

# **El Método de los Elementos Finitos de la Teoría a la Práctica**

Diseño y Análisis Preliminar de una Suspensión para un  
Prototipo de Fórmula

Alumno: TAMBURI, Damián

[damian.tamburi@ing.unlp.edu.ar](mailto:damian.tamburi@ing.unlp.edu.ar)

## Objetivos

En el siguiente informe se presenta en primera instancia el diseño de una geometría de suspensión de un prototipo de formula haciendo uso de diferentes condiciones cinemáticas. Se prueban diferentes configuraciones de masa, resorte, amortiguador para cumplir con los requerimientos del vehículo y luego se realiza un análisis con las posibles cargas que sufre el mismo en pista para verificar que los esfuerzos que sufren los elementos de la suspensión estén dentro de lo establecido.

## Introducción

Se quiere diseñar la geometría de suspensión proponiendo configuraciones espaciales de los elementos involucrados. Al ser un cálculo preliminar muchos de los valores obtenidos o propuestos serán aproximados y estarán a pie de cambio según se avance en un futuro informe. Luego, al realizar un modelo en elementos finitos con el fin de evaluar las diferentes solicitaciones se simplifica en lo posible el mismo para evitar inconvenientes de cómputo siempre y cuando se considere que los resultados sean correctos.

## Desarrollo

### Modelo masa, resorte, amortiguador.

En este caso se realiza un modelo simplificado que involucra un elemento viga vinculado a un sistema masa resorte que funcionan en paralelo con el objetivo de verificar el correcto funcionamiento del sistema. Se elige un elemento viga y no una barra ya que en el análisis de la suspensión antes nombrada se utiliza este tipo de elemento. Se pretende calcular la frecuencia de oscilación natural y verificar los 3 tipos de funcionamiento del conjunto que son: movimiento sub-amortiguado, amortiguamiento crítico y movimiento sobre-amortiguado.

En primera instancia se calculan los valores analíticamente y luego se los verifica en el programa de elementos finitos

Los parámetros utilizados para el cálculo se nombran a continuación.

Parámetro	Valor
Masa	1,16 Kg
Constante del resorte	90000 N/m
Constante del amortiguador	150 a 2000 Kg/seg

Cálculo analítico del sistema masa, resorte, amortiguador.

$$w_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = 277,944 \text{ rad/seg}$$

$$f_0 = \frac{w_0}{2 \cdot \pi} = 44,236$$

Para evaluar la respuesta dinámica con el amortiguador utilizamos lo siguiente:

Si  $\lambda < w_0 \Rightarrow$  Movimiento sub-amortiguado

Si  $\lambda = w_0 \Rightarrow$  Amortiguamiento crítico

Si  $\lambda > w_0 \Rightarrow$  Movimiento sobre-amortiguado

*Movimiento sub-amortiguado:* La masa vuelve a su posición de equilibrio luego de pasar por ese punto más de una vez

*Movimiento sobre-amortiguado:* La masa vuelve a su posición de equilibrio y pasa por ese punto solo una vez.

*Amortiguamiento crítico:* se lo considera un movimiento sobre-amortiguado pero la masa vuelve su posición de equilibrio en el tiempo más corto.

Para el amortiguamiento crítico se cumple

$$\lambda = \frac{C}{2 \cdot m} = w_0$$

Con esta relación obtenemos un valor de  $C = 647,6 \text{ Kg/seg}$

Ya obtenido los valores deseados analíticamente se procede a hacer un modelo de elementos finitos.

Calculo por elementos finitos del sistema masa, resorte, amortiguador.

Un modelo 2D alcanza para obtener los valores deseados, se colocan 2 puntos de referencia que delimitan el conjunto resorte amortiguador y por cuestiones funcionales del programa cada punto

tendrá una masa puntual asociada que en este caso será muy pequeña y no tendrá ningún efecto en el cálculo.

