

Diseño y Construcción de la estructura de una Tricicleta impulsada por energía Solar.

Edwin Daniel Ríos Orozco¹, Marco Javier Vivas Ortiz¹

1. Departamento de Eléctrica y Electrónica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga

edwindrioso@hotmail.com, mjvivas1_331990@hotmail.com

Resumen.- El presente proyecto consiste en el diseño y construcción de la estructura de una Tricicleta impulsada por energía Solar en base a las especificaciones Técnicas de la competencia Atacama Solar Challenge en la categoría la Ruta Solar como objetivo se ha planteado brindar seguridad y comodidad al conductor teniendo en cuenta la selección adecuada del material y la relación peso-costos del vehículo Solar siendo parámetros iniciales para el diseño y construcción del chasis. Para el diseño conceptual se emplean herramientas tales como análisis funcional y diseño concurrente en base a la casa de la Calidad para el diseño y dimensionamiento de la estructura se utiliza el software Autodesk Inventor diseñando cada elemento según sus requerimientos y parámetros, se plantea alternativas de solución de diferentes formas geométricas empleando el software CAE con el fin de optimizar el diseño tanto en pruebas dinámicas como estáticas.

Palabras clave, estructura, vehículo solar, chasis, Ruta Solar, software CAE.

I. INTRODUCCIÓN

El presente artículo trata acerca del uso de energía solar de cómo ha sido aprovechada por el ser humano desde la antigüedad como fuentes de luz y calor. Mediante la evolución de la tecnología se ha logrado la captación de este tipo de energía mediante células fotovoltaicas o colectores térmicos que pueden transformarse en energía eléctrica o térmica así generándose una gama de aplicaciones.

En el mundo que vivimos la contaminación por derivados del petróleo es abundante, siendo el causal del calentamiento global y además es un recurso no renovable que tiende a desaparecer, por lo que es necesario buscar nuevas fuentes de energía alternativa.

Los Vehículos Eléctricos son medios de transporte alternativo impulsados por uno o varios motores eléctricos donde la tracción puede ser proporcionada por medio de ruedas o hélices propulsadas por motores rotativos, lineales, inerciales o también por medio del magnetismo como es caso de los trenes de levitación.

Los Vehículos Solares a diferencia de los Vehículos Eléctricos, es que emplean electricidad renovable obtenida fuera del vehículo y son alimentados por energía Solar Fotovoltaica obtenida por paneles solares. Las celdas fotovoltaicas convierten la energía del sol directamente a electricidad, que puede ser almacenada en baterías eléctricas o utilizadas directamente por el motor.

El proyecto de la Tricicleta Solar es el resultado del desarrollo en energías alternativas de los vehículos Solares enfocando esfuerzos para la seguridad, competitividad y optimización de recursos y participar en las carreras Solares como la World Solar Challenge desarrollada en Australia que es la más prestigiosa competencia de automóviles solares del planeta, que se celebra cada dos años. El objetivo es: diseñar y construir una estructura que sea confiable, resistente, y que cumpla con todos los requerimientos que la competencia exige, para posteriormente ir a competir en esta prestigiosa carrera.

II. MARCO TEÓRICO

A. Tricicleta Solar.

A.1 Jerarquía e interacción de los procesos energéticos

B. Partes que constituyen un vehículo

B-1 Chasis.

Se denomina Tricicleta Solar a vehículos de 3 ruedas, generalmente impulsados por fuerza humana y energía Solar, se caracterizan por presentar un diseño completamente aerodinámico y por emplear componentes de última tecnología, como se observa en la figura 1. [1]



Figura 1: Tricicleta impulsada por Energía Solar

Fuente: (Solar Flirc de Ruta, Carrear Solar Atacama)

Sus diseños apuntan en su mayoría a reducir al mínimo las pérdidas de eficiencia mecánicas, incluyendo algunas prestaciones que lo asemejan a un vehículo convencional.

A.1 Jerarquía e interacción de los procesos energéticos

Una visión sistémica del vehículo contempla distintos tipos de energía las que se consumen y almacenan de acuerdo a las

prioridades del sistema. Para ello se estableció una jerarquía y lógica de funcionamiento que se representa en la figura 2.

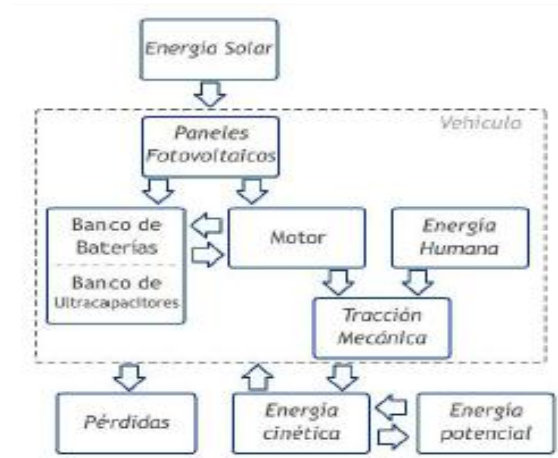


Figura 2: Esquema de la interacción de los procesos energéticos

Fuente: (Alternativas de transporte en América, La bicicleta-los triciclos)

La energía primaria que proviene del Sol es convertida en energía eléctrica a través de los paneles fotovoltaicos. Esta energía alimenta en forma directa al motor eléctrico (con un controlador), que a su vez mueve el vehículo. En este proceso de conversión electromecánica la energía eléctrica se transforma en energía cinética, potencial y pérdida.

