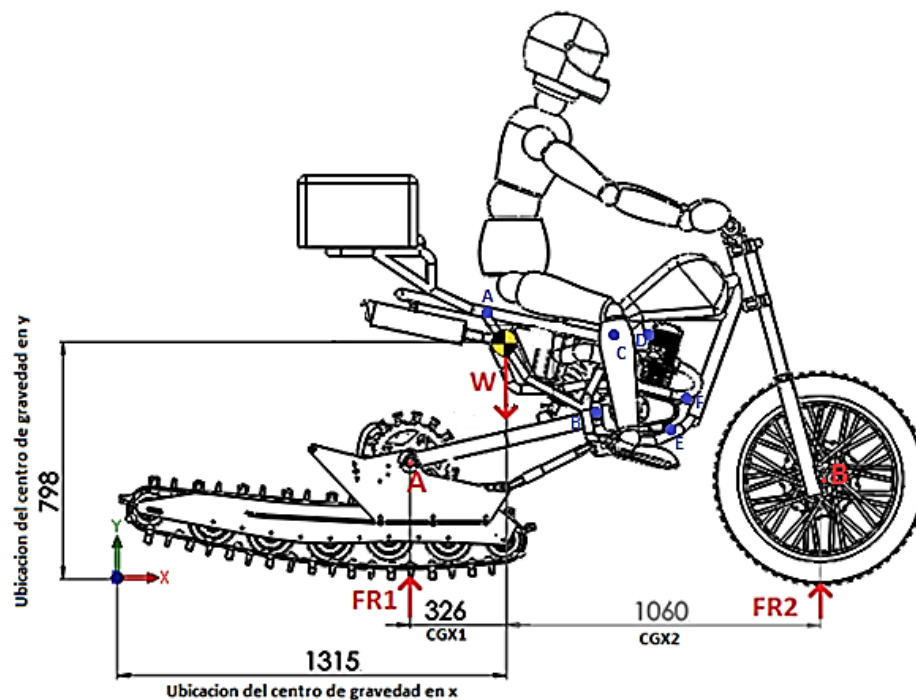


Figura 2.8 Ubicación del centro de gravedad en estudio estático

Fuente: Propia

Se calcula las fuerzas resultantes FR1 y FR2 mostradas en la figura 2.8 considerando el peso de dos personas, más la carga y el peso del motor, despreciando el peso de la oruga y los sistemas de suspensión.

Donde:

$$\sum MFR = \text{sumatoria de momentos en FR}$$

$$FR1 = \text{Fuerza de reacción 1}$$

$$FR2 = \text{Fuerza de reacción 2}$$

$$W = \text{Peso(dos personas, carga y motor)}$$

$$W = 2043 \text{ N}$$

$$\sum MFR1 = 0$$

$$\sum MFR1 = -W(\text{distanciaCGX1}) + FR2(\text{distanciaCGX2})$$

$$FR2 = 480.53 \text{ N}$$

$$\sum F = FR1 + FR2 - W$$

$$FR1 = W - FR2$$

$$FR1 = 1562.4675 \text{ N}$$

Distribuimos el peso del motor en 4 soportes que están sujetos al bastidor representado como fuerzas resultantes (FA, FB, FC, FD.) como se muestra en la figura 2.9

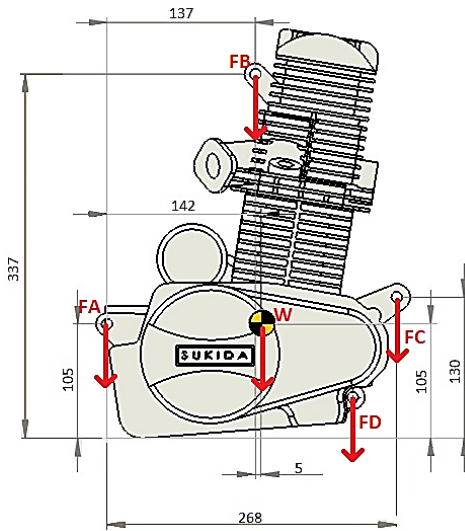


Figura 2.9 Distribución de fuerzas resultantes en los soportes del motor

Fuente: Propia

Donde:

$\sum M =$ Sumatoria de momentos

$W_{motor} =$ Peso del motor = 196 N

$$\sum M_A = 0$$

$$132(W_{motor}) = (137)FB + (227)FD + 268(FC)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(-4)(W_{motor}) = -137(FA) + (227 - 137)(FD) + (268 - 137)(FC)$$

$$\sum M_C = 0$$

$$-(268 - 132)W_{motor} = -268(FA) - (268 - 137)(FB) - (268 - 227)(FD)$$

$$\sum M_D = 0$$

$$-(227 - 132)W_{motor} = -227(FA) - (227 - 137)(FB) + (268 - 227)FC$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones de 4 incógnitas obtenemos:

Tabla 2.1 Fuerzas en soportes del motor

FA	67.89
FB	51.53
FC	35.88
FD	40.78

Fuente: Propia

Para realizar la distribución del peso ubicamos seis puntos coincidentes con el bastidor, por medio del análisis estático de momentos generados por el peso en cada uno de los puntos, obtenemos las fuerzas equivalentes en cada uno de ellos, representados en la figura 2.10

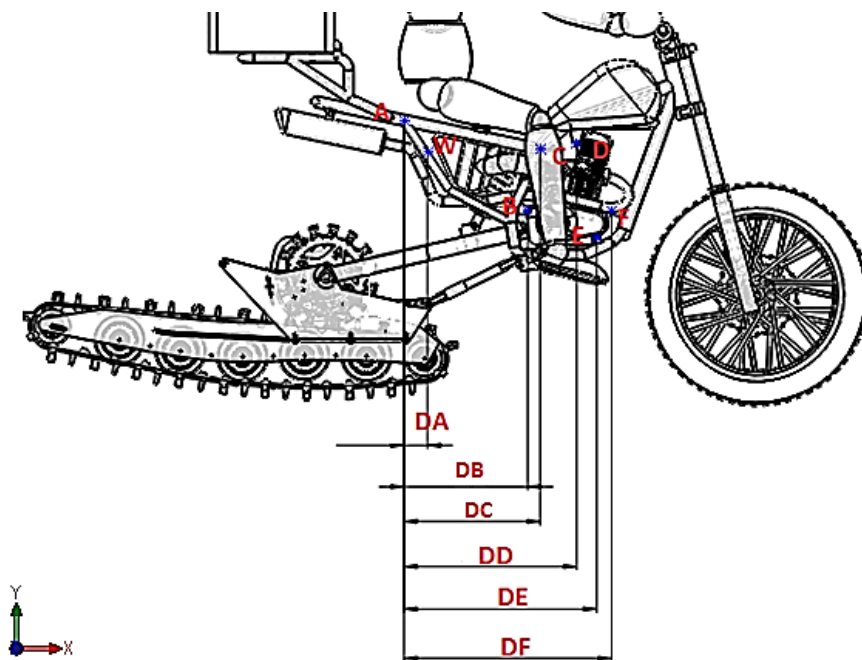


Figura 2.10 Ubicación de puntos críticos en estudio estático

Fuente: Propia

$$W = \text{peso de 2 personas} + \text{peso del motor} + \text{peso de la carga}$$

$$W = 2043 \text{ N}$$

Tabla 2.2 Distancias de puntos críticos en un sistema coordinado

DA	0.07
DB	0.43
DC	0.55
DD	0.39
DE	0.61
DF	0.66

Fuente: Propia

$$\sum M_A = 0$$

$$0 = -W(DA) - FB(DB) - FC(DC) - FD(DD) - FE(DE) - FF(DF)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$0 = FA(DB) + W(DB - DA) - FC(DC - DB) - FD(DD - DB) - FE(DE - DB) - FF(DF - DB)$$

$$\sum M_C = 0$$

$$0 = FA(DC) + W(DC - DA) + FB(DC - DB) - FD(DD - DC) - FE(DE - DC) - FF(DF - DC)$$

$$\sum M_D = 0$$

$$0 = FA(DD) + W(DD - DA) + FB(DD - DB) + FC(DD - DC) - FE(DE - DD) - FF(DF - DD)$$

$$\sum M_E = 0$$

$$0 = FA(DE) + W(DE - DA) + FB(DE - DB) + FC(DE - DC) + FD(DE - DD) - FF(DF - DE)$$

$$\sum M_F = 0$$

$$0 = FA(DF) + W(DF - DA) + FB(DF - DB) + FC(DF - DC) + FD(DF - DD) + FE(DF - DE)$$

Resolvemos las 6 ecuaciones empleado cualquier método y obtenemos las 6 fuerzas resultantes distribuidas en el bastidor.

Tabla 2.3 Fuerzas resultantes en estudio estático de puntos críticos

FA	-1495
FB	-362.064
FC	-59.301
FD	-465.573
FE	106.313
FF	233.112

Fuente: Propia

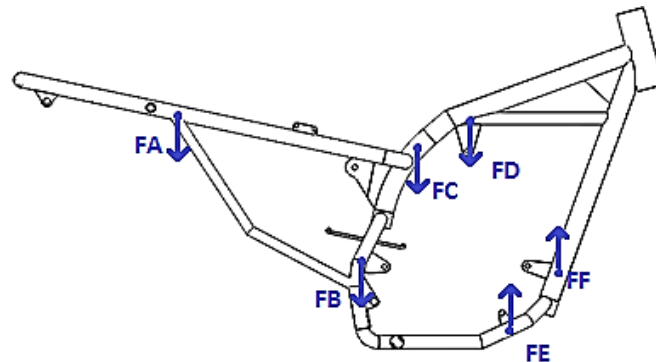


Figura 2.11 Ubicación de fuerzas en puntos críticos

Fuente: Propia

2.5.2 ANÁLISIS DINÁMICO DEL BASTIDOR

Se realiza para estudiar el comportamiento del prototipo en condiciones de movimiento, en las cuales actúan fuerzas adicionales al peso, como es la fuerza centrífuga y la fuerza de frenada, estas pueden llegar a deformar o cambiar las propiedades de los materiales usados en el prototipo, se simuló esfuerzos y características propias en movimientos de en curvas y frenada.

a. ANÁLISIS DINÁMICO DEL BASTIDOR EN CURVAS

Para el análisis dinámico de la moto oruga al tomar una curva, se debe considerar las siguientes fuerzas actuantes

- Fuerza centrífuga
- El peso total de la moto oruga
- El ángulo de inclinación de la pendiente por la cual atraviesa el prototipo.

En la figura 2.12 tenemos la ubicación del centro de gravedad, respecto a un eje coordenado sin variar la posición del piloto, cuando se toma una curva por una pendiente con un ángulo.

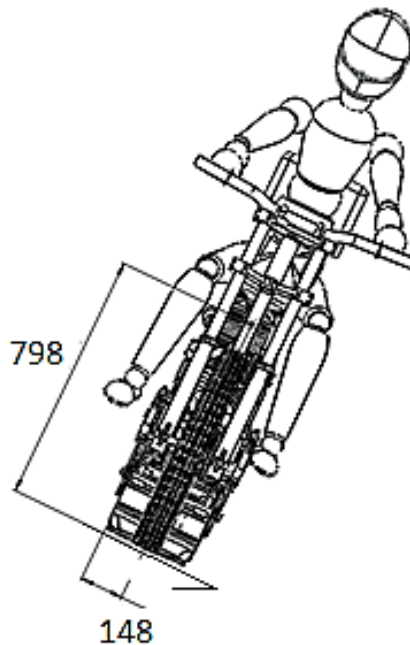


Figura 2.12 Curva por una pendiente con un ángulo

Fuente: Propia

Para el estudio dinámico vamos a considerar Θ un ángulo crítico de volcamiento, obtenido por medio de la fórmula de la energía potencial así:

$$V = W \cdot h$$

$$V = 2169 \cdot (148 \sin \theta + 798 \cos \theta)$$

De ahí que el sistema está en equilibrio si $\frac{dV}{d\theta} = 0$

$$148 \cos \theta - 748 \sin \theta = 0$$

$$\tan \theta = 148/748$$

$$\theta = 11^\circ$$

A pesar de que el ángulo crítico de volcamiento $\Theta = 11$ grados (en las figuras 2.13 y 2.15 se mostrará gráficamente de color rojo), se tendrá en cuenta valores hasta 45 grados debido que a este en este ángulo de inclinación la moto oruga empezara a derrapar y a volcarse, por lo que a mayor valores de Θ la fuerza centrífuga será mayor que el peso total.

A mayor ángulo de inclinación de la pendiente al tomar una curva, mayor es la fuerza centrífuga producida en la moto oruga, en la figura 2.13 se muestran los distintos valores de la fuerza centrífuga producidos en los 90 grados de inclinación, siempre y cuando el prototipo no derrape a lo largo de la pendiente.

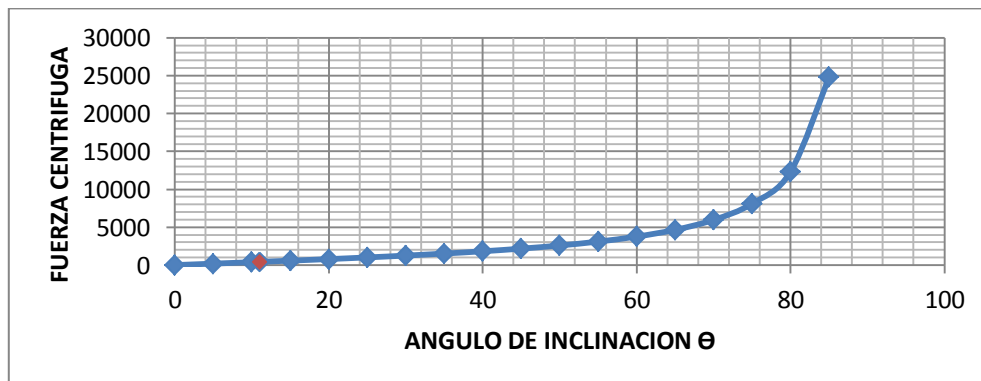


Figura 2.13 Relación ángulo de inclinación y fuerza centrífuga.

Fuente: Propia

En la figura 2.14 se muestra la ubicación en el bastidor de un punto de estudio P. Servirá para representar gráficamente los momentos con respecto al ángulo de inclinación.

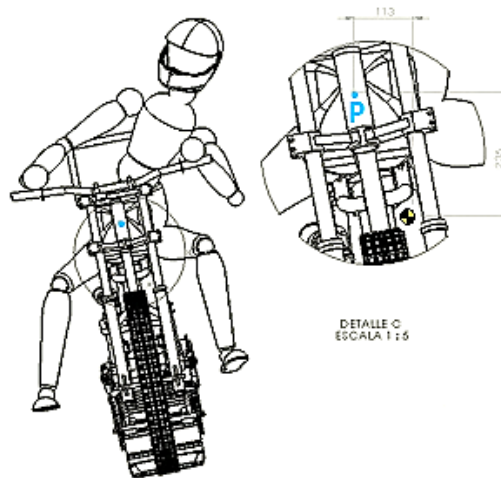


Figura 2.14 Ubicación del punto P con respecto al centro de gravedad

Fuente: Propia

Al contrario de la fuerza centrífuga los momentos producidos con respecto al centro de gravedad y al punto P del bastidor a mayor ángulo de inclinación menor va ser el momento producido

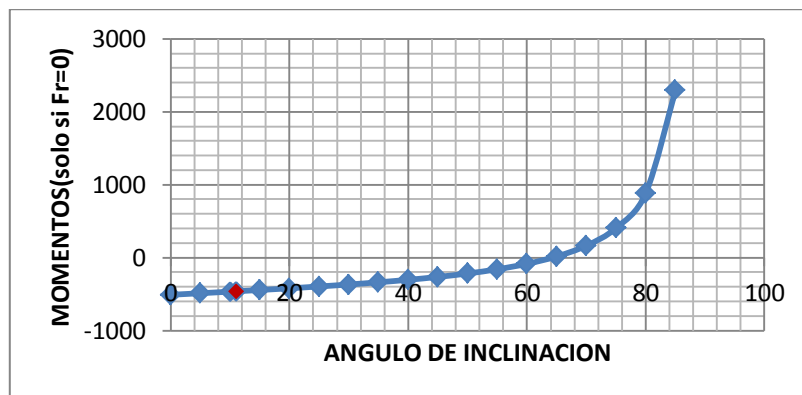


Figura 2.15 Relación ángulo de inclinación y momentos

Fuente: Propia

En la figura 2.16 se observa la ubicación del centro de gravedad al tomar una curva, considerando la posición del cuerpo de maniquí de pruebas, se produce los momentos y los esfuerzos maximos en el bastidor y en el mecanismo de oruga.