En cuanto a la viga solo interesa que tenga una masa medible que será modificada con la densidad del material y en este caso que la rigidez sea elevada para que no afecte al cálculo analítico, de esta manera solo tendremos en cuenta el efecto de la elasticidad producto del resorte.

El punto de referencia superior se la imposibilita de cualquier movimiento mientras que la barra solo tiene libertad para moverse en sentido longitudinal, el punto de vinculación a la barra se lo vincula con un pegado tie (trasmite las tensiones de corte, las normales y los momentos) al nodo superior.

A continuación el ensamble del modelo utilizado.



Figura 1

En este caso el mallado del modelo no se considera de vital importancia, a continuación la distribución nodal usada por defecto.



Figura 2

El primer caso es calcular la frecuencia natural del sistema, para ello se realiza un cálculo de frecuencias lanczos, a continuación se muestra el resultado obtenido.

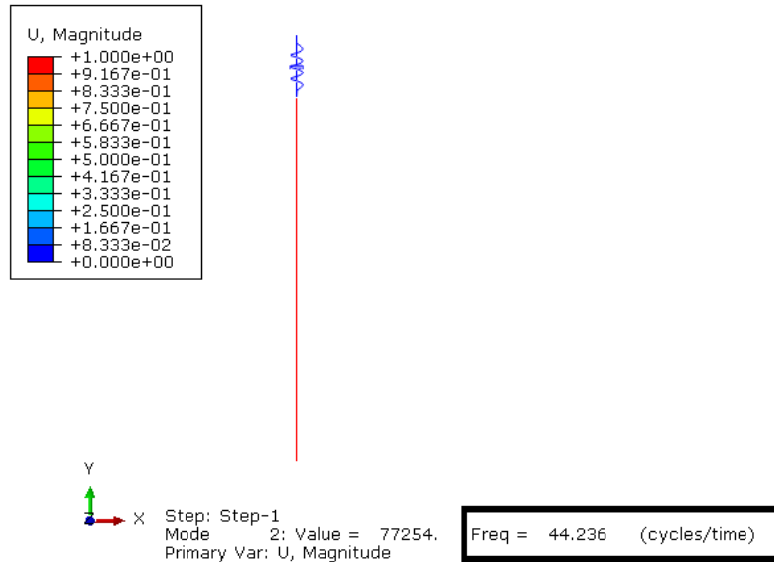


Figura 3

Luego de realizado esto se utilizan 2 pasos dinámicos con no linealidades geométricas, en el primer paso se aplica un pequeño desplazamiento para apartar al cuerpo de la posición que no necesariamente es la del equilibrio y luego en el siguiente paso se desactiva el desplazamiento y se evalúa la respuesta dinámica del sistema. Conociendo el valor de amortiguamiento crítico se varía los valores de la constante del amortiguador con el fin de obtener los valores esperados.

A continuación se muestran los resultados obtenidos variando solamente en el modelo la constante del amortiguador.

$C = 150$  kg/seg (Movimiento sub-amortiguado)

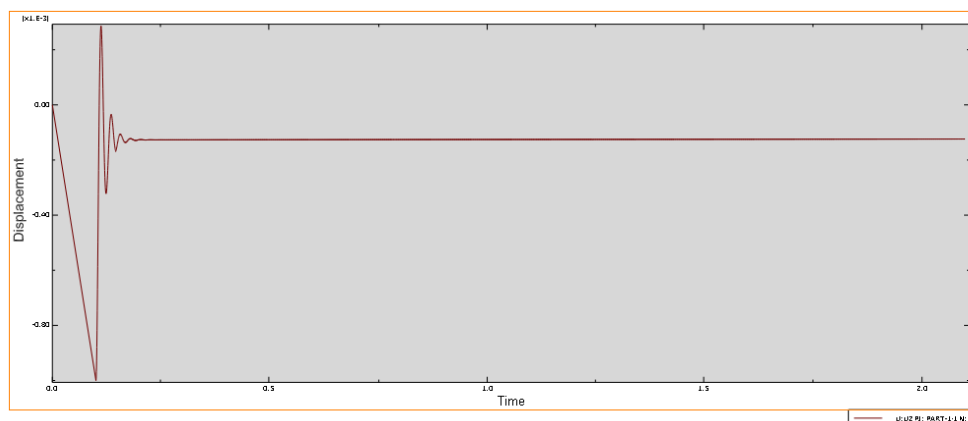


Figura 4

C = 650 kg/seg (Amortiguamiento crítico)

