

ANÁLISIS DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN PULL-ROD Y PUSH ROD PARA EL VEHÍCULO ELÉCTRICO TIPO MONOPLAZA



Autores:
Carlos Villarreal Sarmiento
Juan Rodríguez Alcalá
Agustín Valverde Granja
*Centro de Industria y de la Construcción,
SENA, Tolima, Colombia*

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. Another important aspect of the system is driver safety, a fault in this system may lead to loss of limb or life.

1. Introducción

El tema de investigación consiste en diseñar el sistema de suspensión de un automóvil tipo

monoplace 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 determinan 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.

En el año 2010, se fabricaron dos vehículos tipo monoplace a combustión para la competencia a nivel nacional, buscando la solución dinámica de estos, evidenciando ser una tarea compleja e importante para conseguir el mejor rendimiento. Para desarrollo del nuevo monoplace 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 facilitara la adaptación de los sistemas de freno y suspensión, se realizaran con geometría constructiva,

teniendo en cuenta algunos conceptos como fatiga, factor de seguridad y trasferencias de masas. La simulación y el análisis del sistema se realizó con la ayuda de SolidWorks y MATLAB.

El desarrollo metodológico del objeto de estudio consta de las siguientes etapas: 1. Consulta bibliográfica, antecedentes del problema, 2. Diseño de la suspensión por medio de SolidWorks, 3. Cálculos del sistema de suspensión. 4. Simulación de la suspensión respecto a los resultados numéricos. 5. Implementación, 6. Análisis de los resultados obtenidos.

2. Diseño de la Suspensión y Dimensionamiento

Como punto de partida para el diseño, se tiene como referencia el reglamento dado por el comité técnico para el diseño y dimensionamiento de la suspensión.

El dimensionamiento de los componentes de la suspensión se realizó por medio de la herramienta de CAD y CAE Solidworks. En las figura 2, se observa el dimensionamiento de los neumáticos (a), tijeras (b), balancin, soportes en el chasis y acoples (c).



Figura 2. Dimensionamiento de la suspensión. (a) Neumáticos y componente, (b) Tijeras, (c) resortes, balancines, soportes en el chasis y acoples. Fuente: elaboración de los autores.

2.1 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 en lo cual fueron encontradas usando datos del anterior monoplaza, experimentación en pista y un código en Matlab para optimizar el conjunto de la suspensión, en base a esto se realizaron cálculos estáticos de las fuerzas que interactúan en cada neumático como datos de entrada [1].

2.1.1 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 trasversales del neumático como se observa en la Figura 3. 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 y tabla 2.

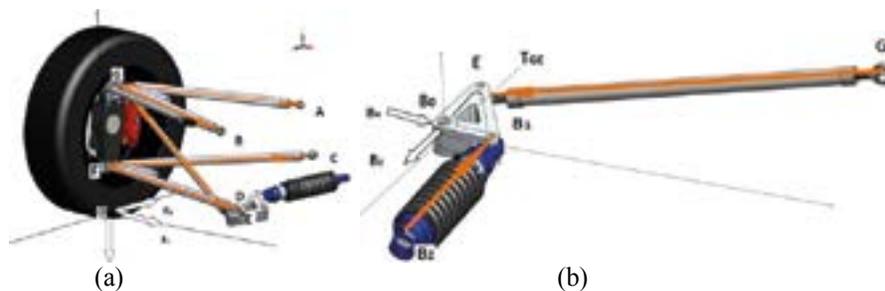


Figura 3. (a) Distribución de fuerzas en la suspensión delantera. (b) Reacciones del balancín delantero estáticamente. Fuente: elaboración de los autores

SUSPENSION DELANTERA			REACCIONES DEL BALANCIÓN			SUSPENSION TRASERA			REACCIONES DEL BALANCIÓN		
TfD	1344,16	N	TfBz	3916,19	N	TfC	1064,86	N	TfBz	9425,75	N
TfC	1811,38	N	Bx	2888,82	N	THB	1480,05	N	Bx	7962,06	N
TGE	2659,25	N	By	3352,97	N	THA	670,94	N	Bz	6177,03	N
TGB	3226,53	N				TGD	5212,04	N			
TGA	419,97	N				TGT	723,30	N			
						TGT	7481,66	N			

Tabla 1. (a) Reacciones de la suspensión delantera estáticamente. (b) Reacciones del balancín delantero estáticamente. (c) Reacciones de la suspensión trasera estáticamente. (d) Reacciones del balancín estáticamente. Fuente: elaboración de los autores

2.2 Análisis Dinámico

En el análisis dinámico se basa en 4 casos críticos del movimiento del monoplaza [1], la aceleración, frenada brusca, curva com peralte y vehículo a máxima velocidad usando los datos medidos con la telemetría en el autódromo de Tocancipa. A continuación se muestran los análisis de cada uno de los casos, con sus respectivos resultados.

2.2.1 Aceleración del monoplaza

La transferencia de masa por aceleración se muestra en la ecuación (1).

$$T_P = G \cdot \frac{P \cdot CG_h}{D_e} \quad (1)$$

Donde CGh es la altura del centro de gravedad respecto del suelo, P es el peso del monoplaza, De es la distancia entre ejes, G es la aceleración de la gravedad y Tp es la transferencia de masa por aceleración [2].

Los resultados de la simulación con los parámetros del vehículo se muestran en la tabla 3. 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.

SUSPENSION DELANTERA			SUSPENSION TRASERA		
TfD	1622,16	N	TfC	1168,07	N
TfC	999,58	N	THB	1623,50	N
TGE	2148,71	N	THA	735,97	N
TGB	3364,35	N	TGD	5717,20	N
TGA	-460,21	N	TGT	793,36	N
			TGT	8206,74	N

REACCIONES DEL BALANCIÓN			REACCIONES DEL BALANCIÓN		
TfBz	3164,34	N	TfBz	10339,25	N
Bx	2334,21	N	Bx	8733,71	N
By	2709,25	N	Bz	6775,68	N

Tabla 3. (a) Reacciones en la suspensión delantera y trasera con efecto de la aceleración. Fuente: elaboración de los autores

2.2.2 Frenada Brusca del Monoplaza

La transferencia longitudinal del peso por la desaceleración por la frenada se muestra en la ecuación (2).

$$T_P = G \cdot \frac{P \cdot CG_h}{D_e} \quad (2)$$

Donde CGh es la altura del centro de gravedad respecto del suelo, P es el peso del monoplaza, De es la distancia entre ejes es la aceleración de la gravedad y Tp es la transferencia longitudinal del peso debido a la desaceleración. Para el cálculo de la G se tiene en cuenta la distancia de frenado final [2].

Los resultados de la simulación con los parámetros del vehículo se muestran en la tabla 4. La distribución de pesos tiene un aumento en la parte delantera de la suspensión de 20.85% y la parte trasera una disminución de 20.85%, del peso.

SUSPENSION DELANTERA			SUSPENSION TRASERA		
T _{FD}	58,51	N	T _{TC}	587,57	N
T _{FC}	5565,60	N	T _{HR}	816,65	N
T _{GR}	5020,29	N	T _{HA}	370,21	N
T _{GB}	2589,19	N	T _{GR}	2875,87	N
T _{GA}	4490,43	N	T _{GR}	399,34	N
			T _{GR}	4128,42	N

REACCIONES DEL BALANCIÓN			REACCIONES DEL BALANCIÓN		
T _{B1B2}	7393,22	N	T _{B1B2}	5201,18	N
B _x	5453,69	N	B _x	4393,51	N
B _y	6329,94	N	B _z	3408,52	N

Tabla 4. (a) Reacciones en la suspensión delantera y trasera con efecto de la desaceleración. Fuente: elaboración de los autores

2.2.3 Curva con Peralte

La transferencia trasversal del peso por la desaceleración por la frenada se muestra en la ecuación (3).

$$T_p = G \frac{P + CG_h}{V(via)} \quad (3)$$

Donde CG_h es la altura del centro de gravedad respecto del suelo, P es el peso del monoplaza, V(vía) es el ancho de la vía, G es la aceleración de la gravedad y T_p Transferencia de peso trasversal con peralte [1].

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

SUSPENSION DELANTERA			SUSPENSION TRASERA		
T _{FD}	1865,62	N	T _{TC}	1477,97	N
T _{FC}	2514,09	N	T _{HR}	2054,23	N
T _{GR}	3690,89	N	T _{HA}	931,23	N
T _{GB}	4478,25	N	T _{GR}	7234,04	N
T _{GA}	582,89	N	T _{GR}	1003,70	N
			T _{GR}	10383,95	N

REACCIONES DEL BALANCIÓN			REACCIONES DEL BALANCIÓN		
T _{B1B2}	5435,47	N	T _{B1B2}	13082,21	N
B _x	4009,53	N	B _x	11050,72	N
B _y	4653,75	N	B _z	8573,24	N

Tabla 5. (a) Reacciones en la suspensión delantera y trasera con efecto transversal. Fuente: elaboración de los autores

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 este mismo.

2.2.4 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 [3], para este análisis se deben tener 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 lo haremos 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 considera un 60% más de la masa considerada durante el balance estático, las suspensiones traseras soportara 270 kg y las delanteras soportara 174,47 kg.
- Se realizara una experimentación para el cálculo de los coeficientes de elasticidad de los resortes.

Para realizar este análisis fue necesario realizar pruebas de laboratorio con la maquina universal de ensayos (Multitest). La máquina nos 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 5.



Figura 5. Prueba del coeficiente de elasticidad .

Fuente: elaboración de los autores

La prueba se realizó 10 veces con cada resorte resorte, arrojando los resultados que se muestran en la tabla 6 (a) y (b). Para los resortes el avance fue hasta 60 mm no se comprimió en su totalidad. En esta tabla 6 (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 Hooke.

$$F = K * (x_0 - x_1) \tag{4}$$

Donde X1 es la distancia final, X2 es la distancia inicial, K es la constante de elasticidad del resorte y F es la fuerza, como resultado tenemos que la constante de elasticidad del resorte de 400 lbf es 131166,7 N/m [4].

Con los resultados de la tabla 6 (b), realizando el mismo procedimiento anterior, se calcula el coeficiente de elasticidad del resorte de 500 lbf es de 166250 N/m.

Tabla Resultados de prueba del resorte 400 lbf

	RESORTE 400 LBF		RESORTE 500 LBF	
	Avance (mm)	Carga (KN)	Avance (mm)	Carga (KN)
	5	1,345	5	2,145
	10	2,655	10	2,760
	15	2,005	15	2,185
	20	3,365	20	3,430
	25	3,720	25	3,365
	30	4,075	30	4,615
	35	4,435	35	4,310
	40	4,795	40	5,795
	45	5,160	45	6,470
	50	5,530	50	7,690
	55	6,905	55	8,830
	60	7,870	60	9,975

Tabla 6. (a) Resultados de prueba del resorte 400 lbf, (b) Resultados de prueba del resorte 500 lbf. Fuente: elaboración de los autores

- En las especificaciones técnicas del amortiguador suministran el coeficiente de amortiguamiento b es de 8876,48 (N/m) el valor usados en el vehículo y el valor del coeficiente de elasticidad de los neumáticos es 36806,5 N/m.

- La fuerza que soporta el vehículo a una velocidad de 140 Km/h es equivalente a 52,72 kg, en lo cual se tiene en cuenta en la distribución de pesos del vehículo [5].

La simplificación del sistema de suspensión por el método de ecuaciones de transferencia mecánico en cada una de las suspensiones con la ayuda de la herramienta simulink del software Matlab en la siguiente ecuación se utiliza para ambas suspensiones.

Figura Simplificación del sistema de suspensión

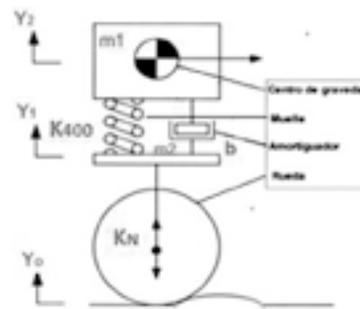


Figura 6. Simplificación del sistema de suspensión. Fuente: elaboración de los autores

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{k_N(bs + k_{400})}{m_1 + m_2 + s^4 + (m_1 + m_2) + bs^2 + \dots}$$

$$\dots [k_N + m_2 + (m_1 + m_2) + k_{400}]s^2 + k_N + bs + k_N + k_{400} \tag{5}$$

Donde K400 es la constante de elasticidad del resorte 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 [6].

Es el código utilizado en Matlab para el análisis de este sistema simplificado a ecuaciones de transferencia, se analiza con un lapso de tiempo de 3 segundos ya que se quiere una optimización de sistema y se tomara una entrada de escalon por lo cual este mismo representara un bache en el camino (0,06/s).

```

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, se concluyeron estos resultados:

- 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 podemos observar en la siguiente figura el tiempo de estabilidad es 1,5 segundos.

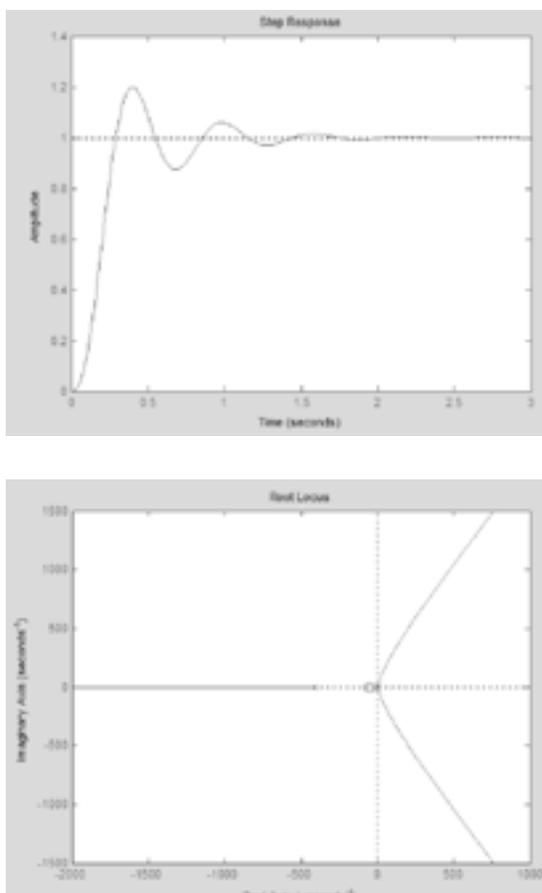


Figura 7. Respuesta de la amplitud del resorte Fuente: elaboración de los autores

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

2.3 Análisis de elementos finitos

Para analizar este elemento se debe de tener en cuenta que las fuerzas que se transmite 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 [1], para ello se utiliza el software SolidWorks simulation.

2.3.1 Análisis de la suspensión delantera

De acuerdo a los cálculos dinámicos en la tabla 4 la condición más crítica para la suspensión delantera es la frenada brusca.

2.3.1.1 Brazo Inferior y superior

Los datos utilizados en este análisis del brazo inferior y superior se utilizan el material AISI 1020. La fuerza aplicada en el brazo inferior es de 5630 N aplicada en el acople del portamasas y para el brazo superior es de 5620 N aplicada en el acople de la barra Push-Rod y de 5020 N aplicada en el acople del portamasas.

El análisis muestra, figura 8 (a) que el brazo superior delantero soporta la fuerza a la que va a ser sometidos y nos da un factor de seguridad mínimo de 2,6 es decir que el diseño y la selección del material es el adecuado.

2.3.2 Análisis de la suspensión trasera

De acuerdo a los cálculos dinámicos en la tabla 5 la condición más crítica para la suspensión trasera es la transferencia transversal.

2.3.2.1 Brazo inferior y superior

Los datos utilizados en este análisis del brazo inferior y superior se utilizan 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 es de 3000 N y 1480 N aplicada en el acople del portamasas

El análisis muestra, figura 8 (b) que el brazo inferior trasero soporta la fuerza a la que va a ser sometidos y nos da un factor de seguridad mínimo de 1,2 es decir que el diseño y la selección del material es el adecuado.

2.3.3 Balancín

De acuerdo a los cálculos dinámicos en la tabla 5 la condición más crítica para el balancín es la transferencia transversal.

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

El análisis muestra (c) que el balancín soporta

la fuerza a la que va a ser sometidos y nos da un factor de seguridad mínimo de 1,32

2.3.4 Barras Push-Rod y Pull-Rod

El análisis de estos elementos se tiene en cuenta que las barras trabajan a tensión y compresión, en este caso se realizara un estudio ubicando una unión fija en un extremo de la barra y como punto de aplicación la fuerza el otro extremo de la misma.

2.3.4.1 Barra de compresión y tensión

Los datos utilizados en este análisis de la barra de compresión y tensión se utilizara el material AISI 1020 y la fuerza aplicada es de 10400 N aplicada al otro extremo y una fuerza de 1020 y una fuerza de 5020 N aplicada al otro extremo.

Se observa, figura 8 (d) el esfuerzo sobre la barra de compresión de la suspensión el factor de seguridad es de 5,51.

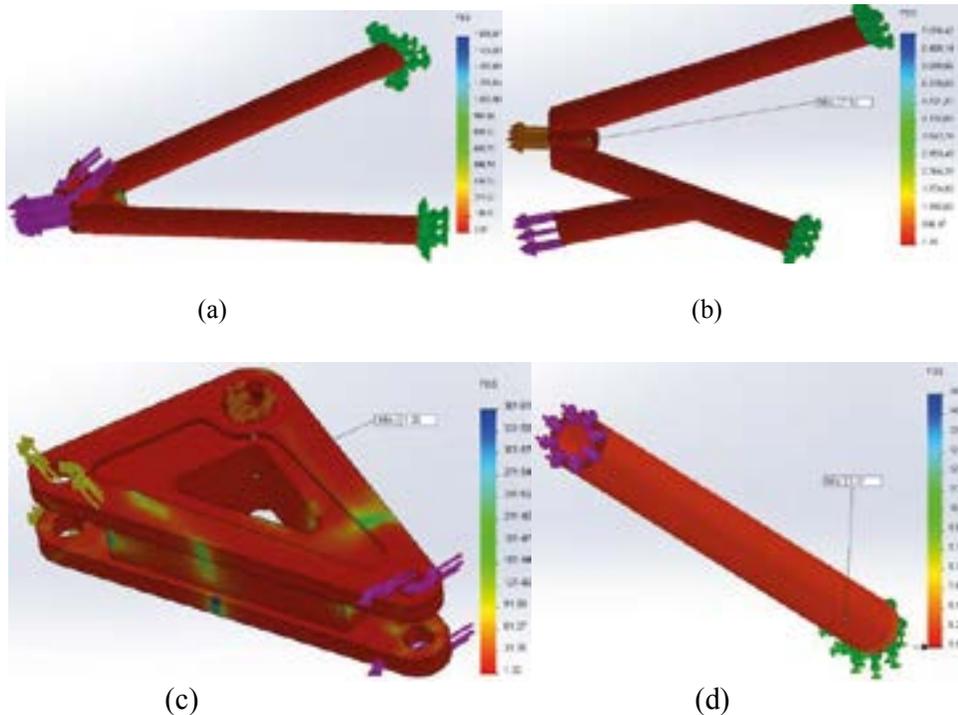


Figura 8. (a) Factor de seguridad brazo inferior. (b) Factor de seguridad brazo superior. (c) Factor de seguridad brazo inferior. (d) Factor de seguridad brazo superior. (e) Factor de seguridad en el balancín. (f) Factor de seguridad de la barra a compresión. (g) Factor de seguridad de la barra a tensión.

Fuente: elaboración de los autores.

3. Conclusiones

- Se cumple el objetivo del proyecto de forma satisfactoria, de acuerdo a los requerimientos establecidos por la regional Tolima SENA.
- 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 vida útil del mismo aumenta.
- Finalizada su construcción se realizaron las pruebas de campo, inclusive varias competencias oficiales en el autódromo de Tocancipa, comprobándose que cumple a cabalidad los parámetros y requerimientos planteados al inicio de su diseño.
- Con la simulación de la suspensión se puede 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.
- En base a la simulación se verificó el buen funcionamiento de los elementos de la suspensión en conjunto antes de fabricar el sistema.
- El paso siguiente al análisis cinemático, es el estudio dinámico del sistema de suspensión, con el cual se garantiza de mejor manera el comportamiento que deseamos obtener.
- De acuerdo a los objetivos planteados, se puede decir que se han cumplido en su totalidad, se ha llegado a rodar poner a punto a la suspensión para la competencia de la fórmula SENA ECO en el autódromo de Tocancipa.
- En el ensayo de pista se verificó el comportamiento del sistema de

suspensión, realizado ensayos de aceleración, frenada y curvas cerradas.

Bibliografía

- [1] Rios, O. (2004). La suspensión automoviles de competicion. Madrid: FULLWARE.
- [2] Douglas L. Milliken, F. S. (2003). Race Car Vehicle Dynamics: Problems, Answers, and Experiments. ilustrada.
- [3] Castañé, J. (1996). El equipo de competicion. Ediciones CEAC.
- [4] Engineers, S. o. (2009). Manual on Design and Application of Helical and Spiral Springs. Virginia: Formula SAE.
- [5] Castañé, J. (1996). El equipo de competicion. Ediciones CEAC.
- [6] Ogata, K (2010). Ingeniera de control moderna. PRENTICE-HALL.