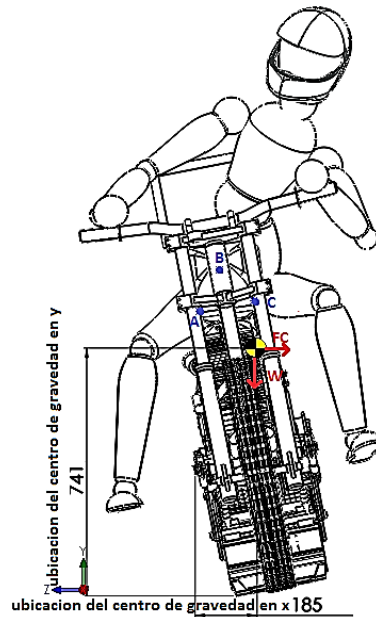


Figura 2.16 Centro de gravedad en curvas

Fuente: Propia

Calculamos la fuerza centrífuga y la normal para un ángulo de inclinación Θ

Donde:

F_c = Fuerza centrífuga

m = Masa

a = Aceleración

N = normal

v = velocidad lineal

ρ = Radio de giro

$$\Theta = 11$$

$$\sum F_x = m \times a$$

$$\sum F_x = m \times \frac{v^2}{\rho} = Fc$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Ny = W$$

$$W = 2043 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Fc_x - W_x = 0$$

$$Fc \cdot \cos\Theta - W \cdot \sin\Theta = 0$$

$$Fc = \frac{W \cdot \sin\Theta}{\cos\Theta}$$

$$Fc = \frac{2043 \cdot (\sin 11)}{\cos 11}$$

$$Fc = 397.118 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-Wy - Fcy + N = 0$$

$$-W \cdot \cos\Theta - Fc \cdot \sin\Theta + N = 0$$

$$N = (2043) \cdot (\cos 11) + 397.118(\sin 11)$$

$$N = 2081.238 \text{ N}$$

Para realizar la distribución del peso y la fuerza centrífuga, ubicamos tres puntos coincidentes con el bastidor, por medio del análisis de momentos generados por el peso y la fuerza centrífuga en cada uno de los puntos, obtenemos las fuerzas equivalentes en cada uno de ellos representados en la figura 2.17

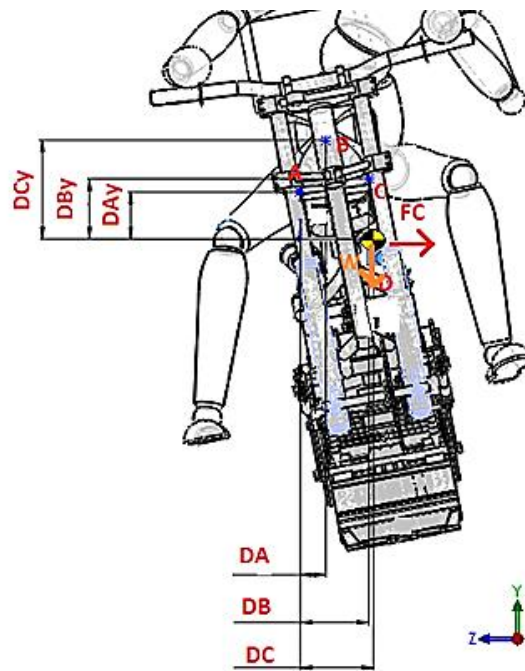


Figura 2.17 Ubicación de puntos críticos en estudio dinámico en curvas

Fuente: Propia

Tabla 2.4 Distancias de puntos críticos en un sistema coordenado

DA	0.061
DB	0.163
DC	0.174
DAy	0.111
DBy	0.143
DCy	0.235

Fuente: Propia

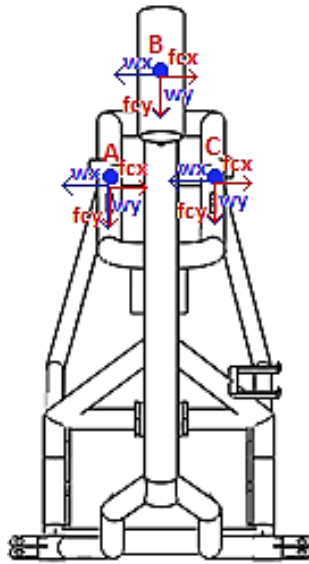


Figura 2.18 Ubicación de fuerzas en puntos críticos

Fuente: Propia

Tabla 2.5 Fuerzas resultantes en estudio dinámico en curvas de puntos críticos primeros soportes

FWAx	83.206
FWAy	428.06
FWBx	-90.927
FWBy	-467.06
FWCx	-382.102
FWCy	-1966

Fuente: Propia

Tabla 2.6 Fuerzas resultantes en estudio dinámico en curvas de puntos críticos

FcAx	310.529
FcAy	60.361
FcBx	-266.937
FcBy	-51.887
FcCx	-433.413
FcCy	-84.247

Fuente: Propia

b. ANÁLISIS DINÁMICO DEL BASTIDOR EN FRENADA

Para el análisis dinámico de la moto oruga al frenar, se debe considerar las siguientes fuerzas actuantes

- Fuerza de frenado
- El peso total de la moto oruga
- Variación de la ubicación del centro de gravedad

En la figura 2.19 se observa la ubicación del centro de gravedad al frenar, considerando la posición del cuerpo de maniquí de pruebas, produciendo los momentos y los esfuerzos máximos en el bastidor y en el mecanismo de oruga.

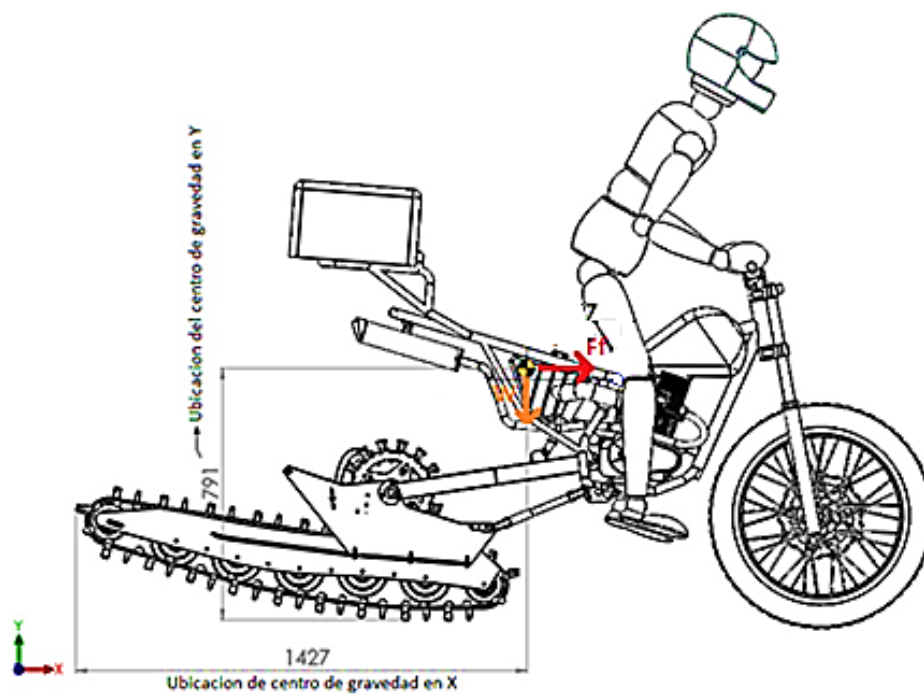


Figura 2.19 Ubicación de fuerzas en puntos críticos

Fuente: Propia

Obtenemos la fuerza de frenada según la ecuación en función de la velocidad final, velocidad inicial y el tiempo
Donde:

v_o = velocidad inicial del prototipo

v_f = velocidad final del prototipo

a = desaceleración

F_f = fuerza de frenado

$$v_o = 25 \text{ m/s}$$

$$v_f = 0$$

$$\text{tiempo de frenada} = t = 3 \text{ seg}$$

$$v_f = v_o + at$$

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

$$a = \frac{-25}{3}$$

$$a = -8.33 \text{ m/s}^2$$

$$F_f = m \times a_{\text{desacelerando}}$$

$$F_f = 208.469 \text{ Kg} \times 8.33 \text{ m/s}^2$$

$$F_f = 1736.55 \text{ N}$$

Para realizar la distribución del peso y la fuerza de frenado, ubicamos tres puntos coincidentes con el bastidor, por medio del análisis de momentos generados por el peso y la fuerza de frenado en cada uno de los puntos, obtenemos las fuerzas equivalentes en cada uno de ellos representados en la figura 2.20

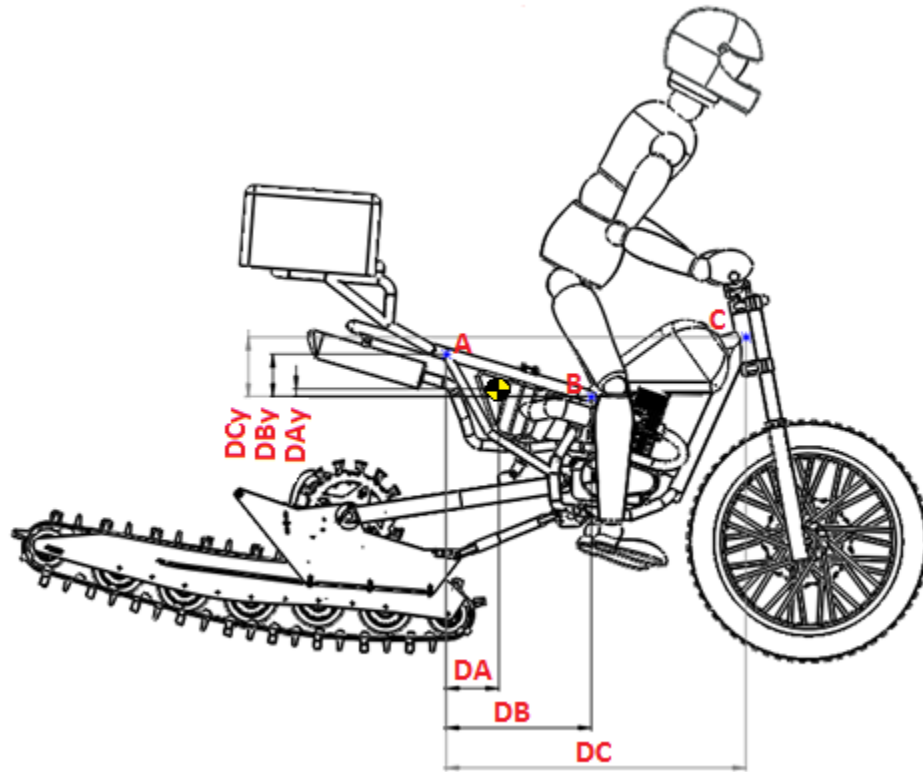


Figura 2.20 Ubicación de puntos críticos en estudio dinámico de frenado

Fuente: Propia

Tabla 2.7 Distancias de puntos críticos en un sistema coordenado

DA	0.155
DB	0.429
DC	0.887
DAy	0.022
DBy	0.125
DCy	0.176

Fuente: Propia

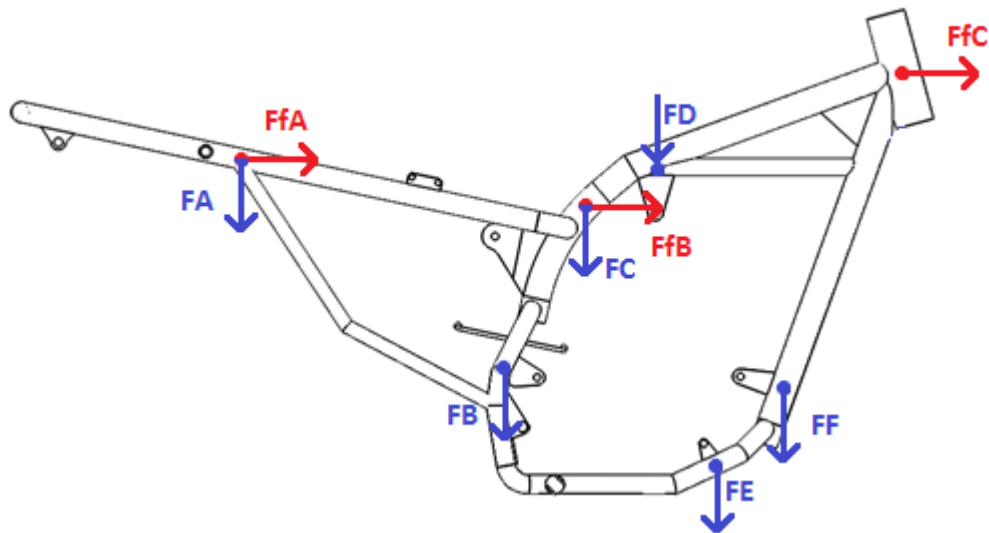


Figura 2.21 Ubicación de fuerzas en puntos críticos de estudio dinámico de frenado

Fuente: Propia

Los valores de FA, FB, FC, FD, FE y FF corresponden a la tabla 2.8

Tabla 2.8 Fuerzas resultantes en estudio dinámico de frenada de puntos críticos

FfA	634.551
FfB	89.759
FfC	-2461.10

Fuente: Propia

2.5.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL BASTIDOR

a. ASIGNACIÓN DEL MATERIAL

Para seleccionar el material del bastidor se consultó con los proveedores en el país de tubos mecánicos para bastidores y estructuras mecánicas, analizando sus propiedades mecánicas más importantes, por lo cual se seleccionó el acero ASTM A513.

El ASTM A513 tiene las siguientes propiedades mecánicas

Tabla 2.9 Propiedades mecánicas del ASTM A513

ASTMA513(bajo carbón)acero		
Propiedades	Ultimate Tensile Strength Su	87000 psi - 599844041 Pa
	Yield Strength Sy	72000 psi - 496422654 Pa
	Elongación	10%
	Dureza Rockwell	B89
Propiedades químicas	Fe	99.08-99.53%
	C	0.18-0.23%
	Mn	0.3-0.6%
	P	0.04% máx.
	S	0.05% máx.

Fuente: Propia

Para la construcción del bastidor se seleccionaron los tubos de la tabla 2.9, teniendo en cuenta su aplicación según la figura 2.22

Tabla 2.10 Tubos para la construcción de bastidor

Tubos para la construcción de bastidor	
Diámetro x espesor (mm)	Parte del bastidor
50.8 x 1.10	1
38.1 x 1.10	2
22.22 x 1.10	3
19.05 x 1.10	4

Fuente: Propia

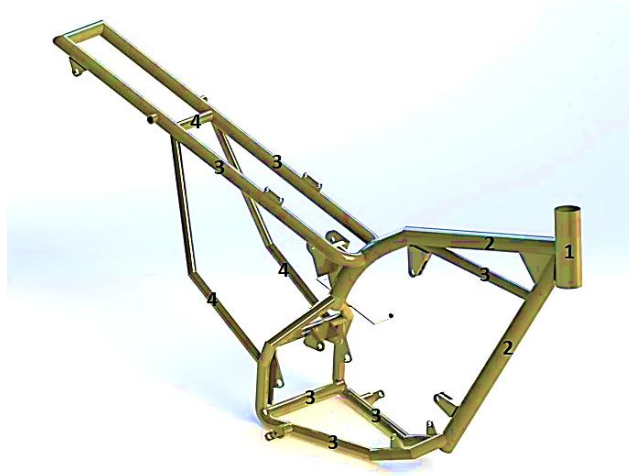


Figura 2.22 Disposición de tubos en el bastidor

Fuente: Propia

b. ASIGNACIÓN DE SUJECIONES

Se asigna las dos sujeciones, la delantera en la horquilla de dirección y la posterior en la unión del basculante con el bastidor, ya que representan los únicos puntos de contacto entre el bastidor y las suspensiones.