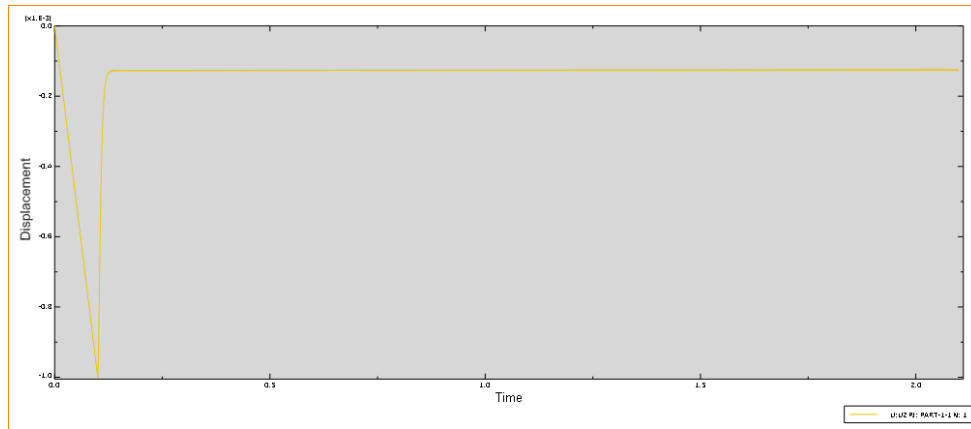


Figura 5

C = 2000 kg/seg (Movimiento sobre-amortiguado)

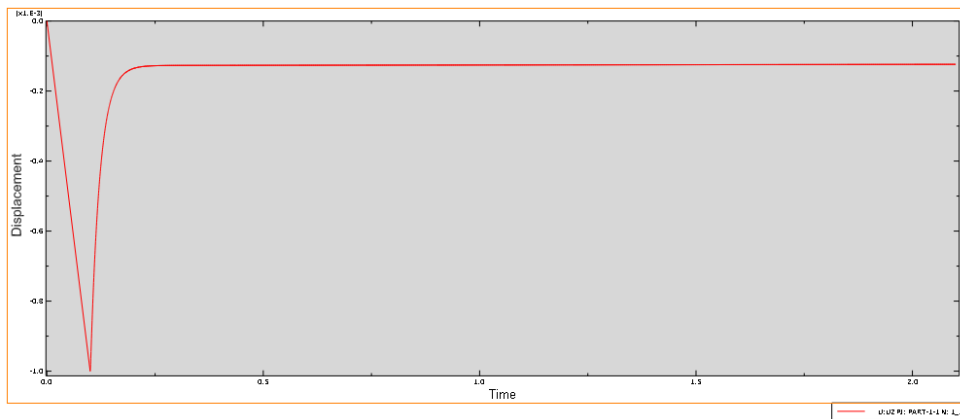


Figura 6

Como conclusión podemos decir que el modelo cumple con lo esperado por lo que puede procederse a calcular la suspensión que es el objetivo principal de este trabajo.

### **Diseño de la geometría de suspensión**

El comienzo para realizar el diseño consiste en suponer datos iniciales de partida que dependen del tipo de vehículo a utilizar, a continuación los valores elegidos.

parámetros	Valores
masa total	250 kg
distribución de peso (D-T)	55%
altura del cg	250 mm
altura del CR	30 mm
trocha	1000 mm
distancia entre ejes	1800 mm
diámetro de las ruedas	514 mm
ancho de las ruedas	178 mm
inclinación de perno	12°
radio de scrub	15 mm (+)
porcentaje de anti-dive	21%
ángulo de avance	6°
K de la rueda	500000 N/m
K del espiral	90000 N/m
C del amortiguador	13000 Kg/seg

Luego de conocer algunos parámetros esenciales del vehículo se procede a definir la geometría frontal. El método para determinar la posición de las parrillas escapa el alcance del informe por lo que solo se presentan los diagramas con sus respectivas dimensiones finales.

