

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE

Luis Quiroz
Edison Guascal
Félix Manjarrés
Oscar Arteaga

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: eguascal_123@hotmail.com, luis_qd-@hotmail.com, fxmanjarres@espe.edu.ec,
obarteaga@espe.edu.ec

RESUMEN

En el presente trabajo se describe el diseño y construcción de un chasis para vehículo tipo Formula SAE para la competición Formula Student 2014 que año a año se realiza en el circuito internacional Hockenheimring-Alemania. El chasis está estructurado, en cuatro subsistemas los cuales son desarrollados en base al reglamento SAE 2014 lo que garantiza eficacia y seguridad en los mismos, donde el bastidor está formado por una estructura metálica tubular la cual favorece en rigidez, distribución de cargas que estipulan y garantizan a un previo análisis mediante software. También se incluyen protocolos de prueba que verifican el comportamiento del vehículo en pista y ensayos en un banco de pruebas para verificar la estabilidad del mismo a una inclinación determinada. Finalmente se ha tomado en cuenta la viabilidad económica para seleccionar las diferentes alternativas que se presentan cumpliendo con un proyecto adaptable a nuestro medio y accesible para su elaboración.

ABSTRACT

This document is described the design and construction of a chassis for Formula SAE vehicle for competition Formula Student 2014 which is conducted every year on the international circuit Hockenheimring-Germany.

The chassis is structured in four subsystems which are developed based on the SAE 2014 rule, which guarantees efficacy and safety, where the frame is formed by a tubular metal structure, which favors stiffness and load distribution which

stipulate and endorse a previous analysis by software. Also includes the testing protocols that support vehicle behavior on track and trials in a test to verify the stability of the vehicle in a defined inclination. Finally, we have taken into account the economic viability to choose different alternatives presented in compliance with a customizable project to our environment and accessible for processing.

I. INTRODUCCIÓN

La competencia de diseño estudiantil organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices denominada Formula SAE, en la cual estudiantes diseñan, construyen y compiten con un prototipo de vehículos de carreras tipo Formula, bajo el requerimiento de un reglamento vigente para este tipo de monoplaza, donde las bases de la competencia es la creación de una compañía imaginaria. En torno a los nuevos desarrollos tecnológicos, que establecen el nivel competitivo de la Formula SAE el chasis de los prototipos deben ser desarrollados minuciosamente ya que de estos depende el comportamiento general del vehículo.



Figura 1: Exhibición conjunta de los autos FSG 2013

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/Panoramic-Picture/i-DPpPqs/A>

II. PARÁMETROS DE DISEÑO

Los parámetros de diseño son analizados bajo los siguientes factores:

- La geometría del sistema de suspensión y mangueta, establecen la cinemática ideal del sistema y así evitar pérdida de adherencia con ello control y estabilidad del vehículo.
- Geometría del sistema de dirección determina la maniobrabilidad y precisión del vehículo al tomar una curva.
- La ubicación del centro de gravedad respecto al centro de balanceo produce rotación del chasis perjudicando la estabilidad en curvas.
- Las distancias entre ejes, ancho de vía delantero y posterior son parámetros dimensionales del vehículo los cuales establecen en su mayoría el comportamiento dinámico del mismo.
- La resistencia a la fatiga en los elementos que conforman los sistemas determina la durabilidad y confiabilidad de los mismos.
- Los arcos principales de seguridad definen parcialmente la geometría del bastidor.
- Un arriostramiento nodal permite obtener rutas para distribuir cargas, resultado de aceleración y desaceleración en direcciones longitudinales y transversales.
- El sistema de frenos debe ser analizado en condiciones máximas de aceleración y deceleración para una adecuada selección de componentes.
- El dimensionamiento de los componentes está en función de un análisis estático y dinámico del vehículo.
- Un sistema eléctrico de emergencia y corte de funcionalidad al motor permite la seguridad del sistema de frenos en caso de un evento imprevisto.

III. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL VEHÍCULO

La cinemática determina los movimientos de interés como la aceleración, frenado, curvatura y oscilaciones, mientras que el

comportamiento dinámico se basa en determinar las fuerzas que actúan sobre los neumáticos, centro de gravedad del vehículo y dispositivos aerodinámicos. Por lo cual es esencial establecer un sistema de origen apropiado para modelar, y describir los movimientos y las fuerzas.

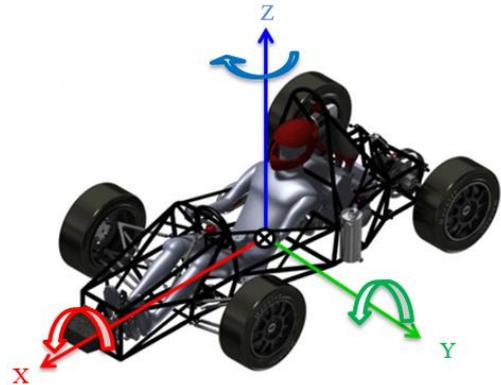


Figura 2: Sistema coordenado del vehículo

a. Distribución de peso:

La distribución de peso sobre cada eje del vehículo se lo determina mediante la ecuación:

$$b = \frac{w_f \cdot l}{w}$$

- ✓ b : Distancia del centro de gravedad al eje posterior
- ✓ l : Distancia entre ejes.
- ✓ w_f : Peso sobre el eje frontal.
- ✓ w_r : Peso sobre el eje posterior.

Donde todos los elementos del vehículo están distribuidos en el chasis esto establece la ubicación del centro de gravedad.

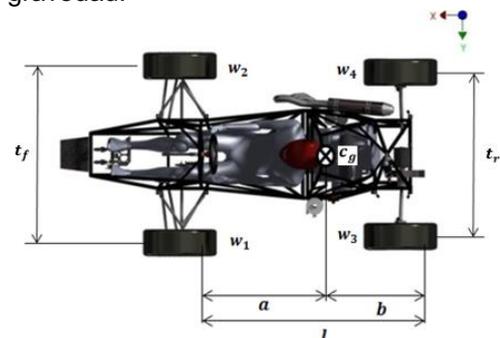


Figura 3: Esquema de la distribución de pesos

Tabla 1

Cargas distribuida sobre cada rueda

Peso eje delantero	Peso eje posterior
48%	52%
144 kg	156 kg
Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera izquierda w_1	72 kg
Rueda delantera derecha w_2	72 kg
Rueda posterior izquierda w_3	78 kg
Rueda posterior derecha w_4	78 kg

b. Determinación de cargas del sistema de suspensión

El centro de gravedad se encuentra unido firmemente al eje de balanceo y cualquier fuerza transversal que se aplique en este centro provocará un momento torsor del eje transversal se puede determinar mediante la ecuación:

$$M_{\phi_0} = (w \cdot H \cdot \sin \phi_0 + m_t \cdot a_y \cdot H \cdot \cos \phi_0) \cdot \cos \varepsilon$$

- ✓ ϕ_0 : Ángulo de balanceo real
- ✓ w: Peso total
- ✓ H: Distancia entre el centro de gravedad y el eje de rodadura.
- ✓ a_y : Aceleración lateral
- ✓ ε : Ángulo entre el eje longitudinal y el eje de balanceo.

$$M_{\phi_0} = 1487.13 \text{ Nm}$$

La rigidez total al balanceo del vehículo se determina mediante la ecuación:

$$k_{\phi} = \frac{M_{\phi}}{\phi}$$

- ✓ k_{ϕ} : Rígidez total al balanceo
- ✓ M_{ϕ} : Momento de balanceo deseado
- ✓ ϕ : Ángulo de balanceo ideal

$$k_{\phi} = 55549.73 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

La rigidez frontal está dada por el 52% de la rigidez total (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$k_{\phi_f} = k_{\phi} \cdot 0.52$$

$$k_{\phi_f} = 28884.29 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

La rigidez posterior está dada por el 48% de la rigidez total (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$k_{\phi_r} = k_{\phi} \cdot 0.48$$

$$k_{\phi_r} = 26662.43 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

La carga sobre cada rueda es debida al efecto de transferencia de pesos que tiene cargas máximas en aceleración, frenado, y curvatura.



Figura 4: Cargas sobre cada rueda en los diferentes efectos

La fuerza máxima sobre la rueda delantera produce un desplazamiento del muelle al transmitir la fuerza a través del mecanismo de suspensión.

$$F_{pull} = \frac{F_{rf} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \gamma \cdot (z - x)}$$

- ✓ F_{rf} : Fuerza rueda frontal
- ✓ β : Ángulo de la vertical y la barra
- ✓ z: Longitud de mesa
- ✓ γ : Longitud barra pull
- ✓ x: Distancia desde la vertical a barra pull

$$F_{pull} = 5929.31 \text{ N}$$

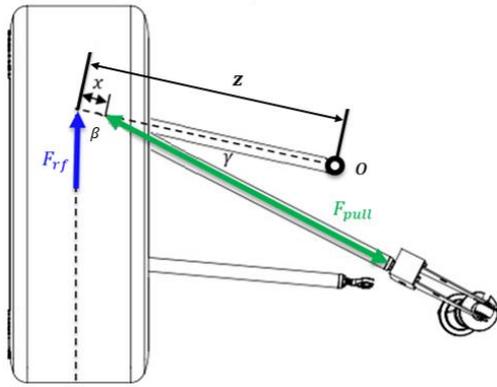


Figura 5: Cuerpo libre del mecanismo de suspensión delantera

$$F_{push} = \frac{F_{rr} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \varphi \cdot (z - x)}$$

- ✓ F_{rr} : Fuerza rueda posterior
- ✓ β : Ángulo de la vertical y la barra
- ✓ z : Longitud de mesa
- ✓ γ : Longitud barra Pull
- ✓ x : Distancia desde la vertical a barra Pull

$$F_{push} = 1847.11 \text{ N}$$

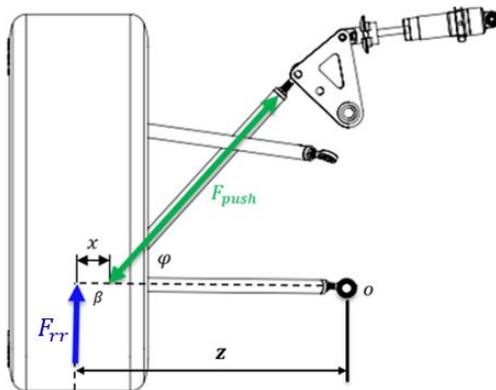


Figura 6: Cuerpo libre del mecanismo de suspensión posterior

Una desventaja de la suspensión independiente es que las ruedas se inclinan con el chasis al tomar una curva, el neumático ubicado al exterior de la curva adquiere un ángulo de caída positivo con respecto al suelo mientras que con la rueda interna sucede lo contrario.

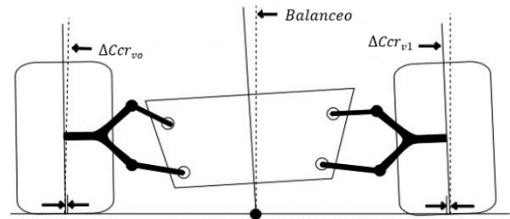


Figura 6: Balanceo del chasis

Fuente: http://www.autozine.org/technical_school/handling/tech_handling_2.htm

El momento que la barra estabilizadora debe recibir es el resultado de la diferencia entre el momento de balanceo real y el deseado representado en las ecuaciones:

$$M_{bar} = M_{\phi_o} - M_{\phi}$$

- ✓ M_{ϕ_o} : Momento de balanceo real
- ✓ M_{ϕ} : Momento de balanceo deseado

$$M_{bar} = 32.92 \text{ Nm}$$

c. Análisis del sistema de dirección

El ángulo ackermann mantiene una relación de la distancia entre ejes y el ángulo de giro del vehículo, mientras que el porcentaje igual a 100% determina que los neumáticos están girando en círculos concéntricos y 0% en círculos iguales, mediante este método se determina si el sistema posee una configuración de ackermann positivo es decir cuando el neumático interno a la curva posee un mayor ángulo de curvatura, neutro cuando ambos neumáticos poseen el mismo ángulo de curvatura o negativo cuando el neumático exterior posee mayor ángulo de curvatura que el interior.

Para una adecuada geometría de dirección en las curvas se determinan mediante las ecuaciones:

$$\delta_o = \frac{l}{R + \frac{t_f}{2}}$$

$$\delta_i = \frac{l}{R - \frac{t_f}{2}}$$

- ✓ δ_0 : Ángulo de giro neumático
- ✓ l : Distancia entre ejes
- ✓ R : Radio efectivo de curvatura
- ✓ t_f : Distancia vía frontal

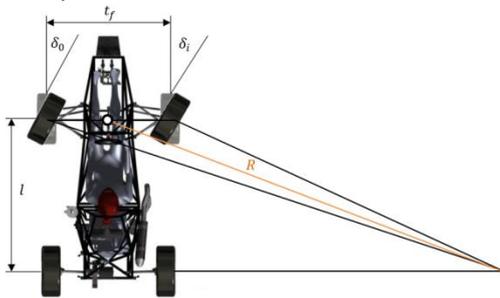


Figura 7: Geometría ackermann

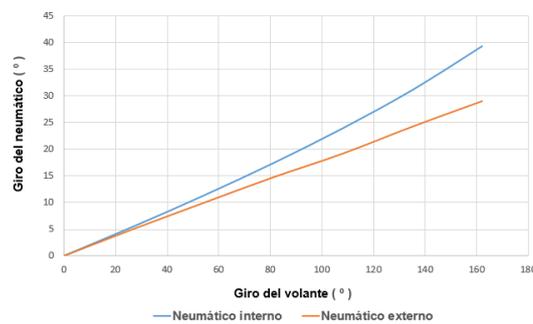


Figura 8: Relación entre el giro del volante y el giro de los neumáticos

d. Determinación de cargas del sistema de frenos

La transferencia de pesos longitudinal determina las cargas máximas para cada rueda y en el caso de la dinámica de frenado estos valores son los determinantes para la selección y dimensionamiento del sistema.

Tabla 2

Datos para determinar los momentos de frenado

Datos	Símbolo	Valor
Carga rueda delantera1	w_f	117 kg
Carga rueda posterior	w_r	33 kg
Coefficiente de fricción neumático - asfalto	μ_n	1.5
Diámetro del neumático	ϕ_n	0.52 m
Gravedad	g	9.81 m/s ²
Fuerza de fricción en el	F_{ff}	1721.655 N

neumático delantero		
Fuerza de fricción en el neumático posterior	F_{ff}	485.595 N

Torque de frenado rueda delantera:

$$T_f = F_{ff} \cdot \frac{\phi_n}{2}$$

$$T_f = 447.63 \text{ Nm}$$

Torque de frenado rueda posterior:

$$T_r = F_{fr} \cdot \frac{\phi_n}{2}$$

$$T_r = 126.255 \text{ Nm}$$

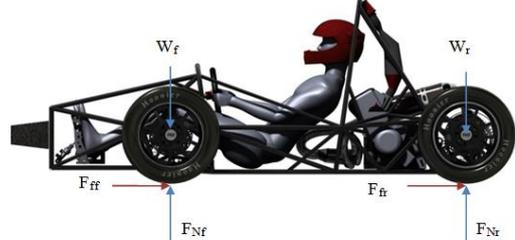


Figura 9: Diagrama de transferencia de pesos longitudinal

Los momentos máximos generados por la dinámica del vehículo son utilizados para dimensionar los diámetros del cilindro maestro necesarios para el sistema hidráulico de tal manera que puedan generar la fuerza necesaria para detener el vehículo en condiciones extremas de aceleración, entonces la presión de cada circuito hidráulico se define por las ecuaciones:

Tabla 3

Ecuaciones de análisis y determinación de cilindros

Torque del disco de freno	$T_d = F_t \cdot R_{ef}$
Fuerza tangencial del sistema	$F_t = \mu_p \cdot F_c$

Fuerza de sujeción del disco	$F_c = 2F_{clp}$
Fuerza hidráulica de la mordaza	$F_{clp} = P_{mc} \cdot A_p$

La presión en el circuito delantero y la fuerza de ingreso al cilindro maestro correspondiente determinan un diámetro mínimo para el dimensionamiento del sistema.

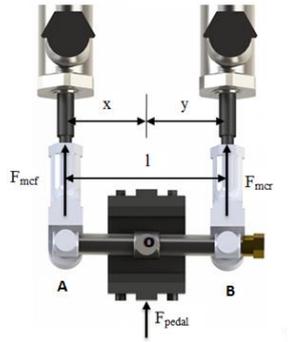


Figura 10: Diagrama de fuerzas en la barra de equilibrio

La presión en el circuito posterior y la fuerza de ingreso al cilindro maestro correspondiente determinan un diámetro mínimo para el dimensionamiento del sistema lo que se refleja en la ecuación:

$$D_{mc} = \sqrt{\frac{F_{mcr} \cdot 4}{\pi \cdot P_{mc}}}$$

- ✓ F_{mcr} : Fuerza en el cilindro maestro
- ✓ P_{mc} : Presión en el cilindro maestro

$$D_{mc} = 20.49 \text{ mm}$$

IV. ANÁLISIS DE ESFUERZOS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

a. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA MANGUETA

La mangueta está sujeta al par de balanceo y al par de torsión debido a la transferencia de cargas por efectos dinámicos producido sobre el vehículo.

Tabla 4

Parámetros de simulación para la mangueta

Efecto	Par	Fuerza
Frenado	447.63 Nm	1721.65 N
Balanceo	756.18 Nm.	2580.84 N

En la figura 11 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas sobre la mangueta.

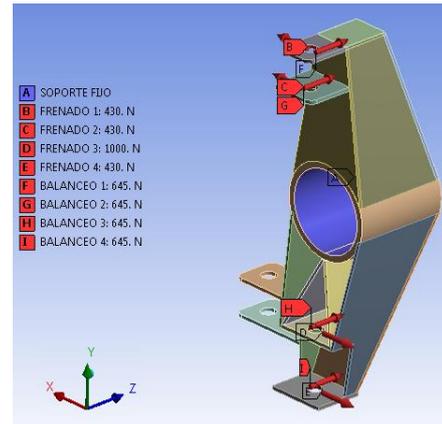


Figura 11: Asignación de cargas y sujeciones sobre la mangueta

En la figura 12, literal A se representa la deformación total de la mangueta con un valor máximo de 0.0126 mm, localizada en el apoyo de la mesa de suspensión inferior. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.000211, indicativo que el comportamiento de la mangueta se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 42.19 Mpa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la mangueta con un valor mínimo de 2.04, indicativo que permite aprobar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

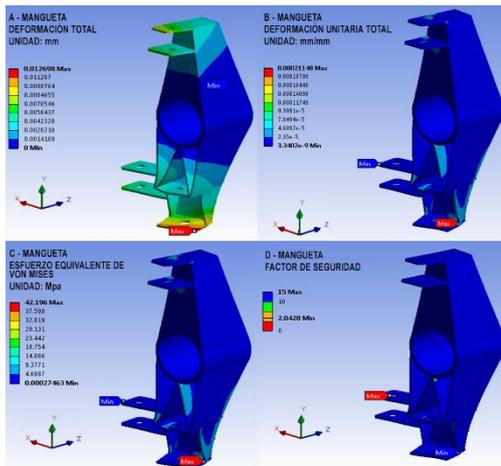


Figura 11: Resultados de simulación de la mangueta

b. BIELETA FRONTAL

La bieleta frontal está sujeta a una carga de tensión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la bieleta frontal es representado en la tabla 5.

Tabla 5

Parámetros de simulación de la bieleta frontal

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	5929.31 N

En la figura 12 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas sobre la bieleta frontal.

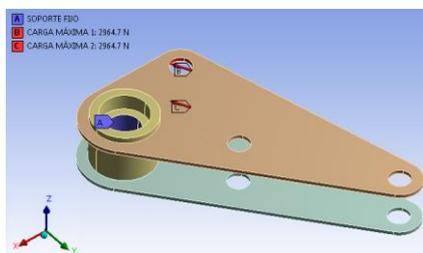


Figura 12: Asignación de sujeciones y cargas sobre la bieleta frontal

En la figura 13, literal A se representa la deformación total de la bieleta con un valor máximo de 0.0351 mm, localizada en la

unión entre la bieleta y el amortiguador. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006213, indicativo que el comportamiento de la bieleta frontal se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 124.27 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la bieleta frontal con un valor de 2.011, indicativo que permite validar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

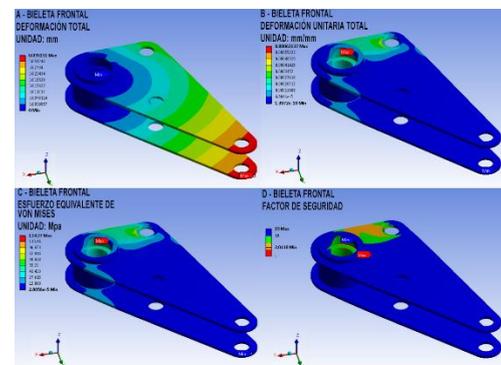


Figura 13: Resultados de simulación de la bieleta frontal.

c. BIELETA POSTERIOR

La bieleta posterior está sujeta a una carga de compresión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la bieleta frontal es representado en la tabla 6.

Tabla 6

Parámetros de simulación de la bieleta posterior

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	1847.11 N

En la figura 14 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas en la bieleta posterior.

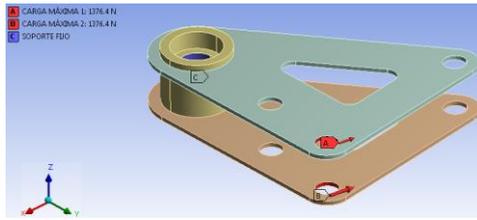


Figura 14: Asignación de sujeciones y cargas sobre la bieleta posterior

En la figura 15, el literal A se representa la deformación total de la bieleta posterior con un valor máximo de 0.07050 mm, localizada en la unión entre la bieleta y el amortiguador. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0005271, indicativo que el comportamiento de la bieleta posterior se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 94.265 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la bieleta posterior con un valor de 2.6521, indicativo que permite verificar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

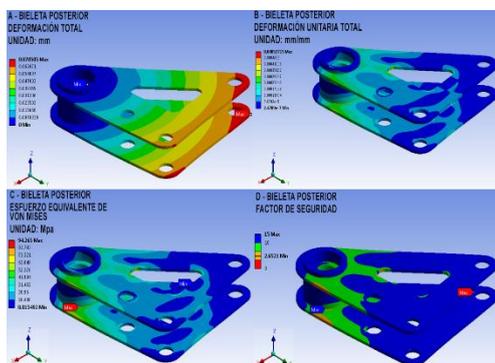


Figura 15: Resultados de simulación de la bieleta posterior

d. BASTIDOR IMPACTO FRONTAL

La energía en una colisión frontal es absorbida por el arco frontal del bastidor, los valores de la carga que actúan sobre el arco frontal son representados en la tabla 7.

Tabla 7

Parámetros de simulación del bastidor arco frontal

Elementos o componentes	Carga aplicada
Protección frontal y soportes	Fx= 150 kN Fy= 0 kN Fz= 0 kN.

En la figura 16 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en el arco frontal.

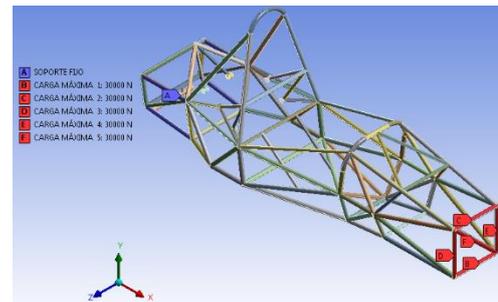


Figura 16: Asignación de sujeciones y cargas sobre el bastidor – arco frontal

En la figura 17, literal A se representa la deformación total del bastidor con un valor máximo de 21.022 mm, valor concentrado en el miembro estructural central del arco frontal. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 2.4988 mm, valor concentrado en la parte posterior de la estructura del bastidor. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 7.4016 mm, valor concentrado el soporte superior derecho del arco frontal. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 4.001 mm, valor

concentrado en la parte inferior de los soportes del arco principal. Los valores determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

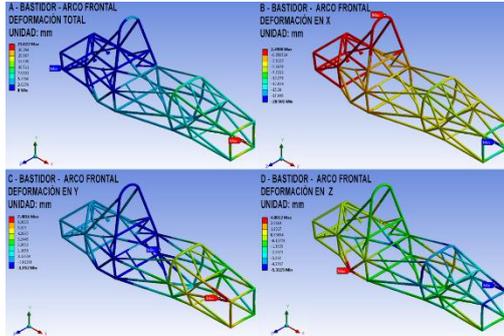


Figura 17: Resultados de simulación del bastidor – arco frontal

e. BASTIDOR IMPACTO LATERAL

En colisiones laterales la energía de impacto es absorbida por la zona lateral del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre la protección lateral son representados en la tabla 8.

Tabla 8

Parámetros de simulación del bastidor en la zona lateral de impacto.

Elementos o componentes	Carga aplicada
Zona de impacto lateral	$F_x = 0 \text{ kN}$ $F_y = 7 \text{ kN}$ $F_z = 0 \text{ kN}$.

Fuente: Rules SAE, 2014.

En la figura 18 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la zona lateral de impacto.

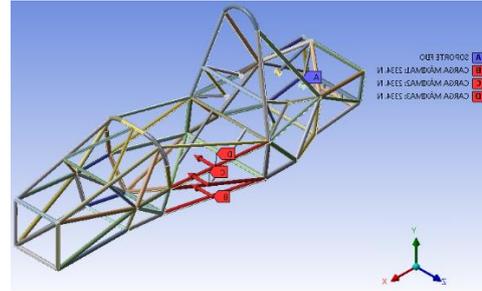


Figura 18: Asignación de sujeciones y cargas en el bastidor – zona lateral

En la figura 19, el literal A se representa la deformación total del arco delantero con un valor máximo de 4.065 mm, valor concentrado en la parte lateral de la estructura sobre la zona de impacto. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 0.1125 mm, valor concentrado en la parte izquierda del bastidor. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 0.6572 mm, valor concentrado sobre los miembros estructurales posteriores del bastidor. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 0.3883 mm, valor concentrado en la parte frontal y posterior de la estructura del bastidor. Los valores determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

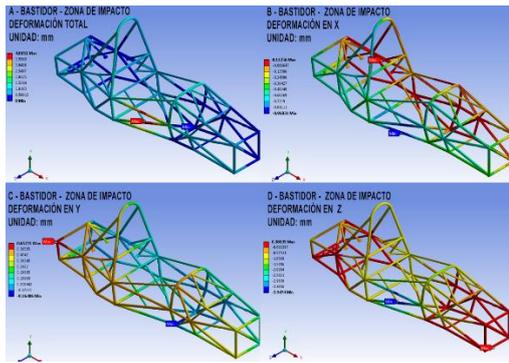


Figura 19: Resultados de simulación del bastidor - zona de impacto

f. BASTIDOR RIGIDEZ A LA TORSIÓN

El bastidor está sujeto a un par de torsión máximo debido al balanceo cuando el vehículo toma una curva, la fuerza que actúan sobre el bastidor es la equivalente al momento de torsión generado en la parte frontal del vehículo determinado en la sección III y son representados en la tabla 9,

Tabla 9
Parámetros de simulación del bastidor y rigidez a la torsión

Elementos o componentes	Carga aplicada
Cargas de torsión frontal	Fz=1.29 kN. Fz=-1.29 kN.

En la figura 20 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas que producen un par torsor sobre del bastidor.

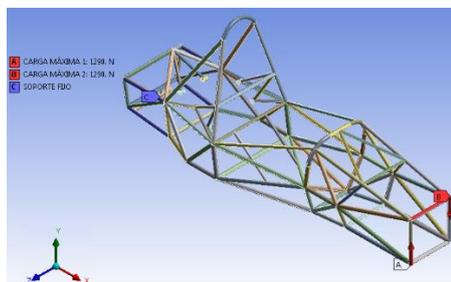


Figura 20: Asignación de sujeciones y cargas en el bastidor – torsión

En la figura 21, el literal A se representa la deformación total del bastidor producido por un momento de torsión con un valor máximo de 0.2404 mm, En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006310, indicativo de que el comportamiento del bastidor se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 118.45 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad del bastidor con un valor de 2.1105, indicativo que permite aceptar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

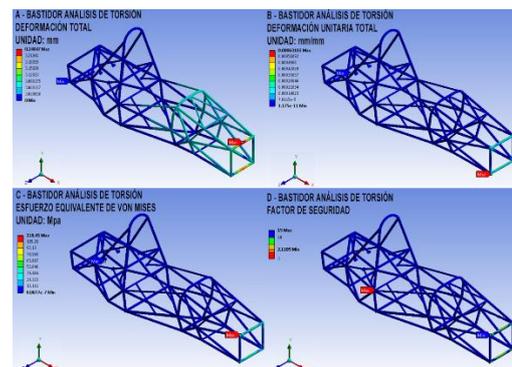


Figura 21: Resultados de simulación del bastidor - torsión

La rigidez a la torsión del bastidor es una característica muy importante en el diseño del chasis ya que posee una estrecha relación con la maniobrabilidad y el rendimiento del vehículo, un método muy efectivo para determinar la rigidez es mediante el incremento progresivo de la carga aplicada en la parte frontal del bastidor la cual genera un par de torsión representado en Nm/grado, se procede con el incremento de la carga hasta

determinar cuánto puede resistir en un grado de torsión el cual se determina mediante las componentes de la deformación total que actúa sobre el bastidor, los resultados para cada ensayo son representados en la figura 22.

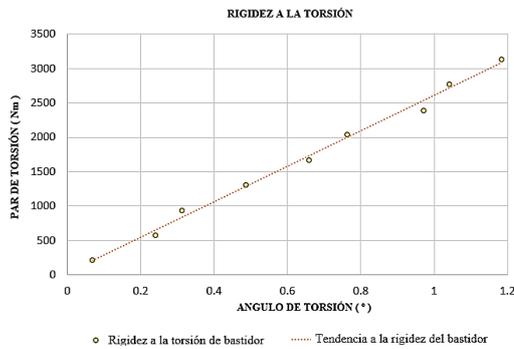


Figura 22: Rigidez torsional del bastidor

V. RESUMEN GLOBAL DE COSTOS

El costo total y el resumen de la inversión realizada para el desarrollo del proyecto se representan en la tabla 10.

Tabla 10

Resumen global de costos

Sistema	Total
Suspensión & Amortiguadores	\$ 1.676,60
Neumáticos & Aros	\$ 1.087,50
Sistema de dirección	\$ 469,72
Bastidor	\$ 293,52
Sistema de frenos	\$ 801,15
Total Chasis	\$ 4.328,49

A través de la figura 23 se representa los porcentajes de los costos totales teniendo como resultado que el sistema de suspensión es el más costoso seguido del conjunto de neumáticos y aros, posteriormente se tiene el sistema de

frenos y siendo los menos costos el sistema de dirección y el bastidor.

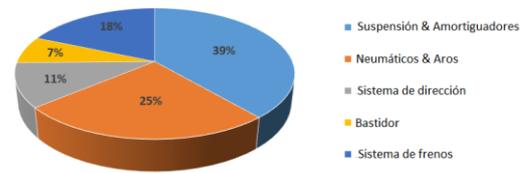


Figura 23: Resumen de costos

VI. PRUEBAS Y RESULTADOS

El protocolo de pruebas es uno de los pasos fundamentales en el diseño de materialización, donde las empresas dedican importantes recursos humanos, materiales y de tiempo, (Riba C., pp.110).

Este protocolo tiene por objetivo definir el ensayo del chasis del vehículo tipo Formula SAE, el cual está conformado por cuatro módulos que proveen de estabilidad, maniobrabilidad, control y seguridad al vehículo, módulos que deben brindar alta fiabilidad en su funcionamiento.

Además en este proceso se verifica que los aspectos detallados en el diseño se cumplan estableciendo las buenas prácticas de ingeniería, el procesos de verificación se ilustra en la figura 24.



Figura 24: Inspección de cada subsistema

Para obtener un alto grado de confiabilidad de los módulos se realizó pruebas de inspección técnica, estabilidad, frenado y maniobrabilidad, realizadas en condiciones de carga máxima, los datos

resultados de las pruebas se representan en la figura 25.

	VALOR		ACEPTACION
	DISEÑO	PROTOTIPO	SI NO
Distancia entre ejes	1600 mm	1600 mm	✓
Via delantera	1240 mm	1240 mm	✓
Via posterior	1220 mm	1220 mm	✓
Masa neumático frontal izquierdo	72 kg	74.4 kg	✓
Masa neumático frontal derecho	72 kg	74.4 kg	✓
Masa neumático posterior derecho	78 kg	80.6 kg	✓
Masa neumático posterior izquierdo	78 kg	80.6 kg	✓
Altura de viaje	50 mm	50 mm	✓
Bote delantero	30 mm	30 mm	✓
Rebote delantero	32 mm	32 mm	✓
Bote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓
Rebote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓
Angulo de caída frontal	1°	1°	✓
Angulo de caída posterior	-0.5°	-0.5°	✓
Angulo de avance	4.39°	4.39°	✓
Inclinación de la mangueta	6°	6°	✓
Desfase de la mangueta X	20 mm	20 mm	✓
Desfase de la mangueta Z	15 mm	15 mm	✓
Neumáticos	20x7.5R13	20x7.5R13	✓
Aros	7x13-100	7x13-100	✓
Ubicación de la cremallera	518 mm detrás del arco frontal	518 mm detrás del arco frontal	✓
Relación de dirección	11.6	11.6	✓
Diámetro discos de freno	220 mm	220 mm	✓
Diámetro cilindros maestros	20 mm	20 mm	✓
Diámetro de mordazas frontales	32 mm x 4	32 mm x 4	✓
Diámetro de mordazas posteriores	31 mm x 2	31 mm x 2	✓

Figura 25: Calibraciones del chasis

Las pruebas de funcionamiento se realizan mediante las calibraciones establecidas en la figura 26, además tomando en cuenta consideraciones de funcionamiento extremo.

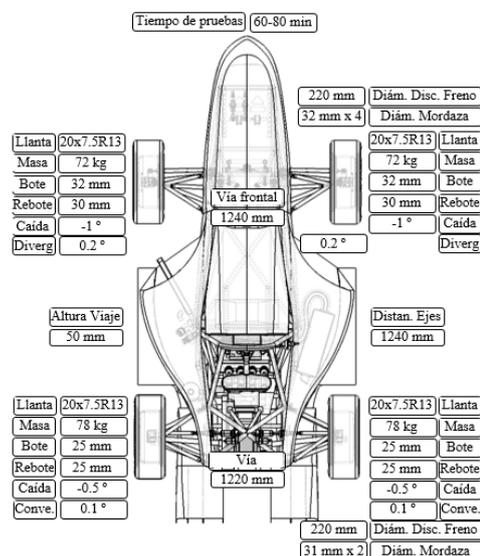


Figura 26: Calibraciones del chasis

a. REVISIÓN TÉCNICA DE SISTEMAS

La revisión técnica tiene por objetivo revisar si el vehículo cumple con los

parámetros, requerimientos y restricciones establecidos en el reglamento de la competencia además el vehículo debe estar completamente ensamblado para avalar el funcionamiento y seguridad de cada sistema una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 27 el cual ratifica que el vehículo puede seguir a la prueba de estabilidad.



Figura 27: Inspección técnica del chasis

b. PRUEBA DE ESTABILIDAD

En esta prueba se inclina el vehículo a 45° respecto a la horizontal para verificar que el vehículo no presente fugas de ningún tipo de fluido, después se incrementa la inclinación hasta 60° valor equivalente a 1.7 G's, en esta posición los neumáticos del vehículo no deberán perder contacto con la tabla de inclinación, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 28 el cual confirma que el vehículo puede avanzar a las pruebas dinámicas.



Figura 28: Prueba de inclinación del vehículo

c. PRUEBA DE FRENADO

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de frenos para bloquear las cuatro ruedas y detener el vehículo en línea recta después de una aceleración, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 29 el cual certifica que el vehículo puede avanzar a la siguiente prueba.



Figura 29: Prueba de frenado del vehículo

d. PRUEBA DE RESISTENCIA

A través de esta prueba dinámica se avala la habilidad que tiene el vehículo para tomar curvas de radio constante con 30 a 35 m de diámetro sobre una superficie plana sin perder pista, curvas cerradas de 9 a 15 m de diámetro, prueba representada en la figura 30.



Figura 30: Prueba de resistencia del vehículo

A demás se avala la capacidad que posee el vehículo para acelerar en rectas con no más de 77 m de longitud prueba representado en la figura 31.



Figura 31: Prueba de aceleración del vehículo

En la figura 32 se representa los sellos de aprobación del chasis, el cual cumple con los parámetros de diseño establecidos, además de avalar la funcionalidad, integridad y seguridad del vehículo.



Figura 31: Sellos de pruebas aprobadas

CONCLUSIONES

- El diseño del sistema de suspensión conserva un elevado nivel de dificultad por la cantidad de factores que influyen en el comportamiento del sistema y en la dinámica del vehículo, por lo que es necesario realizar cambios constantes sobre este proceso de diseño hasta determinar la solución más viable.
- Se probó el vehículo en pista, determinando la maniobrabilidad, estabilidad, la resistencia y confiabilidad que posee el chasis en cada una de las pruebas dinámicas las cuales fueron finalizadas con facilidad
- Se diseñó, construyó e implementó un bastidor resistente seguro ergonómico el cual cumple con los requisitos y normas establecidas para la competencia, mediante la adecuada triangulación y combinación en las dimensiones de los materiales utilizados se obtuvo una apropiada relación entre el peso y la resistencia a la torsión lo cual es un factor importante para el desempeño del vehículo.
- A través de la optimización de la geometría y sincronización la cinemática entre los sistemas de dirección y suspensión se logró

establecer un adecuado desempeño estático y dinámico del vehículo.

- Se diseñó e implementó el sistema de frenos tomando en consideración los efectos dinámicos máximos a los cuales está sujeto el vehículo de esta manera se optimizó el uso de los componentes para lograr desarrollar un sistema capaz de detener el vehículo en cualquier estado de conducción.
- Se calibró el vehículo acorde a cada prueba dinámica, mediante la variación en la distribución de pesos lo cual produce una transición en el centro de gravedad del vehículo con ello una dinámica diferente así se obtuvo un buen desempeño del vehículo en pista.
- Mediante la ejecución de diferentes pruebas sobre el vehículo, en un escenario con condiciones extremas, se validan los datos de calibración y diseño lo cual afirma el correcto funcionamiento de los sistemas que conforman el chasis.
- La sincronización en el funcionamiento de los subsistemas que conforman el chasis ofrecen maniobrabilidad, confort, control y seguridad del vehículo, teniendo la consideración que cada subsistema puede ser susceptible a mejoras en diseño, construcción e implementación.

XIII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- IMechE. Formula Student. 2013. Disponible en URL: <http://www.formulastudent.com/>. (Consulta 23 de abril del 2014)
- SAE. 2014. Formula SAE rules. TECHNICAL INSPECTION ARTICLE 2

- Royce. M, Royce, S. Learn and Compete, 2012,
- Gillespie.T. Fundamentals of vehicle Dynamics, 1992,SAE
- Kiszko. M. REV 2011 Formula SAE Electric –Suspension Design, School of Mechanical Engineering, University of Western Australia, 2011
- Milliken, W. Race Car Vehicle Dynamics. SAE,1995 SAE
- Reimpell. J., The Automotive Chassis, Butterworth-Heinemann.2001
- Mott. R., Diseño de elementos de máquinas, Pearson Education, México, 2006.
- Limpert. R., Brake Design and Safety, Warrendale, Pa., 1999 SAE
- Puhn. F., Brake Handbook, HPBooks, 1985
- Slimarik D., Bauer F., Design of tubular space frame for Formula Student race car, Department of Technology and Automobile Transport, Mendel University, Czech Republic, 2013
- Eurenus C., Danielsson N., Analysis of Composite Chassis, The Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Sweden, 2013
- Schiller B., Design and implementation of pedal box, The Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2007

BIOGRAFÍA



Guascal Edison, nació en Quito – Pichincha – Ecuador, Ingeniero Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Latacunga – Ecuador Email eguascal_123@hotmail.com.



Quiroz Luis, nació en Quito – Pichincha – Ecuador, Ingeniero Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Latacunga – Ecuador. Email: luis_qd-@hotmail.com.



Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Tecnólogo en Mecánica de Aviación, Ingeniero Automotriz e Ingeniero

Industrial, Egresado 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.



Oscar Arteaga, nació en Ambato – Tungurahua – Ecuador, Graduado de Ingeniero Mecánico en la Escuela Politécnica del Chimborazo y Master en Nuevas Tecnologías de la información y Comunicación de la Universidad Técnica de Ambato. Docente de tiempo completo en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2000