



Análisis dinámico de la suspensión Pull-Rod y PuhsRod para el vehículo eléctrico tipo monoplace

Dynamic Analysis of Pull-Rod and PuhsRod suspension for electric vehicle (Single-Seater car type)

Juan Rafael Rodríguez Alcalá

Ing. Mecánico. Instructor
Automotriz y Líder del proyecto
Fórmula Sena Eco del Tolima
jrrodrigueza@misena.edu.co

Servicio Nacional de Aprendizaje SENA
Regional Tolima
Centro de Industria y de la
Construcción

Carlos Enrique Villarreal Sarmiento

Ing. Mecánico

Agustín Valverde Granja

Ing. Mecánico. Docente. Asesor
proyecto Fórmula SENA ECO
para Tolima



Resumen

El SENA se propuso el reto de diseñar y construir un vehículo eléctrico tipo fórmula para competiciones a nivel nacional, por lo que el objetivo de este artículo fue realizar un análisis dinámico de la suspensión Pull- Rod y Push- Rod para el vehículo con una relación óptima entre estabilidad, peso y fuerza, con el fin de mejorar el rendimiento del vehículo de carreras.

La estructura necesitó del método de los elementos finitos para su análisis, lo que conllevó a la utilización de herramientas CAE para verificar los resultados. En este caso, el estudio se realizó mediante el software Solidworks. Para el análisis dinámico, las pruebas se realizaron en pista para el comportamiento de la suspensión, y el comportamiento del resorte -amortiguador se estabilizó mediante el software Matlab.

Palabras clave:

Suspensión, Pull- Rod, Push- Rod, Diseño, Monoplaza.

Abstract

SENA was proposed as a challenge to design and build an electric vehicle type formula for competitions nationwide. The subject matter of this article is to perform dynamic analysis Pull-Rod and Push-Pull the car suspension for optimum relationship between stability, weight and strength, seeking to improve performance race car.

The structure needs the finite element method for analysis, which involves the use of CAE tools to verify the results. In this case, the study will be conducted by software Solidworks. The dynamic analysis, test track for suspension behavior, the behavior of the spring-damper is stabilized by the Matlab software.

Keywords:

Suspension, Pull-Rod, Push-Rod, Design, Single- Seater

Introducción

La investigación tuvo como propósito diseñar el sistema de suspensión de un automóvil tipo monoplaza en el marco de la competencia realizada por el SENA de la escudería del Centro de Industria y de la Construcción. Para el estudio, se determinaron los esfuerzos dinámicos y estáticos que inciden en el comportamiento del vehículo integrando componentes constitutivos de la suspensión como la dirección, amortiguador, anclajes, balancín y barra de suspensión.

Como antecedente, en el año 2010, se fabricaron dos vehículos tipo monoplaza a combustión para la competencia de la Fórmula SENA a nivel nacional, buscando la solución dinámica de estos, donde se evidenció ser una tarea compleja e importante para conseguir el mejor rendimiento.

Para el desarrollo del nuevo monoplaza eléctrico no se asumió

el planteamiento de múltiples ecuaciones en algunas de las secciones de la suspensión, con las cuales a partir de las propiedades de inercia, las conexiones entre los distintos cuerpos y las fuerzas actuantes, es posible calcular las fuerzas a las que el sistema está sometido y este mismo facilita la adaptación de los sistemas de freno y suspensión, se realizaron con geometría constructiva, teniendo en cuenta conceptos como fatiga, factor de seguridad y transferencias de masas. La simulación y el análisis del sistema se realizó con la ayuda del software para modelado mecánico SolidWorks y la herramienta de software matemático 'Matlab'.