Cuando la energía para mover el vehículo proviene de la energía potencial, tanto los paneles fotovoltaicos como el motor (operando como generador) suministran energía al banco de baterías (controladas por un regulador de carga). Si la energía suministrada desde los paneles no es suficiente para mover el vehículo, es necesario accionar el vehículo con los pedales. Si la energía aun no alcanza, la batería se conecta al motor para mover el sistema mecánico. [2]

B. Partes que constituyen un vehículo

Un vehículo está constituido por 2 grandes conjuntos que son el chasis que soporta todos los elementos mecánicos (sistema de dirección, suspensión, transmisión y frenado) y la carrocería destinada a transportar al conductor o la carga que va anclada al Chasis. [3]

B-1 Chasis

Es un marco metálico conocido también como bastidor, sobre el cual se montan todos los componentes del vehículo, la carrocería se instala empernado o soldando, si es empernada se conoce como “carrocería independiente” si es soldada se conoce como “auto portante”

El conjunto de elementos que constituyen la estructura de un vehículo está formada por largueros situados en sentido longitudinal como se muestra en la figura 3, las características que debe cumplir un bastidor son:

- Elevada resistencia a la fatiga
- Peso relativamente bajo, para mantener la baja relación peso potencia.
- Gran rigidez, es decir soportar esfuerzos que se producen en movimiento del vehículo, sin deformarse en cualquier sentido. [4]

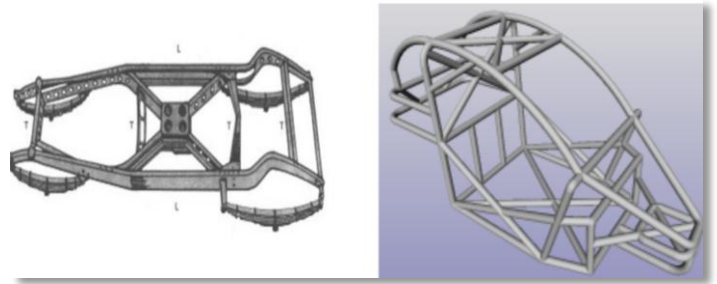


Figura 3: Bastidor Convencional

Fuente: (Mecánica del Automóvil, 2012)

En cuanto al comportamiento mecánico hay que decir que el chasis es más rígido que la carrocería, en el momento de un choque, que la carrocería se deforme todo lo que se pueda para no transmitir la energía de la colisión al piloto y por otra parte interesa que el chasis se deforme poco para no alterar las características de la conducción. [5]

III. DISEÑO FUNCIONAL DE LA ESTRUCTURA DE LA TRICICLETA SOLAR

Con la metodología diseño concurrente se desarrollan todos los cálculos, análisis y dimensionamiento necesarios del chasis, también se analizan cuáles son los parámetros que se deben optimizar para mejorar el comportamiento del chasis, también se analizan factores clave como son la rigidez, el peso, seguridad espacio y ergonomía de piloto.

A. Requerimientos generales de diseño.

La carrera Solar Atacama, categoría “La Ruta Solar” existe una serie de especificaciones que vienen dadas por parte de la organización, como se muestran en la tabla 1 también hay cargas que derivan de las diferentes pruebas a las que el vehículo Solar va a ser sometido, y que deben de tenerse en cuenta a la hora de abordar el problema de diseño del chasis, estas cargas serán transmitidas al chasis por medio de los apoyos en los que se fijan las distintas partes que forman el vehículo. [6]

Tabla 1: Dimensiones principales de la estructura del vehículo solar en base a normas de la competencia “La Ruta Tabla 1: Solar”

Ancho de trocha mínimo	1.2 [m]
Ancho de trocha máximo	1.6 [m]
Distancia mínima entre ejes	1.5 [m]
Largo máximo del vehículo	5 [m]
Ancho máximo del vehículo	2 [m]
Velocidad mínima de vehículo Tracción	30 km/h Posterior

Fuente: (Carrera Solar-Bases técnicas la Ruta Solar)

B. Diseño del Chasis.

B-I. Diseño geométrico del chasis aplicando morfogenesis

Para el diseño geométrico previo del chasis se utiliza un software llamado SolidThinking Inspired, el cual limita los procesos y las leyes físicas presentes en la naturaleza para ayudar a los arquitectos y diseñadores a generar formas y estructuras que respondan a las condiciones de entorno.

Se colocó todas las cargas, momentos, reacciones que debe soportar la estructura, durante cualquier tipo de esfuerzo, todos los valores se aproximó al valor más críticos que el vehículo debe resistir para el diseño como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2: Fuerzas y momentos aproximados para el diseño

Masa	400 [kg]
Peso	$400\text{Kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 3920 \text{ [N]}$
Reacción en cada rueda	$3920/3 = 1306.66 \text{ [N]}$
Fuerzas laterales	L2: 250 [N]; L3:250 [N]; L4:200=L5
Fuerza frontal	L1: 800 [N]
Momento flector de fricción sobre 2 ruedas	$M = 290 \text{ [N m]}$
Inercia eje x sobre las ruedas debido a los frenos	500 [N]

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

La tecnología de Morfogénesis permite generara diferentes ideas a la hora de empezar el proceso de diseño, funciona como una generadora de ideas que complementa el trabajo de los diseñadores, logrando diseños de estructuras que se adapten cada vez mejor al ambiente en el que se desarrollan como se muestra en la figura 4[7].