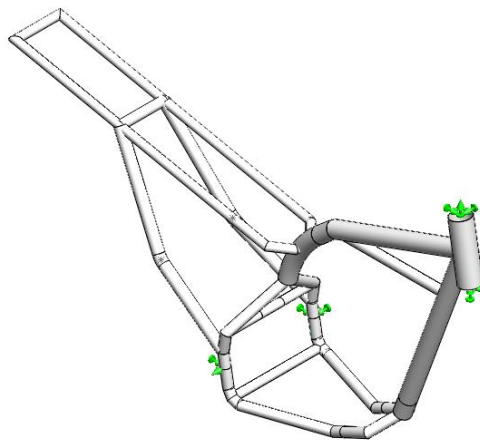


Figura 2.23 Ubicación de sujeciones en el bastidor

Fuente: Propia

c. ASIGNACIÓN DE CARGAS

• ESTÁTICO

Se asignan en el bastidor las fuerzas representadas en la figura 2.21 con sus valores de la tabla 2.8

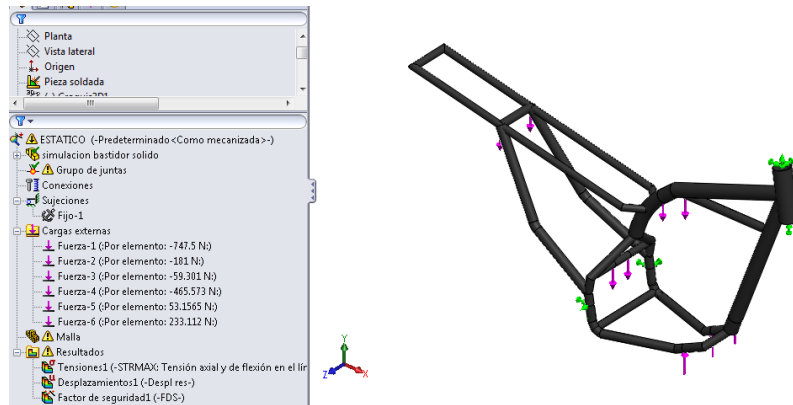


Figura 2.24 Ubicación de sujeciones en el bastidor

Fuente: Propia

• DINÁMICO

• CURVAS

Se asignan en el bastidor las fuerzas representadas en la figura 2.18 con sus valores de las tablas 2.5 y 2.6

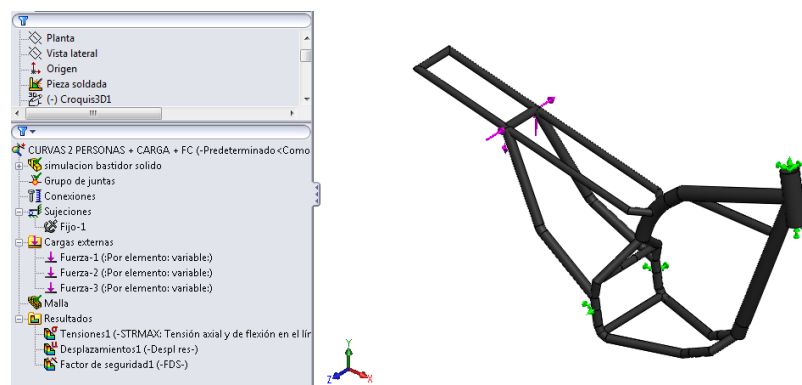


Figura 2.25 Ubicación de fuerzas en curva en el bastidor

Fuente: Propia

- **FRENADA**

Se asignan en el bastidor las fuerzas representadas en la figura 2.21 con sus valores de la tabla 2.8

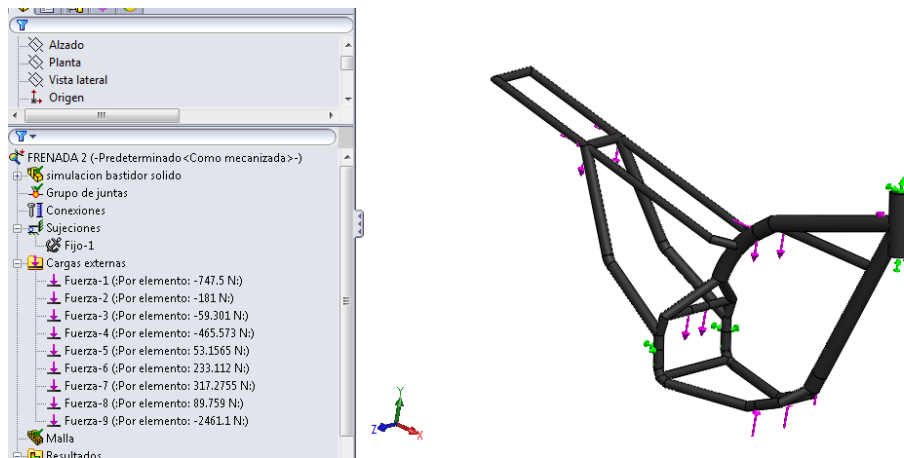


Figura 2.26 Ubicación de fuerzas en frenada en el bastidor

Fuente: Propia

2.5.4 RESULTADOS DE ESTUDIOS

a. ESFUERZOS

- **ESTÁTICO**

En la figura 2.20 se muestran los esfuerzos producidos por las cargas estáticas teniendo un valor máximo de 131 MPa.

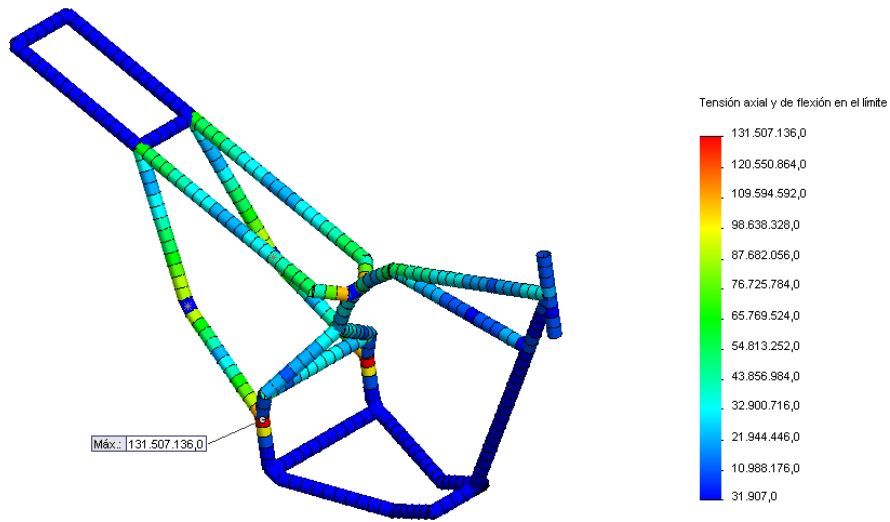


Figura 2.27 Esfuerzos estático en el bastidor

Fuente: Propia

- **DINÁMICO**
- **CURVAS**

En la figura 2.28 se muestran los esfuerzos producidos por las cargas dinámicas en curvas teniendo un valor máximo de 203 MPa.

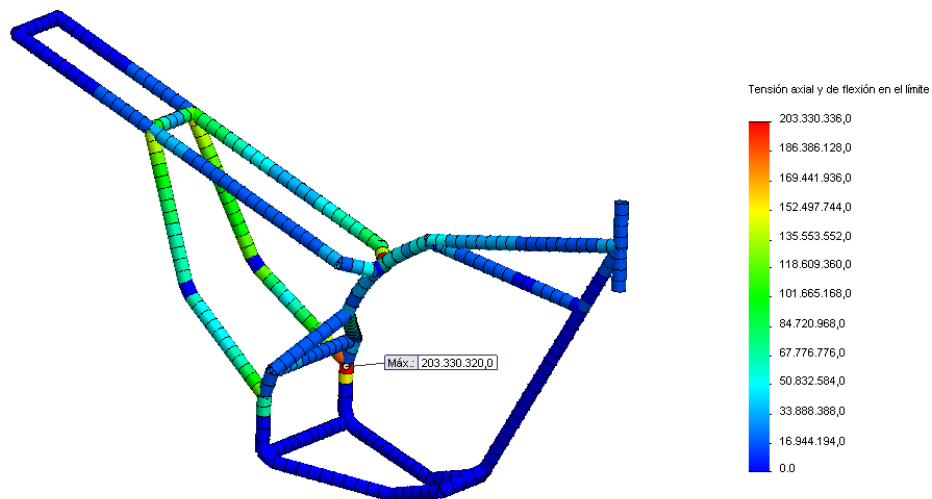


Figura 2.28 Esfuerzos dinámicos en curvas en el bastidor

Fuente: Propia

- **FRENADA**

En la figura 2.29 se muestran los esfuerzos producidos por las cargas dinámicas en frenada teniendo un valor máximo de 116 MPa.

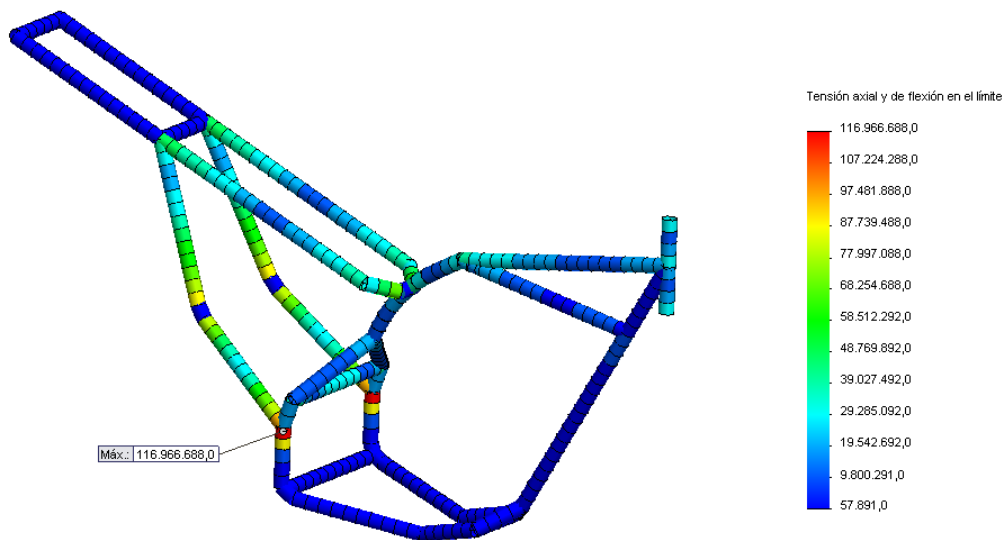


Figura 2.29 Esfuerzos dinámicos en frenada en el bastidor

Fuente: Propia

b. DESPLAZAMIENTO

- **ESTÁTICO**

En la figura 2.30 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas estáticas tienen un valor máximo de 0.814 mm

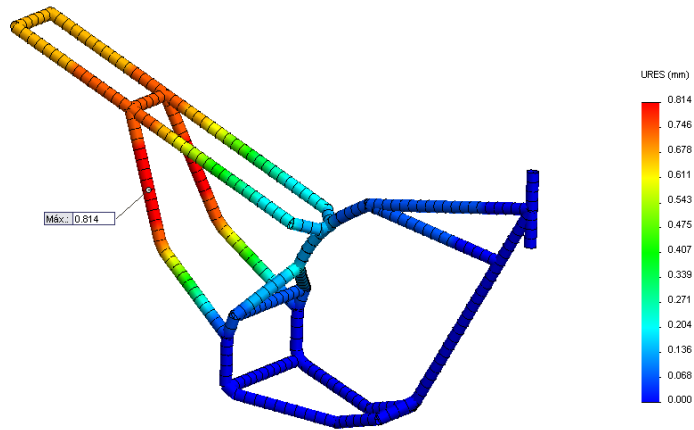


Figura 2.30 Desplazamiento lineal en el bastidor por cargas estáticas

Fuente: Propia

- **DINÁMICO**
- **CURVAS**

En la figura 2.31 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas dinámicas en curva teniendo un valor máximo de 2.246 mm

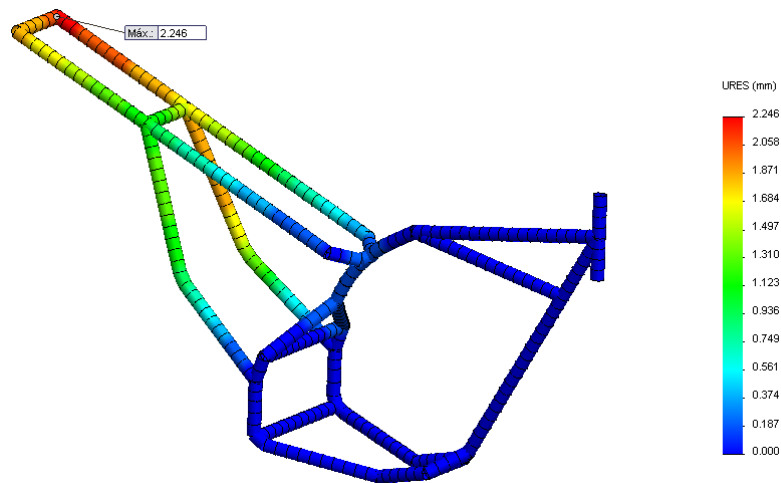


Figura 2.31 Desplazamiento lineal en el bastidor por cargas dinámicas en curva

Fuente: Propia

- **FRENADA**

En la figura 2.32 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas dinámicas en frenada teniendo un valor máximo de 0.689 mm

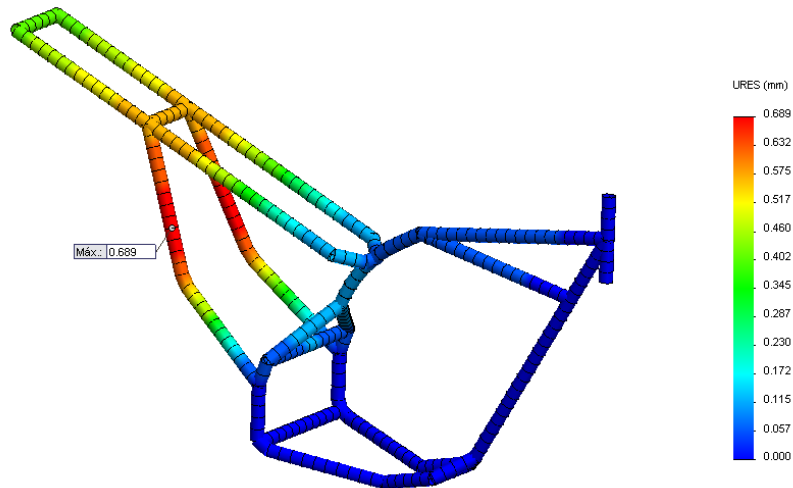


Figura 2.32 Desplazamiento lineal en el bastidor por cargas dinámicas en frenada

Fuente: Propia

c. FACTORES DE SEGURIDAD

- **ESTÁTICO**

En la figura 2.33 se muestra un factor de seguridad mínimo de 3.77

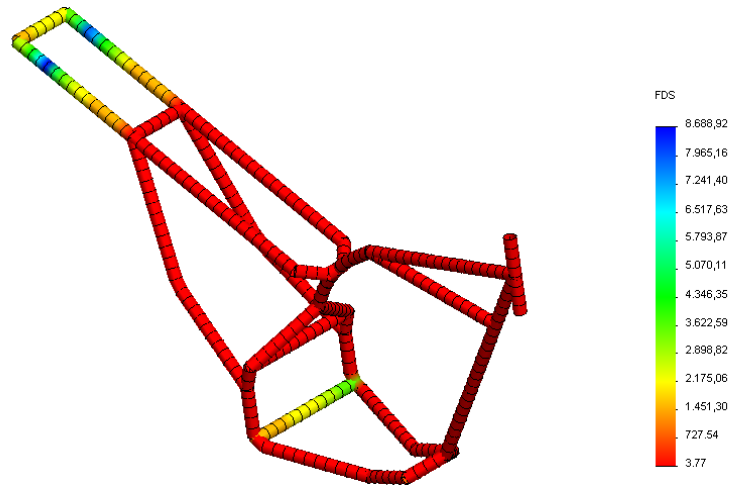


Figura 2.33 Factor de seguridad en el bastidor por cargas estáticas

Fuente: Propia

- **DINÁMICO**
- **CURVAS**

En la figura 2.34 se muestra un factor de seguridad mínimo de 2.44

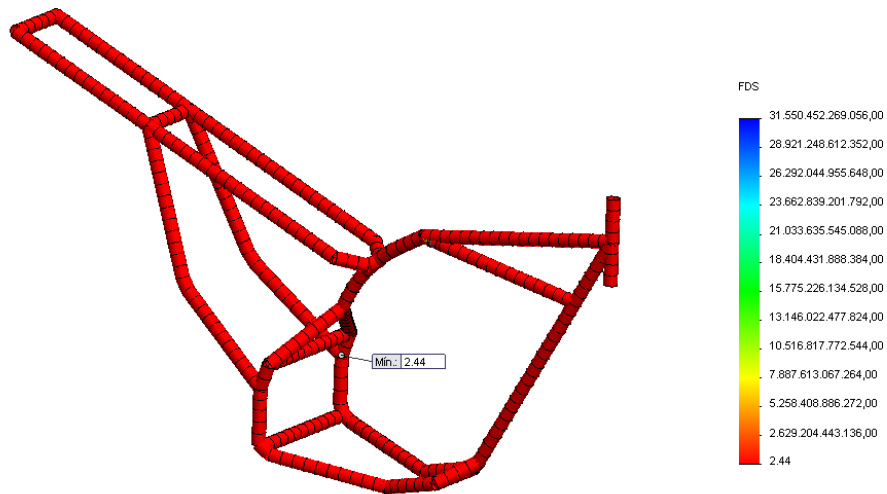


Figura 2.34 Factor de seguridad en el bastidor por cargas dinámicas en curvas

Fuente: Propia

- **FRENADA**

En la figura 2.35 se muestra un factor de seguridad mínimo de 4.24

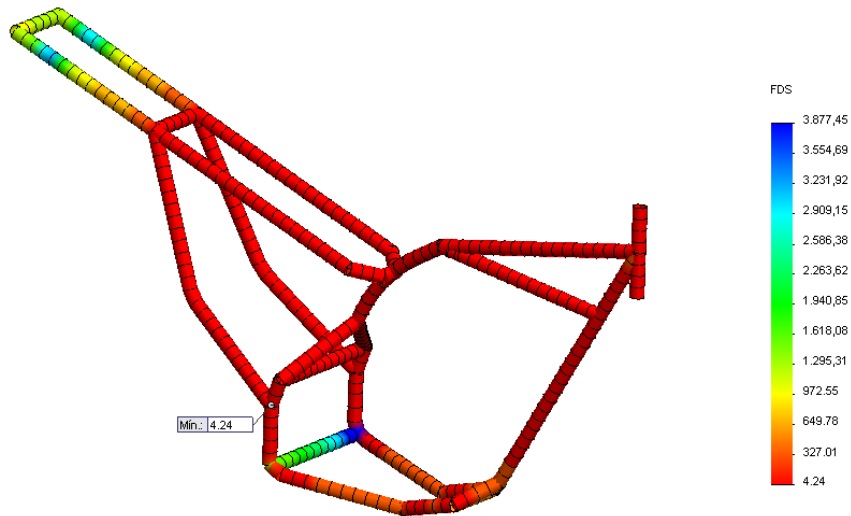


Figura 2.35 Factor de seguridad en el bastidor por cargas dinámicas en la frenada

