

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO

Carlos Suntaxi

Guido Torres

Félix Manjarrés

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: krlos_ct@outlook.es, grtorres@espe.edu.ec, fxmanjarres@espe.edu.ec.

RESUMEN

La necesidad de vehículos alternativos más compactos, con alta seguridad y buena maniobrabilidad, motiva a que la Ingeniería Automotriz busque mejorar nuevos sistemas, lo cual lleva al desarrollo y construcción de un mecanismo de dirección para vehículo trimoto, dando como prioridad la investigación del sistema.

ABSTRACT

The need for more compact alternative vehicles with high safety and good maneuverability, motivates the Automotive Engineering seeks to improve new systems, which leads to the development and construction of a steering mechanism for trimoto vehicle, giving priority to the investigation of the behavior of this system.

I. INTRODUCCIÓN

Comúnmente los vehículos procuran tener un centro de gravedad bajo con respecto al ancho de su base. El sistema de dirección para vehículo trimoto mueve activamente su centro de masas para que la fuerza resultante producida por la gravedad y la fuerza centrífuga, se dirija siempre en una dirección en la cual no se aplique una incorrecta transferencia de masas que tienda a

desestabilizar el vehículo. Esto es aprovechado para diseñar vehículos muy angostos sin sacrificar la estabilidad, permitiendo incursionar en el mercado automotriz con la utilización de vehículos alternativos los cuales permitirá una mejor movilidad vial.



Figura 1. Mecanismo de dirección montado en vehículo trimoto.

Fuente: Propia.

II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y TRASFERENCIA DE MASAS

Con la ayuda de un software CAD se dibujo un esquema de las suspensiones. Lo que se consigue en este caso es una forma rápida de ver cómo afecta al centro de balanceo los cambios que se van introduciendo en la geometría, unas veces seleccionadas a cada uno de los elementos se realiza una análisis, bajo fuerzas generadas por transferencias de masas en escenarios de manejo críticos.

a. ACELERACIÓN

El vehículo trimoto recorrerá 70 metros en un tiempo de 4 segundos, el cual fue cronometrado.

Aceleración Máxima

$$w_a = \frac{a * m_t * h_{CG}}{b}$$

Donde:

w_a = Transferencia de carga

a = aceleración

m_t = masa total

h_{CG} = altura del centro de masas

b = distancia entre ejes

$$w_a = \frac{2.18 \frac{m}{s^2} * 286 \text{ kg} * 0.41149m}{1.45 \text{ m}}$$
$$w_a = 176.93 \text{ N}$$

Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$w_{a(30\%)} = w_a + 0.3(w_a)$$

$$w_{a(30\%)} = 176.93 \text{ N} + 0.3(176.93 \text{ N})$$

$$w_{a(30\%)} = 230.01 \text{ N}$$

Carga en el eje delantero.

$$m_{ac}^d = (m_{st}^d * \gamma_P) + \left(\frac{w_{a(30\%)}}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_{ac}^d = Carga eje delantero

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

$w_{a(30\%)}$ = Carga

γ_P = Factor de carga permanente(1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

$$m_{ac}^d = (126.34 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{230.01 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50\right)$$

$$m_{ac}^d = 203.23 \text{ kg}$$

b. FRENADO

Se considero un tiempo de frenada en situaciones críticas de 100 Km/h en 3 segundos.

Frenado Brusco

$$w_f = \frac{a_f * m_t * h_{CG}}{b}$$

Donde:

w_f = transferencia de carga

a = aceleración

m_t = masa total

h_{CG} = altura del centro de masa

b = distancia entre ejes

$$w_f = \frac{9.26 \frac{m}{s^2} * 286 \text{ kg} * 0.41149m}{1.45 \text{ m}}$$
$$w_f = 751.56 \text{ N}$$

Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$w_{f(30\%)} = w_f + 0.3(w_f)$$

$$w_{f(30\%)} = 751.56 \text{ N} + 0.3(751.56 \text{ N})$$

$$w_{f(30\%)} = 977.03 \text{ N}$$

Carga en el eje delantero.

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_P) + \left(\frac{w_{f(30\%)}}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_f^d = Carga eje delantero

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

$w_{f(30\%)}$ = Carga durante la frenada

γ_P = Factor de carga permanente(1.33)

γ_v = Factor de carga variable(1.50)

$$m_f^d = (126.34 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{977.03 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50\right)$$

$$m_f^d = 317.54 \text{ kg}$$

c. CURVA E INCLINACIÓN DEL VEHÍCULO TRIMOTO.