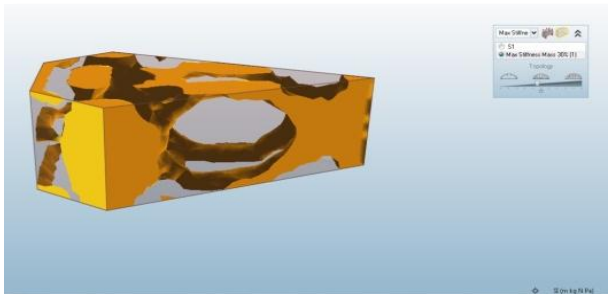


Figura 4: Modelo 3D aplicado el algoritmo de morfogenesis
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

Los nervios obtenidos después de la morfogenesis, permiten visualizar líneas, dando una idea más clara de cómo ira tomando forma el chasis.

C. Ubicación del centro de gravedad

La ubicación del centro de gravedad juega un papel fundamental en la dinámica del vehículo solar, por ello los cálculos y diseño deben estar orientados q que esté lo más bajo posible para que el vehículo no tienda a volcarse en curvas como se muestra en la figura 5.

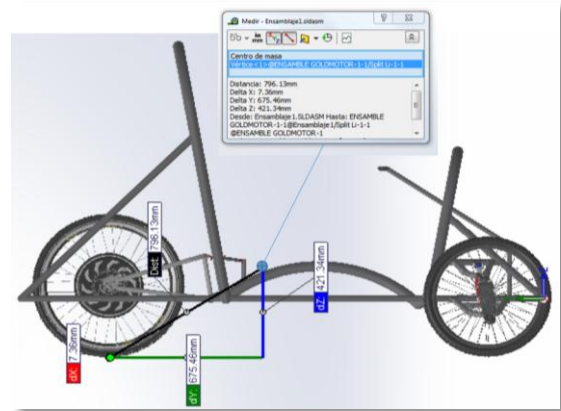


Figura 5: Ubicación del centro de gravedad en 3D
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

C-I. Distancias de los ejes delantero y posterior del centro de gravedad.

La distancia entre ejes o batalla, es un parámetro fundamental para condicionar el diseño del sistema de suspensión, y del vehículo en general. Por tal motivo es de vital importancia saber cuál es la distancia de los ejes respecto al centro de gravedad como se muestra en la figura 6.

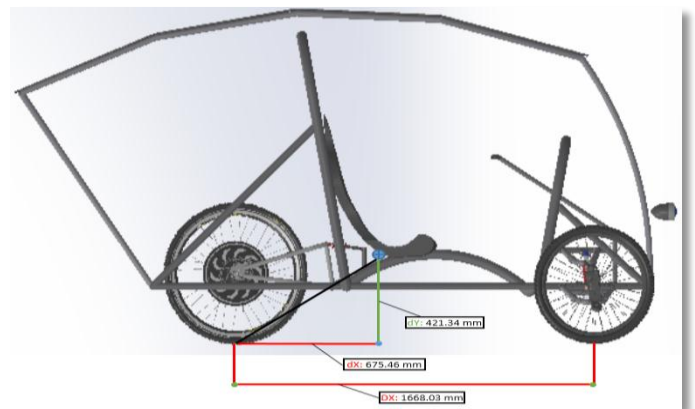


Figura 6: Distancia mínima entre ejes
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

D. Determinación de Cargas

D-I. Determinación de carga Muerta (M)

Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijas a un mismo lugar, estas son el peso propio de la estructura y otras cargas permanentemente unidas a ellas como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3: Valores de las cargas muertas

Carga muerta	Masa (Kg)
Estructura tubular o bastidor	45
Peso de componentes del chasis	
Sistema de transmisión y pedales	8
Carrocería	18
Sistema de frenos	5
Suspensión	4
Sistema de Dirección	4
Llantas de bicicleta	13
Sistema de cambios de velocidades	2
Sistema eléctrico	4
Celdas fotovoltaicas	3
Baterías	9
Convertidores, inversores, controladores	5
Total Peso de componentes	75
Total (m_m)	120

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

D-II. Fuerza Generada por la carga Muerta

$$F_{cm} = m_{mt} \times a \quad (1)$$

Dónde:

- F_{cm} = Fuerza Generada por la carga muerta
- M_{mt} = Masa de carga muerta
- a = Aceleración ($g=9.8 \frac{m}{s^2}$)

$$F_m = 121.992kg \times 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_m = 1195.52 N$$

D-III. Fuerza bajo un factor Crítico

$$F_{cm(50\%)} = F_m + 0.5(F_m) \quad (2)$$

$$F_{cm(50\%)} = 1192.52N + 0.5(1192.52N)$$

$$F_{cm(50\%)} = 1788.78N$$

D-IV. Determinación de cargas vivas (CV)

La carga viva es aquella que puede variar en posición y magnitud. Por eso se considera cargas vivas al piloto de la bicicleta solar y al motor eléctrico como se muestra en la tabla 4.

Tabla 4: Valores de las cargas vivas

CARGA VIVA	Masa (Kg)
Persona Promedio	80
Motor Eléctrico de 1,5 KWh	8
Total	88

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

D-VI. Fuerza Generada por cargas Vivas

$$F_{cv} = ma \quad (3)$$

Dónde:

- F_{cv} = Fuerza generada por la carga viva
- F_{pt} = Fuerza generada por el piloto
- m = masa del piloto

$$F_{cv} = 88Kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{cv} = 862.4 N$$

$$F_{cv(50\%)} = F_{pt} + 0.5(F_{cv})$$

$$F_{cv(50\%)} = 862.4 N + 0.5(862.4 N)$$

$$F_{cv(50\%)} = 1293.6 N$$

D-VII. Determinación de la Carga Total

$$\Sigma \text{Carga Muerta} + \text{Carga Viva} = \text{Carga Total} \quad (4)$$

$$\Sigma (121.992 + 88)Kg = 209.992Kg$$

$$m_t = 209.992Kg$$

D-IX. Determinación de la Fuerza Total

$$F_t = F_{cv(50\%)} + F_{cm(50\%)} \quad (5)$$

Dónde:

- F_t = Fuerza total generada
- $F_{cm(50\%)}$ = Fuerza generada carga muerta mas un 50%
- $F_{cv(50\%)}$ = Fuerza generada carga viva mas un 50%

$$F_{t(50\%)} = 1293.6 N + 1788.78N = 3082.38 N$$

$$F_{t(50\%)} = P = 3082.38 N$$

D-X. Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad

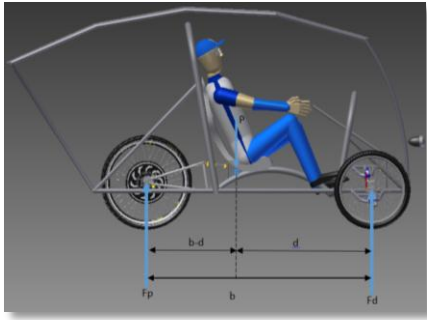


Figura 7: Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El cálculo de la distancia entre ejes se puede realizar midiendo de eje a eje, pero resulta más conveniente medirlo respecto al centro de gravedad por motivos de cálculos.

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

(6)

$$\begin{aligned} b &= (1668.03 \text{ mm} - 992.57 \text{ mm}) + 992.57 \text{ mm} \\ b &= (675.46 \text{ mm}) + 992.57 \text{ mm} \\ b &= 1668.03 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F_d &= F_{t(50\%)} \times \frac{b-d}{b} \\ (7) \\ F_d &= 3082.38 \text{ N} \times \frac{(1668.03 - 992.57)}{1668.03} \\ F_d &= 1248.19 \text{ N} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F_p &= F_{t(50\%)} \times \frac{d}{b} \\ (8) \\ F_p &= 3082.38 \text{ N} \times \frac{(992.57)}{1668.03} \\ F_p &= 1834.18 \text{ N} \end{aligned}$$

Tabla 5: Distribución de fuerzas respecto al centro de masas

DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS RESPECTO AL CENTRO DE MASAS		
	Fuerza(N)	Porcentaje (%)
Eje Delantero	1248.19 N	40.5
Eje Posterior	1834.19N	59.5

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

D-XIII. Masas suspendidas delanteras y posteriores

- Masa total: 209.992 kg
- Masa de los neumáticos (3), amortiguadores y frenos : 20 kg

$$\begin{aligned} m_{sn} &= 20 \text{ kg} \\ m_t &= 209.992 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{ts} &= m_t - m_{sn} \\ m_{ts} &= 209.992 \text{ kg} - 20 \text{ kg} \\ m_{ts} &= 189.992 \text{ kg} \end{aligned} \quad (9)$$

D-XIV. Masa suspendida en el eje delantero

$$\begin{aligned} m_{sd} &= \frac{m_{ts} \cdot (b-d)}{b} \\ m_{sd} &= \frac{189.992 \cdot (1668.03 - 992.57)}{1668.03} \\ m_{sd} &= 76.93 \text{ kg} \end{aligned} \quad (10)$$

D-XV. Masa suspendida en el eje posterior

$$\begin{aligned} m_{sp} &= \frac{m_{ts} \cdot d}{b} \\ m_{sp} &= \frac{189.992 \cdot (992.57)}{1668.03} \\ m_{sp} &= 113.06 \text{ kg} \end{aligned} \quad (11)$$

D-XVI. Masas totales delanteras y posteriores

La masa total es la adición de la masa suspendida y la no suspendida.

D-XVII. Masa total en el eje delantero

$$\begin{aligned} m_{st}^d &= \frac{m \cdot (b-d)}{b} \\ m_{st}^d &= \frac{209.992 \cdot (1668.03 - 992.57)}{1668.03} \\ m_{st}^d &= 85 \text{ kg} \end{aligned} \quad (12)$$

D-XVIII. Masa total en el eje posterior

$$\begin{aligned} m_{st}^p &= \frac{m \cdot (d)}{b} \\ m_{st}^p &= \frac{209.992 \cdot (992.57)}{1668.03} \\ m_{st}^p &= 124.95 \text{ kg} \end{aligned} \quad (13)$$

El resultado define la masa total que soporta el eje delantero y el eje posterior

D-XIX. Calculo de la masa no suspendida

D-XX. Masa No Suspendida en el eje delantero

$$\begin{aligned} m_{ss}^d &= m_{st}^d - m_{sd} \\ m_{ss}^d &= 85 \text{ kg} - 76.93 \text{ kg} \\ m_{ss}^d &= 8.07 \text{ kg} \end{aligned} \quad (14)$$

D-XXI. Masa No Suspendida en el eje Posterior

$$\begin{aligned} m_{ss}^p &= m_{st}^p - m_{sp} \\ m_{ss}^p &= 124.95 \text{ kg} - 113.06 \text{ kg} \\ m_{ss}^p &= 11.89 \text{ kg} \end{aligned} \quad (15)$$

D-XXII. Fuerza de Frenado

El vehículo debe ser capaz de detenerse en 5m desde una velocidad inicial de $20 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$, según las bases técnicas de La carrera Solar Atacama.