Fuente: Propia

2.6 ANÁLISIS MECANISMO DE ORUGA

2.6.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

Para realizar la simulación de esfuerzos producidos por cargas estáticas se tomara el valor de la fuerza de reacción FR1 de la figura 2.8 calculados con anterioridad en el análisis estático del bastidor.

$$FR1 = 1562.4675 N$$

Calculamos la velocidad angular por medio de la ecuación que relaciona la velocidad angular con el diámetro, para así calcular la velocidad angular y el torque producido en el rodillo de la oruga de tracción.

$$N1 \times D1 = N2 \times D2$$

Dónde:

N1 = Velocidad angular del piñón

N2 = Velocidad angular de la Catarina

D1 = Diámetro del piñón

D2 = Diámetro de la Catarina

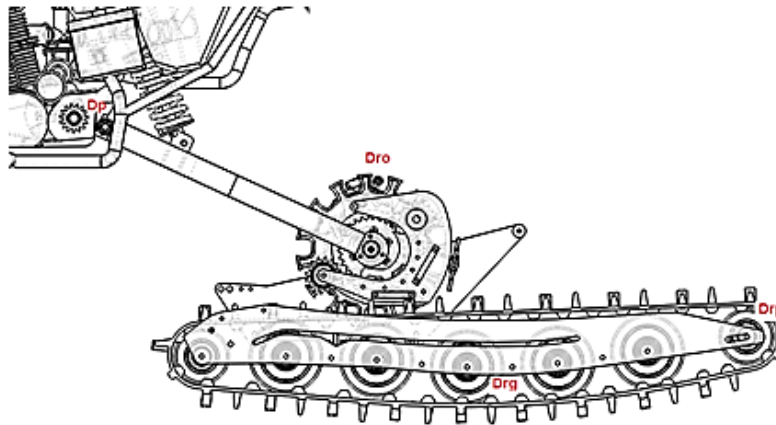


Figura 2.36 Ubicación de fuerzas en puntos críticos

Fuente: Propia

Tabla 2.11 Diámetro y velocidad angular del piñón del motor y el rodillo de la oruga

Diámetro Piñón motor Dp	0.065 m
Velocidad angular del motor	7500 rpm
Diámetro rodillo de la oruga Dro	0.33
Velocidad angular del motor	1477,272

Fuente: Propia

Tabla 2.12 Diámetro y velocidad angular de los rodillos guías

Diámetro del rodillo pequeño Drp	0.121 m
Velocidad angular Drp	4028,925 rpm
Diámetro rodillo grande Drg	0.162
Velocidad angular Drg	3009.259

Fuente: Propia

Hallamos el torque producido en cada uno de elementos en el mecanismo de tracción de oruga por medio de la ecuación

$$T = \frac{P}{N}$$

Dónde:

T es el torque generado en ese elemento

P potencia producida por el motor

N velocidad angular en ese elemento

Tabla 2.13 Potencia y torque calculados

Potencia motor Hp	17
Torque motor Nm	16.140
Torque catarina	73.749
Torque de rodillo oruga	81.945
Torque de rodillo pequeño	30,046
Torque rodillo grande	40,227

Fuente: Propia

2.6.2 ANÁLISIS DINÁMICO

Para el estudio dinámico se considera al prototipo tomando una curva debido a que en estas condiciones es donde se produce mayor magnitud de esfuerzos en los elementos de la moto oruga.

Tomamos como referencia el punto P, en donde se va concentrar el momento mayor para realizar la simulación de esfuerzos en relación a los momentos.

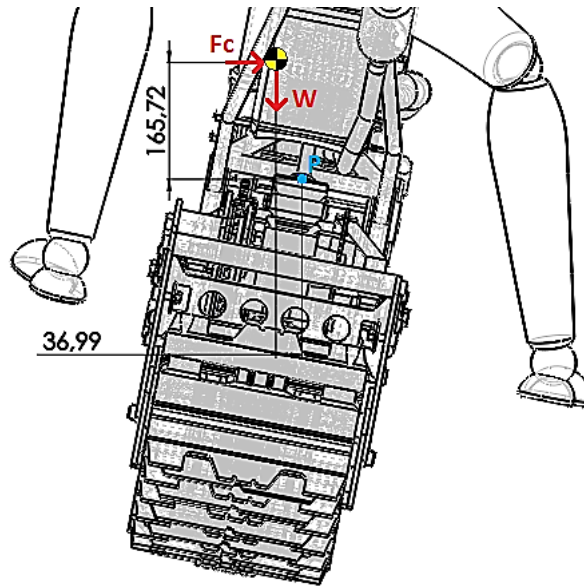


Figura 2.37 Ubicación del punto P

Fuente: Propia

Se calcula los momentos producidos por el peso y la fuerza centrífuga en el punto P

Donde:

$M_w =$ Momento producido por el peso.

$M_{Fc} =$ Momento producido por la fuerza centrífuga

$M_p =$ Momento resultante en el punto P

$$W = 2043 \text{ N}$$

$$M_w = W \times 0.036$$

$$M_w = 73.548 \text{ N.m}$$

$$M_{Fc} = -Fc \times 0.165$$

$$M_{Fc} = -69.56 \text{ N.m}$$

$$\sum M_P = M_W - M_{Fc}$$

$$M_P = 3.98 \text{ N.m}$$

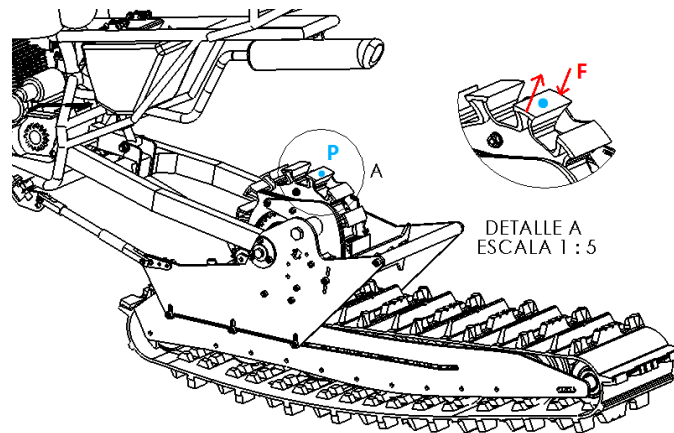


Figura 2.38 Ubicación de punto P y del momento Mp en el rodillo de transmisión

Fuente: Propia

Se calcula la fuerza con respecto al momento Mp y la distancia al rodillo de transmisión de la oruga como se muestra en la figura

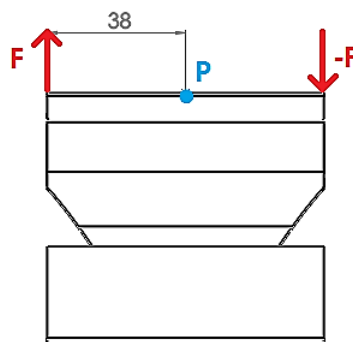


Figura 2.39 Vista frontal del rodillo de transmisión

Fuente: Propia

$$M_p = F \times 0.038$$

$$F = 104.73 \text{ N}$$

a. ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN

En la figura se representa la ubicación de la fuerza FT provocada por el contacto del rodillo de transmisión y la oruga de caucho

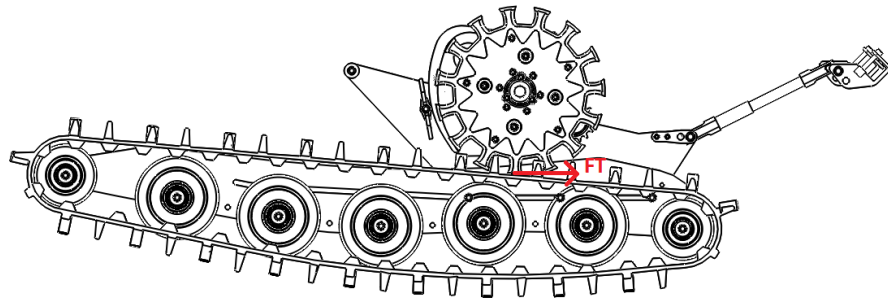


Figura 2.40 Ubicación de la fuerza FT provocada por el contacto del rodillo de transmisión y la oruga de caucho

Fuente: Propia

$$FT = \frac{\text{torque del rodillo}}{\text{radio del rodillo}}$$

$$FT = \frac{81.94}{0.165}$$

$$FT = 496.60 \text{ N}$$

En las figura 2.41 se representa la ubicación de la fuerza Ft provocada en la catarina y los piñones guías

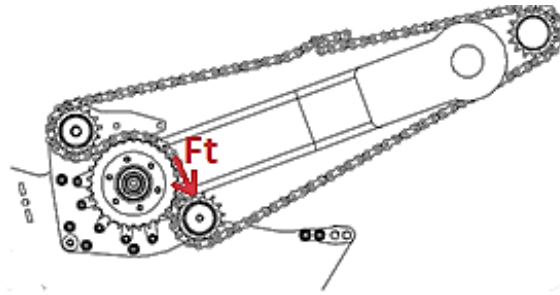


Figura 2.41 Ubicación de la fuerza provocada en la catarina y los piñones guías

Fuente: Propia

Una vez obtenida la fuerza Ft y con la ecuación de torque que relaciona la fuerza y la distancia (tabla 2.14), calculamos la fuerza producida por la cadena en cada uno de los elementos de la transmisión teniendo como resultado la tabla 2.15

Tabla 2.14 Diámetro de elementos del tren de transmisión

Diámetro de la Catarina	0.07425
Diámetro de piñones	0.0415

Fuente: Propia

Tabla 2.15 Fuerza en elementos del tren de transmisión

Fuerza en la Catarina	496,63
Fuerza en piñones	496,63

Fuente: Propia

Calculamos el momento generado en la catarina para su posterior utilización.

$$M_C = \text{Fuerza en la catarina} \times \text{radio de la catarina}$$

$$M_C = 496.63 \times 0.037$$

$$M_C = 18.375 \text{ Nm}$$

2.6.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL MECANISMO DE ORUGA

a. ASIGNACIÓN DEL MATERIAL

Para la estructura del mecanismo de oruga se utiliza Aluminio AISI 2014 O el cual es utilizado en estructuras de vehículos y motocicletas.

Las propiedades de este material son:

Tabla 2.16 Composición química aluminio AISI 2014 O

COMPOSICIÓN QUÍMICA											
%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos		Al
Min	0.50		3.90	0.40	0.20				Zr+Ti	Total	
Max	1.20	0.7	5.00	1.2	0.8	0.1	0.2	0.15	0.20	0.15	El resto

Fuente: <http://www.alu-stock.es/catalogo/pdf/libro/Alu-Stock-LA4-11-Aleaciones.pdf>

Tabla 2.17 Propiedades Mecánicas aluminio AISI 2014 O

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS(a temperatura ambiente de 20 C)							
Características a la tracción							
Estado	Espesor mm	Carga de rotura Rm. MPa	Limite elástico MPa	Alargamiento A 5.65%	Limite a la fatiga MPa	Resistencia a la cizalladura MPa	Dureza Brinell HB
0	0.35-12	190	85	20	180	180	55
T4	0.35-12	430	275	18	280	260	110
T451	12-60	435	275	9	280	265	110

Fuente: <http://www.alu-stock.es/catalogo/pdf/libro/Alu-Stock-LA4-11-Aleaciones.pdf>

Para la construcción del rodillo de transmisión, se utiliza Nylon 101 cuyas características son:

Tabla 2.18 Propiedades Mecánicas Nylon 101

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1000000000	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.3	N/D
Densidad de masa	1150	kg/m ³
Límite de tracción	79289709	N/m ²
Límite elástico	60000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1e-006	/K
Conductividad térmica	0.53	W/(m·K)
Calor específico	1500	J/(kg·K)

Fuente: Solidworks 2012

Los materiales empleados para la construcción de las Catarina y las cadenas es acero aleado:

Tabla 2.19 Propiedades acero aleado

Módulo elástico	2.1e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+010	N/m ²
Densidad	7700	Kg/m ³
Límite de tracción	723825600	N/m ²
Límite de compresión en X		
Límite elástico	620422000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-005	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)

Fuente: Solidworks 2012

b. ASIGNACIÓN DE SUJECIONES

• ESTÁTICO

Se asignan las sujeciones en la unión de la estructura superior con la inferior, representando una conexión por pernos como se muestran en las figuras 2.42 y 2.43 de color verde.

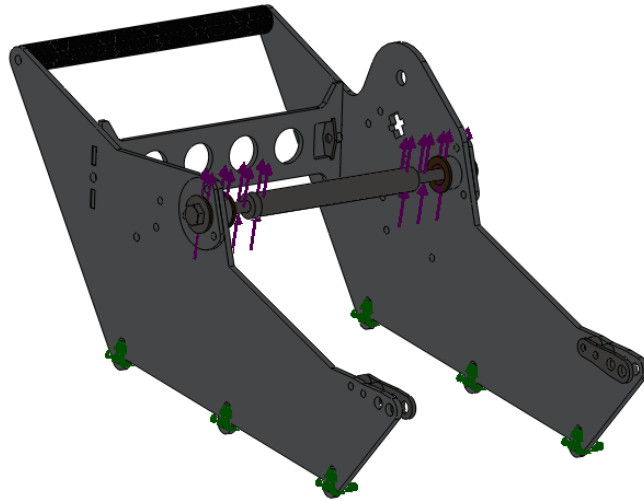


Figura 2.42 Ubicación de sujeciones en la estructura superior

Fuente: Propia

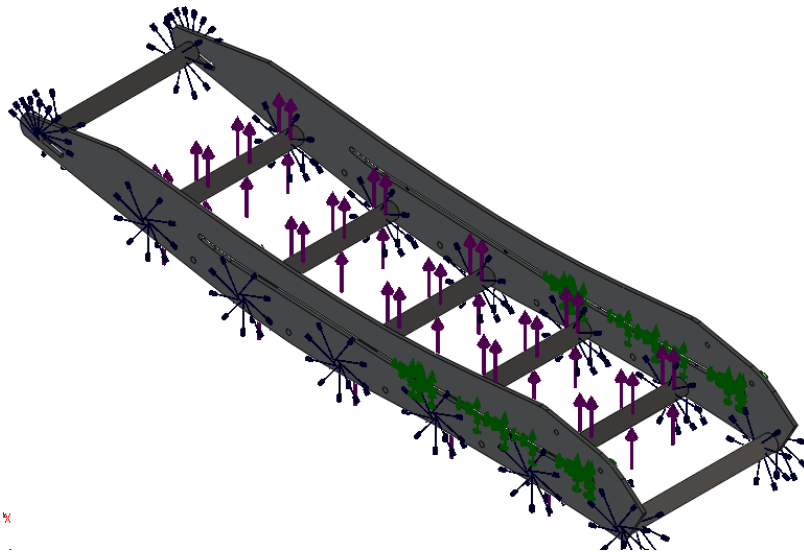


Figura 2.43 Ubicación de sujeciones en la estructura inferior

Fuente: Propia

- **DINÁMICAS**

Se asignan las sujeciones en la unión del eje con el basculante, como se muestra en la figura 2.44 de color verde.



Figura 2.44 Ubicación de sujeciones en la estructura inferior

Fuente: Propia

- **TRACCIÓN**

Se asignan las sujeciones en la unión del eje con el basculante, como se muestra en la figura 2.45 de color verde.

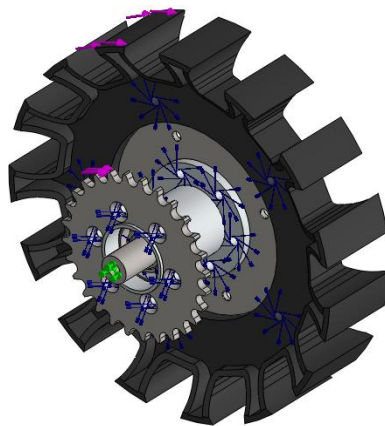


Figura 2.45 Ubicación de sujeciones en rodillo de tracción.

