

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN CAR-CROSS MONOPLAZA PARA SERVICIO TURÍSTICO

Edwin Arroyo¹ Renato Ayala² Guido Torres³ Germán Erazo⁴

^{1,2,3,4} Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga, Márquez de Maenza S/N Latacunga, Ecuador
email: es.arroyo@hotmail.com, renatoosct@hotmail.com, grtorres@espe.edu.ec, wgerazo@espe.edu.ec

RESUMEN

El presente artículo muestra el diseño del bastidor y sistema de suspensión de un Car-Cross monoplaza.

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

ABSTRACT

The present article shows the design of frame and suspension system of a Car-Cross.

Describe the parameters to take in mind throw the design and the results obtained in the computational analysis and the driving test

I. INTRODUCCIÓN

El creciente turismo en nuestro país nos lleva a buscar alternativas de desarrollo conjuntas con la Ingeniería Automotriz, desarrollando un vehículo apto para desenvolverse en todo tipo de terreno.

Al ser un vehículo destinado al servicio turístico, se prioriza la seguridad del conductor combinando una estructura adecuada de bastidor, elementos de seguridad, suspensión, dirección y frenos eficientes junto con un motor

monocilindro de 250cc de 10,3kW de potencia, para un peso del monoplaza que rodea los 170Kg.



Figura 1. Car-Cross monoplaza

II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y TRANSFERENCIA DE MASAS

Previo al diseño y en base a las posibilidades de ubicación de los componentes del vehículo se estableció una distancia entre ejes de 2000mm y para reducir los efectos de las transferencias de masas laterales se determinó el ancho de vía del eje delantero de 1600mm y 1400mm para el eje posterior.

Se analiza las transferencias de masas durante las tres condiciones de manejo más críticas, tomando en consideración una disposición de peso de 60% en el eje posterior y 40% en el delantero. Además se adopta un factor de multiplicación de 1,33 para cargas estáticas y de 1,5 para cargas dinámicas.

a. ACELERACIÓN

Para este análisis se considera que el vehículo alcanzará una velocidad de 80 km/h en 7 segundos.

$$v = v_0 + a \cdot t$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{22,22}{7} = 3,17 \text{ m/s}^2$$

$$w_a = \frac{a \cdot m \cdot h}{l}$$

w_a = Transferencia de masa (N)

a = Aceleración (m/s²)

m = Masa total (kg)

h = Altura del centro de masa (m)

l = Distancia entre ejes (m)

$$w_a = \frac{3,17 \text{ m/s}^2 \cdot 240 \text{ Kg} \cdot 0,44 \text{ m}}{2 \text{ m}}$$
$$w_a = 167,37 \text{ N}$$

Por tanto la carga sobre el eje posterior es:

$$w_t = (240 \cdot 0,60 \cdot 1,33) + \left(\frac{167,37}{9,81} \cdot 1,5\right)$$
$$w_t = 217,11 \text{ Kg}$$

b. FRENADA BRUSCA

Se requiere conocer la distancia de frenado (d_f) una vez que se han accionado los frenos al máximo en un trazado recto.

$$d_f = \frac{v^2}{254e}$$

d_f = Distancia de frenado (m)

v = Velocidad al momento del frenado (km/h)

e = Coeficiente de fricción neumático-suelo

$$d_f = \frac{80^2}{254 \cdot 0,85} = 29,64 \text{ m}$$

La desaceleración máxima es:

$$a_f = \frac{v^2}{2 \cdot d_f} = \frac{22,22^2}{2 \cdot 29,64} = 8,33 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masa durante el frenado es:

$$w_f = \frac{a \cdot m \cdot h}{l}$$

$$w_f = \frac{8,33 \text{ m/s}^2 \cdot 240 \text{ Kg} \cdot 0,44 \text{ m}}{2 \text{ m}}$$
$$w_f = 439,8 \text{ N}$$

Entonces la carga sobre el eje delantero es:

$$w_d = (240 \cdot 0,40 \cdot 1,33) + \left(\frac{439,8}{9,81} \cdot 1,5\right)$$
$$w_d = 194,93 \text{ Kg}$$

c. CURVA

Al tomar una curva con un radio de 50m el vehículo podrá hacerlo a una velocidad máxima de 60 km/h, con estos datos podemos calcular la aceleración normal.

$$a_n = \frac{v^2}{\rho}$$

a_n = Aceleración normal (m/s²)

v = Velocidad (m/s)

ρ = Radio de la curva (m)

$$a_n = \frac{16,66^2}{50} = 5,55 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masa durante una curva será:

$$w_l = \frac{a_n \cdot m \cdot h}{b}$$

$$w_l = \frac{5,55 \text{ m/s}^2 \cdot 240 \text{ Kg} \cdot 0,44 \text{ m}}{1,6 \text{ m}}$$
$$w_l = 366,3 \text{ N}$$

La carga en cada rueda es:

Para el eje delantero

$$w_d = (240 \cdot 0,20 \cdot 1,33) + \left(\frac{146,52}{9,81} \cdot 1,5\right)$$
$$w_{d1} = 86,24 \text{ Kg}$$
$$w_{d2} = 41,44 \text{ Kg}$$

Para el eje posterior

$$w_t = (240 \cdot 0,30 \cdot 1,33) + \left(\frac{219,78 \text{ N}}{9,81} \cdot 1,5\right)$$
$$w_{t1} = 129,36 \text{ Kg}$$
$$w_{t2} = 62,16 \text{ Kg}$$

Tabla 1: Transferencia de masa en cada rueda

EN REPOSO	63,84 Kg		63,84 Kg
	95,76 Kg		95,76 Kg
ACELERACIÓN	51,05 Kg		51,05Kg
	108,55 Kg		108,55Kg
FRENADA BRUSCA	97,46 Kg		97,46Kg
	62,14 Kg		62,14Kg
CURVA	41,44 Kg		86,24 Kg
	62,16 Kg		129,36 Kg

III. BASTIDOR

En el diseño del bastidor se combina el uso de una estructura tubular con una estructura tipo sánduche compuesta de tres capas: dos pieles externas de planchas de aluminio liso de 1mm de espesor y un núcleo de cartón tipo C-Board de 12mm de espesor.

Entre las características más importantes de los paneles tipo sánduche está su ligereza y el incremento de rigidez a la flexión. Mediante los ensayos de flexión hechos a probetas de C-Board se determina que tiene un módulo de elasticidad de 2165MPa mientras que al analizar la estructura sánduche alcanza los 14000MPa.

a. IMPACTO FRONTAL

La estructura sánduche absorbe un 33% de la carga durante un impacto frontal y la estructura tubular el 67%

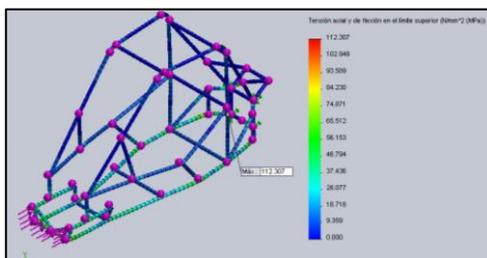


Figura 2. Estructura tubular en impacto frontal

El esfuerzo máximo en la estructura tubular es de 112,3MPa que se encuentra por debajo del límite de fluencia del acero ASTM A-36 que es de 250MPa, lo cual indica un correcto diseño.

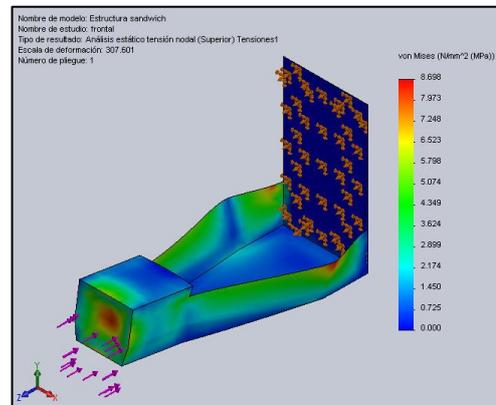


Figura 3. Estructura tipo sánduche en impacto frontal

De igual manera la estructura sánduche presenta una Tensión máxima de Von Mises de 8,78MPa que es menor al límite elástico del c-board que es 18MPa que demuestra un correcto diseño.

b. IMPACTO LATERAL

En un impacto lateral la estructura tubular absorbe el 65% de la carga y los paneles sánduche absorben el 35% restante.

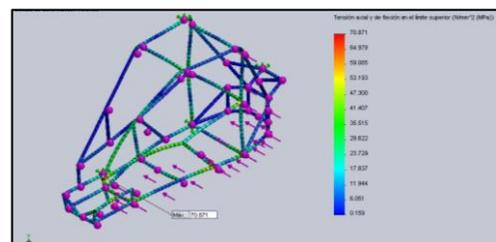


Figura 4. Estructura tubular en impacto lateral

El límite de fluencia del acero ASTM A-36 es de 250MPa y el esfuerzo máximo generado en la estructura tubular es de 70,8MPa, indicando un diseño correcto.

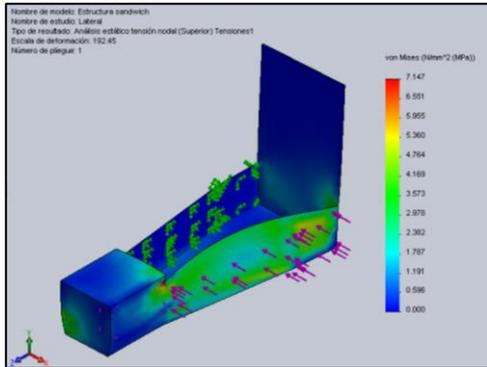


Figura 5. Estructura tipo sánduche en impacto lateral

El esfuerzo máximo al que está sometida la estructura sándwich es de 7,147MPa manteniéndose por debajo del límite elástico del c-board de 18MPa.

c. VOLTEO

Para el caso de volteo la estructura tubular absorberá el 100% de la carga.

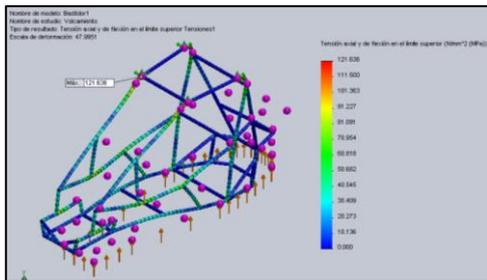


Figura 6. Estructura tubular en volteo

El esfuerzo máximo que soporta la estructura es 121,6MPa por debajo del límite de fluencia del acero ASTM A-36.

Todas las estructuras cumplen con un factor de seguridad mayor a dos, asegurando un diseño confiable.

IV. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Se utilizó un sistema de suspensión independiente de doble mesa tipo A en el eje delantero y un conjunto resorte-amortiguador, mientras que en el eje posterior se tiene un eje rígido con un solo conjunto resorte amortiguador.

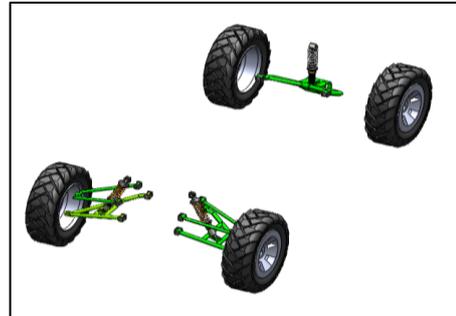


Figura 7. Sistema de suspensión del Car-Cross

V. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Se llevó a cabo la prueba de aceleración determinando que el Car-Cross es capaz de acelerar de 0 a 43,6km/h en 8,3 segundos. En la prueba de frenado se logra mantener la trayectoria rectilínea y la distancia de frenado depende del tipo de superficie sobre la cual se realice. En el "slalom" el vehículo responde rápida y correctamente ante los movimientos realizados por el conductor.

En cuanto al consumo el Car-Cross rinde 97km/gl con una autonomía de combustible de 102 km gracias a su tanque de combustible de 4lt.



Figura 8. Pruebas realizadas

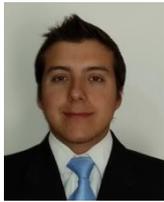
VI. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó el bastidor fusionando el uso de una estructura tipo sánduche y una estructura tubular. Los paneles tipo sánduche conforman la cabina del piloto y permitieron reducir la cantidad de tubos, brindando ligereza y rigidez al conjunto con un peso de 15Kg mientras que la estructura tubular alcanza los 35Kg.
- Al aplicar las cargas y realizar los análisis en el software SolidWorks se determinó que la estructura sánduche absorbe el 33% de la carga durante un impacto frontal y el 67% la estructura tubular; en impacto lateral el 35% de carga absorben los paneles sánduche y el 65% el bastidor tubular; en caso de volteo la estructura tubular absorberá el 100% de la carga.
- Se diseñó y construyó el sistema de suspensión independiente de doble mesa A en la parte delantera permitiendo un recorrido de las ruedas de 18cm y una de eje rígido en la parte posterior con un recorrido de 5cm.
- Se determinó una geometría de suspensión de brazos paralelos que evita la pérdida de camber en las ruedas con el recorrido de la suspensión.
- Mediante el software SolidWorks se determinó los esfuerzos generados en el bastidor y elementos de suspensión, verificando que todas las estructuras tienen un factor de seguridad mayor a 2 que se verificó mediante las pruebas de funcionamiento y fiabilidad realizadas.
- El ancho de vía del Car-Cross es 1,60 metros en la parte delantera y 1,40 metros en el eje posterior, lo cual disminuyó la transferencia de masas, brindó mejor estabilidad en curvas y mayor adherencia del vehículo al piso.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Manuel Cascajosa, (2005). Ingeniería de vehículos, Sistemas y Cálculos. (2da Edición). Mexico: Editorial Alfaomega Grupo editor S.A.
- Milliken, William F. & Milliken, Douglas L. (2003), Racecar vehicle dynamics. Warrendale, U.S.A: SAE Internacional.
- Luque P., Álvarez D., Vera C. (2008) Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales.

BIOGRAFÍA.



Edwin Arroyo, nació en Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



Renato Ayala, nació en Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



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.



Germán Erazo, nació en Latacunga, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, Ingeniero Industrial dispone estudios de Posgrado en Autotrónica, Gerencia de Marketing, Gerencia de Proyectos, Diseño Curricular, Administración de Empresas, Egresado de Maestría en Gestión de Energías Universidad Técnica de Cotopaxi. Docente en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE desde 1993. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica y electrónica automotriz.

Registro de la publicación

Fecha recepción **04 noviembre 2013**

Fecha aceptación **06 noviembre 2013**

Revisado por: **Guido Torres
Germán Erazo**