$$V = \frac{e}{t} \quad (16)$$

$$t = \frac{5m}{20 \frac{Km}{h}}$$

$$t = 0.25 \text{ seg}$$

$$\text{Tiempo de Frenado } t = 0.25 \text{ seg}$$

$$V_0 = 20 \frac{Km}{H} = \frac{1H}{3600 \text{Seg}} * \frac{1000m}{1Km} = 5.55 \frac{m}{s}$$

$$V_f = 0$$

$$V_f = V_0 + at \quad (17)$$

$$a = \frac{V_f - V_0}{t}$$

$$a = \frac{0 - 5.557}{0.25}$$

$$a = -22.22 \frac{m}{s^2}$$

D-XXIII. Cálculo de Carga de Impacto Frontal

La aceleración del vehículo al producirse un choque frontal es 8 veces la gravedad.

$$F = m \times 8a \quad (18)$$

$$F = 209.992 \text{kg} \times 8 \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$F = 16463.37 \text{ N}$$

D-XXIV. Verificación del material de acuerdo a la geometría estructural seleccionada

D-XXV. Aplicación de carga en la vida central

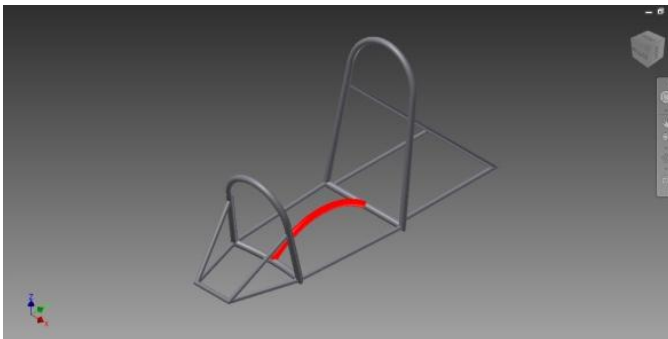


Figura 8: Viga central de la estructura tubular
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El chasis se diseñara en tubo de sección redonda, se lo analiza como una viga central, se toma en cuenta que la carga más crítica es la del conductor y se considera como una carga vertical distribuida.

Carga del conductor: 80Kg

Carga del asiento: 15Kg

Carga Total: 95 Kg (931N)

Dónde:

w = carga total distribuida [N/m]

L= longitud de la total de la viga principal 837.778 mm

$$w = \frac{931N}{0.83777m} = 1111.27 \frac{N}{m} \quad (19)$$

E. Análisis estático.

Este tipo de análisis tiene como objetivo realizar el ejercicio mecánico del modelo en su estado de reposo, determinando los esfuerzos máximos, mínimos, deformaciones provocadas por la acción de cargas sobre el chasis, y también conocer el factor de seguridad.

E-I. Análisis Estructural con cargas verticales.

Las cargas que se utilizaran para este estudio, fueron determinadas en el capítulo 4, mediante el peso total del vehículo cargas muertas y cargas vivas. Las cargas corresponden a la masa que el vehículo tiene en el eje delantero y en el eje posterior.

En la siguiente figura 8 se puede observar la distribución de cargas, y las restricciones para el estudio. Las cargas en el eje delantero y posterior son de color rojo denominadas A, B, C y las restricciones de color azul, denominadas D, E.

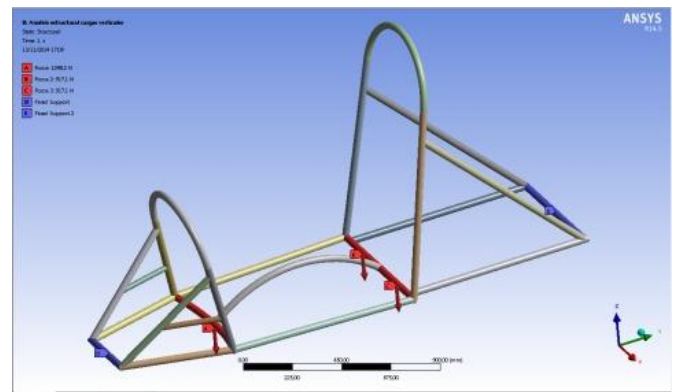


Figura 9: Asignaciones de cargas y restricciones
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

Lo primero en analizar es el esfuerzo máximo equivalente (Von Mises) figura 9 de toda la estructura, bajo carga crítica, el cual es de 164,1 MPa, lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones permanentes, puesto que el esfuerzo de cedencia del acero estructural A-500 grado B es de 290 Mpa, por lo tanto el material está bien seleccionado.

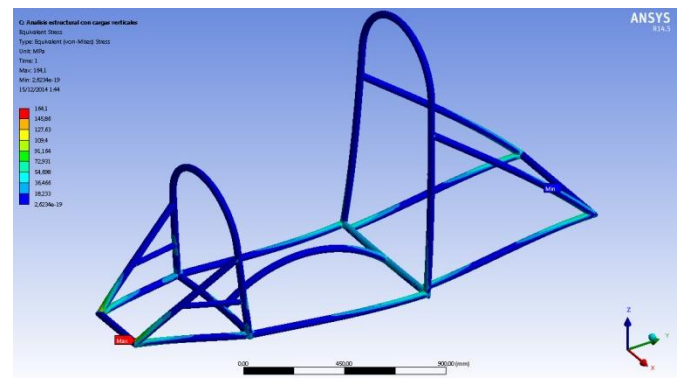


Figura 9: Análisis de esfuerzo máximo equivalente
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El máximo desplazamiento que se produce en la estructura bajo carga crítica, es de 6.72 mm , lo cual evidencia que el modelo diseñado tiene una resistencia aceptable, pues su deformación máxima alcanzada, no es significativa en comparación con las cargas impuestas .

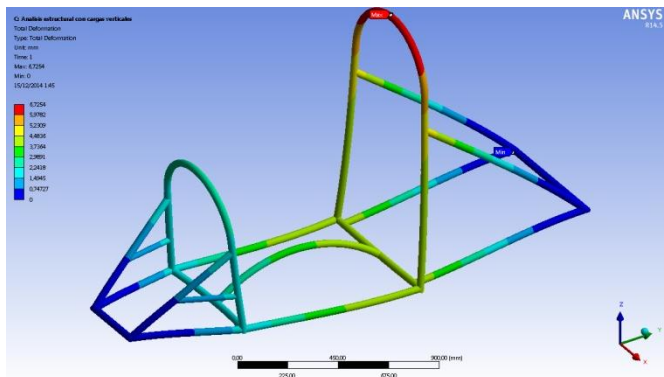


Figura 10: Análisis de deformación máxima
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

Comprobación del factor de seguridad para cargas verticales

Se toma en cuenta el límite elástico del material (S_y) del material que es igual a 290 MPa y el valor máximo (peor caso) obtenido después del análisis en el software.

$$k = \frac{\text{limite elástico}}{\text{max valor Peor caso}} = \frac{290}{164,1} = 1,7$$

Por lo tanto haciendo una comparación de resultados se tiene que el factor de seguridad calculado, con el obtenido en el software, son aproximadamente iguales, lo que indica que los valores obtenidos, son confiables, permitiendo que la estructura sea segura y que esté lista para cualquier prueba.

RESULTADO DE ANALISIS ESTATICO			
Parámetro	Esfuerzo principal máximo	Deformación Total	Factor de Seguridad
Mínimo	20.47 MPa	0.75 mm	1.38
Máximo	164.1 MPa	6.72 mm	15

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

E-II. Análisis estructural con cargas frontales

Se realiza este análisis estructural en este punto porque es una de las partes principales del chasis, debido a que en caso de colisión frontal, ésta absorberá directamente todas las fuerzas que influyen en ese momento. Las cargas que se utilizaran para este estudio fueron determinadas mediante normas internacionales (tomadas como referencia), éstas indican que la carga frontal que deberá soportar el vehículo durante un impacto será ocho veces su gravedad.

En la siguiente figura 11 se puede observar la distribución de la carga, y la restricción para el estudio. La carga en el travesaño principal frontal se encuentra de color rojo denominada A y la restricción de color azul, denominada B.

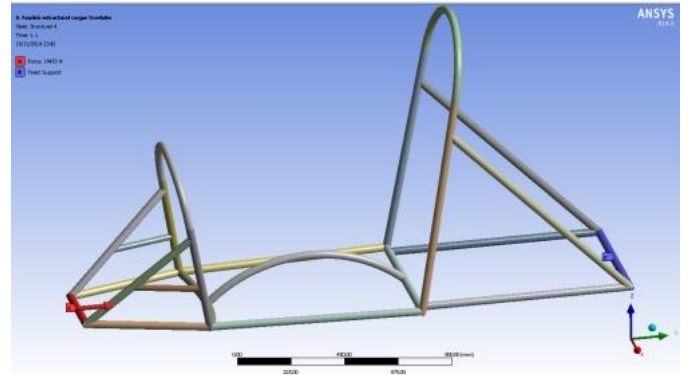


Figura 11: Asignación de carga y restricción
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El máximo desplazamiento que se produce en el chasis (figura 11), cuando experimenta un impacto frontal es de 1,61 mm.

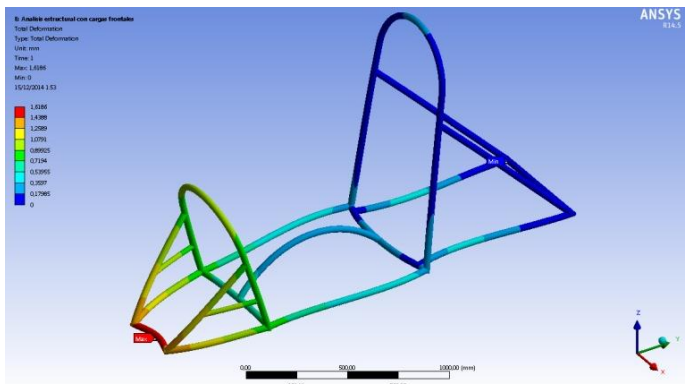


Figura 12: Análisis de deformación máxima
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El factor de seguridad mínimo en el chasis cuando experimenta un impacto frontales de 1,62. Por lo tanto es seguro y confiable durante un impacto de estas magnitudes como se muestra en la figura 13.

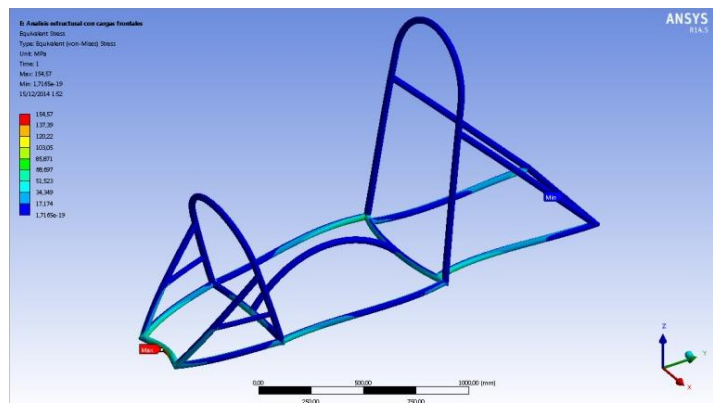


Figura 13: Análisis del factor de diseño
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

Comprobación del factor de seguridad cuando experimenta un impacto frontal.

$$k = \frac{\text{limite elastico}}{\text{max valor Peor caso}} = \frac{290}{154,7} = 1,8$$

RESULTADO CON CARGAS FRONTALES			
Parámetro	Esfuerzo principal máximo	Deformación Total	Factor de Seguridad
Mínimo	1,71e-19 MPa	0 mm	1,62
Máximo	154,7 MPa	1,61 mm	15

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

E-III. Análisis estructural a torsión

Este análisis estructural, se lo realiza para conocer la rigidez torsional que el chasis tiene durante una curva, para evitar el volteo o volcamiento imprevisto del vehículo. Las cargas fueron determinadas bajo un factor

En la siguiente figura 14 se puede observar la distribución de las cargas, y las restricciones para el estudio. Las cargas en el eje delantero y posterior son de color rojo denominadas, C, D respectivamente y las restricciones de color azul, denominadas A, B

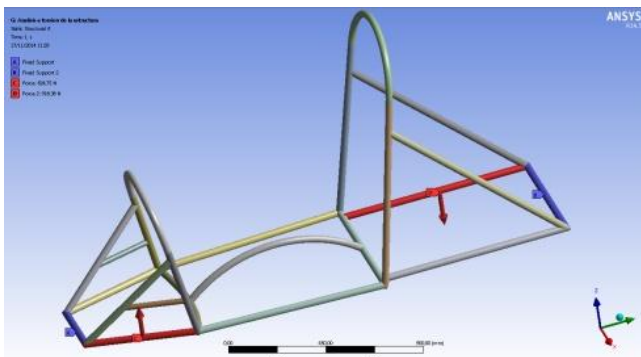


Figura 14: Asignación de cargas y restricciones
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El esfuerzo máximo equivalente (Figura 14), que soporta el chasis cuando existe una torsión brusca es de 52,1 Mpa. Con este resultado el chasis soporta adecuadamente la torsión sin deformación permanente, en su estado estático.

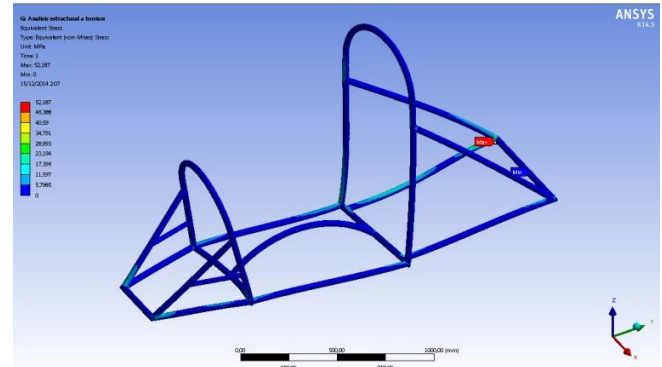


Figura 15: Análisis de esfuerzo máximo equivalente
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El máximo desplazamiento que se produce en el chasis (figura 15), cuando experimenta una torsión crítica es de 1,49mm, lo cual indica que la deformación es sumamente baja, para este estudio.

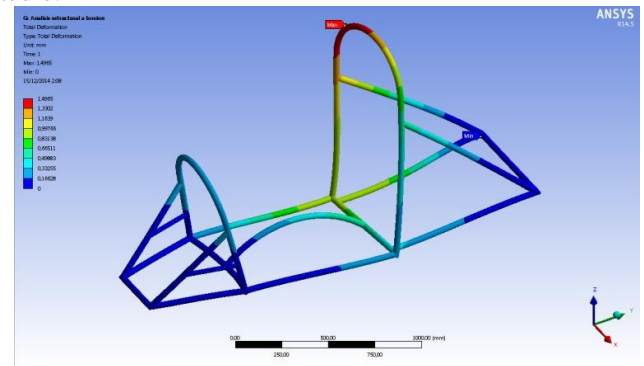


Figura 16: Análisis de deformación máxima
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

El factor de seguridad mínimo en el chasis es de 4,8. Por lo se tendrá plena seguridad que el chasis protegerá al ocupante de cualquier deformación y será sumamente seguro. Dependiendo al nivel de carga a la que el chasis sea sometido éste podrá tener vuelco o no, para nuestras condiciones de carga eso no sucederá.

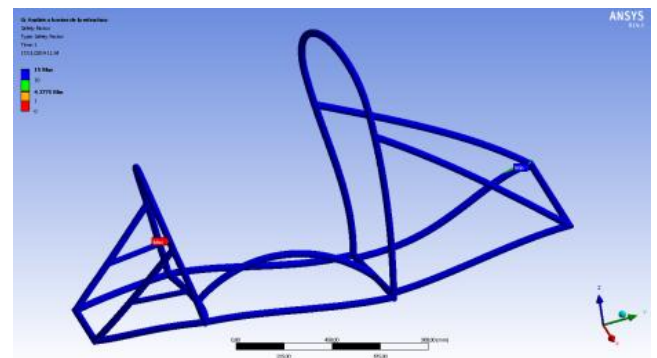


Figura 17: Análisis del factor de seguridad
Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

Comprobación del factor de seguridad cuando experimenta torsión.

$$k = \frac{\text{limite elastico}}{\text{max valor Peor caso}} = \frac{290}{52,1} = 5,5$$

RESULTADO DE ANÁLISIS ESTRUCTURAL A TORSIÓN			
Parámetro	Esfuerzo principal máximo	Deformación Total	Factor de Seguridad
Mínimo	5.79 MPa	0.16 mm	4.8
Máximo	52.1 MPa	1.49 mm	15

Elaborado por: (Vivas M., Ríos E.)

IV. CONCLUSIONES

- Se construyó el bastidor de una Tricicleta Solar en base a las normas establecidas por la competencia Atacama solar Challenge obteniendo un óptimo rendimiento en el diseño.
- Por medio del software CAE se determinó la deformación y el factor de seguridad, los mismos que fueron realizados de forma estática, la deformación estática fue de 6.81mm, la cual fue sometida a una carga en el eje delantero 1248.19 N , y posterior 1834.19 N bajo carga crítica la cual está sometida a una deformación de 184,3 MPa, puesto que el esfuerzo de cedencia del acero estructural A-500 grado B es de 290 Mpa, el material está bien seleccionado, llegando a la conclusión que el diseño del bastidor es óptimo para la Tricicleta Solar.
- Se diseñó y construyó la estructura del vehículo solar con las siguientes especificaciones una longitud del chasis 2300 mm con un ancho del vehículo de 1300 mm con una altura de 1300 mm, la distancia entre ejes fue de 1700 mm, el material utilizado fue acero ASTM A500 grado B con un peso total de la estructura de 45 Kg.
- El vehículo solar cumple con las normas establecidas por las Bases técnicas del Atacama Solar Challenge tomando en consideración la seguridad e integridad del piloto siendo sometido el vehículo Solar a diferentes pruebas estáticas y dinámicas.

V. RECOMENDACIONES

- Utilizar software CAE para la simulación de elementos finitos para validar los cálculos analíticos debido que algunos sistemas del vehículo Solar son complejos de analizarlos a profundidad.
- Construir el bastidor con materiales altamente resistentes y ligeros en peso con procesos de manufactura tecnificados para optimizar el rendimiento de la tricicleta solar.

VI. REFERENCIAS

- [1] C. S. Atacama, *Bases Técnicas La Ruta Solar*, Chile: Publicaciones independientes en pdf, 2014.
- [2] U. V. B. R.A. Navarro, *Alternativas de Transporte en America Latina*, SAE internacional, 1985.
- [3] J. Alonso, *Técnicas del Automovil*, España: Paraninfo, 2008, Chasis.
- [4] M. Toro, «Scribd.com,» 28 9 2009. [En línea]. Available: <http://es.scribd.com/doc/20314825/Diseno-y-tipos-de-chasis>. [Último acceso: 23 9 2014].
- [5] A. G. Rodriguez, «wordpress.com,» 21 10 2013. [En línea]. Available: <http://alexgarbi93.wordpress.com/2013/10/21/tema-2-carrocerias-de-vehiculos-tipos-y-componentes/>. [Último acceso: 25 9 2014].
- [6] [Http://cadstock.com/noticias/452-solidthinking-8-y-la-nueva-tecnologia-de-morfogenesis](http://cadstock.com/noticias/452-solidthinking-8-y-la-nueva-tecnologia-de-morfogenesis).

BIOGRAFÍA



Edwin Ríos nació en Ambato –Ecuador, el 06 de Abril de 1990. Cursó sus estudios secundarios en el Instituto Tecnológico Superior Bolívar, en donde obtuvo el título de Bachiller especialización Físico Matemáticas. Recibió el grado de Ingeniero en Electromecánica por la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE extensión Latacunga, en 2015. De 2013 a 2014

realizó sus prácticas profesionales en la Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC) – Unidad de Negocio Hidroagoyán. De 2012 a 2013 fue pasante en la Empresa Eléctrica Ambato S.A. (E.E.A.S.A.) Regional Centro Norte realizó su proyecto de titulación de Ingeniero en Electromecánica. Asistente de Jornadas Nacionales de Ingeniería Electromecánica Latacunga – Ecuador, en 2010, Jornadas Técnicas Halliburton Quito – Ecuador, en 2012.



Salazar Freddy. Nació en Latacunga provincia de Cotopaxi en Ecuador. Es graduado de la Escuela Politécnica del Ejército extensión Latacunga, en Ingeniería Electromecánica en el año 2008 y cuenta con un masterado en Gestión de la Energía de la Universidad Técnica de Cotopaxi Latacunga – Ecuador.

Actualmente es docente del Departamento de Eléctrica y Electrónica de la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” en la ciudad de Latacunga Ecuador, donde se desempeña como docente. Email:fwsalazar@espe.edu.ec.



Marco Javier Vivas Ortiz nació en Latacunga – Ecuador, el 24 de Agosto de 1990. Cursó sus estudios secundarios en la Unidad Educativa FAE N°5 Latacunga, en donde obtuvo el título de Bachiller Especialización Físico Matemático. Recibió el grado de Ingeniero en Electromecánica por la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE extensión

Latacunga, en 2015. En el 2012 realizó sus prácticas pre profesionales en la Empresa Novacero S.A Planta – Lasso en el área de laminación y mantenimiento. En el 2013 fue pasante en la Empresa Eléctrica Provincial Cotopaxi (ELEPCO S.A), en el área de control de energía. Realizó su proyecto de titulación de Ingeniería Electromecánica en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE- extensión Latacunga. Asistente de Jornadas Nacionales de Ingeniería Electromecánica Latacunga – Ecuador, en 2010, Jornadas Técnicas Halliburton Quito – Ecuador, en 2012.



Félix Javier Manjarrés Arias, nació en Guayaquil – Ecuador el 02 de marzo de 1975, es Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Egresado de la Maestría en Gestión de Empresas mención PYMES, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de diseño, Producción y Automatización Industrial. Docente

tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.