Fuente: Propia

c. ASIGNACIÓN DE CARGAS

- **ESTÁTICO**

Se ubican las cargas FR1 de la figura 2.8 en la unión del basculante con el eje de la estructura superior de la oruga

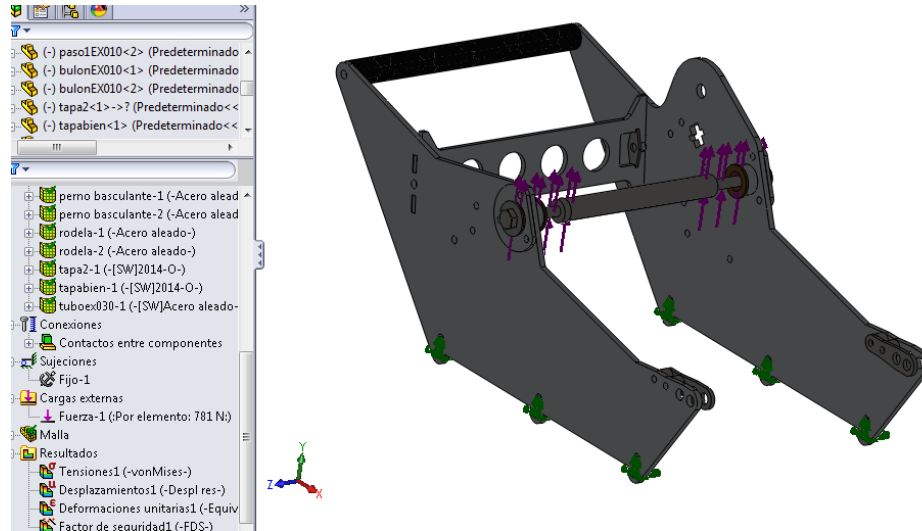


Figura 2.46 Ubicación de cargas en la estructura superior

Fuente: Propia

Se ubican las cargas FR1 de la figura 2.37 en la unión de los ejes de los rodillos con la estructura inferior de la oruga

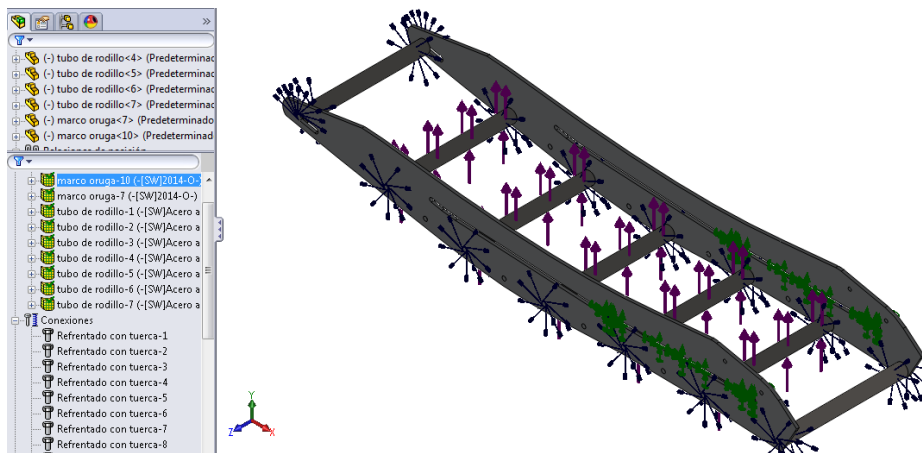


Figura 2.47 Ubicación de cargas en la estructura inferior

- **DINÁMICAS**

Se asigna el momento M_p encontrado en el análisis dinámico del mecanismo de oruga

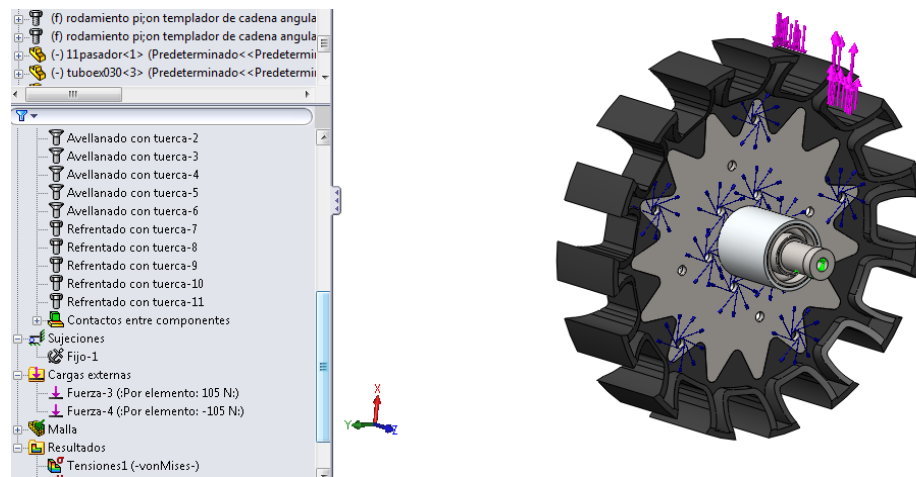


Figura 2.48 Ubicación de cargas en el rodillo de tracción

Fuente: Propia

Se asigna el momento M_c y el torque máximo en el rodillo encontrada en el análisis estático y dinámico como se muestra en la figura

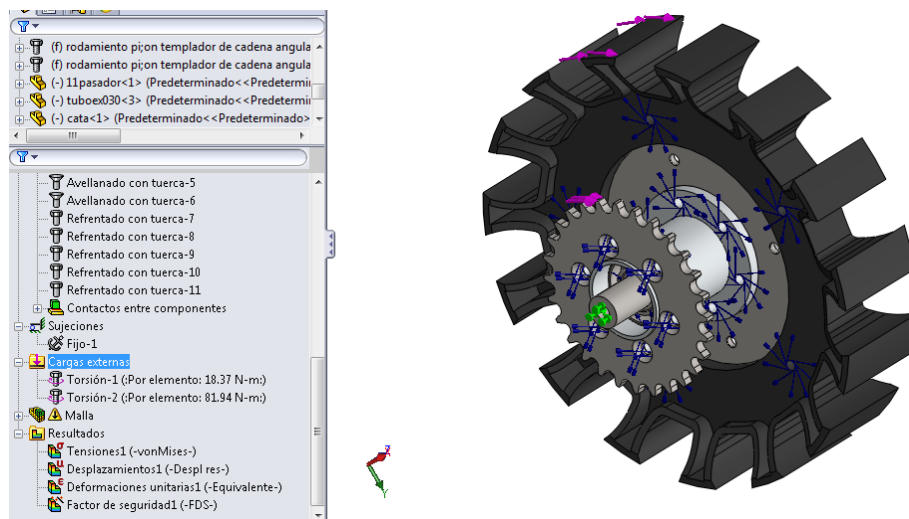


Figura 2.49 Ubicación de cargas en el rodillo de tracción

Fuente: Propia

2.6.4 RESULTADOS DE ESTUDIOS

a. ESFUERZOS

- **ESTÁTICO**

En la figura 2.50 se muestran los esfuerzos producidos por las cargas estáticas en la estructura superior teniendo un valor máximo de 124 MPa.

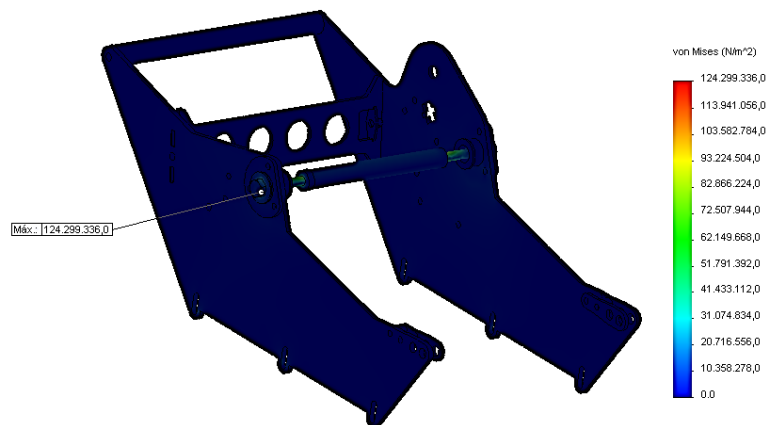


Figura 2.50 Resultados de esfuerzos estáticos en soporte superior del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

En la figura 2.51 se muestran los esfuerzos producidos por las cargas estáticas en la estructura inferior teniendo un valor máximo de 24 MPa.

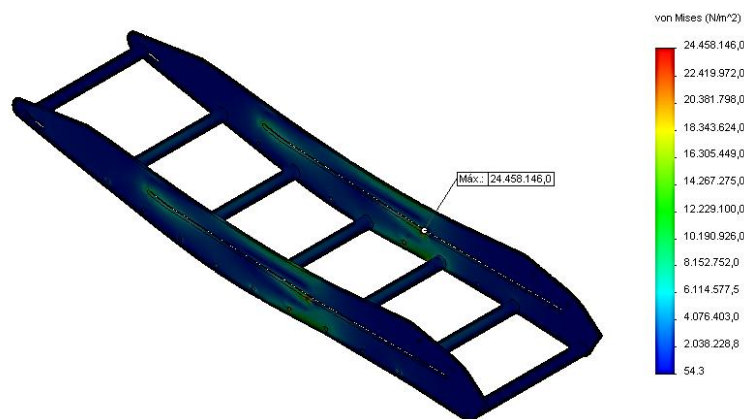


Figura 2.51 Resultados de esfuerzos estáticos en soporte inferior del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

- **DINÁMICOS**

En la figura 2.52 se muestran los esfuerzos producidos por las cargas dinámicas en mecanismo de rodillo provocado por las fuerzas que actúan al tomar una curva, teniendo un valor máximo de 35 MPa.

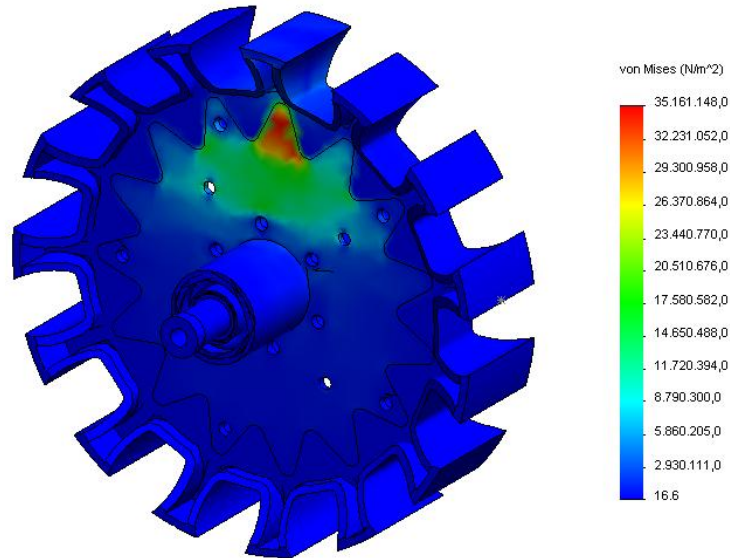


Figura 2.52 Resultados de esfuerzos dinámicos en rodillo de tracción del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

- **TRACCIÓN**

En la figura 2.53 se muestran los esfuerzos producidos por la fuerza que actúa en la Catarina/cadena y rodillo de tracción y oruga de caucho, teniendo un valor máximo de 33 MPa.

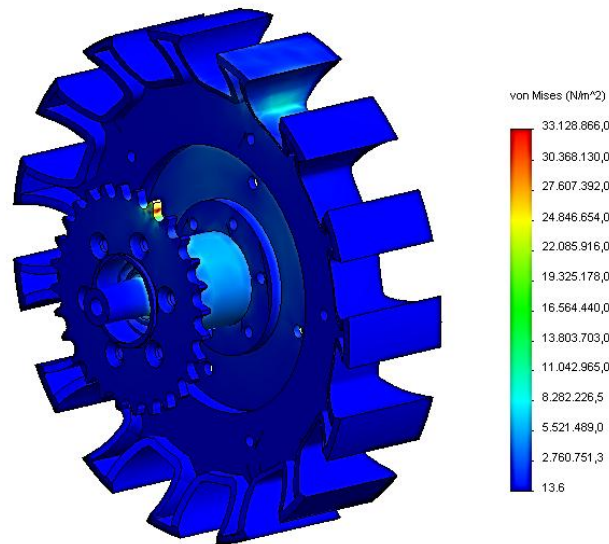


Figura 2.53 Resultados de esfuerzos dinámicos provocados por la transmisión en catarina de tracción del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

b. DESPLAZAMIENTO

- **ESTÁTICO**

En la figura 2.54 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas estáticas teniendo un valor máximo de 0.139 mm

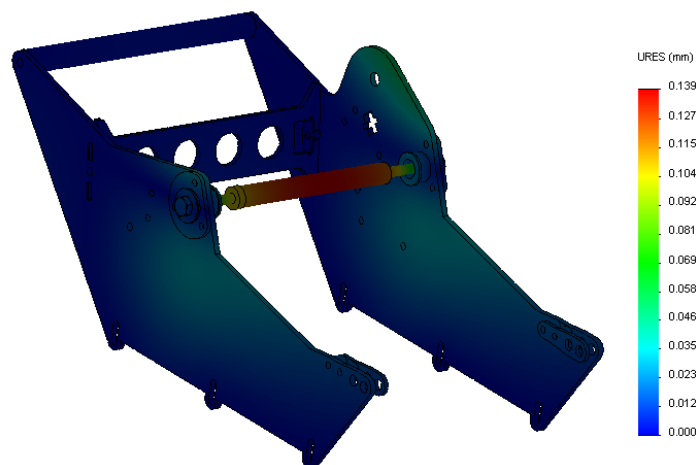


Figura 2.54 Desplazamiento máximo en soporte superior

Fuente: Propia

En la figura 2.55 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas estáticas teniendo un valor máximo de 0.596 mm

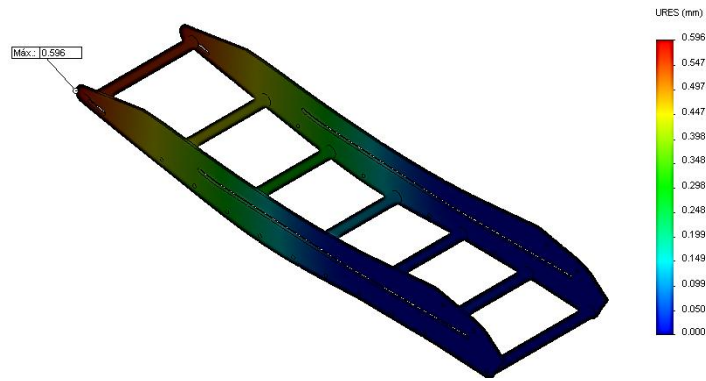


Figura 2.55 Desplazamiento máximo en soporte superior

Fuente: Propia

- **DINÁMICO**

En la figura 2.56 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas dinámicas teniendo un valor máximo de 0.963 mm

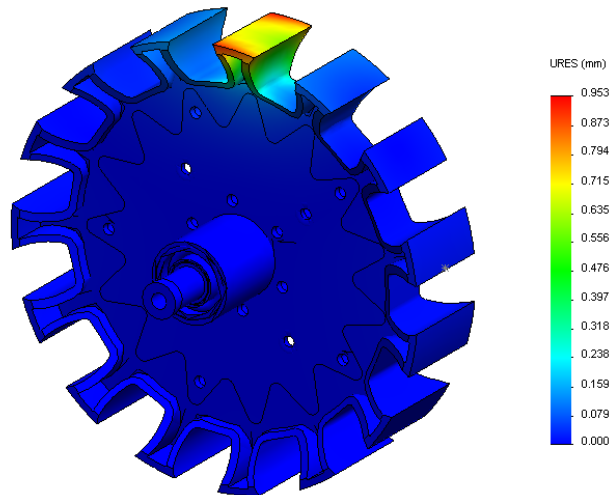


Figura 2.56 Desplazamiento máximo rodillo de tracción.

Fuente: Propia

- **TRACCIÓN**

En la figura 2.57 se muestra el desplazamiento lineal producido por las cargas dinámicas de tracción teniendo un valor máximo de 0.745 mm

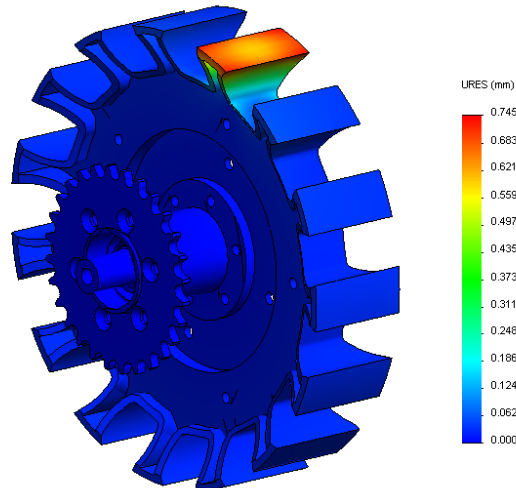


Figura 2.57 Desplazamiento máximo rodillo de tracción sometido a fuerzas de tracción.