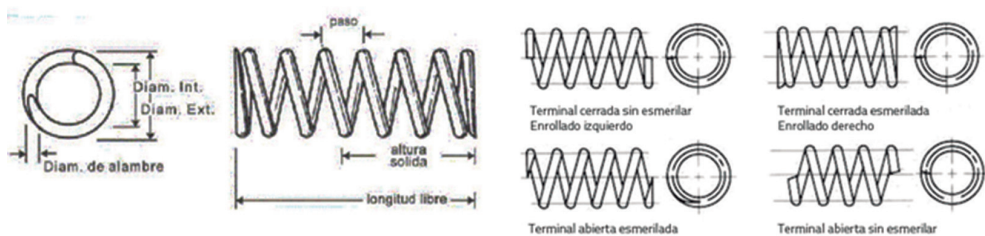
1. Marco Teórico

1.1. Componentes de la suspensión

Una suspensión utiliza las propiedades elásticas de un

alambre en torsión para producir una constante lineal del resorte. Son los más ampliamente usados para suspensiones independientes de automóviles y son usados también en suspensiones de eje. La forma más común es la helicoidal en

la cual el diámetro principal del resorte es constante. Son usados para trabajar a compresión o a tensión; la Figura 1 muestra la terminología y los extremos típicos que son usados para resortes de compresión (Bass, Bendele, & McBroom, 1990).



Fuente: (Bass, Bendele, & McBroom, 1990)

Figura 1. Terminología y extremos típicos de resorte de espiras helicoidales

1.2 Amortiguadores

Si la suspensión fuera equipada únicamente con un resorte, este rebotaría hacia arriba y hacia abajo varias veces después de cada resalto. Cuando se comprime debido a un resalto, una suspensión requiere una manera de disipar la energía que es almacenada en el resorte. Es por ello, que el amortiguador

es un aparato que disipa la energía y mantiene la suspensión controlada al rebote (Milliken, Kasprzak, Metz, & Milliken, 2003).

1.2.1. Tipos comunes de amortiguadores

Según Knowles & Erjavec (2002), los tipos de amortiguadores más comunes son:

De contenido de aceite: siendo el más común y usado en suspensiones de vehículos y de motocicletas. Muchos amortiguadores tienen constantes de resortes y de amortiguamiento variables. Muchos amortiguadores de aceite tienen pequeñas cantidades de amortiguamiento de compresión y mucho más cantidad de amortiguamiento de rebote, lo que significa que el amortiguador se mueve fácilmente cuando este se comprime para absorber un resalto, y luego suavemente para relajar la energía almacenada por el resorte.

Cargado de gas: típicamente de nitrógeno de 30 a 300 psi para que el aceite no combustione con el gas. Esos amortiguadores tienen un pistón extra en el fondo del cilindro del amortiguador con aceite sobre la cabeza y gas a alta presión por debajo de esta.

De tanque de reserva: la reserva de este tipo de amortiguadores es usada con el fin de ayudar a disipar mejor el calor.

1.3. Neumáticos

Todas las fuerzas que controlan o perturban la marcha de un automóvil, con la única excepción de las aerodinámicas, se generan en la zona de contacto rueda - carretera. Estas fuerzas determinan la manera en que un vehículo es capaz de negociar las curvas, frenar y acelerar. El estudio de la interacción neumático - carretera es por lo tanto crucial en la dinámica de vehículos automóviles. El desarrollo de los materiales que componen el neumático, y también el de las tipologías constructivas, está guiado por un detallado conocimiento de la mecánica del proceso de deformación y generación de fuerzas en el contacto. El comportamiento del neumático

es fuertemente no - lineal, la creación de modelos no es sencilla. En general, es necesario recurrir a gran cantidad de datos experimentales para caracterizar su comportamiento (Buitrago, 2011).

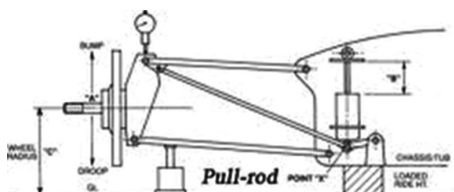
1.3.1. Tipos de neumáticos

Los neumáticos están formados por una carcasa de goma reforzada con fibras o cordones, ya sean orgánicos o metálicos. La carcasa está compuesta de varias láminas cada una de las cuales tiene el refuerzo orientado en una dirección particular. De acuerdo a la orientación del

refuerzo se define el tipo de neumático (Buitrago, 2011).

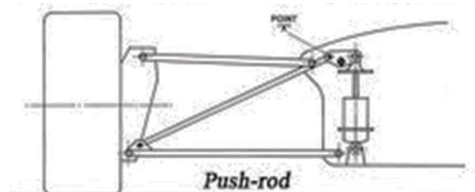
1.4. Suspensión Push -Rod y Pull-Rod

Ambas suspensiones son muy similares: la rueda se conecta al conjunto muelle -amortiguador y demás componentes de la suspensión como la barra estabilizadora, mediante un único brazo; pero mientras en un caso el brazo está sometido a esfuerzos de tracción (Pull: tirar, como un tirante), en el otro caso está sometido a esfuerzos de compresión (Push: empujar) (Pacejka, 2012).



Fuente: Formula SAE

Figura 2. Suspensión tipo Pull-Rod



Fuente: (Ríos, 2004)

Figura 3. Suspensión tipo Push-Rod

Etapas 1

Consulta de la bibliografía disponible (libros, publicaciones, trabajos de grado, internet, proyectos |presentados anteriormente).

- Tipos de suspensión más utilizados en autos de carrera.
- Funcionamiento de cada uno de los componentes de la suspensión.
- Reglamento de Fórmula SENA ECO 2.

geometría constructiva respecto al centro instantáneo del chasis.

- Dimensionamiento de los rines, neumáticos, porta masas, disco de freno y caliper.
- Dimensionamiento de los resortes y balancines.
- Dimensionamiento de los soportes del chasis para el acoplamiento de la suspensión.
- Dimensionamiento de los acoples de la suspensión.

Etapas 2

Diseño de la suspensión para el Fórmula SENA ECO 2:

- Parámetros de trabajo según el reglamento de la Fórmula SENA ECO 2.
- Utilización de programa CAD.
- Dimensionamiento de las tijeras delanteras y trasera por

Etapas 3

- Cálculos del sistema de suspensión.

Etapas 4

Simulación de la suspensión respecto a los resultados numéricos:

- Simulación de las tijeras traseras y delanteras.

- Simulación de los acoples de la suspensión.
- Simulación de los porta masas delanteros.
- Simulación de los soportes del chasis para el acoplamiento de la suspensión.



(a) Dimensionamiento de la suspensión

Etapas 5

- Análisis de los resultados.



(b) Tijeras

3. Resultados

3.1 Diseño de la suspensión y dimensionamiento

El dimensionamiento de los componentes de la suspensión se realizó por medio de la herramienta de CAD y CAE Solidworks. En la Figura 4, se observa el dimensionamiento de los neumáticos.



(c) Resortes, balancines, soportes en el chasis y acoples

Fuente: SolidWorks

Figura 4. Dimensionamiento de la suspensión

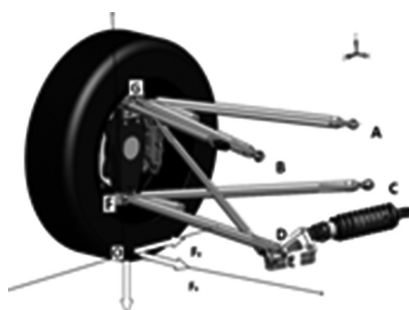
3.2. Análisis Estático

La determinación de las fuerzas de carga se inició con datos del neumático y condiciones de carga del monoplaza. Las cargas se producen en situaciones de carrera, las cuales fueron encontradas usando datos del anterior monoplaza, experimentación en pista y un código en Matlab para optimizar el conjunto de la suspensión; con base a esto, se realizaron cálculos estáticos de las fuerzas que interactúan en cada neumático como datos de entrada (Ríos, 2004).

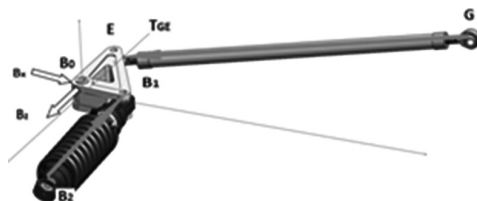
3.2.1. Suspensión delantera y trasera

En la suspensión delantera, se realizó el diagrama de fuerzas resultantes distribuidas en los brazos de la suspensión delantera y trasera, relacionando las fuerzas normales, laterales y transversales del neumático tal y como se observa en la Figura 5.

Los resultados de las fuerzas distribuidas y las reacciones generadas por la barra Pull-Roll y Push-Roll de la suspensión, se muestran en la Tabla 1.



(a) Distribución de fuerzas en la suspensión delantera



(b) Reacciones del balancín delantero estáticamente

Fuente: Este estudio

Figura 5. Diagrama de fuerzas resultantes

Tabla 1. Reacciones generadas por la barra Pull-Roll y Push-Roll de la suspensión

SUSPENSIÓN DELANTERA		
TfD	1344,16	N
TfC	1811,38	N
TGE	2659,25	N
TGB	3226,53	N
TGA	419,97	N

SUSPENSIÓN TRASERA		
Tic'	1064,86	N
THB'	1480,05	N
THA'	670,94	N
TGD'	5212,04	N
TGE'	723,30	N
TGF'	7481,66	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
Tb1B2	3916,19	N
Bx	2888,82	N
By	3352,97	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
Tb1B2	9425,75	N
Bx	7962,06	N
By	6177,03	N

Fuente: Elaboración de los autores

3.3. Análisis Dinámico

El análisis dinámico se basa en 4 casos críticos del movimiento del monoplaza (Ríos, 2004): la aceleración, frenada brusca, curva con peralte y vehículo a máxima velocidad usando los datos medidos con la telemetría en el autódromo de Tocancipá, Cundinamarca. A continuación se muestran los análisis de cada uno de los casos, con sus respectivos resultados.

3.3.1. Aceleración del monoplaza

La transferencia de masa por aceleración se muestra en la Ecuación 1.

$$T_p = G * \frac{P * CG_h}{D_e}$$

Fuente: (Milliken, Kasprzak, Metz, & Milliken, 2003)

Ecuación 1. Transferencia de masa por aceleración

Donde:

CG_h = Altura del centro de gravedad respecto del suelo

P = Peso del monoplaza

D_e = Distancia entre ejes

G = Aceleración de la gravedad

T_p = Transferencia de masa por aceleración.

Los resultados de la simulación con los parámetros del vehículo se muestran en la Tabla 2. La distribución de pesos con un aumento en la parte trasera de la suspensión de un 5,81% y en la parte delantera una disminución de 5,81% del peso.

Tabla 2. Reacciones en la suspensión delantera y trasera con efecto de la aceleración.

SUSPENSIÓN DELANTERA		
T_{FD}	1622,16	N
T_{FC}	999,58	N
T_{GE}	21448,71	N
T_{GB}	3364,35	N
T_{GA}	-460,21	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
T_{B1B2}	3164,34	N
B_x	2334,21	N
B_y	2709,25	N

SUSPENSIÓN TRASERA		
T_{IC'}	1168,07	N
T_{HB'}	1623,50	N
T_{HA'}	735,97	N
T_{GD'}	5717,20	N
T_{GE'}	793,36	N
T_{GF'}	8206,74	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
T_{B1B2}	10339,25	N
B_x	8733,71	N
B_y	6775,68	N

Fuente: Elaboración de los autores

3.3.2. Frenada brusca del monoplaza

La transferencia longitudinal del peso por la desaceleración por la frenada se muestra en la Ecuación 2.

$$T_p = G * \frac{P * CG_h}{D_e}$$

Fuente: (Milliken, Kasprzak, Metz, & Milliken, 2003)

Ecuación 2. Transferencia longitudinal del peso por la desaceleración por frenada

Donde ahora T_p = Transferencia de masa por desaceleración, y para el cálculo de la G se tuvo en cuenta la distancia de frenado

final (Milliken, Kasprzak, Metz, & Milliken, 2003).

Los resultados de la simulación con los parámetros del vehículo se muestran en la Tabla 3. La distribución de pesos tiene un aumento en la parte delantera de la suspensión del 20.85% y la parte trasera una disminución del 20.85%, del peso.

Tabla 3. Reacciones en la suspensión delantera y trasera con efecto de la desaceleración.

SUSPENSIÓN DELANTERA		
TfD	58,51	N
TfC	5565,60	N
TGE	5020,29	N
TGB	2589,19	N
TGA	4490,43	N

SUSPENSIÓN TRASERA		
Tic'	587,57	N
THb'	816,65	N
THa'	370,21	N
TGD'	2875,87	N
TGE'	399,34	N
TGF'	4128,42	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
Tb1b2	7393,22	N
Bx	5453,69	N
By	6329,94	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
Tb1b2	5201,18	N
Bx	4393,51	N
By	3408,52	N

Fuente: Elaboración de los autores

3.3.3. Curva con peralte

La transferencia transversal del peso por la desaceleración de la frenada se muestra en la Ecuación 3.

$$T_p = G * \frac{P * CG_h}{V(vía)}$$

Fuente: (Ríos, 2004)

Ecuación 3. Transferencia transversal del peso por la desaceleración por la frenada

Donde:

V(vía) = Ancho de la vía

G = Aceleración de la gravedad

T_p = Transferencia de peso transversal con peralte.

Los resultados de la simulación con los parámetros del vehículo se muestran en la Tabla 4, donde se aprecia un incremento de peso en la suspensión delantera del 15,5% y en la suspensión trasera del 23.3% contrarias al sentido de giro de la curva

SUSPENSIÓN DELANTERA		
T_{FD}	1865,62	N
T_{FC}	2514,09	N
T_{GE}	3690,89	N
T_{GB}	4478,25	N
T_{GA}	582,89	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
T_{B1B2}	5435,47	N
B_x	4009,53	N
B_y	4653,75	N

SUSPENSIÓN TRASERA		
T_{IC'}	1477.97	N
T_{HB'}	2054.23	N
T_{HA'}	931.23	N
T_{GD'}	7234.04	N
T_{GE'}	1003.70	N
T_{GF'}	10383.95	N

REACCIONES DEL BALACÍN		
T_{B1B2}	13082.21	N
B_x	11050.72	N
B_y	8573.24	N

Fuente: Elaboración de los autores

Tabla 3. Reacciones en la suspensión delantera y trasera con efecto de la desaceleración

Según los análisis anteriores se seleccionaron resortes de 400 lbf y parte trasera de 500 lbf

de alto rendimiento debido a la distribución del peso en este mismo.

3.3.4. Vehículo a alta velocidad

Cuando el vehículo va aumentando su velocidad existen fuerzas que lo empujan hacia el suelo y estas se hacen mayores al aumento de velocidad, concentrándose en los resortes y amortiguadores de la suspensión (Castañé, 1996). Para este análisis se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones:

- La distribución de pesos es de 59,91% en las 2 ruedas traseras y el otro el 40,09% en las ruedas delanteras.
- El análisis se realizó teniendo en cuenta la fuerza concentrada en una rueda delantera y en una trasera.
- El vehículo en movimiento está sometido a fuerzas dinámicas como transferencias de masas, irregularidades,

fuerza centrífuga entre otras. Se consideró un 60% más de la masa considerada durante el balance estático, las suspensiones traseras soporta 270 kg y las delanteras soporta 174,47 Kg.

- Experimentación para el cálculo de los coeficientes de elasticidad de los resortes.

Para realizar este análisis fue necesario realizar pruebas de laboratorio con la máquina universal de ensayos Multitest. La máquina da la fuerza necesaria para comprimir el resorte, y obtener el coeficiente de elasticidad K para los resortes de 400 lbf y 500 lbf (Figura 6).



Fuente: Este estudio

Figura 6. Prueba del coeficiente de elasticidad

La prueba se realizó 10 veces con cada resorte, arrojando los resultados que se muestran en la Tabla 5 (a) y (b). Para los resortes, el avance fue hasta 60 mm, no se comprimió en su totalidad. En la Tabla 5 (a) se muestra un avance de 5 mm con sus respectivas fuerzas, para el cálculo de coeficiente de elasticidad por medio de la ecuación de Hook (Ecuación 4).

$$F = K * (X_0 - X_1)$$

Fuente: (Hook, 1979)

Ecuación 4. Coeficiente de elasticidad de Hook.

Donde:

X₀ = distancia final

X₁ = distancia inicial

K = constante de elasticidad del resorte

F = fuerza

Como resultado, se obtuvo que la constante de elasticidad del resorte de 400 lbfes 131.166,7 N/m(Bass, Bendele, & McBroom, 1990).

Con los resultados de la Tabla 5(b), realizando el mismo procedimiento anterior, se calculó el coeficiente de elasticidad del resorte de 500 lbf que es de 166.250 N/m.

RESORTE 400LBF	Avance (mm)	Carga (KN)
	5	1,345
	10	2,655
	15	2,005
	20	3,365
	25	3,720
	30	4,075
	35	4,435
	40	4,795
	45	5,160
	50	5,530
	55	6,905
	60	7,870

(a) Prueba del resorte 400 lbf

RESORTE 500LBF	Avance (mm)	Carga (KN)
	5	2,145
	10	2,760
	15	2,185
	20	3,430
	25	3,365
	30	4,615
	35	4,310
	40	5,795
	45	6,470
	50	7,690
	55	8,830
	60	9,975

(b) Prueba del resorte 500 lbf

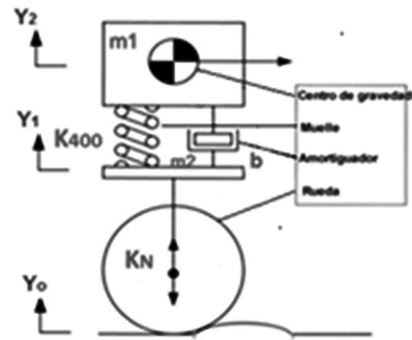
En las especificaciones técnicas del amortiguador, suministran el coeficiente de amortiguamiento (b) que es de 8876,48 (N/m), valor usado en el vehículo y el valor del coeficiente de elasticidad de los neumáticos es 36.806,5 N/m.

La fuerza que soporta el vehículo a una velocidad de 140 Km/h es equivalente a 52,72 kg, lo cual se tuvo en cuenta en la distribución de pesos del vehículo (Castañé, 1996). La simplificación del sistema de suspensión por el método de ecuaciones de transferencia mecánica (Ecuación 5) en cada una de las suspensiones con la ayuda de la herramienta Simulink del software Matlab puede apreciarse en la Figura 7.

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{k_N(b_s + K_{400})}{m_1 \cdot m_2 \cdot s^4 + (m_1 + m_2) \cdot bs^3 + \dots}$$

$$\dots [k_N \cdot m_2 + (m_1 + m_2) \cdot k_{400}]s^3 + k_N \cdot b_s + k_N \cdot k_{400}$$

Ecuación 5. Transferencia mecánica



Fuente: Los autores

Figura 7. Simplificación del sistema de suspensión

En la Ecuación 5, 'K400' es la constante de elasticidad del resorte de 400 lbf, 'b' es el coeficiente de elasticidad del neumático, 'KN' es el coeficiente de elasticidad del neumático, 'K500' es el coeficiente de elasticidad del resorte de 500 lbf, 'm1' es la masa que soporta la suspensión y 'm2' es la masa del neumático (Ogata, 2010).

El código utilizado en Matlab para el análisis de este sistema simplificado a ecuaciones de transferencia, se analizó en un

lapso de tiempo de 3 segundos ya que se quiso una optimización del sistema y se tomó una entrada de escalón, por lo cual, este mismo representó un bache en el camino (0,06/seg).

```
Num=[406365254.4
6004810000];
Den=[3153.1 1793760.9
34977326.8 406365254.4
6004810000]
Rlocus(Num,Den)
t=0:0.01:3;
Step(Num,Den,t)
```

Luego de realizar varias simulaciones, los hallazgos fueron evidencian que con el aumento de un 25 % del coeficiente de elasticidad del amortiguador, el sistema tarda mucho más en llegar a la estabilidad y con un coeficiente menor al recomendado por el fabricante el sistema se estabiliza en tiempo menor a los 3 segundos como se puede observar en la Figura 8 (tiempo de estabilidad= 1,5 segundos).

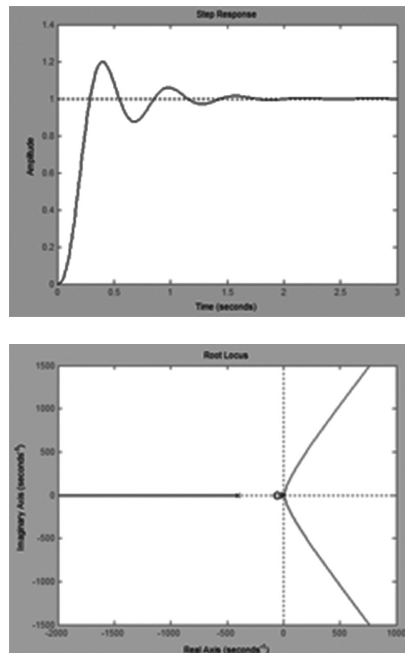


Figura 8. Respuesta de la amplitud del resorte

De acuerdo a los resultados de la gráfica root locus los polos están muy aproximados al centro, esto indica que hay mayor estabilidad.

4.4. Análisis de elementos finitos

Para analizar este elemento se debe tener en cuenta que las fuerzas que se transmiten desde

la rueda hacia el conjunto resorte-amortiguador lo hacen por el brazo que los conecta siendo el caso para el eje delantero por el brazo superior, barra de compresión y para el eje trasero el brazo superior, barra de tensión (Ríos, 2004), para ello se utilizó el software SolidWorks simulation.

4.4.1. Análisis de la suspensión delantera

De acuerdo a los cálculos dinámicos anteriores, la condición más crítica para la suspensión delantera fue la frenada brusca.

Para el análisis del brazo inferior y superior se utilizó el material AISI 1020. La fuerza aplicada en el brazo inferior fue de 5630 N, aplicada en el acople del portamasas y para el brazo superior fue de 5620 N, aplicada en el acople de la barra Push-Rod y de 5020 N aplicada en el acople del portamasa.

El análisis muestra (Figura 9 (a)) que el brazo superior delantero

soporta la fuerza a la que va a ser sometido y da un factor de seguridad mínimo de 2,6; es decir, que el diseño y la selección del material fue el adecuado.

4.4.2. Análisis de la suspensión trasera

De acuerdo a los cálculos dinámicos anteriores, la condición más crítica para la suspensión trasera fue la transferencia transversal.

Por otra parte, para el análisis del brazo inferior y superior se utilizó el material AISI 1020. La fuerza aplicada en el brazo inferior 9070 N aplicada en el acople de la barra Pull-Rod y una fuerza de 7193 N aplicada en el acople del portamasas y para el brazo superior fue de 3000 N y 1480 N aplicada en el acople del portamasa.

El análisis muestra (Figura 9(b)) que el brazo inferior trasero soporta la fuerza a la que van a ser sometidos y da un factor

de seguridad mínimo de 1,2; es decir, que el diseño y la selección del material fue el adecuado.

4.4.3. Balancín

De acuerdo a los cálculos dinámicos establecidos anteriormente, la condición más crítica para el balancín es la transferencia transversal.

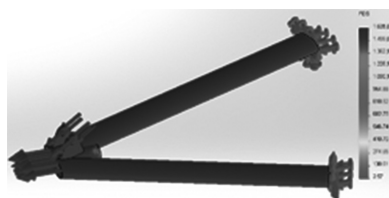
Los datos utilizados en el análisis son: material Duraluminio 7075-T6, fuerza de 10400 N aplicada en la reacción de la barra Pull-Rod y 13100 N aplicada en el resorte.

El análisis muestra (Figura 9 (c)) que el balancín soporta la fuerza a la que va a ser sometido y da un factor de seguridad mínimo de 1,32.

4.4.4. Barras Push-Rod y Pull-Rod

En el análisis de estos elementos se tuvo en cuenta que las barras trabajan a tensión y

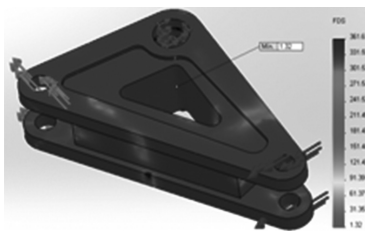
compresión, en este caso se realizó un estudio ubicando una unión fija en un extremo de la barra y como punto de aplicación la fuerza en el otro extremo de la misma. Los datos utilizados en este análisis de la barra de compresión y tensión fueron: material AISI 1020, fuerza aplicada de 10400 N, 1020 N y 5020 N según las reacciones en el análisis dinámico (Figura 9 (a) y (b)).



(a) brazo inferior



(b) brazo superior



(c) Balancín



(d) Barra de compresión

Figura 9. Factor de seguridad

5. Conclusiones y Recomendaciones

La suspensión del vehículo monoplaza brinda una conducción suave cuando el vehículo desciende por superficies agrestes, y de la misma forma la intensidad de las cargas cíclicas sobre los componentes del monoplaza se reduce, con lo cual la vida útil del mismo aumenta.

Finalizada su construcción, se realizaron las pruebas de campo, inclusive varias competencias oficiales en el autódromo de Tocancipá, comprobándose que cumple a cabalidad los parámetros y requerimientos planteados al inicio de su diseño.

El paso siguiente al análisis cinemático, fue el estudio dinámico del sistema de suspensión, con el cual se garantizó el comportamiento que se deseó obtener.

Se rodó a punto a la suspensión para la competencia de la Fórmula SENA ECO en el Autódromo de Tocancipá. En el ensayo de pista, se verificó el comportamiento del sistema de suspensión, realizando ensayos de aceleración, frenada y curvas cerradas.

Se cumplió el objetivo del análisis dinámico del sistema de suspensión de forma satisfactoria, de acuerdo a los requerimientos establecidos por la Regional Tolima SENA.

Con los resultados de la simulación del sistema de suspensión se pueden analizar los puntos más adecuados para colocar los puntos de acoplamiento de los brazos de suspensión y conocer la variación de los parámetros cinéticos aplicando las condiciones de movimiento.

Con base a la simulación se ha verificado el buen funcionamiento de los elementos de la suspensión en conjunto, antes de fabricar el sistema.

Bibliografía

Bass, E., Bendele, L., & McBroom, S. (1990). *Manual on Design and Application of Helical and Spiral Springs*. Virginia: Formula SAE.

Buitrago, E. (2011). *Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplatzatiipo Fórmula SENA*.

Castañé, J. (1996). *El equipo de competición*. Ceac.

Hook. (1979).

Knowles, D., & Erjavec, J. (2002).

Don Knowles, J. E. (2002). *Automotive Suspension and Steering Systems*. (C. Learning, Ed.) Ilustrada.

Manual on Design and Application of Helical and Spiral Springs. (s.f.).

Milliken, D., Kasprzak, E., Metz, D., & Milliken, W. (2003). *Race Car Vehicle Dynamics: Problems, Answers, and Experiments*. Ilustrada.

Ogata, K. (2010). *Ingeniería de control moderna*. PRENTICE-HALL.

Pacejka, J. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*.

Ríos, O. (2004). *Suspensiones para Competición*. Madrid.