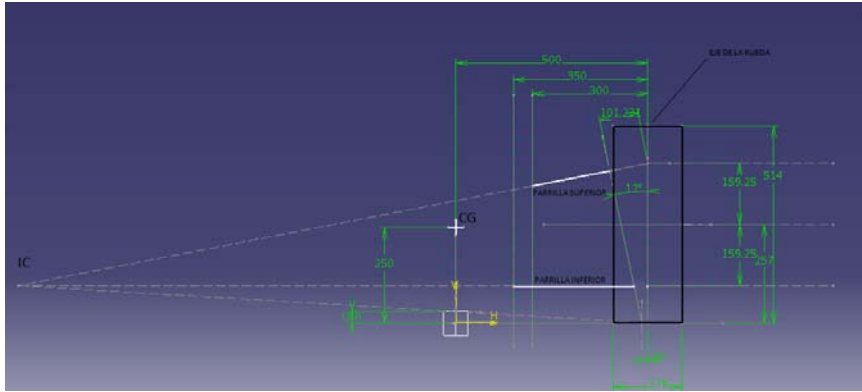


Figura 7

A continuación la geometría lateral propuesta.

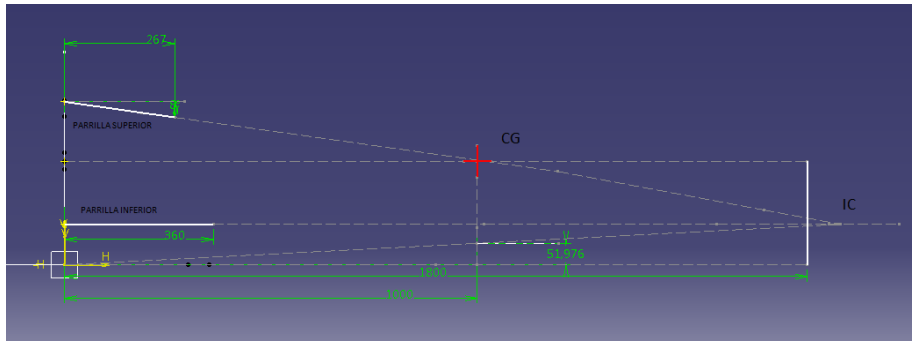


Figura 8

En el siguiente esquema se muestra la geometría final incluyendo el ángulo de avance.

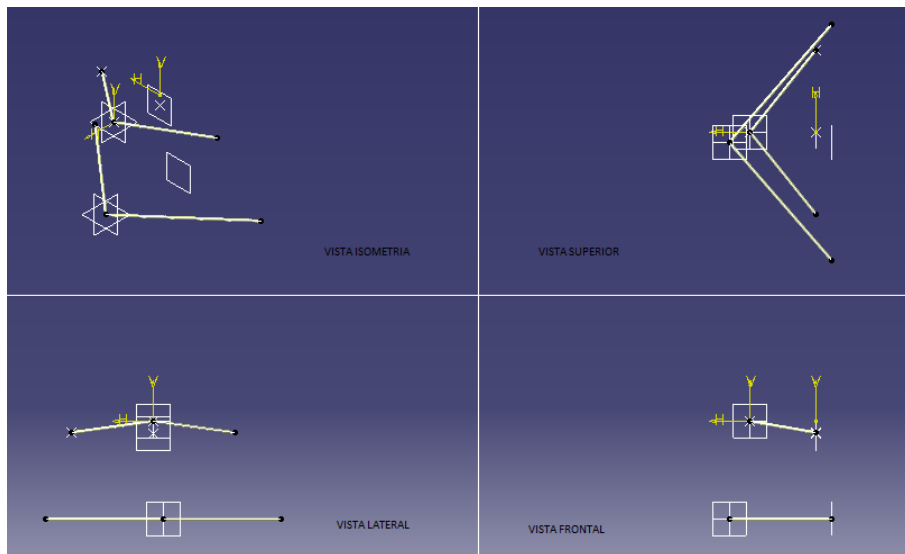


Figura 9



## Análisis dinámico de la geometría de suspensión

El primer objetivo como se había planteado en el comienzo es conocer la respuesta dinámica de la suspensión ante una perturbación teniendo en cuenta que la misma trabaja de una u otra manera como un sistema masa resorte amortiguador.

Los vehículos de competición trabajan en un rango de funcionamiento sobre-amortiguado para evitar un auto con poca reacción o demasiado rígido. Con valores conocidos de la constante del espiral y del amortiguador se verifica lo antes nombrado.

Se utilizan para todas las partes elementos viga con las dimensiones y ubicaciones propuestas en el diseño geométrico. A continuación las partes utilizadas junto con su distribución nodal.

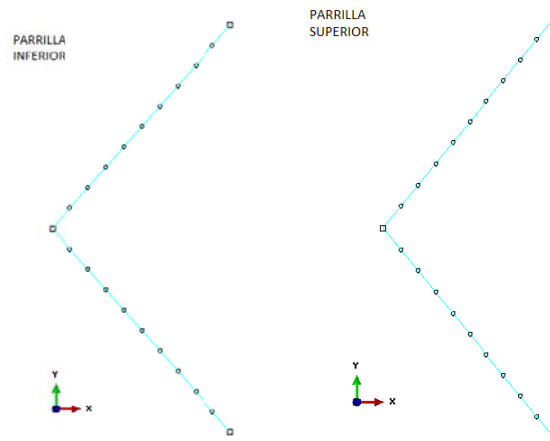


Figura 10

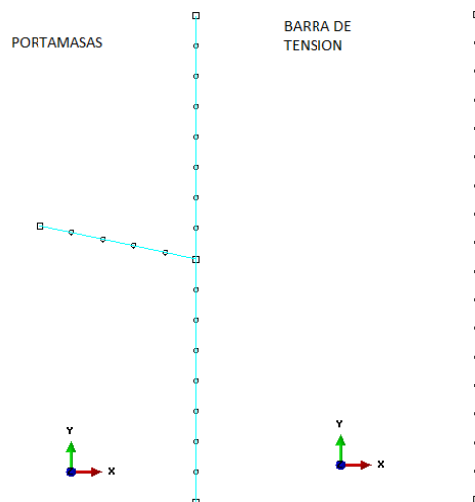


Figura 11

## Materiales

El material utilizado es acero y tiene las siguientes características.

### *Acero*

Densidad =  $7800 \text{ kg/m}^3$

Módulo de elasticidad =  $210 \text{ GPa}$

Coefficiente de Poisson:  $0.3$

$\sigma_{adm} = 300 \text{ Mpa}$

En cuanto a las secciones utilizadas se las especifican a continuación.

Secciones de los componentes	
Elemento	radio-espesor [mm]
parrillas	15 X 3
barra de tensión	10 X 5
portamasas	30 X 10

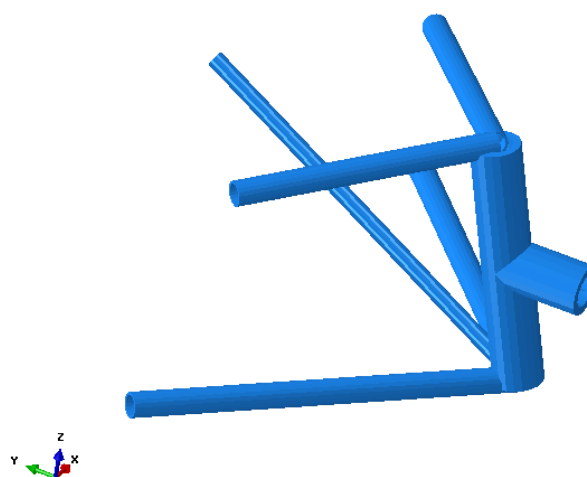


Figura 12

A continuación se especifican las masas de los componentes.

Peso de componentes	
Elemento	Peso [Kg]
parrilla superior	1,28
parrilla inferior	1,9
portamasas	4,97
barra de tensión	0,919
TOTAL	9,069

#### Condiciones de borde.

Los anclajes al chasis solo estarán posibilitados de giro, el anclaje al espiral no se le permite realizar ningún tipo de movimiento así como tampoco la zona vinculada al piso, en la zona del balancín solo se permite el desplazamiento longitudinal en la dirección del resorte (desplazamiento según la terna global en Y) y la rueda se la restringe de giro en su eje longitudinal sin tener en cuenta el efecto de la barra de dirección. A continuación una imagen con lo antes descrito.

Aclaración: en este caso como una primera aproximación se vinculó la rueda al piso intercalando un resorte que simula la rigidez del neumático. En un futuro trabajo se retirará este vínculo para obtener resultados más realistas.

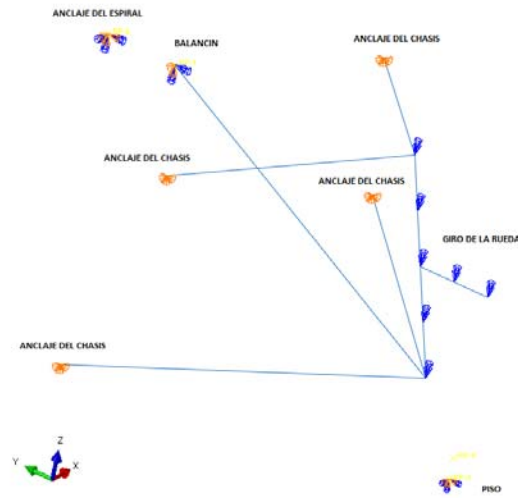


Figura 13

A continuación se muestra la condición de borde local en la rueda.

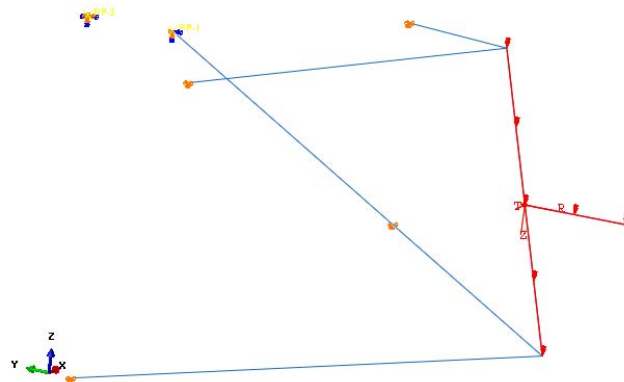


Figura 14

En cuanto a la condición de borde interna las partes estarán vinculadas entre sí por rótulas que solo permitan el giro relativo de una parte con otra. A continuación se muestran esas zonas en el modelo.

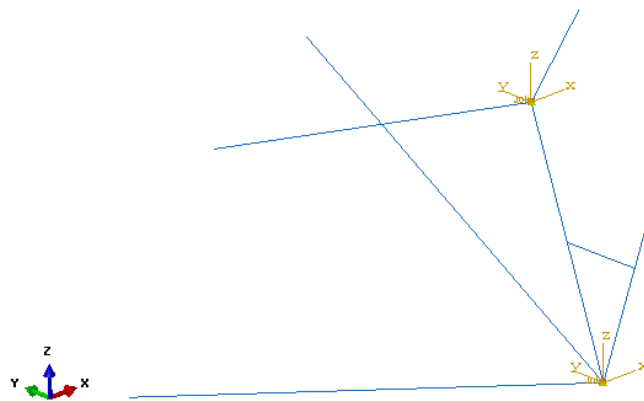


Figura 15

A continuación se muestran las zonas donde se colocan elementos resorte-amortiguador.

El elemento resorte de la rueda hace más rígido el sistema y es necesario analizar otro modelo sin tenerlo en cuenta.

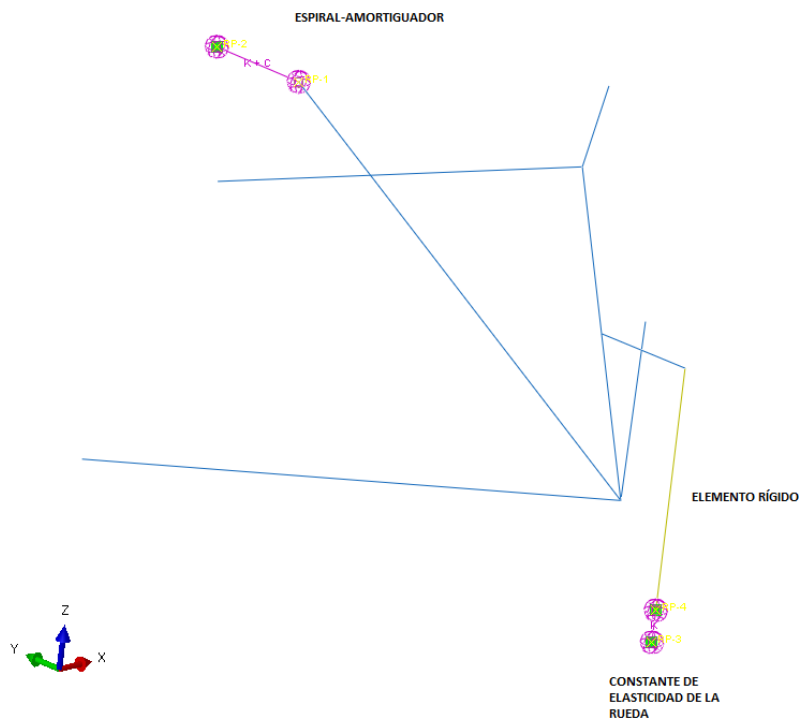


Figura 16

Se realizan 2 pasos dinámicos de igual manera que se realizó en el análisis del sistema masa, resorte, amortiguador. Se lo desplaza de la posición inicial y luego se desactiva el desplazamiento. Se debe tener en cuenta que en el primer paso se coloca el estado de carga con gravedad para que la masa tenga influencia.

Se evalúa la respuesta dinámica en el punto medio de la línea longitudinal del portamasas. A continuación los resultados obtenidos.

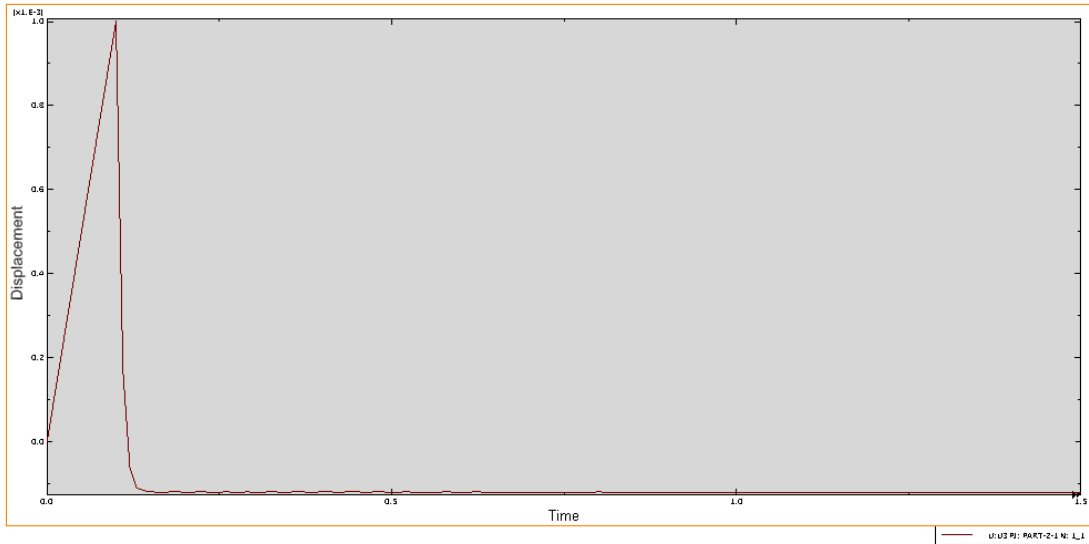


Figura 17

Se observa el movimiento sobre-amortiguado del sistema con los valores de las constantes antes nombradas en la configuración de resorte-amortiguador descrita.

**Análisis estructural de la geometría de suspensión**

Se calcula solo un estado de carga de frenada, no se considera la transferencia de peso. La unión del resorte al portamasas se realiza con un elemento viga con una rigidez muy alta, no se considera importante el efecto de la masa en este elemento.

Se realiza un análisis estático general con las mismas condiciones de borde que el caso de análisis dinámico, a continuación el estado de carga utilizado.

fuerza frenado (N)	peso sobre rueda ( N )
3185	612,5

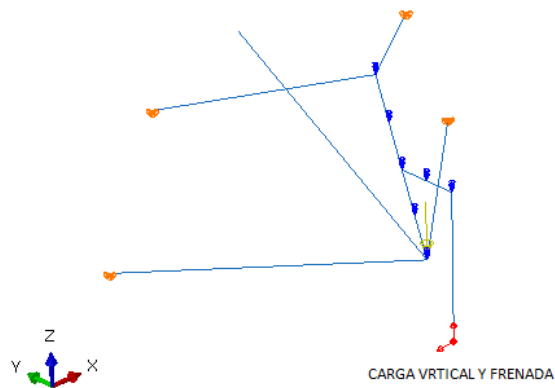


Figura 18

A continuación los resultados obtenidos.

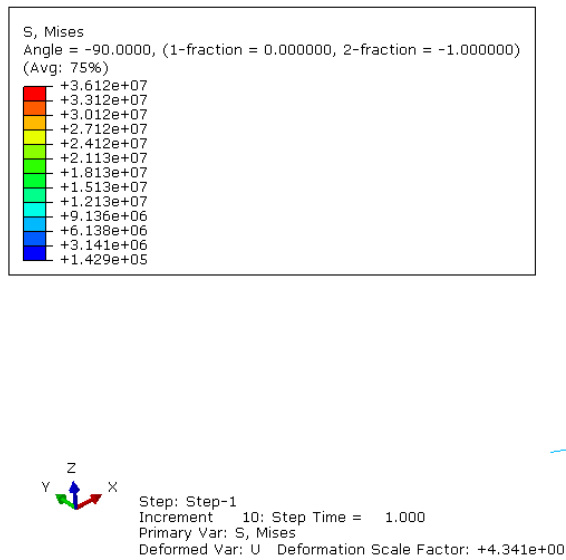


Figura 19

Se observa que el valor máximo es de 36 Mpa y es inferior a la tensión de fluencia del acero elegido.

### Conclusiones

- Se logró verificar el correcto funcionamiento del sistema masa-resorte-amortiguador.
- Se realizó una geometría de suspensión con aproximadas condiciones cinemáticas.
- Se verificó el correcto funcionamiento dinámico del sistema de suspensión.

- Se verificó que la estructura cumple con los requerimientos estructurales propuestos.

#### **Trabajos futuros**

- Calcular los restantes estados de carga del vehículo.
- El elemento resorte de la rueda hace más rígido el sistema y es necesario analizar otro modelo sin tenerlo en cuenta.
- Analizar la posibilidad de colocar una barra de tensión que funcione a tracción.
- Realizar un modelo en cascara y comparar los valores obtenidos.
- Analizar la posibilidad de optimizar el peso.