Fuente: Propia

c. FACTOR DE SEGURIDAD

- **ESTÁTICO**

En la figura 2.58 se muestra un factor de seguridad mínimo de 4.97 para cargas estáticas en la estructura superior del mecanismo de oruga

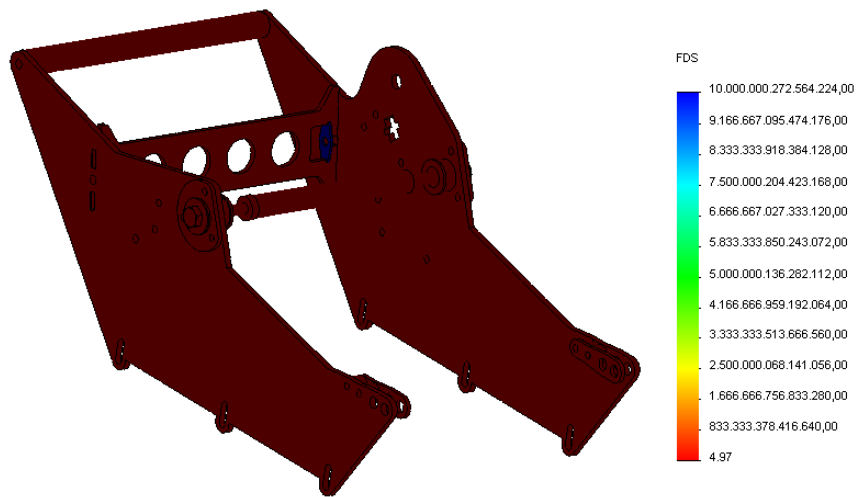


Figura 2.58 Factor de seguridad estructura superior del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

En la figura 2.59 se muestra un factor de seguridad mínimo de 3.88 para cargas estáticas en la estructura inferior del mecanismo de oruga

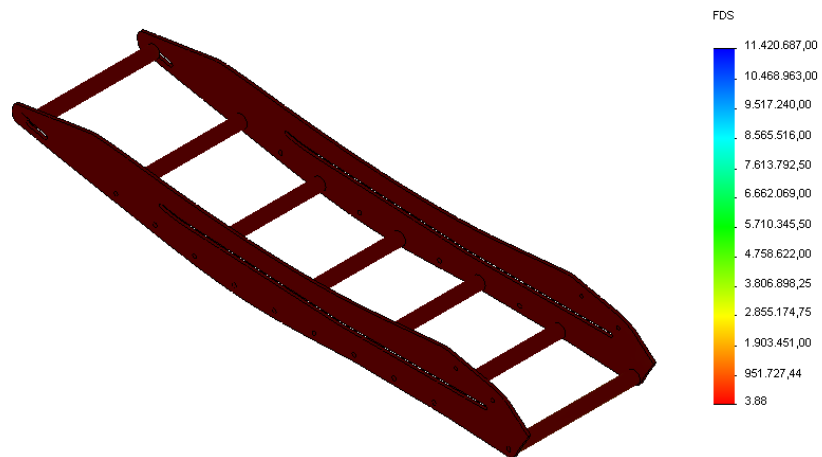


Figura 2.59 Factor de seguridad estructura inferior del mecanismo de oruga

Fuente: Propia

- **DINÁMICO**

En la figura 2.60 se muestra un factor de seguridad mínimo de 8.53 en el rodillo de tracción en análisis dinámico en curvas

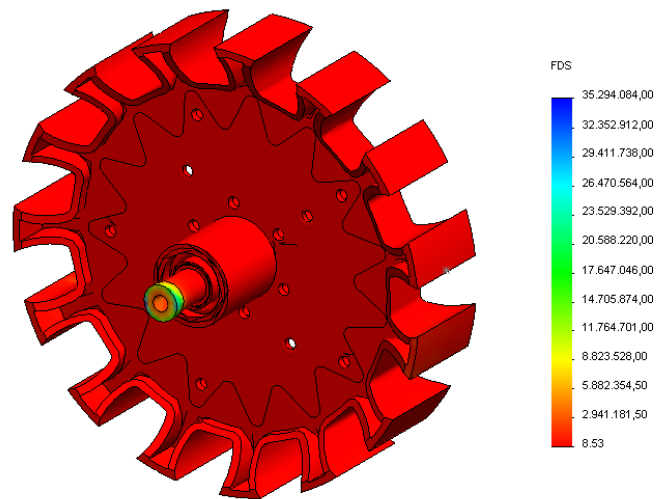


Figura 2.60 Factor de seguridad dinámico en curvas

Fuente: Propia

- **TRACCIÓN**

En la figura 2.61 se muestra un factor de seguridad mínimo de 6.86 para el análisis dinámico por tracción presentes por la acción de la catarina/piñón

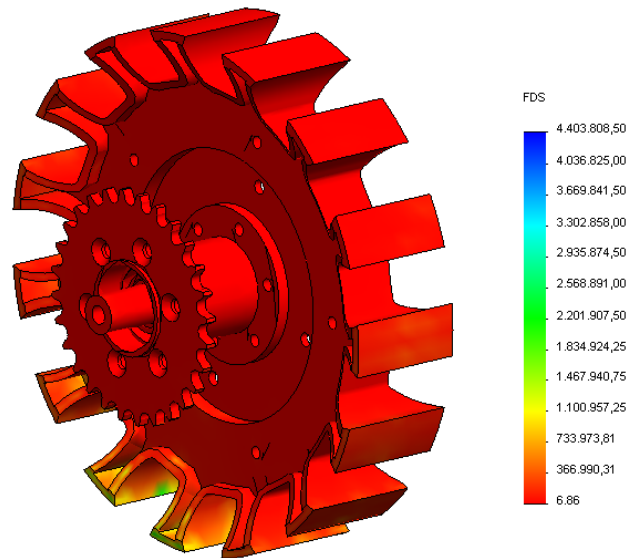


Figura 2.61 Factor de seguridad dinámico por tracción.

Fuente: Propia

2.7 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA ACOPLADO A LA ORUGA

Para el sistema de suspensión trasera acoplado a la oruga en el prototipo Moto-Oruga se utilizara el mismo sistema proveído por el fabricante de la Motocicleta SUKIDA SK250GY-4, debido a que esta motocicleta es de tipo enduro (todo terreno), por ende únicamente se procedió a tomar medidas de los elementos que componen esta suspensión para luego ser procesadas en SolidWorks2012.

En dichos dibujos se trató de simular exactamente todas las piezas del sistema de suspensión, así también las características de dicho sistema, esto con el fin de acercarse lo más posiblemente a la realidad ya que el sistema de suspensión está relacionado directamente con la simulación del bastidor, el peso total del prototipo y con los esfuerzos producidos por el prototipo.

Por otra parte y por no ser parte del contenido de este trabajo no se procedió a analizar el comportamiento del mismo, tampoco a la aplicación de cargas específicas en este sistema, donde tubo influencia fue el las cargas aplicadas sobre el bastidor como se ve en el capítulo 2.

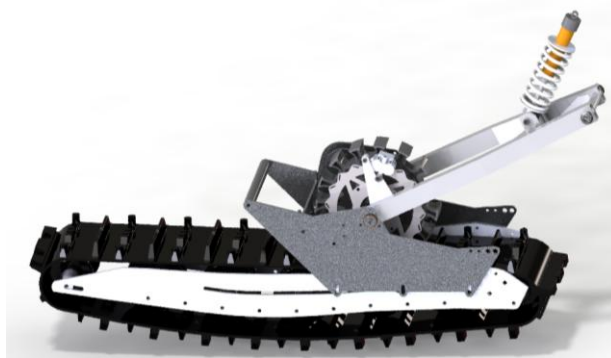


Figura 2.62 Sistema de suspensión trasera acoplada al tren de rodaje de oruga en prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

Se seleccionó la suspensión trasera la cual soportara una carga axial de 2400 N, según el manual de suspensiones “Works” para motocicletas.

Tabla 2.20 Suspensión Works Showa R3

Diámetro exterior	80
Espesor del espirar	10
Numero de espirales	6
Paso	25
Fuerza axial	2400 N

Fuente: http://www.factoryconnection.com/works_kit.htm

2.8 SELECCIÓN DE CADENA Y CONJUNTO PIÑÓN CATARINA DEL PROTOTIPO MOTO-ORUGA.

Para la selección de la cadena necesaria para transmitir correctamente la potencia desde el piñón de salida del motor hasta la catarina del rodillo de

tracción se necesita establecer la relación del número de dientes entre piñón/catarina

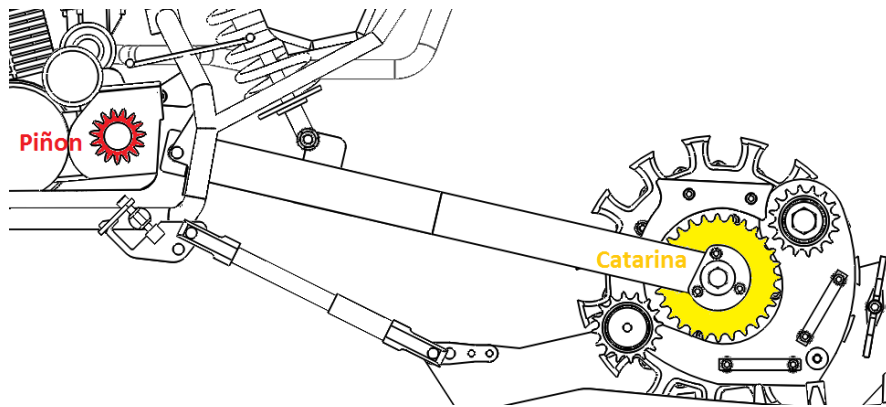


Figura 2.63 Conjunto piñón/catarina

Fuente: Propia

Tabla 2.21 Características Piñón de salida de motor

Paso	13.5
Diámetro Exterior	64.25
Numero de dientes	15

Fuente: Propia

Tabla 2.22 Características catarina de rodillo de tracción.

Paso	13.5
Diámetro Exterior	148.5
Numero de dientes	28

Fuente: Propia

Con los datos de la tabla 2.21 y 2.22 la cadena seleccionada es la DC 520MZX-G que tiene las siguientes características

CAPITULO 3

3. CONSTRUCCIÓN, ADAPTACIÓN, ARMADO Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO MOTO-ORUGA

3.1 CONSTRUCCIÓN

El bastidor usado en el prototipo fue adaptado de uno prediseñado para una motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4) tipo enduro, reforzándolo en ciertas zonas, debido a que después de los diferentes estudios y análisis realizados en el capítulo 2, se vio necesario la aplicación de ciertos refuerzos en diferentes zonas.



Figura 3.1 Soportes construidos y adaptados en el bastidor del prototipo Moto-Oruga

Fuente: Propia

Debido a que se usó el motor de combustión interna prediseñado para la motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4) de 250cc, fue necesaria la sustitución del piñón original de salida de 12 dientes de este motor, por otro de 15 dientes, así como la sustitución de la cadena de transmisión, debido a que es necesario un paso de cadena de diferente medida para poder transmitir la potencia desde el piñón de salida del motor hacia el piñón del rodillo de tracción de la oruga.



Figura 3.2 Sustitución de piñón original de 14 dientes por piñón de 17 dientes

Fuente: Propia



Figura 3.3 Piñón de rodillo de tracción de oruga de 28 dientes

Fuente: Propia

Se desbasto la cavidad en donde se encontraba alojado el piñón de salida original del motor, debido a que el nuevo piñón a más de tener mayor número de dientes, tiene un tamaño mayor en comparación al original, una vez devastado se sustituyó el piñón.



Figura 3.4 Cavidad de alojamiento del piñón original de salida de motor, de la motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4)

Fuente: Propia

Se utilizó una cadena 16x120 ultra reforzada con paso de 16 mm óptima para el correcto funcionamiento entre el piñón de salida del motor y el piñón del rodillo de tracción.

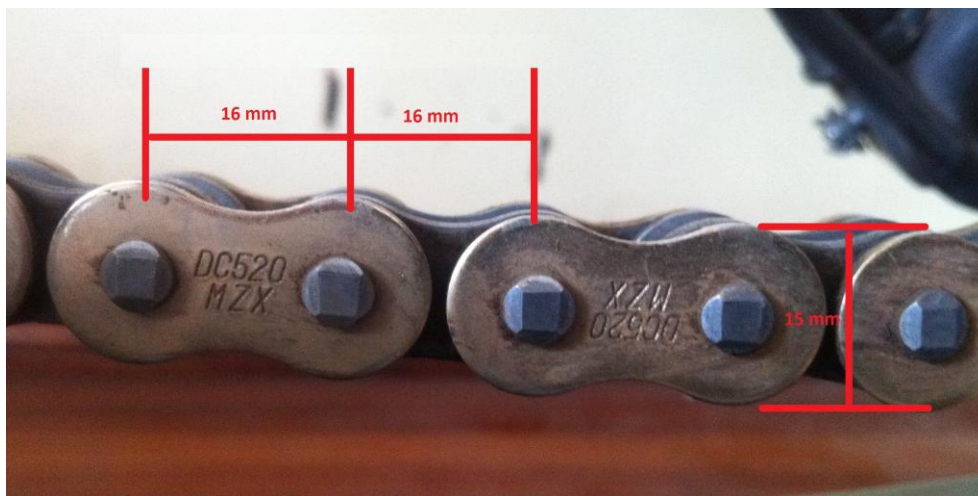


Figura 3.5 Cadena de transmisión DC520 MZX

Fuente: Propia

Se conecta por medio de la cadena el tren de tracción piñón motor-piñón rodillo de oruga.



Figura 3.6 Piñón de salida de motor con cadena de transmisión DC520 MZX

Fuente: Propia

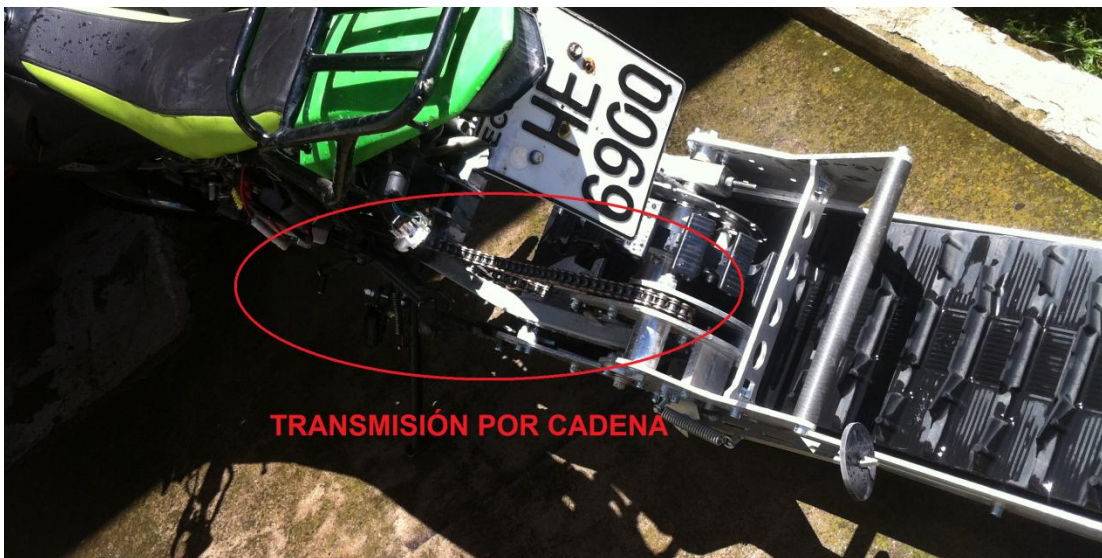


Figura 3.7 Transmisión por cadena del prototipo Moto-oruga

Fuente: Propia

La adaptación de la pastilla y el cáliper del freno de disco posterior que actuará en la oruga, necesita de un soporte sujeto al basculante, para soportar la fuerza ejercida por el freno al actuar.

Se mecanizó una platina de acero, con las formas geométricas necesarias para sujetar al cáliper del freno posterior con el basculante.

