

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRICIMOTO MONOPLAZA CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA Y SISTEMA DE DIRECCIÓN BASCULANTE

Luis Guacho, Michael Taco, Guido Torres, Héctor Terán  
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE  
Extensión Latacunga  
Quijano Ordoñez y Marqués de Maenza S/N Latacunga, Ecuador  
Email: luisguacho\_2012@hotmail.com, michaelfernandotaco@hotmail.com,  
grtorres@espe.edu.ec, hcteran@espe.edu.ec.

## RESUMEN

El presente artículo muestra el diseño y construcción de una tricimoto monoplaza con motor de combustión interna y sistema de dirección basculante, considerado como un vehículo alternativo más compacto que presenta una adecuada maniobrabilidad.

Se describen los parámetros a tomar en consideración durante el diseño, los resultados obtenidos en los análisis computacionales, además de las pruebas de funcionamiento.

## ABSTRACT

This paper presents the design and construction of a tricimoto car with internal combustion engine and tilt steering system regarded as a more compact alternative vehicle having an adequate maneuverability.

Parameters to consider during the design are described, the results of the computational analyzes, and performance testing.

## I. INTRODUCCIÓN

El sistema de dirección para la tricimoto monoplaza es un mecanismo de paralelogramo deformable con articulación que permite mover activamente su

centro de masas al aplicar una carga transversal sobre el mecanismo, permitiendo una conducción dinámica favorable y más segura con lo que respecta a estabilidad.

Al ser un prototipo alternativo, se prioriza la seguridad del conductor combinando una estructura adecuada del bastidor de estilo scooter, elementos de seguridad, suspensión, dirección y frenos eficientes junto a un motor monocilindro de 150cc y un peso de 135 Kg, figura 1.



Figura 1: Estilo propuesta

## II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y TRASFERENCIA DE MASAS

Con la ayuda de un software CAD se realizó el diseño del prototipo.

Este software permite realizar una simulación en condiciones en las cuales funcionará el prototipo, además de permitir un ahorro en tiempo y dinero con la posibilidad de realizar correcciones en la etapa de diseño.

**a. Fuerza generada por la carga muerta**

$$F_{cm} = m_{cm} \cdot a$$

Dónde:

$F_{cm}$  = Fuerza generada por la carga muerta

$a$  = Aceleración ( $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$ )

$m_{cm}$  = Carga muerta del prototipo

$$F_{cm} = (110 \text{ kg}) \cdot \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$F_{cm} = 1078 \text{ N}$$

**b. Fuerza generada por la carga muerta considerando un factor crítico**

$$F_{cm(20\%)} = F_{cm} + (0,2) F_{cm}$$

$$F_{cm(20\%)} = 1078 \text{ N} + (0,2)(1078 \text{ N})$$

$$F_{cm(20\%)} = 1293,6 \text{ N}$$

**c. Fuerza generada por las cargas vivas**

$$F_{cv} = m_{cv} \cdot a$$

Dónde:

$F_{cv}$  = Fuerzas generadas por las cargas vivas

$a$  = Aceleración ( $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$ )

$m_{cv}$  = Cargas vivas del prototipo

$$F_{cv} = (135 \text{ kg}) \cdot \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$F_{cv} = 1323 \text{ N}$$

**d. Fuerza generada por las cargas vivas considerando un factor crítico**

$$F_{cv(20\%)} = F_{cv} + (0,2) F_{cv}$$

$$F_{cv(20\%)} = 1323 \text{ N} + (0,2)(1323 \text{ N})$$

$$F_{cv(20\%)} = 1587,6 \text{ N}$$

**e. Fuerza total generada por las cargas en el prototipo considerando un factor crítico**

$$F_{ct(20\%)} = F_{cm(20\%)} + F_{cv(20\%)}$$

Dónde:

$F_{ct}$  = Fuerza total generada por las cargas

$$F_{ct(20\%)} = 1293,6 \text{ N} + 1587,6 \text{ N}$$

$$F_{ct(20\%)} = 2881,2 \text{ N}$$

**f. Cálculo de la fuerza sobre el eje delantero considerando un factor crítico**

$$F_d = F_{ct(20\%)} \cdot \frac{d}{B}$$

Dónde:

$F_d$  = Fuerza sobre el eje delantero

$d$  = Distancia al centro de gravedad desde el eje delantero

$B$  = Distancia entre ejes

$$F_d = 2881,2 \text{ N} \cdot \frac{(0,73585) \text{ m}}{(1,33) \text{ m}}$$

$$F_d = 1594,0843 \text{ N}$$

**g. Cálculo de la fuerza sobre el eje posterior considerando un factor crítico**

$$F_p = F_{ct} \cdot \frac{(B - d)}{B}$$

Dónde:

$F_p$  = Fuerza sobre el eje posterior

$d$  = Distancia al centro de gravedad desde el eje delantero

$B$  = Distancia entre ejes

$$F_p = 2881,2 \text{ N} \cdot \frac{(1,33 - 0,73585) \text{ m}}{(1,33) \text{ m}}$$

$$F_p = 1287,1165 \text{ N}$$

Para realizar una adecuada distribución de pesos tanto en el eje delantero como en el eje posterior, se realiza la correcta ubicación del conductor y demás sistemas. El prototipo tiene un motor central/posterior y tracción trasera por banda.

**Tabla 1: Distribución de fuerzas**

DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS		
	Fuerza (N)	Porcentaje (%)
Eje delantero	1594,0834	55,3270 %
Eje posterior	1287,1165	44,6729 %
<b>TOTAL</b>	<b>2881,2</b>	<b>100 %</b>

Los movimientos angulares se producen sobre sus tres ejes y se propagan en sus respectivos sentidos, figura 2. Siendo el eje (Z) el vertical, el eje (Y) el transversal y el eje (X) el longitudinal.



**Figura 2: Movimientos angulares**

El mecanismo de paralelogramo deformable permite una inclinación máxima de 35 grados, generando un cambio de posición del centro de masa con respecto al eje vertical (Z) y al eje transversal (Y).

La tabla 2 muestra los valores del movimiento dinámico del centro de masas con respecto al eje vertical (Z) y al eje transversal (Y).

**Tabla 2: Variación centro de masas**

VARIACIÓN CENTRO DE MASAS		
Grados de inclinación	Y(m)	Z(m)
0°	0,00	0,65
5°	0,06	0,65
10°	0,11	0,64
15°	0,17	0,63
20°	0,22	0,61
25°	0,27	0,59
30°	0,32	0,56
35°	0,37	0,53
40°	0,43	0,51

La figura 3 muestra la curva generada entre los valores del movimiento dinámico del eje transversal (Y), con respecto a los grados de inclinación del prototipo. Presentando una curva directamente proporcional.



**Figura 3: Movimiento dinámico centro de masas eje Y**

La figura 4 muestra la curva generada entre los valores del movimiento dinámico del eje vertical (Z), con respecto a los grados de inclinación del prototipo. Presentando una curva inversamente proporcional.



**Figura 4: Movimiento dinámico centro de masas eje Z**

Se analiza las transferencias de masas durante las cuatro condiciones de manejo más críticas, tomando en consideración una disposición de peso de 55,32% en el eje delantero y 44,67% en el eje posterior para conocer las cargas que se aplican en los respectivos ejes, tabla 3.

Tabla 3: Transferencia de masas

EN REPOSO	67,77 kg	67,77 kg	109,44 kg
ACELERACIÓN	37,83 kg	37,83 kg	169,33 kg
FRENADA BRUSCA	90,35 kg	90,35 kg	64,3 kg
CURVA INCLINACIÓN 35 GRADOS	52,98 kg	82,02 kg	110 kg

### III. SIMULACIÓN BAJO FUERZAS CRÍTICAS

#### a. INCLINACIÓN

La figura 5 muestra el análisis del esfuerzo principal máximo para el paralelogramo deformable con articulaciones durante la máxima inclinación con Transient Structural.

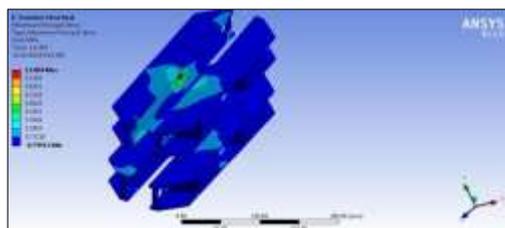


Figura 5: Análisis esfuerzo principal máximo paralelogramo durante inclinación (Transient Structural)

De acuerdo al diseño y a los resultados obtenidos el mayor esfuerzo del paralelogramo durante la inclinación se encuentra en las partes laterales y centrales donde van sujetos los porta ejes con sus respectivas sujeciones, con un valor de 12,884 MPa, esta fuerza se encuentra por debajo del límite elástico del material seleccionado que ofrece un valor de 250 MPa.

#### b. FRENADO

La figura 6 muestra el análisis del esfuerzo principal máximo para el paralelogramo deformable con articulaciones durante el frenado con Transient Structural.

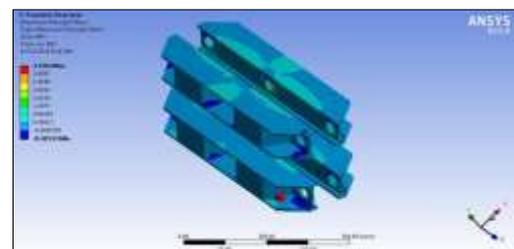
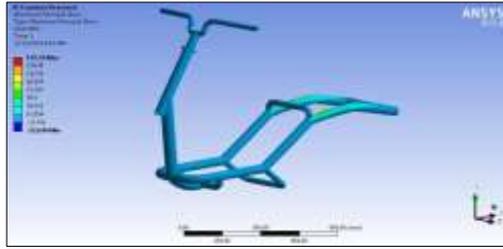


Figura 6: Análisis esfuerzo principal máximo paralelogramo durante frenado (Transient Structural)

De acuerdo al diseño y a los resultados obtenidos el mayor esfuerzo del paralelogramo durante el frenado se encuentra en las partes laterales y centrales donde van sujetos los porta ejes con sus respectivas sujeciones con un valor de 3,2364 MPa, esta fuerza se encuentra por debajo del límite elástico del material seleccionado que ofrece un valor de 250 MPa.

#### c. BASTIDOR

La figura 7 muestra el análisis del esfuerzo principal máximo para el bastidor con Transient Structural.



**Figura 7: Análisis de esfuerzo principal máximo bastidor (Transient Structural)**

De acuerdo al diseño y a los resultados obtenidos el mayor esfuerzo del bastidor se encuentra en la parte central/posterior donde se concentra el mayor peso del conductor con un valor de 155,34 MPa, esta fuerza se encuentra por debajo del límite elástico del material seleccionado que ofrece un valor de 250 MPa.

#### **d. MECANISMO BASCULANTE**

El mecanismo está compuesto de cuatro brazos articulados y cada uno posee en sus costados los respectivos puntos de sujeción, el mecanismo va sujeto a los porta ejes de ruedas y al tubo central de la dirección, figura 8.



**Figura 8: Brazos articulados**

### **IV. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

Se llevó a cabo la prueba de aceleración, figura 9. El prototipo puede alcanzar una velocidad final promedio de 0 a 44.66 km/h en 9.46 segundos.



**Figura 9: Prueba de aceleración**

El prototipo logra un frenado adecuado en línea recta con una velocidad promedio de 44 km/h con una distancia de frenado de 7.26 metros, figura 10, además dependerá del coeficiente de fricción de la superficie para una distancia de frenado efectiva.



**Figura 10: Prueba de frenado**

Los resultados de maniobrabilidad se presentan en la tabla 4.

**Tabla 4: Pruebas de maniobrabilidad**

ANÁLISIS DE RESULTADOS MANIOBRABILIDAD			
Prueba	Velocidad	Escenario	Conclusión
Velocidad baja	40 km/h	Conducción a baja velocidad.	Conducción estable manteniendo la velocidad en caminos rectos y en curvas abiertas, en curvas cerradas aumentar la velocidad.
Velocidad promedio	60 km/h	Conducción a velocidad promedio.	Conducción estable manteniendo la velocidad en caminos rectos y en curvas abiertas y cerradas.
Velocidad máxima	80 km/h	Conducción a velocidad máxima.	Conducción estable manteniendo la velocidad en caminos rectos, en curvas abiertas y curvas cerradas disminuir la velocidad.



**Figura 11: Prueba de maniobrabilidad**

## V. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó la tricimoto monoplaza, haciendo uso de manufactura nacional y recurriendo a herramientas informáticas.
- Mediante las herramientas computacionales en software SolidWorks y ANSYS se diseñó y analizó los esfuerzos que son generados en el bastidor y en el mecanismo de paralelogramo deformable con articulaciones, comprobando así que los elementos analizados presentan un factor de seguridad mayor a 2.0.
- Se diseñó y construyó un mecanismo de paralelogramo deformable con articulaciones con su respectivo sistema de suspensión y sistema de dirección que actúan de manera simultánea e independiente.
- La mayoría de los sistemas acoplados al bastidor fueron modificados para que se adapten adecuadamente a este, como es el caso del sistema de frenos, suspensión, dirección y mecanismo de paralelogramo deformable con articulaciones satisfaciendo así las necesidades requeridas por la tricimoto en lo que respecta a confort y seguridad.
- El ancho de vía de la tricimoto es de 0,37 metros en la parte frontal, por lo que presenta una transferencia de masas directamente proporcional a la inclinación que se realiza, con una máxima de 35 grados brindando así mayor estabilidad durante la conducción y mejor adherencia de la tricimoto en caminos rectos, curvas abiertas y curvas cerradas.
- Se determinó que el diseño del mecanismo de paralelogramo deformable con articulaciones al tener un límite de inclinación de 35 grados con respecto a su vertical permite una conducción dinámica favorable.

## VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Foale T. (2003). Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis; el arte y la ciencia. España, ediciones ISBN.
- Gaetano Cocco, Motorcycle Design and Technology, (Giorgio Nada Editore S.R.L.), Milán (Italia): 2004.
- Manual del automóvil, Suspensión, dirección, frenos, neumáticos y airbag, (1999). Madrid: Editorial CULTURAL S.A.
- Milleken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.
- Pablo Luque y otros. (2004). Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico. Madrid: Editorial Thomson

## BIOGRAFÍA



Luis Guacho, nació en Quito provincia de Pichincha en Ecuador. Actualmente es egresado de la carrera de

Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE. Realizó sus prácticas preprofesionales en Casabaca Toyota S.A., Automotores Continental S.A y el Centro Automotriz Multimarca TECNIFORD.



Michael Taco, nació en Quito provincia de Pichincha en Ecuador. Actualmente es egresado de la carrera de

Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE. Realizó sus prácticas preprofesionales en Casabaca Toyota S.A., Autolandia y Tecnicentro Aguirre.



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo, Ecuador. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la

Escuela Superior Politécnica de Riobamba- Ecuador y cuenta con un Magíster en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamérica de Ambato-Ecuador, Egresado de la

Maestría de Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi, actualmente se desempeña como docente del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga.



Héctor Terán, nació en Latacunga, provincia de Cotopaxi - Ecuador. Se graduó como Ingeniero

Electromecánico en la Escuela Politécnica del Ejército. Latacunga- Ecuador, cuenta con estudios de Posgrado en Gestión de Energías Renovables, Seguridad Industrial y salud ocupacional, Redes Industriales, actualmente se desempeña como Docente Tiempo parcial en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga.

### Registro de publicación

**Fecha de recepción** 10 Diciembre 2014

**Fecha de aceptación** 20 Diciembre 2014

**Revisado por:** Guido Torres  
Héctor Terán