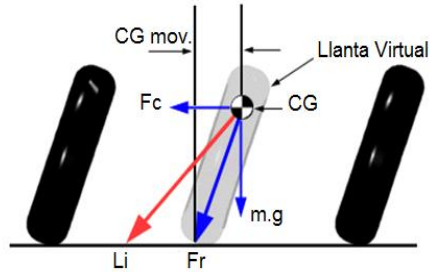


Figura 2: Movimiento dinámico del centro de masas en inclinación.

Fuente: Propia.

Donde:

CG = Centro de masa en inclinación

Fc = Fuerza Centrifuga

CG = Centro de masas

Li = Limite de inclinacion (25 grados)

m.g = Peso

Fr = Fuerza Resultante

$$A_n = \frac{v^2}{r}$$

Donde:

A_n = Aceleracion normal

v = Velocidad

r = Radio de curvatura

TRASFERENCIA DE CARGA

$$W_c = \frac{A_n * m_t * h_{CG}}{Av}$$

Donde:

W_c = Traslacion de masas en curva

A_n = Aceleracion normal

m_t = masa total

h_{CG} = Altura del centro de masas

Av = Ancho de via.

Considerando que el centro de masas se mueve dinámicamente con coordenadas (X,Y) se realiza una operación vectorial para encontrar la resultante de la transferencia de masas que genera a los grados de inclinación.

$$W_{c(x)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(x)}}{Av}$$

$$W_{c(y)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(y)}}{Av}$$

$$W_c = \sqrt{W_{c(x)}^2 + W_{c(y)}^2}$$

Tabla 1: Ubicación del centro de masas.

UBICACIÓN DEL CENTRO DE MASAS		
Rot (Grados)	x (mm)	y (mm)
0	0	411.49
5.042	6.591	411.216
10.027	13.058	410.361
15.011	19.426	408.947
25.038	31.742	404.458
30.023	37.526	401.443

Fuente: Propia.

Carga en el eje delantero en curva.

$$W_{cd} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.44}{Av}$$

Carga en el eje posterior en curva.

$$W_{cp} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.56}{Av}$$

Carga en la llanta del eje delantero en la cual se registra un aumento de transferencia.

$$m_f^i = (m_{st}^d * \gamma_p * 0.22) + \left(\frac{W_c}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_f^i = Carga a la llanta expuesta

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

w_c = Carga durante la curva

γ_p = Factor de carga permanente(1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_p * 0.22) - \left(\frac{W_c}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_f^d

= Carga a la llanta menos expuesta en curva

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

w_c = Carga durante la curva

γ_p = Factor de carga permanente(1.33)

$\gamma_v =$ Factor de carga variable (1.50)

Fuente: Propia.

Generando los siguientes valores:

Tabla 2: Aceleración normal en los diferentes escenarios de inclinación.

ACELERACIÓN NORMAL				
GRADOS	v (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s ²)
0	80	22.22	60	8.2288
25	80	22.22	60	8.2288
30	80	22.22	60	8.2288

Fuente: Propia.

Tabla 3: Transferencia de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.

TRANSFERENCIA DE CARGAS EN CURVA			
GRADOS	Wcx (N)	Wcy (N)	[Wc] (N)
0	-	-	1370.11719
25	663.2418	855.7958	1082.7171
30	791.6112	855.7958	914.7765

Fuente: Propia.

Tabla 4: Distribución de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.

No	Grados	DISTRIBUCIÓN DE CARGAS		CARGA EJE DELANTERO 44%	
		Eje Delantero 44%(kg)	Eje Posterior 66%(kg)	Llanta Izquierda 22%(kg)	Llanta Derecha 22%(kg)
1	0	602.8515	767.2656	8.5895	175.9567
2	25	476.3955	606.3215	156.6012	10.7659
2	30	512.9416	402.8348	177.8950	5.1721

Fuente: Propia.

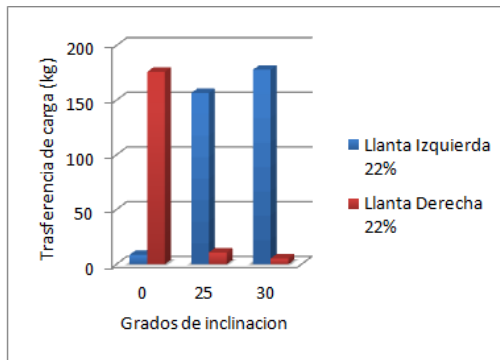


Figura 3: Distribución eje delantero, transferencia de carga-grados de inclinación.

Se puede notar que el vehículo con una transferencia de carga a 0 grados, en una curva al encontrarse bajo la incidencia de la fuerza centrífuga da como resultado la mayor transferencia de carga en los elementos más alejados a la curva, mientras que la carga para el vehículo dotado con el sistema de dirección su transferencia será proporcional a la inclinación y será soportada por los elementos que se encuentran más cerca a la curva buscando un equilibrio dinámico y acercándose más a la conducción de una motocicleta pero con la seguridad de un vehículo bajo el concepto de estabilidad.

Tabla 5: Trasferencia de masas en cada neumático

En reposo		Aceleración brusca	
63.17 kg	63.17 kg	101.61 kg	101.61 kg
160.05 kg		247.20 kg	
Frenada brusca		Curva inclinación 30 grados	
158.77 kg	158.77 kg	177.89 kg	5.17 kg
361.54 kg		402.83 kg	

Fuente: Propia.

III. SIMULACIÓN BAJO FUERZAS CRÍTICAS.

a. TRAPÉCIOS INFERIOR

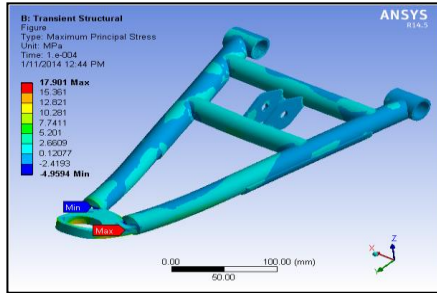


Figura 4: Análisis esfuerzo principal máximo trapecio superior.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio inferior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 17.901 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.).

b. TRAPÉCIOS SUPERIOR

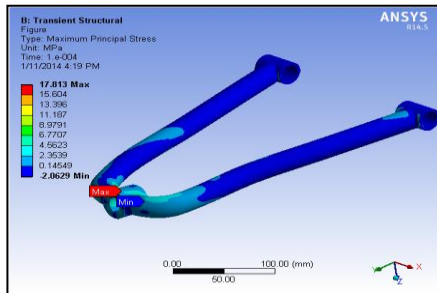


Figura 5: Análisis esfuerzo principal máximo trapecio inferior.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio inferior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 17.813 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.).

c. BASTIDOR

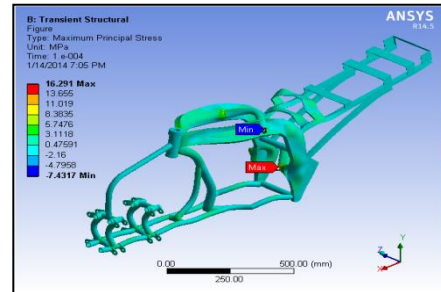


Figura 6: Análisis esfuerzo principal máximo bastidor.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del bastidor se produce en la zona cercana al montaje del sistema de basculación posterior el cual es de 16.291 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.).

d. CONJUNTO MANGUETA-EJE

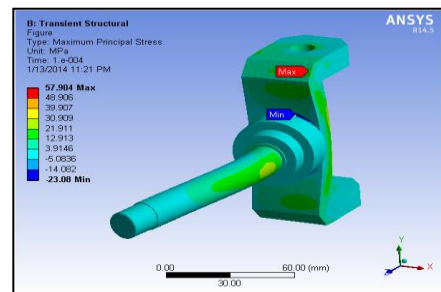


Figura 7: Análisis esfuerzo principal máximo conjunto mangueta eje.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del conjunto mangueta-eje se produce en la zona de pared exterior de la mangueta cercana al cambio de sección, el cual es de 57.904 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.).

e. BARRA DE INCLINACIÓN

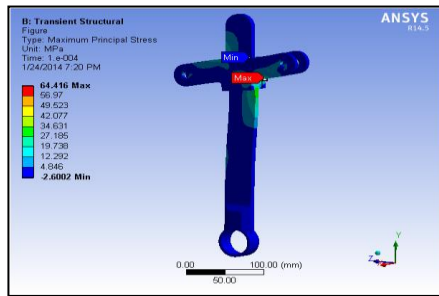


Figura 8: Análisis esfuerzo máximo barra de inclinación.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo de la barra de inclinación se produce en la zona cercana al montaje de conjunto amortiguador-resorte el cual es de 64.416 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.)

IV. MODELACIÓN SISTEMA DE DIRECCIÓN

Modelación CAD se basa en técnicas de modelado paramétrico. Los usuarios comienzan diseñando piezas que se pueden combinar en ensamblajes, corrigiendo piezas y ensamblajes pueden obtenerse diversas variantes.

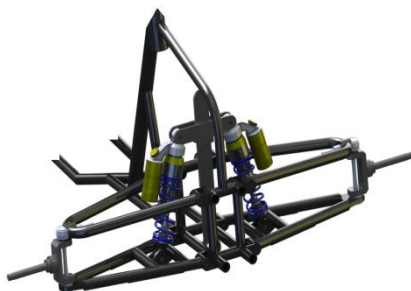


Figura 9: Sistema de dirección.

Fuente: Propia.

V. PRUEBAS Y RESULTADOS

Se a considerando varios factores el principal el clima y tipo de piso en este caso el prototipo al ser diseñado para paseo las pruebas se han realizado en asfalto el material presente en un gran porcentaje en las carreteras del ecuador, para la parte mecánica se han tomado variables previamente calculadas y determinadas para el mecanismo.

Tabla 6: Maniobrabilidad del mecanismo en curva.

MANIOBRABILIDAD EN CURVAS					
Escenarios			Velocidad promedio (km/h)		
Curva.	Radio (m)	Inclinación	40	60	80
1	60	Izquierda	E	ME	R
2	60	Derecha	E	ME	R
3	15	Derecha	R	R	R
4	70	Izquierda	E	E	ME
5	80	Derecha	E	E	ME
6	120	Izquierda	E	E	E
7	120	Derecha	E	E	E
8	100	Izquierda	E	ME	R
9	90	Derecha	E	ME	R
10	130	Izquierda	E	E	E

E: Estable, ME: Marginalmente estable R: Reducción de velocidad, I: Inestable, P: Peligro.



Figura 10: Vehículo trimoto en curva.

Fuente: Propia.

VI. CONCLUSIONES

- *Se determinó que una geometría de suspensión de brazos paralelos permite el cambio de posición del sistema en forma armónica para la inclinación del vehículo, el cual permite seguir una trayectoria en forma segura dentro de una curva.*
- *Se determinó que el comportamiento dinámico del vehículo permite que las cargas generadas por transferencia de masas en curvas, sean distribuidas de tal forma que tienda a tener un equilibrio por acción de movimiento del centro de masas.*
- *Se determinó que los elementos del mecanismo los cuales fueron expuestos a cargas bajo concepto del peor de los casos, tiene una alta fiabilidad en análisis de falla mecánica.*
- *Se determinó que el vehículo trimoto dotado del sistema de dirección, tiene un rango de maniobrabilidad segura de conducción máximo de 80 km/h en carreteras de un buen trazado, cuidando los radios de curvaturas inferiores a 70 metros.*
- *Se determinó que el mecanismo de dirección puede ser adaptado a un una motocicleta comercial previo a un análisis de comportamiento de todo el vehículo para determinar los rango de conducción segura así como la fiabilidad de los elementos.*

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- *Allan, Bonnick. (2008). Automotive Science and Mathematics. Burlington. USA.*
- *Foale, Tony. (2003). Comportamiento dinámico y diseño de chasis, el arte y la ciencia. Madrid.*
- *John, C. Dixon. (2009). Suspension Geometry and Computation, The Open Univerity, Great Britain.*
- *Milleken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.*

BIOGRAFÍA



Carlos Suntaxi, nació en Quito, Ecuador, Ingeniero Automotriz presta sus servicios profesionales como Inspector de Línea en Consorcio ITLS Inspección Técnica Longing System Del Ecuador.



Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, 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.



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo-Ecuador y cuenta con un Magister en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamerica de Ambato – Ecuador, Magister en 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 la Fuerzas Armada ESPE en la ciudad de Latacunga.