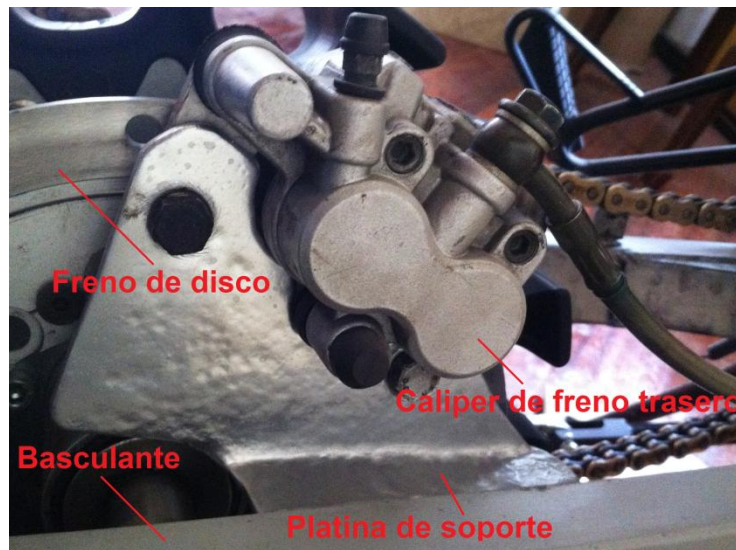


Figura 3.8 Platina de soporte de cáliper de freno de disco posterior

Fuente: Propia

3.2 ENSAMBLAJE

3.2.1 ENSAMBLAJE DEL TREN DE RODAJE POSTERIOR DE ORUGA

Una vez mecanizados los soportes tanto el izquierdo como el derecho con sus respectivos agujeros se insertan las chumaceras de cada soporte, para la sujeción de las chumaceras se utilizara tres pernos de cabeza hueca tipo Allen M8X25 y tuercas posteriores.

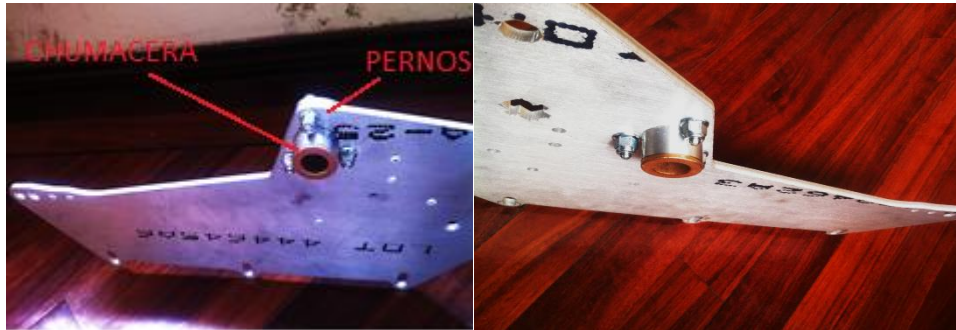


Figura 3.9 Soportes del tren de rodaje de oruga superior

Fuente: Propia

Como elemento de unión de los dos soportes del tren de rodaje de oruga superior, además de proveer resistencia a la estructura, se instala una platina de unión, la misma que ira sujeta con arandelas y pernos de cabeza hueca tipo Allen M10X30, un tubo que nos ayuda a alinear y unir los dos soportes se instala, dicho tubo tiene roscado la parte central con lo cual se sujetaran con la ayuda de dos pernos de cabeza hueca tipo Allen M10X30



Figura 3.10 Elementos de alineación y unión de los soportes del tren de rodaje de oruga superior

Fuente: Propia

3.2.2 ENSAMBLAJE DEL TREN DE TRACCIÓN

Una vez mecanizados los elementos de la figura 3.11, que servirán de soporte para el tren de tracción de la oruga, se inserta un espaciador y se sujeta los dos elementos de soporte con pernos de cabeza hueca tipo Allen M8X25 y tuercas posteriores.



Figura 3.11 Elementos de soporte del tren de tracción

Fuente: Propia

Se insertan a continuación los espaciadores, de aluminio AISI2014O, que además de hacer las veces de espaciador, van a alinear los soportes anteriormente mostrados con los soportes del tren de rodaje de oruga superior.



Figura 3.12 Ensamblaje del tren de tracción

Fuente: Propia

3.2.3 ENSAMBLAJE DEL TREN DE PIÑONES

Para ensamblar del tren de piñones se inserta el rodamiento ISO15ABB3225 en los piñones de 15 dientes, con el rodamiento ya ensamblado se insertara un espaciador.



Figura 3.13 Ensamblaje de piñón del tren de tracción

Fuente: Propia

La carcasa de soporte del tren de piñones es montada, la misma deberá rozar con los tres espaciadores mostrados anteriormente, por ello es preciso aplicar una pequeña cantidad de grasa entre la carcasa/espaciadores.

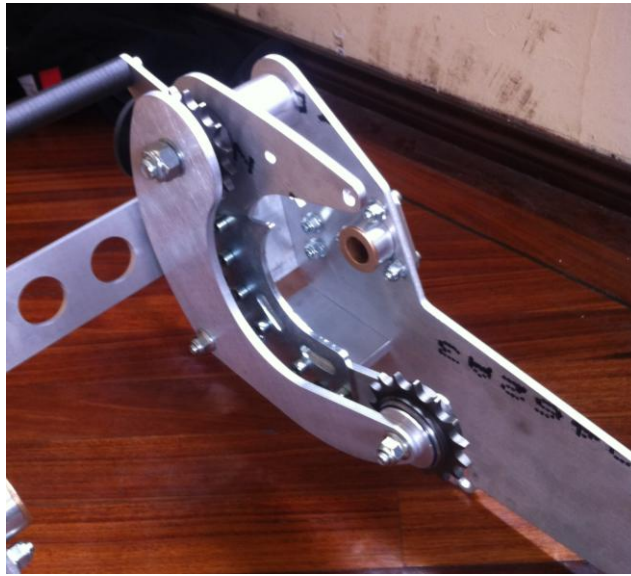


Figura 3.14 Ensamblaje final del tren de tracción

Fuente: Propia

3.2.4 ENSAMBLAJE DE CONJUNTO DE RODILLO DE TRACCIÓN.

Una vez fabricada la chumacera se introduce dos rodamientos ISO15ABB3225 a cada lado de la chumacera, dichos rodamientos serán de trascendental importancia ya que se producirá mucho esfuerzo al traccionar el prototipo de moto-oruga. Para el rodillo de tracción que se mostrara a continuación, se fabricara un soporte central de acero aleado, este soporte tiene las mismas características en cuanto a estructura geométrica del rodillo se refiere, para que el mismo encaje dentro del rodillo y le proporcione esbeltez y resistencia al rodillo de tracción, ya que este es el único elemento de transmisión directa de potencia del motor al tren de la oruga. Tanto el soporte del rodillo de tracción como la chumacera ya ensamblada con los respectivos rodamientos se proceden a ensamblar con elementos de

sujeción, se insertan espaciadores, los mismos que a más de alinear serán los que soporten al freno de disco trasero.

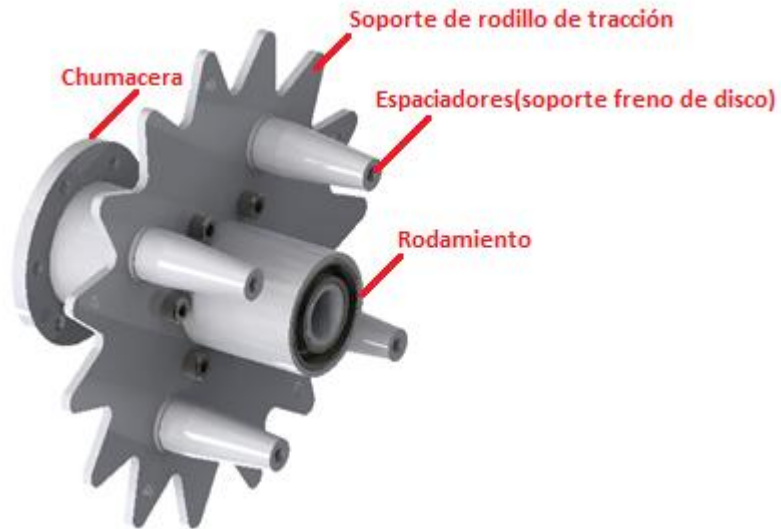


Figura 3.15 Soporte de disco de freno trasero ensamblado

Fuente: Propia

A continuación se ensambla todo el conjunto del rodillo de tracción con la carcasa de DURALON (POLIAMIDA 6) el mismo que tiene el mismo perfil geométrico que el soporte del rodillo de tracción, la carcasa con el soporte irán ensamblados con elementos pernos de cabeza hueca tipo ALLEN M8X20 y tuercas posteriores. El piñón de 28 dientes se ensamblara en la parte posterior de la chumacera.



Figura 3.16 Ensamblaje final del conjunto de rodillo de tracción.

Fuente: Propia

Se ensambla el disco de freno con el conjunto de rodillo de tracción, el mismo que será adaptado de una motocicleta “HONDA CRB 250cc, 2007”, esto por su gran tamaño y esbeltez, con lo que conseguiremos seguridad de frenado para el tren de oruga, se ensamblara con elementos de sujeción, los mismos que serán pernos de cabeza avellanada y cara de cruz, M8X20.



Figura 3.17 Sujeción del disco de frenado de la oruga

Fuente: Propia

3.2.5 ENSAMBLAJE DEL TREN DE RODAJE DE ORUGA INFERIOR.

Se empieza por ensamblar los dos soportes de la estructuras en donde se ensamblara la oruga de tracción, serán estos soportes los encargados de alojar tanto los rodillos interiores como los ejes de soporte. Los rodillos se encontraran dentro de los soportes de la oruga y harán las veces de rodamientos para el correcto desplazamiento de la oruga, los rodillos más pequeños se ensamblaran en los extremos de los soportes, mientras que los más grandes se ensamblaran en la parte central de la oruga, esto con el fin de guiar a la oruga. El eje se ensamblara dentro del marco de la oruga, en este eje irán montados los rodillos y se sujetaran con pernos, finalmente se cubrirá con el caucho, el mismo que ofrecerá una resistencia tal que será posible rodar el prototipo por nieve, arena, barro, etc.



Figura 3.18 Ensamblaje del tren de rodaje de oruga inferior

Fuente: Propia

3.2.6 ENSAMBLAJE DE CONJUNTO DE TREN DE RODAJE SUPERIOR E INFERIOR.

Se ensamblaran dos elementos de unión entre el ensamble de la oruga superior y el ensamble del tren de tracción de la oruga inferior, dichos

soportes tienen tres elementos de sujeción previamente soldados, esto con el fin de soportar la fuerza producida por el tren de tracción, se soldaron pernos acerados de cabeza hueca tipo ALLEN M8X25 y la unión se produce por tuercas posteriores, teniendo un ensamblaje final como de la figura 3.44

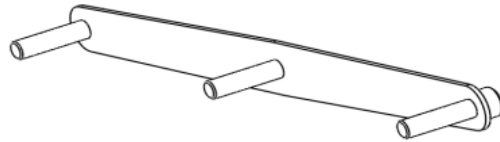


Figura 3.19 Soportes de tren de tracción/oruga

Fuente: Propia

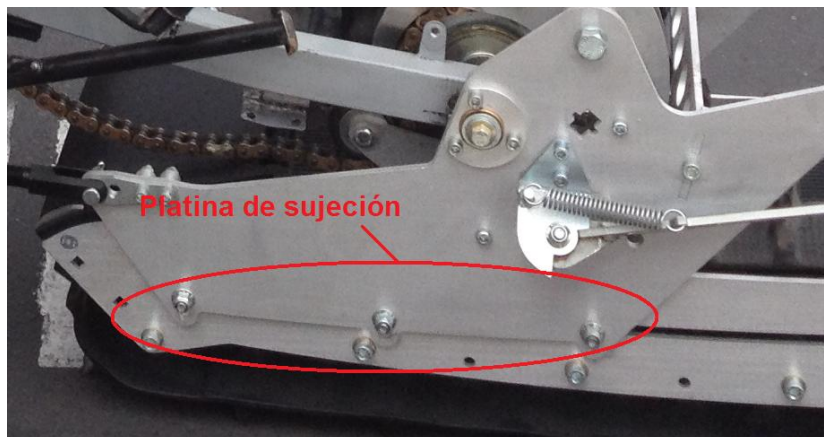


Figura 3.20 Ensamblaje de soportes

Fuente: Propia

Se ensamblara el elemento de unión final, el mismo que proporcionara una unión adicional entre la oruga de tracción y el bastidor de la moto-oruga, finalizando así el ensamblaje de la moto-oruga.



Figura 3.21 Ensamblaje unión oruga/bastidor

Fuente: Propia



Figura 3.22 Ensamblaje final del prototipo Moto-oruga

Fuente: Propia

3.3 PRUEBAS

Para verificar el comportamiento una vez concluido con el diseño y construcción del prototipo Moto-Oruga, se verifico el comportamiento en las diferentes superficies para las cuales fue diseñado.

3.3.1 PRUEBA EN ARENA

La prueba en arena tuvo lugar en condiciones óptimas para medir la eficiencia del prototipo, debido a que se lo realizo donde la arena no se encontraba compacta, únicamente transitable para vehículos todo-terreno. La movilidad y maniobrabilidad del prototipo en este terreno fue aceptable, la oruga de tracción no presento fallos, por otra parte la rueda delantera de dirección presento tendencias a hundirse en la arena, tratando de volcar al prototipo, pero esto se vio compensado con el empuje ofrecido por la oruga de tracción.

En cuanto a tomar curvas se refiere el prototipo presenta gran eficacia, teniendo presente curvas abiertas, en curvas cerradas tiene poca maniobrabilidad, ya que el neumático de dirección tiende a hundirse y direccionar en línea recta al prototipo con respecto a la oruga.

El resultado del funcionamiento del sistema de amortiguación y frenado fue óptimo puesto que no presento fallos por el uso excesivo ni por la cantidad de polvo en la superficie.

Una vez culminada la prueba, se verifico que el nivel de desgaste del caucho de la oruga fue mínimo.

La velocidad máxima alcanzada en esta prueba fue de 45 km/h aproximadamente, con un solo tripulante y sin carga, dándonos un resultado positivo para el propósito del prototipo.



Figura 3.23 Prueba prototipo Moto-Oruga en arena

Fuente: Propia

3.3.2 PRUEBA EN ASFALTO

La prueba fue realizada en asfalto común, la movilidad y maniobrabilidad del prototipo fue excelente, la oruga de tracción no presento fallos.

En cuanto a curvas se refiere el prototipo presenta gran fiabilidad en curvas abiertas, el resultado del funcionamiento del sistema de amortiguación y frenado fue óptimo.

Una vez culminada la prueba, se verifico que el nivel de desgaste del caucho de la oruga fue normal, esto debido a que en las curvas cerradas la oruga de tracción derrapa, produciendo desgaste en contacto con el asfalto.

A velocidades superiores a 30 km/h aproximadamente, el contacto de la oruga con el asfalto produce un sonido característico, la velocidad máxima alcanzada en esta prueba fue de 55 km/h aproximadamente, con un solo

tripulante y sin carga, dándonos un resultado positivo para el propósito del prototipo.



Figura 3.24 Prueba prototipo Moto-Oruga en asfalto

Fuente: Propia

CAPITULO 4

CONCLUSIONES

Una vez finalizado el trabajo se concluye lo siguiente:

- Se diseñó, analizó y construyó un prototipo de Moto-Oruga todo-terreno para el desplazamiento versátil, seguro y eficaz en zonas agrestes.
- Se determinó los máximos esfuerzos soportados por el bastidor y toda la estructura que comprende el tren de tracción por oruga, mediante la ayuda de SolidWorks 2012 y sus complementos.
- El bastidor y la estructura que comprende el tren de tracción por oruga soporta elevados valores de cargas, tanto laterales, verticales y longitudinales, cuyos valores de tensiones generados están por debajo del límite elástico del material, dando así un factor de seguridad mínimo de 2.26
- El software nos proporciona una modelización estructural y una visualización del vehículo con todos sus sistemas montados en tres dimensiones, logrando determinar los planos de construcción.
- El bastidor se diseñó teniendo en cuenta cargas que simulen condiciones reales de funcionamiento, por ejemplo curvas, frenada y volcamiento.
- El motor seleccionado tuvo un óptimo desempeño a pesar de su baja cilindrada, lográndose así un buen equilibrio entre la relación de peso y potencia.
- Los sistemas de frenado, amortiguación y el sistema de tracción posterior fueron modificados, para que de esta manera se adapten al prototipo, ocasionándose en un inicio un alto índice de complejidad en su adaptación y montaje pero lográndose finalmente un conjunto que tiene armonía y siendo así de bajo costo en su mantenimiento y/o reparación.

- Las pruebas de campo experimentales revelaron el eficiente trabajo realizado en la fase de diseño, logrando fiabilidad y eficiencia en la conducción.

RECOMENDACIONES

- Antes de realizar la fase de diseño se debe tener conocimientos de todos los conceptos que conllevan a un análisis estructural, ya que de ello dependerá una excelente interpretación de los resultados obtenidos anteriormente.
- Para la modelización y análisis del chasis mediante el software, el diseñador deberá poseer de buenas aptitudes para el manejo y utilización del mismo, así como de sus paquetes complementarios.
- Para la construcción de los soportes auxiliares en el bastidor es recomendable el proceso de soldadura G-MAW, por su economía y versatilidad.
- En vista que el vehículo es destinado para condiciones extremas, se recomienda su mantenimiento preventivo, además de una inspección periódica del caucho de la oruga de tracción.
- La conducción de este vehículo al tener una oruga posterior en lugar de neumático, en ciertos aspectos en comparación con una motocicleta por lo cual el piloto debe adquirir experiencia en el manejo del mismo, para evitar así daños en las partes internas del motor y en la estructura de la oruga.

BIBLIOGRAFÍA

Molina J.: “Diseño y construcción de un chasis tubular monoplaza tipo buggy para la participación de la espe-I en la formula automovilística universitaria”
Biblioteca ESPE-LATACUNGA 2009

Arias P, Motocicletas Arias-Paz, España: Cie Dossat

Manual de taller motocicleta SUKIDA SK250GY-4, China Chongqing motorcycle CO, LTD.

Manual de taller motocicleta SHINERAY XY250GY, China: Chongqing motorcycle CO, LTD.

Manual práctico del automóvil, España: Polígono Industrial Arroyomolinos.

INTERNET

MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE GASOLINA, CUATRO TIEMPOS, CICLO OTTO, artículo disponible en:

http://www.todomotores.cl/mecánica/el_motor.htm

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS MOTOCICLETA SUKIDA, artículo disponible en:

<http://sukidaparts.chinesemotorcyclepartsonline.co.uk/category3041.php>

TIPOS Y SISTEMAS DE BASTIDORES DE MOTOCICLETAS, artículo disponible en:

<http://www.portalscooter.com/Reportajes/Tipos-de-chasis/287.html>

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO DE MOTO ORUGA

**Ing. Jorge Luis Silva
Ing. Milton Brito**

**Departamento de Ciencias de la Energía y
Mecánica**

**Quijano y Ordoñez y Marqués de Maéza
s/n**

Latacunga - Ecuador

Email: jolusi88@gmail.com



RESUMEN

En el presente artículo se muestra el diseño, la adaptación y construcción de un prototipo de Moto-Oruga, su objetivo es facilitar el transporte de personas y carga liviana en espacios geográficos agrestes de forma versátil, segura y eficiente.

Construyendo así un prototipo todo-terreno a bajo costo en comparación con vehículos de similares características.

I. INTRODUCCIÓN

La moto-oruga es un vehículo propulsado por un motor a combustión interna, es de tipo biplaza, sin techo, con sistema de suspensión tipo horquilla telescópica con un recorrido total de 130 mm, sin elementos de carrocería, de una rueda y una oruga de tracción alineadas entre sí y en contacto con el suelo.

II. PARÁMETROS DE DISEÑO

El prototipo de moto oruga utilizando, toma como base el bastidor, sistemas de suspensión sistemas de frenado y dirección del diseño de una moto tipo enduro. El diseño del mecanismo de oruga toma como referencia a orugas de moto nieves y orugas utilizadas en maquinaria agrícola.

El motor de 4 tiempos, 1 cilindro y 2 válvulas del prototipo de moto oruga tiene una cilindrada de 250cc con una potencia de 17 hp a 7000 rpm y torque de 16.14 N.m a 7000 rpm

La carga para la que está diseñado el prototipo es dos personas de 75 Kg y una carga de 25 Kg, asegurando un transporte confiable por todo tipo de terreno con una velocidad máxima de 60 km/h y una aceleración baja.

Las dimensiones de la moto oruga es de longitud 3 metros y alto de 1.2 metros el peso total de la moto oruga es de 150 Kg y el del mecanismo de oruga es de 50 Kg porque tiene un ángulo de volcamiento de 20 grados

El radio de giro del prototipo es de 2 m y tiene un sistema de frenado bomba hidráulica y disco de freno con un tiempo de frenado de 3.5 segundos

La suspensión delantera es de tipo barras telescópicas con un recorrido 130 mm y la suspensión trasera es de tipo monoshock con un recorrido de 56 mm

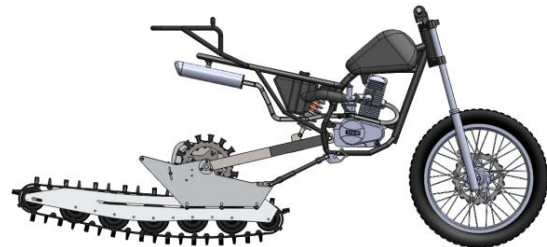


Figura 1. PROTOTIPO MOTO-ORUGA

Para encontrar los esfuerzos máximos distribuidos en el bastidor y en el mecanismo de oruga, se procede a encontrar los centros de gravedad considerando condiciones estáticas y dinámicas como al tomar una curva y al frenada

El esfuerzo máximo en el análisis estático distribuido en el bastidor es 131 MPa con un factor de seguridad de 3.77

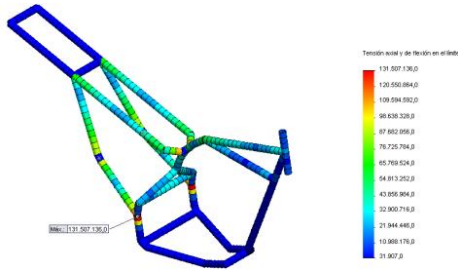


Figura 2. ESFUERZO MÁXIMO ESTÁTICO
El esfuerzo máximo en el análisis dinámico en curvas distribuido en el bastidor es 203 MPa con un factor de seguridad de 2.44

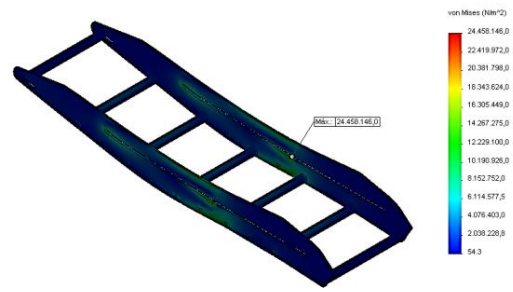


Figura 6. ESFUERZO MÁXIMO ESTÁTICO
El esfuerzo máximo en el análisis dinámico producido al curva en el mecanismo de oruga es 35 MPa con un factor de seguridad de 8.53

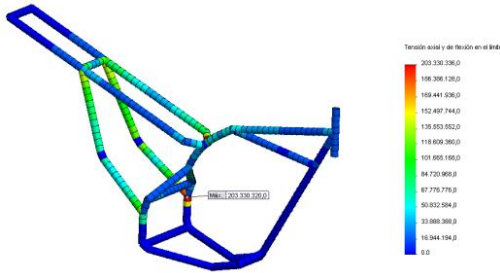


Figura 3. ESFUERZO MÁXIMO DINÁMICO
El esfuerzo máximo en el análisis dinámico en frenada distribuido en el bastidor es 116 MPa con un factor de seguridad de 4.24

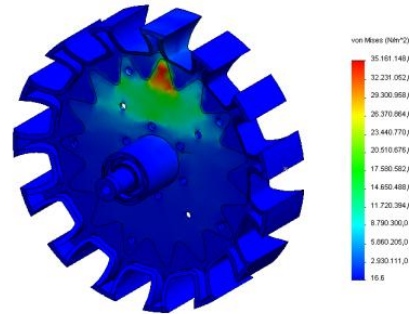


Figura 7. ESFUERZO MÁXIMO DINÁMICO
El esfuerzo máximo en el análisis dinámico producido por el torque máximo del rodillo de tracción del mecanismo de oruga es 33 MPa con un factor de seguridad de 6.86

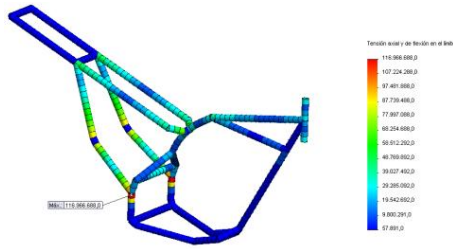


Figura 4. ESFUERZO MÁXIMO FRENADA
El esfuerzo máximo en el análisis estático distribuido en la estructura uno del mecanismo de oruga es 124 MPa con un factor de seguridad de 4.97

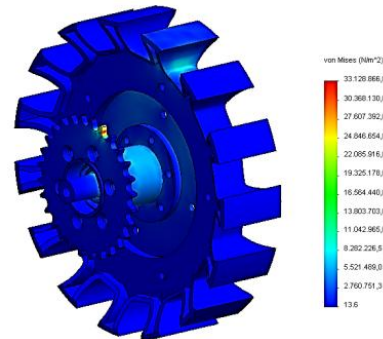


Figura 8. ESFUERZO MÁXIMO DINÁMICO
En base a los datos de esfuerzos encontrados en condiciones estáticas y dinámicas, seleccionamos los materiales que cumpla con las propiedades mecánicas de diseño para su construcción.



Figura 5. ESFUERZO MÁXIMO ESTÁTICO
El esfuerzo máximo en el análisis estático distribuido en la estructura dos del mecanismo de oruga es 24 MPa con un factor de seguridad de 3.88

Bastidor	ASTM A513
Estructura del mecanismo de oruga	AI AISI 2014 O
Rodillo de tracción	Nylon 101
Oruga	Caucho

Tabla 1. MATERIALES USADOS

III. CONSTRUCCIÓN

El bastidor usado en el prototipo fue adaptado de uno prediseñado para una motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4) tipo enduro, reforzándolo en ciertas zonas, debido a que después de los diferentes estudios y análisis realizados en el capítulo 2, se vio necesario la aplicación de ciertos refuerzos en diferentes zonas.



Figura 9. PLATINAS DE SOPORTE AUXILIAR

Debido a que se usó el motor de combustión interna prediseñado para la motocicleta SUKIDA® (SK250GY-4) de 250cc, fue necesaria la sustitución del piñón original de salida de 12 dientes de este motor, por otro de 15 dientes, así como la sustitución de la cadena de transmisión, debido a que es necesario un paso de cadena de diferente medida para poder transmitir la potencia desde el piñón de salida del motor hacia el piñón del rodillo de tracción de la oruga.

Se desbasto la cavidad en donde se encontraba alojado el piñón de salida original del motor, debido a que el nuevo piñón a más de tener mayor número de dientes, tiene un tamaño mayor en comparación al original, una vez devastado se sustituyó el piñón.



Figura 10. PIÑÓN DE SALIDA DEL MOTOR

Se utilizó una cadena 16x120 ultra reforzada con paso de 16 mm óptima para el correcto funcionamiento entre el piñón de salida del motor y el piñón del rodillo de tracción.

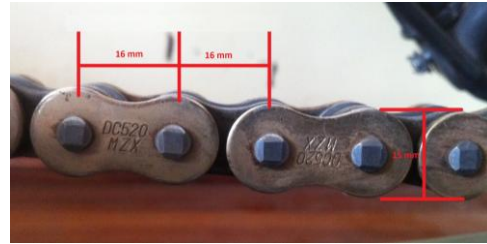


Figura 11. CADENA MOTOR/ORUGA

La adaptación de la pastilla y el cáliper del freno de disco posterior que actuará en la oruga, necesita de un soporte sujeto al basculante, para soportar la fuerza ejercida por el freno al actuar. Se mecanizo una platina de acero, con las formas geométricas necesarias para sujetar al cáliper del freno posterior con el basculante.



Figura 12. SOPORTE DE FRENO DE DISCO ORUGA

Una vez mecanizados los soportes con sus respectivos agujeros se insertan las chumaceras. Como elemento de unión de los dos soportes del tren de rodaje de oruga superior, además de proveer resistencia a la estructura, se instala una platina de unión.



Figura 13. ESTRUCTURA SUPERIOR DE LA ORUGA

Se inserta un espaciador y se sujeta los dos elementos de soporte que además de hacer las veces de espaciador, van a alinear los soportes anteriormente mostrados con los soportes del tren de rodaje de oruga superior.



Figura 14. ESTRUCTURA CON ESPACIADORES

Para ensamblar del tren de piñones se inserta el rodamiento ISO15ABB3225 en los piñones de 15 dientes, con el rodamiento ya ensamblado se insertara un espaciador.



Figura 15. TREN DE PIÑONES

A continuación se ensambla todo el conjunto del rodillo de tracción con la carcasa de DURALON

Se ensambla el disco de freno con el conjunto de rodillo de tracción, el mismo que será adaptado de una motocicleta "HONDA CRB 250cc, 2007", esto por su gran tamaño y esbeltez



Figura 16. ENSAMBLAJE DE RODILLO DE TRACCIÓN

Se ensamblan dos soportes que soportaran la oruga de tracción, serán estos soportes los encargados de alojar tanto los rodillos interiores como los ejes de soporte

Los rodillos se encontraran dentro de los soportes de la oruga y harán las veces de rodamientos para el correcto desplazamiento de la oruga, los rodillos más pequeños se ensamblaran en los extremos de los soportes, mientras que los más grandes se ensamblaran en la parte central de la oruga, esto con el fin de guiar a la oruga.



Figura 17. ESTRUCTURA DE ORUGA INFERIOR

Se ensamblaran dos elementos de unión entre el ensamble de la oruga superior y el ensamble del tren de tracción de la oruga inferior



Figura 18. PLATINA DE SUJECIÓN

Se ensamblara el elemento de unión final, el mismo que proporcionara una unión adicional entre la oruga de tracción y el bastidor de la moto-oruga,

finalizando así el ensamblaje de la moto-oruga.



Figura 19. UNIÓN ORUGA/BASTIDOR

III. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO ARENA

Tuvo lugar en condiciones para medir la eficiencia del prototipo, debido a que se lo realizo donde la arena no se encontraba compacta, únicamente transitable para vehículos todo-terreno.

La movilidad y maniobrabilidad del prototipo en este terreno fue aceptable, la oruga de tracción no presento fallos, por otra parte la rueda delantera de dirección presento tendencias a hundirse en la arena, tratando de volcar al prototipo, pero esto se vio compensado con el empuje ofrecido por la oruga de tracción.

La velocidad máxima alcanzada en esta prueba fue de 45 km/h aproximadamente, con un solo tripulante y sin carga.



Figura 20. PRUEBA EN ARENA

ASFALTO

La prueba fue realizada en asfalto común, la movilidad y maniobrabilidad del prototipo fue excelente, la oruga de tracción no presento fallos

Una vez culminada la prueba, se verifico que el nivel de desgaste del caucho de la oruga fue normal, esto debido a que en las curvas cerradas la oruga de

tracción derrapa, produciendo desgaste en contacto con el asfalto.

A velocidades superiores a 30 km/h aproximadamente, el contacto de la oruga con el asfalto produce un sonido característico, la velocidad máxima alcanzada en esta prueba fue de 55 km/h aproximadamente, con un solo tripulante y sin carga.



Figura 21. PRUEBA EN ASFALTO

CONCLUSIONES

Una vez finalizado el trabajo se concluye lo siguiente:

- Se diseñó, analizó y construyó un prototipo de Moto-Oruga todo-terreno para el desplazamiento versátil, seguro y eficaz en zonas agrestes.
- Se determinó los máximos esfuerzos soportados por el bastidor y toda la estructura que comprende el tren de tracción por oruga, mediante la ayuda de SolidWorks 2012 y sus complementos.
- El bastidor y la estructura que comprende el tren de tracción por oruga soporta elevados valores de cargas, tanto laterales, verticales y longitudinales, cuyos valores de tensiones generados están por debajo del límite elástico del material, dando así un factor de seguridad mínimo de 2.26
- El software nos proporciona una modelización estructural y una visualización del vehículo con todos sus sistemas montados en tres dimensiones, logrando determinar los planos de construcción.
- El bastidor se diseñó teniendo en cuenta cargas que simulen condiciones reales de funcionamiento, por ejemplo curvas, frenada y volcamiento.

- *El motor seleccionado tuvo un óptimo desempeño a pesar de su baja cilindrada, lográndose así un buen equilibrio entre la relación de peso y potencia.*

- *Los sistemas de frenado, amortiguación y el sistema de tracción posterior fueron modificados, para que de esta manera se adapten al prototipo, ocasionándose en un inicio un alto índice de complejidad en su adaptación y montaje pero lográndose finalmente un conjunto que tiene armonía y siendo así de bajo costo en su mantenimiento y/o reparación.*

IV. BIBLIOGRAFÍA

Molina J.: "Diseño y construcción de un chasis tubular monoplace tipo buggy para la participación de la espe-I en la fórmula automovilística universitaria"
Biblioteca ESPE-LATAACUNGA 2009
Arias P, *Motocicletas Arias-Paz*, España:Cie Dossat
Manual de taller motocicleta SUKIDA SK250GY-4, China Chongqing motorcycle CO, LTD.

Latacunga, Enero del 2013.

AUTORES:

Jorge Luis Silva Ramírez

Milton Mario Brito Palma

Ing. Juan Castro

DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

Dr. Rodrigo Vaca Corrales

SECRETARIO ACADÉMICO

UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO