



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS Y  
PROPUESTA DE MODELO MATEMÁTICO DEL  
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN  
POSTERIOR DE UNA MOTOCICLETA DE CARRETERA  
TIPO CUSTOM 125 CC”**

**SALAZAR SALAZAR JAMIL XAVIER**

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del Título de:**

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2016**

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2015-03-09

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**SALAZAR SALAZAR JAMIL XAVIER**

Titulada:

**“SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS Y PROPUESTA DE MODELO MATEMÁTICO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR DE UNA MOTOCICLETA DE CARRETERA TIPO CUSTOM 125 CC”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

---

Ing. Marco Santillán Gallegos  
**DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Freddy Colcha Guashpa  
**DIRECTOR DE TESIS**

---

Ing. Edwin Pozo Safla  
**ASESOR DE TESIS**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** SALAZAR SALAZAR JAMIL XAVIER

**TÍTULO DE LA TESIS:** “SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS Y PROPUESTA DE MODELO MATEMÁTICO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR DE UNA MOTOCICLETA DE CARRETERA TIPO CUSTOM 125 CC”

**Fecha de Examinación:** 2015-12-21

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Celin Padilla Padilla <b>PRESIDENTE TRIB. DEFENSA</b>			
Ing. Freddy Colcha Guashpa <b>DIRECTOR DE TESIS</b>			
Ing. Edwin Pozo Safla <b>ASESOR</b>			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Celin Padilla Padilla  
**PRESIDENTE DEL TRIBUNAL**

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

**Salazar Salazar Jamil Xavier**

## **DECLARACION DE AUTENTICIDAD**

Yo, Jamil Xavier Salazar Salazar, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

---

**Jamil Xavier Salazar Salazar**  
Cedula de Identidad: 210036628-1

## **DEDICATORIA**

A Dios y a la Virgencita del Cisne por su protección, guía y por iluminarme en los momentos difíciles.

A mi padre Manuel Salazar que me enseñó a formar mi carácter y guiarme en el camino correcto y que la familia es lo más importante que se tiene en la vida. A mi madre Susana Salazar por su esfuerzo, comprensión y amor por su enorme capacidad para educarme, siempre será mi apoyo y mi fortaleza para seguir adelante y de manera muy especial para mi hijo (a), que es quien me da fuerzas para luchar cada día.

A mis hermanos Ramón Salazar y Jordy Salazar, y hermanas Samantha y Vanessa que siempre serán mi apoyo. Y a todos mis abuelos, mis tíos, tías y primos.

A mis amigos que fueron muy importantes en el transcurso de mi formación, y en especial a Edgar Zambrano y Wilson Olmedo que más que unos amigos fueron como mis hermanos y guían mi camino desde el cielo gracias por el apoyo y sus palabras de aliento en vida.

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarme la oportunidad de obtener esta gran profesión.

Al Director, Asesor de esta tesis, quienes me han brindado su confianza y colaboración desinteresada para que el presente trabajo sea llevado a cabo.

**Jamil Xavier Salazar Salazar**

## **AGRADECIMIENTO**

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestra vida.

**Jamil Xavier Salazar Salazar**

# CONTENIDO

Pág.

<b>1.</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	
1.1	Antecedentes .....	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos .....	2
1.3.1	<i>Objetivo general</i> .....	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i> .....	2
<b>2.</b>	<b>MARCO TEÓRICO</b>	
2.1	Partes principales de la motocicleta .....	3
2.1.1	<i>Bastidor</i> .....	3
2.1.2	<i>Motor</i> .....	4
2.1.3	<i>Transmisión</i> .....	5
2.1.4	<i>Sistema de escape</i> .....	6
2.1.5	<i>Ruedas</i> .....	6
2.1.6	<i>Frenos</i> .....	7
2.1.7	<i>Sistema de dirección</i> .....	8
2.1.8	<i>Suspensiones</i> .....	8
2.2	Tipos de motocicletas.....	9
2.2.1	<i>Motocicleta tipo custom 125 cc</i> .....	11
2.3	Sistema de suspensión posterior.....	11
2.3.1	<i>Tipos de suspensión trasera</i> .....	12
2.3.2	<i>Monobrazo y doble brazo</i> .....	13
2.3.3	<i>Sistema suspensión posterior britten</i> .....	14
2.4	Comportamiento dinámico de la suspensión posterior .....	14
2.4.1	<i>La suspensión</i> .....	14
2.4.2	<i>La masa suspendida y masa no suspendida</i> .....	15
2.4.3	<i>Frecuencia de la suspensión</i> .....	15
2.4.4	<i>Relación entre la masa suspendida y la masa no suspendida</i> .....	16
2.4.5	<i>Altura de marcha y precarga</i> .....	16
2.4.6	<i>Distancia entre ejes</i> .....	17
2.4.7	<i>Neumáticos</i> .....	18
2.4.8	<i>Fuerzas y momentos de contacto</i> .....	18
2.4.9	<i>Suspensiones</i> .....	20
2.4.10	<i>Fuerzas de la suspensión</i> .....	20
2.4.11	<i>Equivalente de rigidez y amortiguación</i> .....	21
2.4.12	<i>Modelo de vehículo completo</i> .....	23
<b>3.</b>	<b>ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR DE UNA MOTOCICLETA DE CARRETERA TIPO CUSTOM 125 CC</b>	
3.1	Modelado de la suspensión posterior de la motocicleta de carretera tipo custom 125 cc.....	24
3.1.1	<i>Software usado</i> .....	24
3.1.2	<i>Explicación en detalle del sistema de suspensión posterior</i> .....	25
3.1.3	<i>Modelado del amortiguador posterior de la motocicleta 125 cc</i> .....	25



3.2	Parámetros iniciales de cálculo .....	27
3.2.1	<i>Condiciones de carga y velocidad.</i> .....	34
3.2.2	<i>Proceso de frenado a fondo.</i> .....	36
3.3	Simulación dinámica de la suspensión mediante elementos finitos.....	39
3.3.1	<i>Cálculo de tensiones, deformaciones y desplazamientos.</i> .....	51
3.3.2	<i>Cálculo de la masa no suspendida en el tren posterior.</i> .....	56
3.4	Análisis de resultados de la suspensión posterior .....	60
3.4.1	<i>Análisis de la variación de parámetros funcionales.</i> .....	60
3.4.2	<i>Comparación de las deformaciones.</i> .....	61
3.4.3	<i>Comparaciones de los desplazamientos.</i> .....	62
3.4.4	<i>Comparaciones de las tensiones.</i> .....	63
3.4.5	<i>Comparaciones de las fuerzas.</i> .....	64
<b>4.</b>	<b>PROPUESTA DE MODELO MATEMÁTICO DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR</b>	
4.1	Análisis de la función de transferencia .....	67
4.1.1	<i>Sistemas Mecánicos.</i> .....	67
4.1.2	<i>Cálculo de la suspensión.</i> .....	68
4.2	Ajuste del muelle: valor de la constante de elasticidad $K$ .....	72
4.2.1	<i>Constante elástica.</i> .....	72
4.3	Ajuste del hidráulico: valor de la constante de amortiguamiento $B$ .....	72
4.3.1	<i>Viscosidad.</i> .....	72
4.3.2	<i>Viscosidad ISO.</i> .....	73
4.4	Modelo Matemático .....	73
4.4.1	<i>Primer caso.</i> .....	75
4.4.2	<i>Segundo caso.</i> .....	76
4.4.3	<i>Resultados de modelo matemático.</i> .....	79
4.4.4	<i>Factor de amortiguamiento.</i> .....	79
4.4.5	<i>Resultados de graficas de simulink.</i> .....	80
<b>5.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
5.1	Conclusiones .....	81
5.2	Recomendaciones.....	82

**BIBLIOGRAFÍA**  
**ANEXOS**

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
1	Comparación de software de modelado..... 24
2	Datos de la Suzuki Gn 125 cc..... 37
3	Tipos de contacto..... 44
4	Valores de tensiones ..... 52
5	Valores de las deformaciones ..... 54
6	Valores de desplazamiento ..... 56
7	Valores de deformación de la masa no suspendida ..... 58
8	Valores de tensión de la masa no suspendida..... 59
9	Propiedades del acero SAE 5160..... 72
10	Propiedades del Acero SAE 1020 ..... 79
11	Resultados de las pruebas del modelo matemático ..... 80

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
1 Partes de la motocicleta .....	3
2 Bastidor.....	3
3 Motor GN 125 cc.....	4
4 Transmisión de la motocicleta.....	5
5 Sistema de escape .....	6
6 Ruedas de la motocicleta .....	7
7 Sistema de frenos.....	7
8 Sistema de dirección.....	8
9 Suspensión delantera .....	8
10 Suspensión posterior.....	9
11 Tipos de motocicletas .....	10
12 Motocicleta tipo custom .....	11
13 La suspensión posterior .....	11
14 Ejemplos de suspensiones traseras .....	13
15 Basculante monobrazo.....	13
16 Basculante doble brazo .....	13
17 Suspensión tipo britten .....	14
18 Frecuencia de la suspensión .....	15
19 Fuerzas y momentos del neumático.....	18
20 Rueda de rodadura .....	19
21 Rigidez reducida para el tenedor telescópica.....	22
22 Modelo Full-motocicleta con cuatro grados de libertad.....	23
23 Amortiguador de la suspensión posterior de una motocicleta tipo custom .....	25
24 Seccionamiento del amortiguador .....	25
25 Partes del amortiguador modelados en solidworks .....	26
26 Ensamble del amortiguador .....	27
27 Esquema de la caída libre del vehículo para la determinación de la velocidad máxima a tracción.....	35
28 Software de elementos finitos Ansys Transient Structural.....	40
29 Plataforma design modeler .....	41
30 Modelado del amortiguador en solidworks 2014 .....	42
31 Selección del material del amortiguador .....	43
32 Conexiones de los elementos del amortiguador .....	44
33 Translational en el elemento del amortiguador .....	45
34 Mallado y discretización.....	46
35 Fuerza aplicada en el amortiguador.....	47
36 Intervalos de tiempo de estudio .....	48
37 Curvas de resultados del estudio .....	49

38	Selección de resultados del amortiguador .....	49
39	Resultados del análisis del amortiguador .....	50
40	Grafica de tensiones del amortiguador .....	52
41	Grafica de la deformación del amortiguador .....	53
42	Grafica del desplazamiento .....	55
43	Grafica las iteraciones de fuerza.....	55
44	Grafica de deformación de la masa no suspendida.....	57
45	Grafica la tensión de la masa no suspendida .....	59
46	Grafica de la deformación a frenado normal .....	61
47	Grafica de la deformación a frenado a fondo .....	61
48	Grafica de desplazamiento a frenado normal .....	62
49	Grafica de desplazamiento a frenado a fondo.....	62
50	Grafica de tensiones a frenado normal .....	63
51	Grafica de tensiones a frenado a fondo .....	63
52	Grafica de la fuerza de frenado normal .....	64
53	Grafica de los resultados a frenado normal .....	64
54	Grafica de las iteraciones de fuerza de frenado normal.....	65
55	Grafica de la fuerza de frenado a fondo.....	65
56	Grafica de resultado a frenado a fondo.....	65
57	Grafica de las interacciones de fuerza de frenado a fondo .....	66
58	Elementos del sistema mecánico .....	68
59	Frecuencia de movimiento del resorte.....	69
60	Tipos de sistema de viscosidad.....	73
61	Modelo sencillo de la suspensión de una de las ruedas de una motocicleta.....	74
62	Modelo matemático en simulink .....	74
63	Modelo matemático a frenado normal.....	75
64	Grafica de aceleración a frenado normal .....	75
65	Grafica de velocidad a frenado normal.....	76
66	Grafica de desplazamiento a frenado normal .....	76
67	Modelo matemático a frenado a fondo .....	77
68	Grafica de aceleración a frenado a fondo .....	77
69	Grafica de velocidad a frenado a fondo.....	78
70	Grafica de desplazamiento a frenado a fondo.....	78
71	Tipos de sistema de amortiguados.....	80

## **LISTA DE ABREVIACIONES**

DAC	Diseño Asistido por Computadoras
CC	Centímetros Cúbicos
BMW	Bayerische Motoren Werke
SAE	Society of Automotive Engineers
ISO	International Organization for Standardization.

## **LISTA DE ANEXOS**

- A** Tutorial del estudio dinámico

## RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad analizar el sistema de suspensión posterior de una motocicleta mediante el método de elementos finitos, utilizando el programa computacional Ansys, además plantear un modelo matemático que gobierna el comportamiento dinámico de la suspensión empleando el programa computacional Matlab.

El análisis se efectúa definiendo las geometrías de los diferentes elementos que componen la suspensión, sus materiales y disposición dentro del sistema, se determinan las fuerzas que actúan sobre el sistema durante su funcionamiento y se realiza un estudio analítico para conocer el comportamiento de la suspensión. Para el análisis dinámico se tomó en cuenta dos condiciones, el primer caso es el estado de frenado normal, el segundo caso es el frenado a fondo de la motocicleta. Se realiza una comparación entre los casos antes planteados, de la deformación, la tensión y el desplazamiento, en el cual se obtuvo como resultado que a mayor fuerza se aplique al frenado mayor es la deformación, tensión y desplazamiento.

El modelo matemático se fundamentó en la versión más sencilla, podemos considerar cada uno de los amortiguadores como un conjunto masa-muelle, se observa en las distintas graficas de velocidad, desplazamiento, aceleración, que a mayor fuerza, mayor es la frecuencia de resonancia, concordando con el estudio realizado mediante elementos finitos Ansys.

## **ABSTRACT**

This Project has as purpose to analyze the rear suspension system of a motorcycle Using the finite element method, using the computer program Ansys, in addition to planting a mathematical model that governs the dynamic behavior of the suspension using the program computational Matlab.

The analysis is carried out defining the geometries of the different elements that compose the suspension, its materials and available within the system, the forces acting on the system are determined during its operation and an analytical study is realized to know the behavior of the suspension, for dynamic analysis took into account two conditions, the first case is the state of normal braking, the second one is the braking thoroughly of the motorcycle. A comparison is made between cases before raised, of the deformation, the tension and the displacement, in which was obtained as a result that greater force will apply greater braking is deformation, strain and displacement.

The mathematical model is based on the simplest version, it is possible to be mass each of the shock absorbers like a set-wharf, it is observed in the different graphs of speed, displacement, acceleration, that a greater force, the greater is the resonance frequency, agreeing with the study conducted using finite elements Ansys.



# CAPÍTULO I

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Antecedentes

Las primeras motocicletas parten del diseño de una bicicleta incorporando un motor, y no presentaban suspensión, el primer modelo de motocicleta fue presentado por, Hildebrand y Wolfmüller en el año 1894. La introducción de la suspensión proporciona dos grandes ventajas, el confort de amortiguar las irregularidades del terreno y la intención de mantener la rueda siempre en contacto con la calzada.

El primer intento de suspensión trasero se conoce como Sistema Plunger. Al principio se incluían dos amortiguadores independientes en cada brazo del basculante pero según fueron evolucionando los basculantes se pudo optar al uso de un solo amortiguador.

La suspensión basculante consistía en un eje con dos brazos laterales, los primeros basculantes eran de sección redonda y eran resistentes prácticamente ante el mínimo esfuerzo, cuando se dieron cuenta de que el basculante era una parte determinante para conseguir buena maniobrabilidad en la motocicleta se empezaron a reforzar cambiando la sección a una cuadrada o rectangular mejorando así su comportamiento. Finalmente, se optó por el brazo basculante que sigue vigente en las motos actuales.

### 1.2 Justificación

El análisis que se propone realizar es la simulación y propuesta de un modelo matemático del comportamiento dinámico de la suspensión posterior, se simulará las irregularidades de la calzada entre otros parámetros que influyen en el diseño de la suspensión posterior de la motocicleta.

Este estudio aportará al desarrollo tecnológico de las suspensiones posteriores, lo cual servirá para mejorar y optimizar futuros diseño aportando a las mejoras de las prestaciones dinámicas y contribuir al desarrollo tecnológico para el diseño y construcción de motocicletas que se pretende realizar en el país.

En la actualidad muchas personas optan por adquirir vehículos pequeños y motocicletas de menor cilindraje, consumo y potencia, debido al precio del combustible y la reducción del tiempo de traslado de un lugar a otro.

Uno de los modelos de motocicletas más adquirido en el país en los últimos años según el Banco Central del Ecuador han sido las motocicleta de carretera tipo custom 125 cc por su economía y eficiencia, así como también la reducción de emisiones contaminantes al ambiente.

Por lo tanto es necesidad del ingeniero automotriz poner en uso todas las herramientas tanto manuales como computacionales, para dar solución a problemas como en este caso el análisis dinámico de la suspensión posterior de una motocicleta para aportar en la mejora de las prestaciones de la motocicleta, y así contribuir al desarrollo dentro de la sociedad; siempre conservando el criterio científico, tecnificado, perfeccionista y ambientalista que caracteriza en sí a un ingeniero automotriz de la ESPOCH.

### **1.3       Objetivos**

**1.3.1       Objetivo general.** Simular por elementos finitos y proponer un modelo matemático del comportamiento dinámico de la suspensión posterior de una motocicleta de carretera tipo custom 125 cc.

**1.3.2       Objetivos específicos:**

- Analizar el comportamiento dinámico de la suspensión posterior de la motocicleta de carretera tipo custom 125 cc en un software de elementos finitos.
- Modelado de la geometría de la suspensión posterior de la motocicleta en un software CAD.
- Determinar un modelo matemático del comportamiento dinámico de la suspensión posterior de una motocicleta de carretera tipo custom 125 cc.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Partes principales de la motocicleta

En los siguientes párrafos se hace una breve explicación de cada uno de las partes más trascendentales de la motocicleta las mismas que se ven en la (figura 1).

Figura 1. Partes de la motocicleta



Fuente: <http://www.cngrowsun.com/uploadfile/image/20130708153054.jpg>

**2.1.1 Bastidor.** Su principal función es de servir de apoyo a los principales elementos de la motocicleta, tanto al motor como a las ruedas, frenos, suspensión y hasta los propios ocupantes. Existen de diferentes tipos tamaño en su diseño, estructura y materiales, siempre pensando en conseguir la rigidez y el bajo peso del mismo, suele estar construido preferentemente en acero o aluminio, en casos más raros en magnesio, carbono o titanio.

Figura 2. Bastidor



Fuente: <http://www.powderkegcoatings.com/wp-content/uploads/zestyframe.jpg>

**2.1.1.1 Tipos de Bastidor.** Dentro de los tipos de bastidor podemos notar dos, los tubulares que están formados por tubos de sección circular y los realizados a partir de vigas de sección ancha.

- Chasis de doble cuna
- Chasis multitubular
- Chasis multitubular de tubos rectos
- Chasis de doble viga

**2.1.2 Motor.** Su principal función es de dar propulsión a la motocicleta puede ser de dos o cuatro tiempos y son de combustión interna. Hoy en día se presentan en algunas motocicletas motores de tipo eléctrico.

Figura 3. Motor GN 125 cc



Fuente: <http://www.lamega.ec/carros-autos/pichincha/motor-gs500-000-7402.html>

La potencia es transmitida por medio de cadena del piñón del motor hacia la rueda posterior mediante un sistema de transmisión. El motor consta de varios sistemas que son:

- El Sistema de distribución: Se ocupa del trasvase de gases.
- El Sistema de alimentación: Es el encargado de mezclar la gasolina y el aire.
- El sistema de Escape: Extrae los gases quemados, provenientes del motor.

- El sistema de Catalizador: Minimiza la contaminación provocada por los residuos gaseosos del motor.
- El sistema de Encendido: Provoca la chispa que desencadena la combustión.
- El sistema de Refrigeración: Disipa calor para evitar un calentamiento excesivo de las piezas.
- El sistema de Lubricación: Impide que las piezas entren en contacto directo, impidiendo el rozamiento.
- El sistema eléctrico: Desde iluminación a funciones de accesorios.

**2.1.3** *Transmisión.* Es la encargada de transportar la potencia del motor hacia las ruedas. Se realiza mediante cadena generalmente, se fabrica de acero.

Figura 4. Transmisión de la motocicleta



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/autos-motos/14500722/Suzuki-EN125-2a-cambio-de-relacion.html>

Está formada por:

**2.1.3.1** *Sistema de transmisión primario.* Es el encargado de transmitir el movimiento desde el cigüeñal hasta el embrague (permite transmitir la energía mecánica del motor y desconecta el cigüeñal y el cambio de velocidad a voluntad del conductor).

El método más común es por relación de engranajes de la forma que la misma velocidad de giro del cigüeñal pueda convertirse a distintas velocidades de giro de las ruedas.

**2.1.3.2** *Sistema de transmisión secundario.* Es la encargada de transmitir desde el piñón de la caja de velocidades hacia las ruedas posteriores, se transmite por cadena aunque existe la transmisión tipo correa y cardan.

**2.1.4** *Sistema de escape.* Su función es de conducir los gases quemados durante la combustión, procedentes de la cámara hacia el exterior

Puede estar construido de diferentes materiales como: fibra de carbono, acero inoxidable, titanio, aluminio, cromado.

Figura 5. Sistema de escape



Fuente: [http://es.made-in-china.com/co\\_pwrich/image\\_Muffler-GN125-\\_hrreurg\\_gesEZmnJNAoM.html](http://es.made-in-china.com/co_pwrich/image_Muffler-GN125-_hrreurg_gesEZmnJNAoM.html)

La mayoría de los escapes en la actualidad incorporan una parte final llamada silenciador, que tiene como misión reducir el ruido que sale al exterior.

**2.1.5** *Ruedas.* La motocicleta dispone de dos tipos de ruedas, la delantera que se denominan directriz, y la posterior que es la rueda motriz, Pueden ser de acero, aluminio o magnesio y fabricarse en una sola pieza o en tres piezas por molde, inyección o forjado.

Esta consiste de tres partes la llanta donde está el neumático, el buje donde se alojan los rodamientos y el eje con los radios que unen la llanta con el buje. La llanta es la parte rígida que une al sistema de suspensión de modo fijo.

Figura 6. Ruedas de la motocicleta



Fuente: <http://clubsuzuki125.com.ar/comunidad/viewtopic.php?f=19&t=5969>

Son las principales responsables de transferir los esfuerzos de la motocicleta con el suelo. También soportan esfuerzos longitudinales como transversales según la maniobras del conductor.

**2.1.6 Frenos.** Su principal función es de detener o disminuir la velocidad de la motocicleta a voluntad del conductor, Se fabrica normalmente en acero, aluminio ya que tienen menos peso que el acero y resistencia suficiente para transmitir el frenado a la llanta.

Figura 7. Sistema de frenos



Fuente: <http://img716.imageshack.us/img716/442/66268061.jpg>

El sistema de frenos consta de un circuito hidráulico que al activarse provoca la detención de la motocicleta por medio de fricción, la capacidad de frenado dependerá básicamente del área de fricción de las pastillas o tambores, de la fuerza de aplicación del sistema y de la distancia del punto de ejecución del accionamiento al eje de giro de las rueda.

**2.1.7** *Sistema de dirección.* La mayoría de los sistemas de dirección tiene como característica que se montan y giran alrededor de una pipa de dirección, su fabricación es totalmente de acero por la resistencia a la que está sometida.

Figura 8. Sistema de dirección



Fuente: <http://www.ebay.es/itm/Suzuki-GN-125-Nf41a-Tenedor-Puente-Superior-Con-Tubo-De-Subida-Soporte-Manillar-/191399523050>

En la motocicleta la dirección está constituida del manillar (manubrio) con un radio de giro y una serie de elementos unidos a la barra de dirección, y sus amortiguadores delanteros se unen a la rueda delantera.

**2.1.8** *Suspensiones.* Son las encargadas de minimizar los impactos de imperfecciones del terreno y de mantener las ruedas en contacto con el suelo, conjuntamente con la transferencia de peso debido a la aceleración y frenado de la motocicleta.

**2.1.8.1** *Suspensión delantera.* Hoy en día existen varios tipos de suspensión delantera aunque le mas utilizado es el de horquilla telescópica.

Figura 9. Suspensión delantera



Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs-img/gn125-frente-susp-amortiguador-606411222.html>



Está formado por dos brazos que une la rueda con la dirección, los brazos están formados por dos tubos de diferente diámetro el de menor diámetro llamado barra se introduce en otro de mayor diámetro llamado botella.

Este mecanismo de suspensión consiste en un muelle en el interior de cada brazo que hace que se estire al máximo después de cada compresión, para minimizar las oscilaciones del muelle se introduce aceite hidráulico (aceite 10 hidráulico) en su parte inferior.

**2.1.8.2 Suspensión posterior.** La finalidad de la suspensión posterior es la de mantener la rueda posterior con el suelo, y también de unir el chasis con el basculante.

Figura 10. Suspensión posterior



Fuente: [http://mla-s1-p.mlstatic.com/amortiguadores-trasero-suzuki-gn-125-juego-urquiza-motos-17678-MLA20141820544\\_082014-F.jpg](http://mla-s1-p.mlstatic.com/amortiguadores-trasero-suzuki-gn-125-juego-urquiza-motos-17678-MLA20141820544_082014-F.jpg)

Se utiliza tradicionalmente dos amortiguadores para la conexión del chasis y el basculante, pero hoy en día el más utilizado es el denominado mono amortiguador.

El sistema consta de un solo elemento resorte-amortiguador, conectado entre el chasis y el basculante, se encuentra formado por el cuerpo y el vástago. El cuerpo realiza una función igual a las de las botellas en la suspensión delantera, por lo que se trata de la parte con mayor anchura del amortiguador.

## 2.2 Tipos de motocicletas

El surgimiento de la motocicleta como medio de transporte surge por su facilidad de uso, económica y por sus varios estilos, modelos y diseños que se pueden encontrar de varios tipos citados a continuación.

- Gran turismo
- Turismo
- Custom
- Naked
- Scooters
- Ciclomotores
- Trail
- Motos de campo
- Trial
- Cross
- Enduro o todo terreno
- Eléctricas

Motocicletas catalogadas especiales.

- Quads
- Motos de nieve
- Motos de agua
- Cuadriciclo

Figura 11. Tipos de motocicletas



Fuente: [http://3.bp.blogspot.com/-CYRW9qiukGk/VPNq5S\\_X5dI/AAAAAAAAABag/EPiq-X4t6Ps/s1600/cuattrimot.png](http://3.bp.blogspot.com/-CYRW9qiukGk/VPNq5S_X5dI/AAAAAAAAABag/EPiq-X4t6Ps/s1600/cuattrimot.png)

**2.2.1** *Motocicleta tipo custom 125 cc.* El término custom proviene del término inglés to customize que hace referencia a la personalización de algo que fue creado en serie de una forma industrial e empresarial. Este tipo de motocicleta tiene la posibilidad de personalizarse y modificarse de acuerdo al gusto de su propietario.

Aparecieron tras la finalización de la segunda guerra mundial de la mano de las marcas norteamericanas Harley Davidson e Indian, en la actualidad la mayoría de los fabricantes de motocicletas cuenta con una gama de motocicletas tipo custom y así personalizarlas, una de ellas es la marca Suzuki (Gn125 cc).

Figura 12. Motocicleta tipo custom



Fuente: [http://mla-s1-p.mlstatic.com/822-MLA4727354716\\_072013-O.jpg](http://mla-s1-p.mlstatic.com/822-MLA4727354716_072013-O.jpg)

### **2.3 Sistema de suspensión posterior**

Su principal finalidad es mantener la rueda posterior en el suelo, la suspensión posterior une el chasis con el basculante y así aplicar el par motor y el par de frenado.

Figura 13. La suspensión posterior



Fuente: [http://moto.mercadolibre.com.ar/MLA-528415801-suzuki-gn-125-0km-2015-\\_JM](http://moto.mercadolibre.com.ar/MLA-528415801-suzuki-gn-125-0km-2015-_JM)

El basculante de forma de brazo oscilante se ha impuesto como sistema de suspensión posterior aunque no convence su función pero es el mejor que existe en la actualidad.

Para la suspensión posterior existen dos tipos de basculante la de monobrazo y de dos brazos y se puede utilizar uno o dos amortiguadores.

**2.3.1** *Tipos de suspensión trasera.* La suspensión trasera clásica se compone de un basculante (un eje de balancín de dos brazos oscilante) con dos elementos de muelle-amortiguador, uno a cada lado (figura 14).

Las principales ventajas son la sencillez de construcción y las fuerzas reactivas modestas transmitidas al chasis. Entre sus desventajas son unas características de desplazamiento de las fuerzas poco progresivas y la posibilidad de que las dos unidades del amortiguador generen diferentes fuerzas y por lo tanto, el estrés torsional en el basculante.

La introducción de un mecanismo de cuatro barras en la suspensión trasera hace que sea más fácil de obtener las curvas de rigidez deseada.

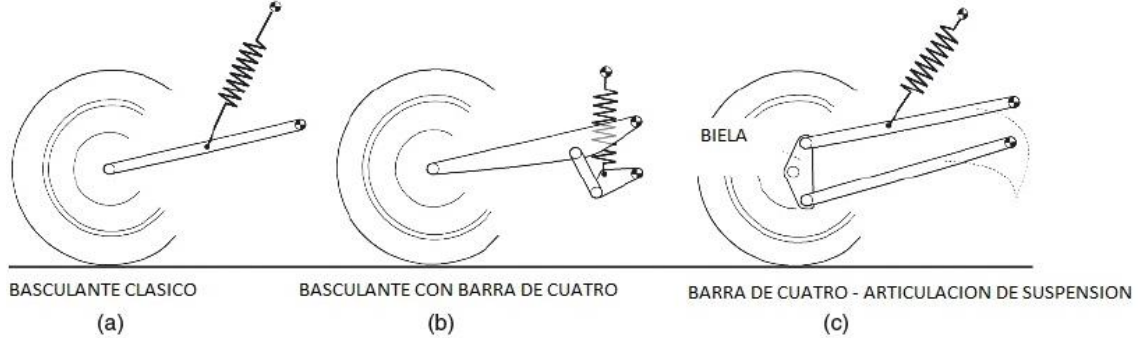
Diferentes puntos de fijación de los elementos de resorte-amortiguador puede ser elegido: por ejemplo, en la Kawasaki Uni-Trak el elemento de suspensión está entre el basculante y el chasis (Figura 14), en el Suzuki Full-flotador es entre el eje de balancín y el basculante y en el Honda Pro-Link el elemento es entre la biela y el basculante.

La articulación de cuatro barras (Figura 14) es también la base de una suspensión utilizada especialmente en la transmisión por cardán con juntas universales (por ejemplo, el BMW Paralever).

La rueda está unida a la biela de la articulación de cuatro barras. La suspensión actúa como si fuera compuesta por un tiempo muy largo, tenedor fijado al chasis en el centro de rotación (el punto de intersección de los ejes de los dos balancines).

Una pequeña de cuatro barras adicional puede ser añadida para proporcionar un punto de unión adecuado para el elemento de resorte-choque y así un adecuado comportamiento de la suspensión.

Figura 14. Ejemplos de suspensiones traseras



Fuente: COSSALTER V. Motorcycle dynamics. Italia. 2ªed. 2006

**2.3.2** *Monobrazo y doble brazo.* Los basculantes más comunes en los ciclomotores de bajo precio y la mayoría de las scooters son los monobrazos, este se emplea tanto para recubrir la transmisión y sujetar el motor.

Figura 15. Basculante monobrazo



Fuente: <http://www.motopormoto.com/tag/japo/page/3/>

En la actualidad la mayoría de los fabricantes siguen usando el basculante de doble brazo debido quizás a su tradición, fiabilidad y estética y sus ventajas técnicas de diseño.

Figura 16. Basculante doble brazo



Fuente: <http://bikepost.ru/blog/bmw/38096/Kak-ja-stal-Motobatovtsem-na-3-dnja.html>

Existe una discusión sobre si se debe utilizar basculantes monobrazos o doble brazo, en realidad los dos trabajan de la misma manera dependiendo de la calidad del diseño, la ventaja que tiene el monobrazo es la facilidad de cambio de rueda. Las de transmisión por cardán se han fabricado en un gran volumen con el sistema de monobrazo.

**2.3.3** *Sistema suspensión posterior britten.* Es uno de los modelos más extraños de suspensión posterior fue realizado por Jhon Britten en la construcción de una motocicleta artesanal V1000.

Figura 17. Suspensión tipo britten



Fuente: <http://www.sobreruedasfm.com/2011/12/superbike-casera-britten-v1000.html>

En este caso el amortiguador se traslada a la parte del frente de la motocicleta consiguiendo así mejor distribución del peso y mejorías en el funcionamiento del amortiguador.

Este modelo hizo que la suspensión tuviese más piezas móviles que producía complicaciones en la puesta a punto de la misma, más esto no ocasiono impedimento en britten para que se implementara en una motocicleta de carrera y ganase el campeonato.

Recordar que el amortiguador iba anclado a un punto del motor ya que esa motocicleta carecía de chasis.

## **2.4 Comportamiento dinámico de la suspensión posterior**

**2.4.1** *La suspensión.* Es un sistema dinámico acoplado delante y detrás de una motocicleta y está constituido de muelles, amortiguadores y la masa no suspendida y suspendida, siendo así el neumático la parte más importante que tiene el sistema de suspensión.

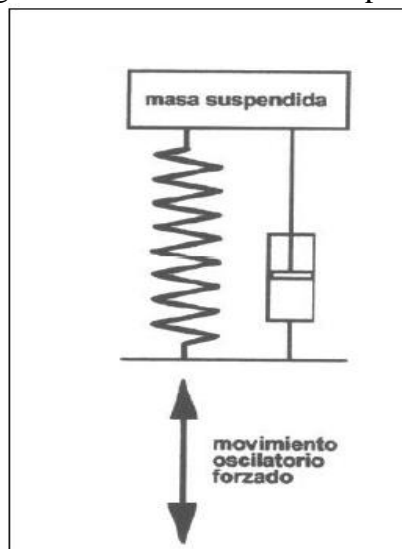
Procura que la masa no suspendida se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo, esto se lograría con los dos sistemas, el de resorte y el amortiguador, el primero es un muelle helicoidal, el otro limita las oscilaciones mientras la motocicleta está en movimiento.

**2.4.2** *La masa suspendida y masa no suspendida.* La masa suspendida es la parte que se encuentra encima de la suspensión, en una motocicleta es todos los componentes, excepto las ruedas, los frenos y las partes de los elementos de suspensión. De esta manera la masa no suspendida está compuesta por la masa total de la motocicleta menos la masa suspendida.

Los cálculos de estos valores no es muy fácil determinar debido a que dependen de varios factores, como por ejemplo la masa de algunos componentes de la suspensión como son los muelles. Lo más necesario es la relación entre masas suspendidas y no suspendidas para así hallar las máximas prestaciones de una suspensión.

**2.4.3** *Frecuencia de la suspensión.* Es un sistema constituido por una masa, un muelle y un amortiguador.

Figura 18. Frecuencia de la suspensión



Fuente: COSSALTER V. Motorcycle dynamics. Italia. 2ªed. 2006.

Con una frecuencia de la perturbación menor que la frecuencia natural de la suspensión posterior, la masa suspendida se mueve con una magnitud cercana a la perturbación a pesar de tener un amortiguador.

Las respuestas son menores cuando la frecuencia aplicada es mayor que a frecuencia natural, para así conseguir una conducción más suave, habrá que tener en cuenta una suspensión con una frecuencia natural baja es decir con muelles blandos.

La expresión matemática de la frecuencia de la suspensión sin amortiguador se puede realizar de una manera muy sencilla mediante la siguiente expresión matemática.

$$F = \sqrt{(K/M)/(2 * \pi)} \quad (1)$$

Dónde:

K = constante del muelle

F = frecuencia en Hz

M = masa suspendida

Para tener un mejor confort en los ocupantes la rueda como el neumático deberá soportar grandes cargas, después de una extenuante investigación se llega a una solución de compromiso teniendo normalmente la relación que ahí entre la masa suspendida y la no suspendida en un valor que rodea los 4.5.

**2.4.4** *Relación entre la masa suspendida y la masa no suspendida.* Se puede decir que cuanto mayor sea esta contra de relación mayor seria el beneficio obtenido. Ya que esto no se logra en todos los casos, debido a que la demanda de agarre en carretera y el del confort suelen ser opuestas. Esto requiere la mínima variación dinámica de la fuerza vertical que existe entre el neumático y el asfalto, para esto es necesario que la masa no suspendida sea lo más pequeña posible, pero para mejorar el confort se requiere que se transmita la mínima fuerza posible a la masa suspendida.

**2.4.5** *Altura de marcha y precarga.* Los amortiguadores suelen tener incorporada una nominación de ajuste para la longitud inicial del muelle (precarga), si es que existe en ellos un desplazamiento debido a la carga estática este ajuste alterara la altura de la marcha.

Si los muelles están precargados no se tomaran mejor las cavidades que si estuviese un chasis rígido, por esos en la actualidad se montan unos basculantes muy rígidos.



Los diseñadores de chasis suelen decir 1/3 de recorrido disponible para la extensión y 2/3 para la compresión, esto es debido a los efectos de transferencia de carga y a diversas respuestas dinámicas al momento de frenar y acelerar donde se puede reducir la carga de cada rueda.

Cuando los muelles de la suspensión están precargados se toma en cuenta los siguientes dos aspectos principales:

- La posición estática de la suspensión
- La fuerza de precarga

En la actualidad los sistemas de suspensión posterior se pueden ajustar de manera independiente tanto la longitud del muelle como la del amortiguador, estos aumentos de las partes posteriores tiene muchos efectos:

- La reducción del ángulo de lanzamiento y del avance, teniendo así la dirección de la motocicleta más rápida.
- Aumentar la altura del centro de gravedad, teniendo así un incremento de la transferencia de carga al acelerar y frenar.
- Incrementar la relación entre la altura del eje de la rueda posterior, la altura del eje basculante, la altura del piñón de la cadena, afectando así las características del anti-squat.
- También se aumenta la carga en el tren delantero aunque este aumento no es demasiado.

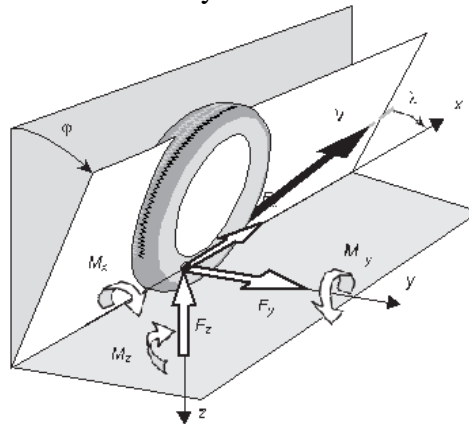
**2.4.6** *Distancia entre ejes.* La distancia entre ejes en general debe ser inversamente proporcional al efecto del cabeceo, además produce otros efectos menos apreciables que son combinados con las condiciones de la calzada que puede influir de manera notable en la conducción.

En curva, la distancia entre ejes coincide con la longitud de la onda del bache o agujero en la calzada, la parte posterior, delantera y el centro de gravedad de la motocicleta se

mueve al unísono, sin embargo cuando el bache es el doble de la distancia entre ejes, mientras la rueda delantera esta encima del bache la rueda posterior está en la parte más baja del bache, de manera que los movimientos verticales delante y detrás son opuestos por lo que el centro de gravedad de la motocicleta que está más o menos en el centro posee un movimiento muy pequeño.

**2.4.7** *Neumáticos.* El rendimiento de las motocicletas está muy condicionado por las características de sus neumáticos. De hecho, el control del equilibrio y el movimiento del vehículo se producen a través de la generación de fuerzas longitudinales y laterales resultantes de las acciones del conductor en la dirección del mecanismo, el acelerador y el sistema de frenado. La peculiaridad de neumáticos de la motocicleta trabaja con ángulos camber hasta  $50^\circ$  y aún más, mientras que los neumáticos para automóviles raramente alcanzan  $10^\circ$ .

Figura 19. Fuerzas y momentos del neumático



Fuente: COSSALTER V. Motorcycle dynamics. Italia. 2ªed. 2006

**2.4.8** *Fuerzas y momentos de contacto.* El contacto del neumático con la carretera puede ser representado por un sistema compuesto de tres fuerzas y tres pares de torsión, como se muestra en la (figura 19).

- Una fuerza longitudinal,  $F_x$  (positivo si va acelerado y negativo si frena)
- Una fuerza lateral,  $F_y$
- Una fuerza,  $F_z$  normal a la superficie de la carretera
- Un momento de vuelco,  $M_x$
- Un momento en resistencia a la rodadura,  $M_y$
- Un momento de desvío,  $M_z$

Las observaciones experimentales realizadas en estudios anteriores muestran que la generación de la fuerza y el par se relacionan principalmente con las siguientes magnitudes de entrada:

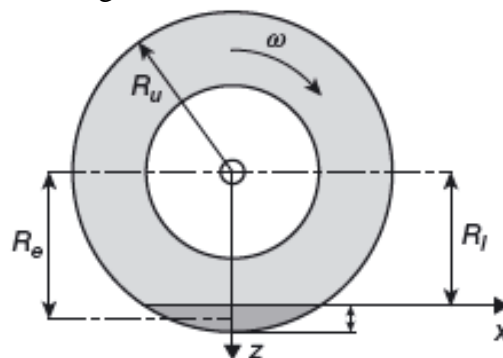
- Neumáticos deslizamiento longitudinal  $\kappa$ ,
- Deslizamiento lateral de los neumáticos  $\lambda$ ,
- Angulo de caída del neumático  $\phi$ ,
- Deflexión radial del neumático  $C_R$ ,
- Velocidad de giro de los neumáticos  $\omega$ .

Por lo tanto podemos escribir:

$$\begin{aligned}
 F_x &= F_x(\kappa, \lambda, \phi, C_R, \omega) \\
 F_y &= F_y(\kappa, \lambda, \phi, C_R, \omega) \\
 F_z &= F_z(\kappa, \lambda, \phi, C_R, \omega) \\
 M_x &= M_x(\kappa, \lambda, \phi, C_R, \omega) \\
 M_y &= M_y(\kappa, \lambda, \phi, C_R, \omega) \\
 M_z &= M_z(\kappa, \lambda, \phi, C_R, \omega)
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Con la fuerza longitudinal  $F_x$  principalmente relacionados con  $\kappa$  deslizamiento longitudinal, la fuerza lateral  $F_y$  principalmente relacionado con el  $\lambda$  deslizamiento lateral y el  $\phi$  ángulo de caída, vuelco momento  $M_x$  principalmente relacionados al  $\phi$  ángulo de caída, resistencia a la rodadura relacionado principalmente a la velocidad de rotación  $\omega$  rueda y guiñada momento relacionado principalmente a la  $\lambda$  deslizamiento y ángulo de inclinación  $\phi$  lateral.

Figura 20. Rueda de rodadura



Fuente: COSSALTER V. Motorcycle dynamics. Italia. 2ªed. 2006

El deslizamiento longitudinal (positiva y negativa cuando se conduce al frenar) se define como:

$$k = \frac{\omega Re - V_x}{V_x} \quad (3)$$

Dónde:

$V_x$  = velocidad longitudinal del neumático

$\omega$  = velocidad de rotación de los neumáticos

$Re$  = neumático efectivo radio de rodadura

En particular, el radio de rodadura efectivo  $Re$  se puede calcular de la libertad de rodadura de los neumáticos como:

$$Re = \frac{V_x}{\omega} \quad (4)$$

**2.4.9** *Suspensiones.* Las suspensiones afectan, mientras que el ajuste del vehículo acelera, frena, gira y así sucesivamente. La elección adecuada de suspensión delantera y posterior depende de muchos parámetros:

- El peso del jinete y el vehículo.
- La posición del centro de gravedad.
- Las características de rigidez
- Amortiguación vertical de los neumáticos.
- La geometría de la motocicleta.
- Condiciones de uso.
- La superficie de la carretera.
- El rendimiento del frenado.
- La potencia del motor y
- La técnica de conducción, entre otros.

**2.4.10** *Fuerzas de la suspensión.* La fuerza total  $F$  ejercida por el grupo de amortiguación es la suma de las siguientes, diferentes acciones de fuerzas que intervienen en el sistema de suspensión.

$$F = F_e + F_d + F_f + F_p \quad (5)$$

Dónde:

$F_e$  = fuerza elástica ejercida por el muelle helicoidal

$F_d$  = fuerza de amortiguación ejercida por el amortiguador

$F_f$  = fuerza de fricción

$F_p$  = fuerza de la almohadilla de fin de carrera

**2.4.11** *Equivalente de rigidez y amortiguación.* Desde un punto de vista dinámico, el vehículo puede ser considerado como un cuerpo principal de muelles (chasis y jinete) conectado a dos cuerpos no suspendidos (ruedas) con dos sistemas elásticos (frente y suspensión trasera).

También, en lugar de las características de las unidades de muelle-amortiguador, es importante considerar las características de las suspensiones en función de rueda de desplazamiento vertical como una función de la fuerza vertical aplicada.

Los parámetros que definen la suspensión equivalente son: rigidez reducida, la reducción de amortiguación, la dependencia de la rigidez reducida en el desplazamiento vertical (suspensión progresiva / regresiva), recorrido máximo y la precarga.

Para derivar el equivalente (o reducido) rigidez, consideramos que la expresión de la variación de la fuerza de resorte  $F_e$  como una función de la carrera:

$$F_e = F_0 + k_L (L - L_0) \quad (6)$$

Dónde:

$F_0$  = fuerza del muelle en el recorrido de la suspensión inicial  $L_0$ .

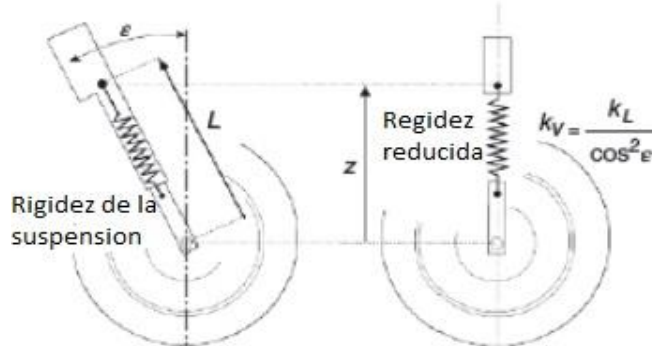
$k_L$  = rigidez en  $L_0$  y

$L$  = viaje después de la variación.

**2.4.11.1** *Frente.* La rigidez equivalente y amortiguación pueden ser fácilmente computarizadas para el telescopico extendido tenedor (Figura 21). La relación de

velocidad se deriva teniendo en cuenta la relación geométrica entre el recorrido del tenedor y el desplazamiento vertical de la rueda.

Figura 21. Rigidez reducida para el tenedor telescópico



Fuente: COSSALTER V. Motorcycle dynamics. Italia. 2ªed. 2006

$$T = \frac{dL}{dz} = \frac{1}{\cos(\epsilon)} \quad (7)$$

Dónde:

$\epsilon$  = ángulo de avance. Bajo el supuesto de rigidez constante  $k_L$  y amortiguación  $C_L$  coeficientes y constante relación de velocidad  $\tau$ , los valores reducidos son:

$$K_Z = \frac{K_L}{\cos^2 \epsilon} \quad C_Z = \frac{C_L}{\cos^2 \epsilon} \quad (8)$$

Por lo general, la rigidez de la suspensión  $k_L$  está en el intervalo de 13-25 kN / m, y la rigidez equivalente  $k_Z$  en el rango de 15-37 kN / m, mientras que la amortiguación  $C_L$  coeficiente es en el rango de 500-2000 Ns / m, y la  $C_Z$  equivalente en el intervalo 550-2200 Ns / m, con la relación de velocidad  $\tau$  en el rango de 0.05 a 0.25 y el ángulo de avance en el rango 19-35°.

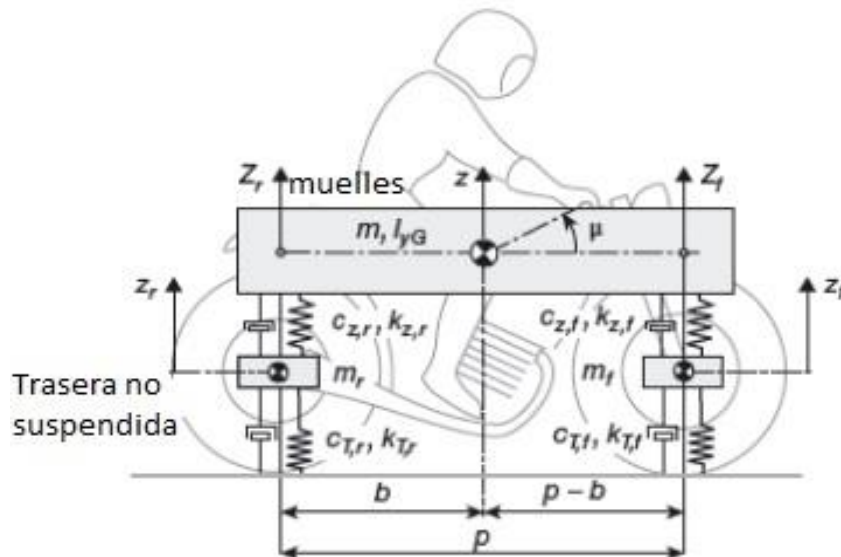
**2.4.11.2 Posterior.** La relación de velocidad de una suspensión posterior con un enlace depende de muchos parámetros y a veces no se puede expresar analíticamente. En cualquier caso, la relación se puede calcular fácilmente numéricamente a partir de un análisis cinemático del mecanismo. Los valores típicos de  $\tau$  para un basculante con una articulación de cuatro barras se encuentran en el rango de 0,3 a 0,6. Por lo general, la rigidez de la suspensión es en  $k_L$  el rango de 100-150 kN / m, y la  $k_Z$

rigidez equivalente en el intervalo 10-55 kN / m, mientras. La amortiguación cL coeficiente es en el rango de 5-15 kN / m y la cz equivalente en el intervalo 450-5400 Ns / m.

**2.4.12 Modelo de vehículo completo.** El modelo de vehículo completo tiene cuatro grados de libertad y se representa en la (figura 22). Dado que no existen expresiones analíticas y compactas para las frecuencias naturales del sistema, las ecuaciones de movimiento se informan como:

$$M \{\ddot{x}\} + C \{\dot{x}\} + K \{x\} = 0 \quad (9)$$

Figura 22. Modelo Full-motocicleta con cuatro grados de libertad



Fuente: COSSALTER V. Motorcycle dynamics. Italia. 2ªed. 2006

Donde  $m_f$  y  $m_r$  son las masas delanteras y traseras no suspendidas, respectivamente,  $m$  es la masa suspendida,  $k_z, r$  y  $k_z, f$  son la suspensión delantera y trasera reducida,  $c_z, r$  y  $c_z, f$  son el frente y la suspensión trasera reduce la amortiguación,  $k_T, r$  y  $k_T, f$  son la parte delantera y trasera de la rigidez radial del neumático y  $c_T, r$  y  $c_T, f$  son la parte delantera y trasera de amortiguación radial del neumático.

Tenga en cuenta que las frecuencias no amortiguadas  $\omega$  radianes pueden ser numéricamente y derivan de:

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (10)$$

## CAPÍTULO III

### 3. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR DE UNA MOTOCICLETA DE CARRETERA TIPO CUSTOM 125 CC

#### 3.1 Modelado de la suspensión posterior de la motocicleta de carretera tipo custom 125 cc

Tras el planteamiento básico del sistema de suspensión posterior, comienza la fase de desarrollo. A continuación se explica el funcionamiento general de la suspensión posterior de una motocicleta tipo custom 125cc. Y posteriormente se hace un análisis de cada una de las piezas que lo componen.

**3.1.1** *Software usado.* SolidWorks es software utilizado para el modelado de la suspensión posterior de la motocicleta tipo custom 125cc, en el desarrollo del presente proyecto se utilizara el conocido comercialmente como SolidWorks en su versión del año 2015.

¿Por qué elegir SolidWorks? Por sus mejores resultados en diseño de CAD en 3D.

En SolidWorks, nos comprometemos a brindar a ingenieros, diseñadores y otros profesionales creativos las herramientas que necesitan para diseñar los mejores productos del mundo.

En el siguiente cuadro comparativo se puede observar cómo fue elegido el solidworks respecto a la productividad en el mercado, la capacidad de manejo y la obtención de la licencia.

Tabla 1. Comparación de software de modelado

	<b>Productividad</b>	<b>Capacidad</b>	<b>Licencia</b>
<b>SolidWorks</b>	Alta	Alta	Se tiene
<b>Nx</b>	Baja	Baja	No se tiene
<b>Inventor</b>	Media	Baja	No se tiene

Fuente: <http://www.solidworks.es/sw/3d-software-solid-modeling.htm>



**3.1.2** *Explicación en detalle del sistema de suspensión posterior.* La suspensión posterior es una de las partes más importantes de las motocicletas ya que cumple las funciones de llevar a los ocupantes de una manera segura y confortable, eliminando las imperfecciones del terreno y haciendo posible el contacto del neumático con el suelo.

**3.1.3** *Modelado del amortiguador posterior de la motocicleta tipo custom 125 cc.* A continuación detallamos uno a uno, los pasos del modelado del sistema de suspensión posterior de la motocicleta tipo custom 125 cc.

- *Obtención del amortiguador.* El amortiguador es desmontado desde la motocicleta para proceder a su seccionamiento.

Figura 23. Amortiguador de la suspensión posterior de una motocicleta tipo custom



Fuente: Autor

- *Corte y toma de medidas del amortiguador.* En este proceso se tomara las medidas reales del amortiguador y sus partes ya seccionadas mediante un corte, el corte se lo realizo en los talleres de la institución “ESPOCH”, las herramientas utilizadas fueron una amoladora con disco de corte, un calibrador para toma de medidas.

Figura 24. Seccionamiento del amortiguador



Fuente: Autor

- *Modelado del amortiguador en solidworks.* El modelado se lo realiza en solidworks, un programa de diseño asistido por computador para modelado mecánico, el programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para el proyecto; por lo tanto con éste, se modeló las partes que componen el amortiguador, como son:

- Retenedores
- Muelle
- Vástago
- Pistón
- Buje
- Pasadores
- Cauchos
- Tubos redondos interiores y exteriores

La realización de cada una de sus partes, está realizado con las medidas reales del amortiguador, utilizando operaciones propias de dicho software como extrusiones, vaciados, revoluciones, barridos, cortes, simetrías, chaflanes, redondeos, etc. Y así realizar el ensamble de las piezas.

Figura 25. Partes del amortiguador modelados en solidworks

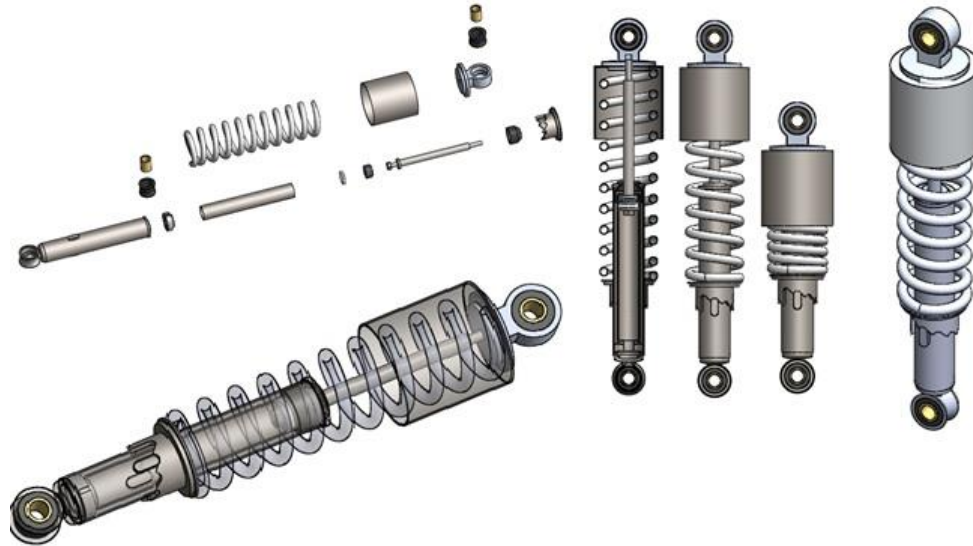


Fuente: Autor

- *Ensamble del amortiguador.* En el ensamble se unen todas las piezas de manera coordinada, calzando así con cada una de ellas, formando una sola pieza, en este caso el amortiguador de la suspensión posterior de la motocicleta tipo custom 125cc.

Primero podemos observar, las piezas de una manera retraída, parte del amortiguador, donde se aloja el eje central del sistema de suspensión de la motocicleta. También podemos observar un corte y una contracción del amortiguador y el sólido ensamblado con todas sus partes (figura 26).

Figura 26. Ensamble del amortiguador



Fuente: Autor

### 3.2 Parámetros iniciales de cálculo

a) *Parámetros del amortiguador.* En el apartado que se presenta, se procederá a obtener los parámetros del amortiguador de la suspensión posterior de una motocicleta GN125, el cual se utiliza en algunas motocicletas de diferentes marcas (Yamaha, Suzuki, Honda, Indian) etc.

Con el fin de poder determinar los parámetros a utilizar en la simulación y análisis, resulta necesario el desmontaje completo de un amortiguador, hecho que ha servido para poder obtener los planos de pieza y del conjunto y los cuales serán la base para el análisis posterior del mismo.

b) *Representación de la fuerza de amortiguamiento.* Existen tres formas diferentes de caracterizar el comportamiento del amortiguador. La primera consiste en dar a conocer el coeficiente de amortiguamiento, la segunda en presentar gráficamente la fuerza generada con respecto a la posición relativa del pistón y la tercera consiste en presentar la dependencia de la fuerza con la velocidad relativa de sus partes.

c) *Sistema masa–resorte–amortiguador.* El resorte tiene constante elástica  $k$  y largo natural  $\ell_0$ , en tanto que el amortiguador tiene coeficiente de roce viscoso  $c$ . Llamemos  $x$  a la posición de la masa  $M$  medida desde la pared. Sobre la masa actúan solo dos fuerzas en la dirección horizontal: la fuerza que ejerce el resorte y la fuerza del amortiguador. Para pequeños desplazamientos con respecto a su largo natural, la fuerza que ejerce el resorte sobre la masa está dada por:

$$F_{res} = -k(x - \ell_0) \quad (11)$$

En tanto que la fuerza que ejerce el amortiguador está dada por:

$$F_{am} = -c\dot{x}$$

Así, la ecuación de Newton para la masa  $M$  está dada por:

$$M\ddot{x} = -k(x - \ell_0) - c\dot{x}$$

d) *Caracterización de los aceites para amortiguadores.* Al ser el aceite el elemento encargado de producir la pérdida de carga en el amortiguador, el objetivo de este punto es determinar qué efectos son los que se deben tener en cuenta y cómo se debe hacer la modelización de sus propiedades.

e) *Dependencia de la viscosidad.* La dependencia de la viscosidad está afectada por cuatro variables, que son la temperatura, la presión, el esfuerzo cortante y el tiempo.

Efectivamente, la viscosidad de un aceite aumenta con la presión, si bien en el caso de los amortiguadores se puede despreciar pues el efecto es notable a presiones elevadas, las cuales no se alcanzan durante el funcionamiento del amortiguador.

Por lo que refiere a la dependencia con el esfuerzo cortante, los aceites pueden cambiar su viscosidad en función del esfuerzo cortante al que se encuentran sometidos. Se supondrá que el aceite del amortiguador es Newtoniano, es decir, que su viscosidad no depende del esfuerzo cortante al que se encuentra sometido, referenciando a la dependencia con el tiempo, el origen proviene de los cambios fisicoquímicos que sufre el fluido, en este caso el aceite 10 w hidráulico.

En general, los cambios en la viscosidad requieren tiempos elevados, por lo que la afectación con el tiempo no tiene sentido en el estudio que se presenta.

Por lo tanto, a efectos prácticos, se considerará que la viscosidad únicamente depende de la temperatura del fluido. En concreto se utilizará la correlación siguiente:

$$\mu = Ae^{B/T} \quad (12)$$

Dónde:

$\mu$  = viscosidad dinámica.

$T$  = temperatura absoluta y

$A$  y  $B$  = constantes por determinar para cada aceite.

*f)* *Dependencias de la densidad.* El motivo reside en que la pérdida de carga en el amortiguador se procura que sea de forma turbulenta más que viscosa, ya que la dependencia de la densidad con la temperatura es menor que la que presenta la viscosidad. En general, hay dos variables que influyen sobre la densidad, estas son la temperatura y la presión.

Se define el factor de dilatación térmico del fluido ( $\varphi_f$ ) a partir de la expresión siguiente:

$$\frac{dV}{V} = \varphi_f dT \leftrightarrow \frac{d\rho}{\rho} = -\varphi_f dT \quad (13)$$

Dónde:

$V$  = es el volumen del fluido.

$T$  = temperatura

$\rho$  = densidad.

Equivalentemente, se define Por otra parte, la dependencia del volumen de un sólido, líquido o gas con la presión a temperatura constante viene dada por el el factor de compresibilidad isoterma ( $\beta_f$ ) a partir de la relación:

$$\frac{dV}{dp} = -\beta_f V \leftrightarrow \frac{d\rho}{dp} = \beta_f \rho \quad (14)$$

Si bien el factor de compresibilidad depende de la presión, se puede considerar constante teniendo en cuenta que experimentalmente (Dowson y Higginson (1996)) se comprueba que la dependencia del volumen con la presión en un líquido se comporta de forma aproximadamente lineal hasta la presión de 0,4 GPa.

La integración de las dos expresiones anteriores conducirá a la relación funcional de la densidad con la presión y la temperatura.

g) *Fricción.* Al existir movimiento relativo con contacto entre diferentes partes del amortiguador aparecen fuerzas de fricción que también influyen en la fuerza de amortiguamiento.

Del estudio realizado por K. Yabuta, K. Hidaka y N. Fukushima se intenta demostrar de forma teórica la influencia que tiene la fricción proveniente del amortiguador en el conjunto de la suspensión, a partir de un modelo de dos grados de libertad.

En términos generales, el efecto de la fricción aumenta con la disminución de la velocidad del vehículo y con el aumento de la rugosidad de la calzada. Siendo conocedores que la fricción siempre se opone a la velocidad y para conseguir una mayor legibilidad, toda formulación matemática que se presente en este punto se hará sin tener en cuenta su signo.

h) *Dependencias de la fricción en el amortiguador.* En términos generales, las zonas en que la fricción tiene lugar dentro del amortiguador son:

- Entre el pistón y la cámara de trabajo
- Entre el vástago y su guía
- Entre el vástago y el retén
- En el pistón flotante del gas (monotubo)

La evaluación de la fricción en el primer caso no es directa de realizar ya que, aunque de los datos geométricos se puede conocer el ajuste existente entre las partes, el baño de

aceite que existe hace que la fuerza de fricción pase a ser una fuerza de lubricación hidrodinámica, la cual disminuye al aumentar la velocidad.

Ocurre el mismo efecto entre el vástago y su guía, pues también se establece una fuerza de lubricación hidrodinámica.

El contacto entre el vástago y el retén es, en principio, el más difícil de evaluar ya que los retenes utilizados suelen ser de doble labio, lo cual supone que tiene la misión de evitar la salida de aceite al trabajar a tracción y la entrada de aire y suciedad al trabajar a compresión.

Al trabajar a tracción o a compresión, se establece un contacto diferente entre el retén y el vástago debido a que la geometría de los labios superiores e inferiores de éste son diferentes y se ven afectadas por una deformación distinta.

En general y a efectos globales, se observa que la fuerza de fricción total disminuye con la velocidad. Asimismo, debido a que los materiales de estanqueidad se deforman con la presión, la fricción en el ciclo de compresión es distinta a la fricción en el ciclo de expansión.

El último punto a considerar es que al aumentar la temperatura, las partes del amortiguador se dilatan, por lo que el ajuste existente cambia dando lugar a un cambio en el valor de la fricción. Los ajustes entre pistón y cilindro y entre vástago y guía son siempre holgados (no existe apriete), por lo que al aumentar la temperatura la holgura existente entre ellos aumentará, disminuyendo de la fricción. Lógicamente, los materiales utilizados influyen en la dependencia de la fricción con la temperatura.

*i) Modelos de fricción para el amortiguador.* Las dos teorías que se presentarán son válidas tanto en el ciclo de tracción como en el de compresión.

### *Teoría 1*

La primera teoría que se describirá consiste en hacer un ajuste lineal de los valores obtenidos para la fricción cuando el amortiguador realiza un ciclo en vacío (sin la fuerza ejercida por el gas ni por la caída de presión que se produce en las válvulas) y a

temperatura constante. El ajuste que se realiza intenta tener presente el efecto de la posición y de la velocidad del amortiguador, por lo que el ajuste que se propone es del tipo:

$$F_f = C_o + C_1x + C_2v \quad (15)$$

Dónde:

$C_o$  = término independiente de la función de ajuste y está directamente relacionado con la fricción estática.

$C_1$  = coeficiente de fricción que mide la sensibilidad a la posición y

$C_2$  = coeficiente que mide la sensibilidad a la velocidad.

El inconveniente que presenta la teoría presentada es que requiere una previa experimentación para poder determinar los coeficientes de ajuste, por lo que no puede ser utilizado en un modelo predictivo.

### *Teoría 2*

La segunda teoría que se muestra se basa en otro ajuste pero teniendo en cuenta la influencia de la temperatura.

Se determina experimentalmente la fuerza de fricción estática a una determinada temperatura para diferentes posiciones. Mediante un ajuste se obtiene:

$$F_{fe} = F_{fe}(x, T_0) \quad (16)$$

Dónde:

$F_{fe}$  = fricción estática

Se define el cociente  $R_{EXT}$  como la relación entre la fuerza de fricción dinámica y la fuerza de fricción estática en la posición  $x$  y a la temperatura  $T$  como:



$$R_{FxT} = \frac{Ffe (X,T)}{Ffd (X,T)} \quad (17)$$

El último paso a realizar consiste en ajustar mediante experimentación la función  $R_{FxT}$  según la expresión:

$$R_{FxT} = C_0 + C_1 \Delta T \quad (18)$$

Dónde:

$C_0$  y  $C_1$  = coeficientes de ajuste y

$\Delta T$  = incremento de temperatura respecto a la temperatura de referencia.

Se deduce que para la obtención de  $R_{FxT}$  se requiere experimentación a diferentes temperaturas que la de referencia, por lo que el modelo descrito presenta el mismo inconveniente que el anterior.

*j) Transferencia de calor.* Generalmente, los gradientes de temperatura existentes en los amortiguadores no justifican el análisis de la transferencia de calor por radiación, más cuando los aceites utilizados son prácticamente transparentes a la radiación térmica.

El único mecanismo de transferencia de calor que se considerará proviene de la conducción.

La ecuación básica de transferencia de calor por conducción en forma vectorial es:

$$q = \frac{Q}{S} = -K \nabla T \quad (19)$$

Dónde:

$q_x$  = calor por unidad de área y de tiempo transmitido

$Q_x$  = calor transmitido por unidad de tiempo

$S$  = superficie de transferencia de calor por conducción y

$k$  = la conductividad térmica

Si bien la transferencia de calor entre un sólido y un fluido es mediante conducción a escala molecular, se utilizará el método de transferencia de calor por convección para evitar el estudio detallado del fluido.

La ecuación básica para el análisis de transferencia de calor por convección se escribe como:

$$Q_w \rightarrow f = \alpha S (T_w - T_f) \quad (20)$$

Dónde:

$\alpha$  = coeficiente conectivo de transferencia de calor

$S$  = superficie de intercambio de calor

$T_w$  = temperatura de la superficie y

$T_f$  = temperatura del fluido

### 3.2.1 *Condiciones de carga y velocidad.*

**3.2.1.1** *Pérdida de carga en un conducto circular.* Debido a que la mayoría de expresiones para la evaluación de las pérdidas de carga en conductos se han desarrollado para conductos de sección recta circular.

En el caso en que los conductos del amortiguador a modelizar no lo sean, se hará uso del concepto de diámetro hidráulico es un término comúnmente utilizado en hidráulica cuando se manejan fluidos en canales y tubos no circulares, lo cual permite hacer uso de las expresiones anteriores.

Se define el diámetro hidráulico  $D_H$  como:

$$D_H = \frac{4S}{P} \quad (21)$$

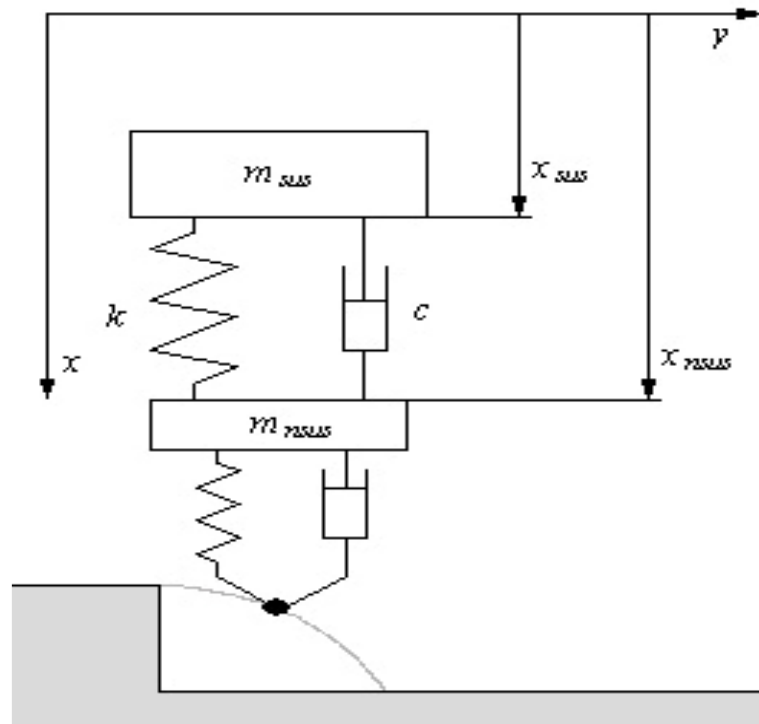
Dónde:

$S$  = superficie del conducto y

$P$  = perímetro mojado

**3.2.1.2 Velocidad máxima.** En el ciclo de extensión, la velocidad máxima a que se somete el amortiguador aparece cuando la rueda pierde el contacto con el suelo y se produce la caída libre de la motocicleta o parte de ella. En la (figura 27) se muestra un esquema de la situación descrita.

Figura 27. Esquema de la caída libre del vehículo para la determinación de la velocidad máxima a tracción



Fuente: Milliken & Milliken. -Race Car Vehicle Dynamics (SAE book, 1995)

El proceso de deducción de la velocidad máxima a compresión es radicalmente diferente al empleado para extensión ya que, en la extensión es el muelle el único responsable de separar la masa suspendida de la no suspendida mientras que en compresión son elementos externos a través del neumático los responsables de comprimirlo.

Teóricamente no existe limitación en la velocidad máxima de compresión ya que la fuerza de entrada (o desplazamiento) sobre el neumático puede ser tan grande como se quiera. No obstante se presentarán casos prácticos que son útiles para determinar la velocidad de compresión máxima que se suele presentar en el amortiguador.

La velocidad máxima que se alcanza para una oscilación forzada se obtiene de la teoría de la vibración:

$$V_{\max} = A\omega = 2A\pi f \quad (22)$$

Dónde:

$A$  = representa la amplitud del desplazamiento.

$\omega$  = frecuencia de la oscilación y

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

El caso más extremo se produce si se supone que en el momento de contacto la rueda cambia su velocidad de forma infinitamente rápida y además se acepta que ésta es indeformable.

En tal caso, en el momento en que se produce el contacto, la rueda pasa a tener velocidad cero mientras que, instantáneamente y por culpa de la inercia, la masa suspendida mantiene su velocidad de caída libre (se está asumiendo que no existe movimiento relativo entre la masa suspendida y no suspendida antes del contacto, es decir, que el estado inicial es de equilibrio dinámico). Bajo tales hipótesis, la velocidad de accionamiento del amortiguador coincide con la velocidad de caída de la motocicleta antes de que se produzca el contacto.

La energía potencial inicial de la motocicleta se transforma en energía cinética, por lo que se deduce la velocidad de caída libre:

$$\frac{1}{2} (m_{\text{nosus}} + m_{\text{sus}}) V^2 = (m_{\text{nosus}} + m_{\text{sus}}) gh \rightarrow V = \sqrt{2gh} \quad (23)$$

Dónde:

$h$  = altura desde la que cae

**3.2.2** *Proceso de frenado a fondo.* En la siguiente tabla (Tabla 2) se constituyen los datos técnicos de la motocicleta tipo custom, obtenido del catálogo técnico de la marca Suzuki y en especial del modelo Gn 125 cc y de las ensayos, realizadas en dicha motocicleta.

Datos:

Tabla 2. Datos de la Suzuki Gn 125 cc

Peso rueda trasera (Wr)	<b>22 lb</b>	<b>9,98 kg</b>
Peso del asiento (Wa)	<b>3 lb</b>	<b>1,36 kg</b>
Distancia entre ejes (De)	<b>1280mm</b>	<b>1,28 m</b>
Desplazamiento total del amortiguador (h)	<b>17 cm</b>	<b>0,17 m</b>
Velocidad (v)	<b>50 km/h</b>	<b>13,89 m/s</b>
Peso de una persona promedio en el Ecuador (Wp)		<b>70 kg</b>
Distancia de frenado (d)		<b>12,11 m</b>
Peso del amortiguador (Pa)	<b>4 lb</b>	<b>1,81kg</b>

Fuente: Manual de la Suzuki Gn 125 cc

a) *Caso 1: Frenado Normal.* En el primer estudio a realizar en el amortiguador será tomando en cuenta el peso del asiento (Wa) sumado el peso de la persona promedio (Wp) el cual es 70 kg según una encuesta realizada en el país.

$$P_1 = W_a + W_p \quad (24)$$

$$P_1 = 1,36 \text{ Kg}_f + 70 \text{ Kg}_f$$

$$P_1 = 71,36 \text{ Kg}_f$$

El peso es dividido para 2 por lo que la motocicleta tiene en su parte posterior dos amortiguadores así que lo que vamos a analizar es un solo amortiguador.

$$P_1 = \frac{71,36 \text{ Kg}_f}{2} = 35,68 \text{ Kg}_f$$

$$P_1 = 349,9 \text{ N}$$

b) *Caso 2: Frenado a Fondo.* En este segundo estudio se lo realizara con el peso del asiento (Wa) sumado el peso de la persona (m), fuerza de frenado (F) y la transferencia del peso (Aw), siendo todos estos los parámetros que inciden en el frenado a fondo de la motocicleta.

$$P_2 = P_1 + F + A_w \quad (25)$$

Energía de frenado

$$E = \frac{1}{2} P_1 V^2 \quad (26)$$

$$E = \frac{1}{2} (71,36 \text{ Kg}_f) \left(13,89 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 6884 \text{ J}$$

Fuerza de frenado

$$F = \frac{E}{d_f} \quad (27)$$

$$F = \frac{6884 \text{ J}}{12,11 \text{ m}} = 568,44 \text{ N}$$

Transferencia de peso

$$m = \frac{W_p}{9,8} \quad (28)$$

$$m = \frac{71,36 \text{ Kg}_f}{9,8} = 7,28 \text{ kg}$$

$$A_w = \frac{m \cdot a \cdot h}{D_e} \quad (29)$$

$$A_w = \frac{7,28 \text{ kg} \times 9,28 \text{ m/s}^2 \times 0,17 \text{ m}}{1,28 \text{ m}} = 9,47 \text{ N}$$

La fuerza de frenado y la transferencia del peso son divididas para 2 por lo que la motocicleta tiene en su parte posterior dos amortiguadores, así que, lo que vamos a analizar es un solo amortiguador.

$$F = \frac{568,44 \text{ N}}{2} = 284,22 \text{ N}$$

$$A_w = \frac{9,47 \text{ N}}{2} = 4,735 \text{ N}$$

$$P_2 = P_1 + F + A_w$$

$$P_2 = 349,9 \text{ N} + 284,22 \text{ N} + 4,735 \text{ N}$$

$$P_2 = 638,85 \text{ N}$$

### 3.3 Simulación dinámica de la suspensión posterior mediante elementos finitos

a) *Fundamentos de la simulación dinámica.* En el método de los elementos finitos un análisis dinámico es una técnica que se utiliza para determinar el comportamiento dinámico de una estructura o componente. Es un tipo de estudio que involucra al tiempo, en donde la inercia y el posible amortiguamiento de la estructura juegan un papel importante.

El comportamiento dinámico de un objeto puede ser definido como uno de los siguientes casos:

- Comportamiento vibratorio: cómo vibra la estructura y a qué frecuencias lo hace.
- Efectos producidos por cargas armónicas.
- Efectos producidos por cargas sísmicas o cargas de impacto.
- Efectos producidos por cargas que varían con el tiempo.
- Efectos producidos por cargas al azar.

Al momento de realizar un análisis dinámico generalmente se toma en consideración uno o más de los siguientes casos de carga:

- Vibraciones naturales: modos y frecuencias de vibración.
- Vibraciones forzadas: debido a cargas externas como maquinaria en rotación y cargas de sismo.

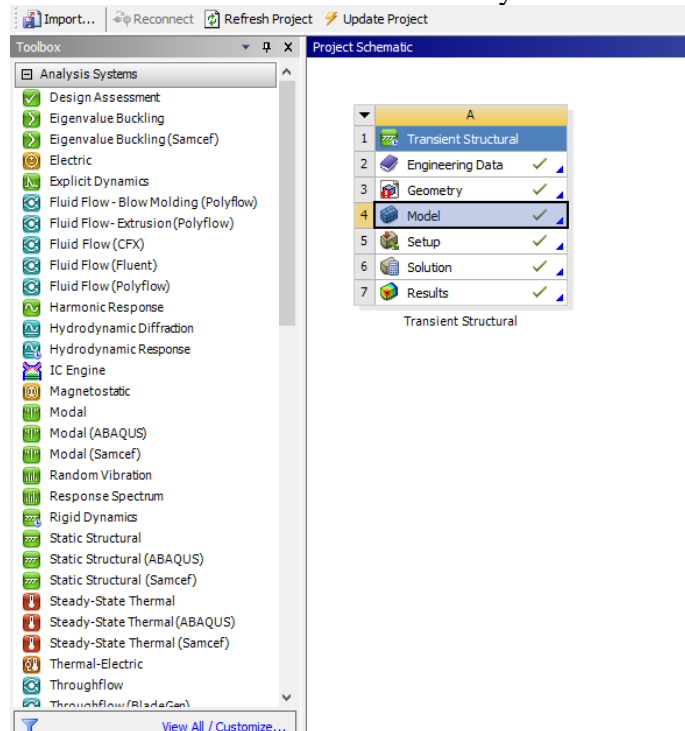
Para seleccionar el módulo adecuado de análisis dinámico a realizar se debe tomar en consideración las cargas que actúan y la respuesta que se desea obtener.

b) *Análisis dinámico del sistema mediante el software de elementos finitos Ansys.* El software de elementos finitos Ansys permite realizar varios tipos de análisis, los cuales se encuentran divididos en distintos módulos.

El sistema de suspensión posterior de una motocicleta durante su funcionamiento está sometido a cargas que varían en el transcurso del tiempo, que son consecuencia de las irregularidades del terreno por el que circula.

Debido a esta razón el tipo de análisis dinámico más adecuado para estudiar el sistema de suspensión es un análisis Transient Structural.

Figura 28. Software de elementos finitos Ansys Transient Structural



Fuente: Autor

El software Ansys se encuentra conformado por dos plataformas de trabajo, el Mechanical APDL o Ansys clásico y el Workbench.

En el presente trabajo se empleará la plataforma, del Mechanical APDL o Ansys clásico debido a que es un ambiente que proporciona una mejor visualización y brinda al usuario un manejo más amigable y una mejor comprensión sobre el problema a tratar.

Dentro de la plataforma de, el Mechanical APDL o Ansys clásico existen dos ambientes de trabajo:

- Design Modeler
- Mechanical

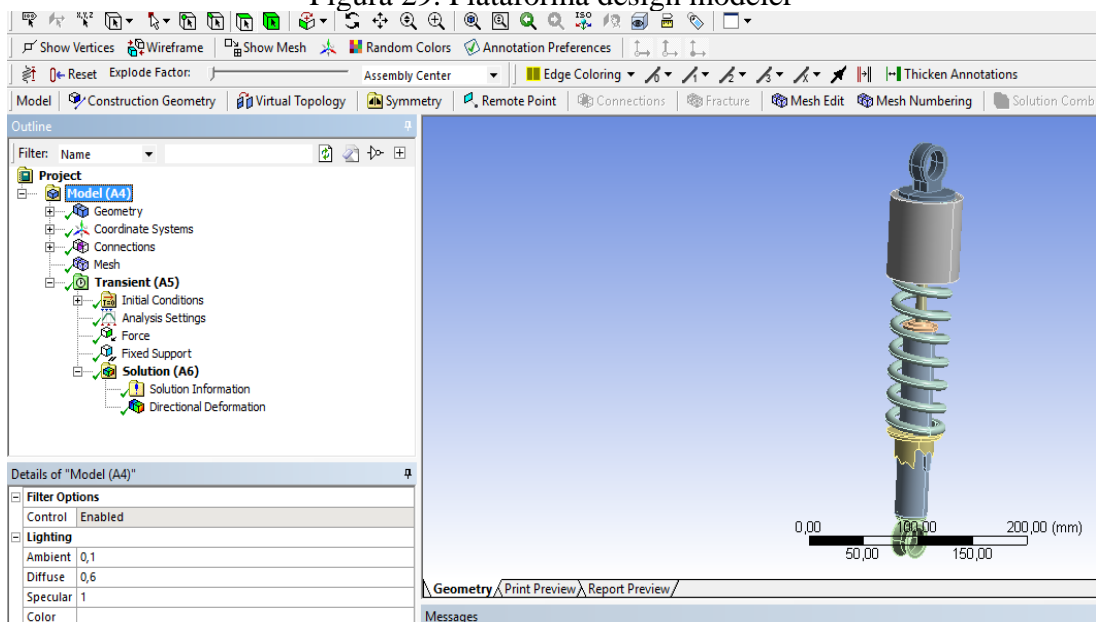


El Design Modeler permite al usuario crear la geometría del modelo o a su vez importarlo desde otro programa CAD y realizar modificaciones en caso de ser necesarias. Para ingresar en este ambiente se selecciona la opción Geometry en el módulo de trabajo.

El ambiente Mechanical permite realizar el análisis en sí, es aquí donde se asignan propiedades a los elementos, se elabora el mallado del modelo, se crean conexiones y restricciones, se asignan cargas, se establecen los parámetros del análisis y se observan los resultados finales mediante animaciones gráficas.

Para ingresar en este ambiente se selecciona la opción Model en el módulo de trabajo.

Figura 29. Plataforma design modeler



Fuente: Autor

Como se observa en la figura anterior, en la esquina superior izquierda se encuentra la ventana Outline que permite la visualización del desarrollo del proyecto. La ventana inferior detalla la información de cada una de las opciones de la ventana Outline y permite su modificación a conveniencia del usuario.

c) *Preproceso*. Dentro de un análisis por elementos finitos el paso del pre proceso es el más fundamental. Consiste en definir por completo el modelo a estudiar. Si la definición del problema está errónea o mal planteada los resultados que se obtendrán al final del análisis serán igualmente falsos.

En el preproceso se deben definir las siguientes características del modelo:

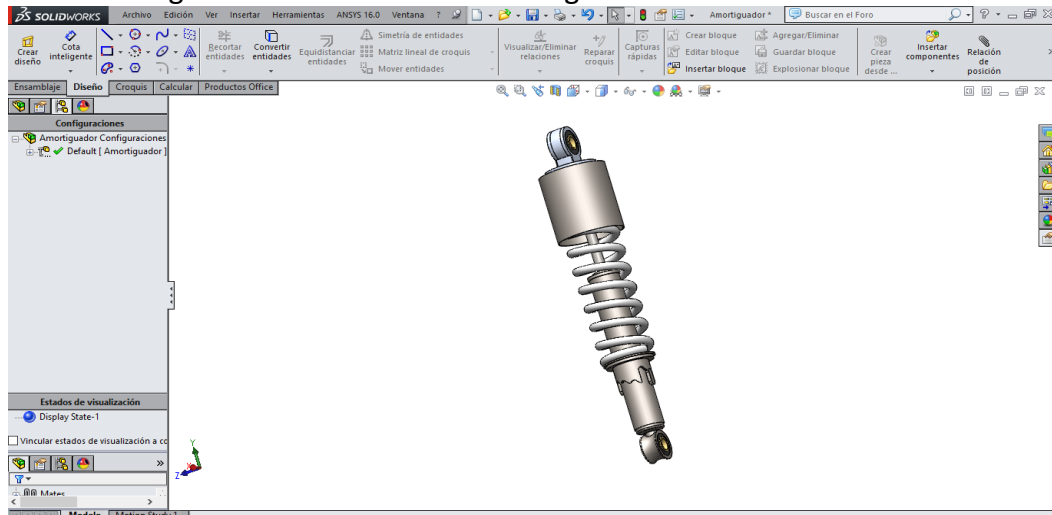
- Dominio geométrico del problema (Geometría).
- Propiedades de material en los diferentes elementos.
- Definición de conexiones entre elementos.
- Mallado del sistema.
- Condiciones de borde y estado de carga del sistema.

d) *Dominio geométrico.* Para modelar el sistema de suspensión se utilizó el software de diseño en tres dimensiones en solidworks 2015. Este programa permite dibujar de una manera adecuada, fácil y rápida geometrías de formas complejas como las que se presentan en la suspensión posterior de la motocicleta.

El sistema de suspensión posterior está conformado de varias piezas, las mismas que luego serán ensambladas para conformar el sistema total.

Las dimensiones de los diferentes elementos que componen la suspensión posterior fueron tomadas de la motocicleta tipo custom Suzuki GN 125 cc.

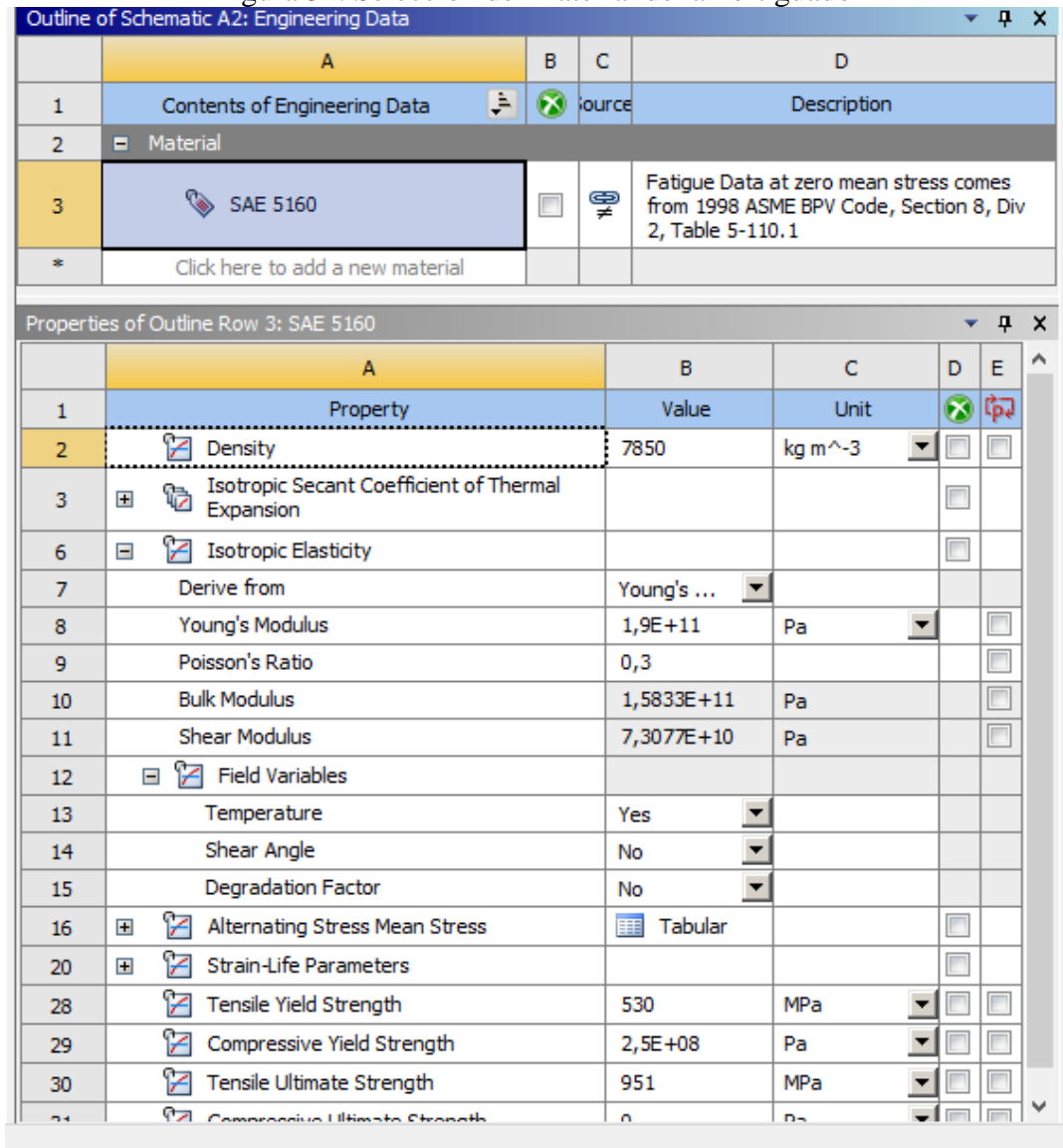
Figura 30. Modelado del amortiguador en solidworks 2014



Fuente: Autor

e) *Materiales.* La mayoría de los elementos del sistema de suspensión posterior de la motocicleta están fabricados con un acero al carbono común. Sin embargo, existen otros componentes que necesitan materiales especiales como es el caso del resorte que usa un acero aleado especial.

Figura 31. Selección del material del amortiguador



Fuente: Autor

f) *Conexiones.* Debido a que el sistema de suspensión está conformado por diversas piezas es necesario definir un tipo de conexión adecuado entre las mismas con el fin de que, una vez realizado el mallado, los nodos de cada elemento sean compatibles entre sí y la transmisión de fuerzas sea posible para un correcto desarrollo del análisis.

Las regiones de contacto definen cómo los elementos interactúan unos con otros.

Cuando se importa un ensamblaje de un programa CAD el software Ansys detecta automáticamente las zonas de contacto entre los cuerpos con base en la proximidad de las superficies. Sin embargo, es recomendable verificar estas zonas de contacto y

modificarlas si es necesario para asegurar que los elementos del modelo interactúen de manera adecuada.

El programa Ansys permite establecer cinco tipos de contactos entre los cuerpos:

- Bonded: los cuerpos permanecen juntos y no deslizan entre sí.
- No separation: los cuerpos permanecen juntos y deslizan sin fricción.
- Frictionless: contacto sin fricción.
- Frictional: contacto con fricción.
- Rough: no permite el deslizamiento entre superficies.

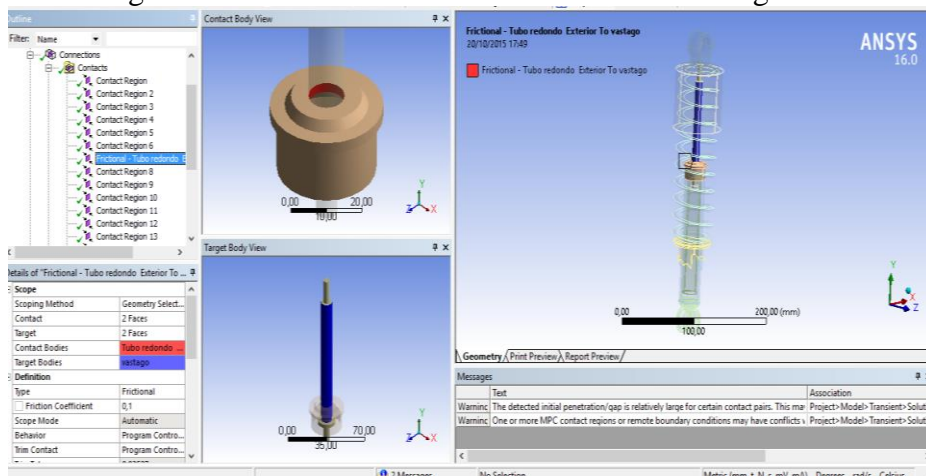
Los contactos Bonded y No separation son de tipo lineal y no necesitan de iteraciones para ser resueltos, mientras que los demás son contactos no lineales.

Tabla 3. Tipos de contacto

Tipo de contacto	Iteraciones	Separación	Deslizamiento
Bonded	1	No	No
No Separation	1	No	Permitido
Frictionless	Multiple	Permitido	Permitido
Rough	Multiple	Permitido	No
Frictional	Multiple	Permitido	Permitido

Fuente: Ansys Training Manual, Static Structural Analysis

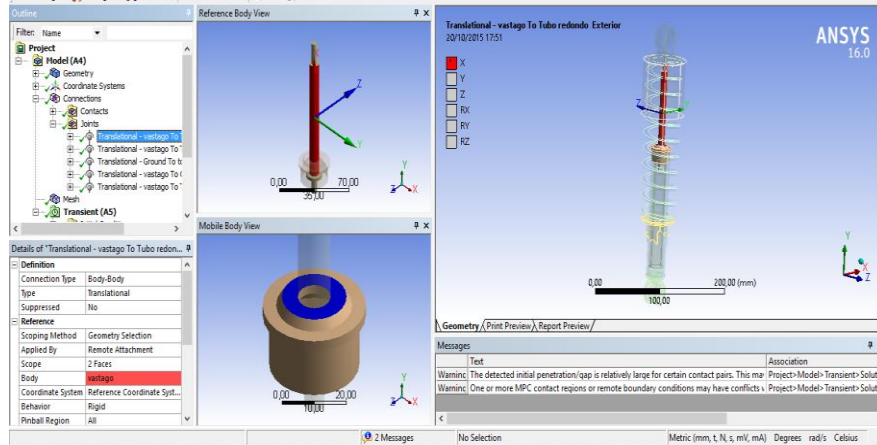
Figura 32. Conexiones de los elementos del amortiguador



Fuente: Autor

La unión traslacional permite el movimiento del pistón en un solo sentido dentro del cilindro, asemejando el comportamiento del amortiguador.

Figura 33. Translational en el elemento del amortiguador



Fuente: Autor

g) *Mallado del sistema.* La creación de la malla consiste en discretizar o dividir los objetos modelados en pequeños elementos denominados “elementos finitos”, en cada uno de los cuales se realizan los cálculos y la resolución de las ecuaciones que permitirán luego obtener los resultados finales de todo el conjunto, este paso es la base de este método de análisis.

El mallado del modelo es un paso muy importante debido a que este es primordial para la obtención de resultados cercanos a la realidad.

Existen diversos métodos para efectuar la división de los objetos en elementos finitos, dependiendo del tipo de modelo con el que se trabaje, sean estos unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales.

Como el modelo del sistema de suspensión posterior consiste en objetos sólidos de tres dimensiones, los elementos utilizados para la realización del mallado pueden ser tetraedros, hexaedros, pirámides o prismas. En el presente trabajo se emplea elementos de tipo tetraédrico, ya que son los más utilizados en análisis de tipo estructural donde no intervienen fluidos.

Al momento de realizar la malla se deben tener en cuenta los detalles geométricos de la estructura modelada, es decir, que tanto influyen estos detalles en la relevancia de la simulación física. El incluir innecesariamente geometrías complejas aumenta de manera considerable la utilización de recursos del computador para obtener una solución adecuada.

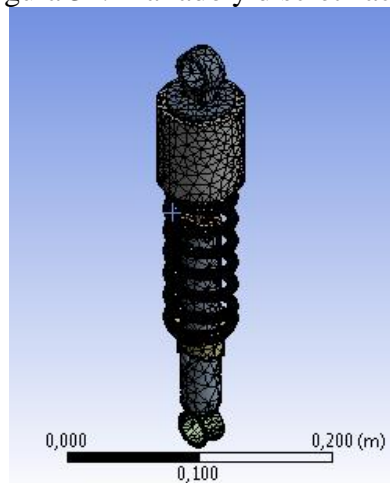
Cuando se realiza la división del modelo en elementos finitos es necesario elaborar un balance entre la fidelidad de la solución y los recursos disponibles, ya que un mallado más fino que incluye un mayor número de elementos requiere mayor tiempo de solución y mayores recursos de memoria del computador.

Para asegurar que los resultados obtenidos se apeguen a la realidad se utilizan criterios de convergencia, los mismos que estudian la calidad de los elementos finitos y permiten conocer si el análisis tiende a una correcta solución.

En el programa Ansys dentro de la ventana Outline se encuentra la opción Mesh que permite elaborar el mallado del modelo. La ventana inferior de detalles permite realizar cambios en la configuración del mallado según las necesidades del usuario, como el tamaño de los elementos a utilizar en la malla, transiciones en curvas de las geometrías complejas, la relevancia del mallado, refinamientos o métodos específicos para realizar la discretización utilizando un tipo definido de elemento.

También mediante la opción de estadística, el programa permite conocer cómo se encuentra el mallado del sistema, se puede observar el número de nodos y el número de elementos utilizados, además es posible seleccionar un criterio de convergencia para establecer la calidad del mallado realizado.

Figura 34. Mallado y discretización



Fuente: Autor

*h) Condiciones de borde y estado de carga.* Es necesario establecer condiciones de borde en el modelo que permitan restringir los grados de libertad de los elementos del

sistema de suspensión para que estos simulen el movimiento en una suspensión posterior real.

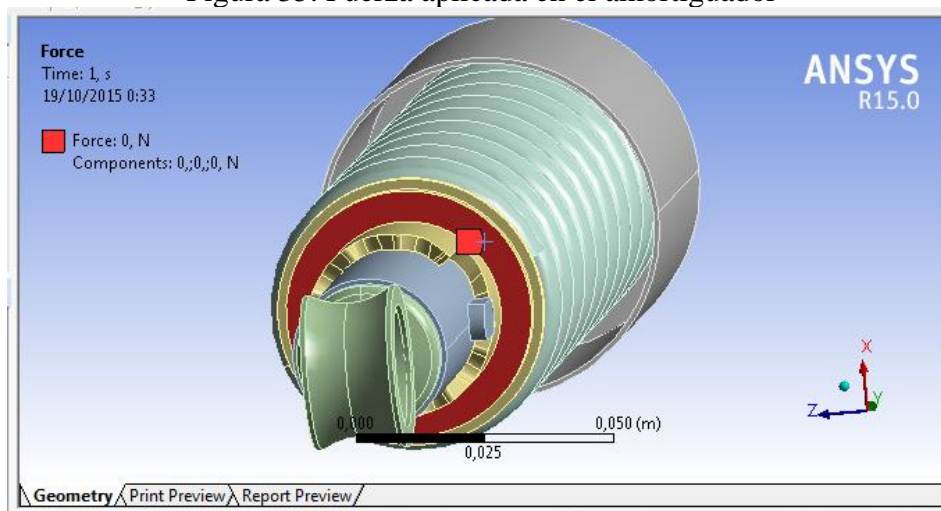
La suspensión posterior en la motocicleta analizada está sujeta en la parte superior a la carrocería de la motocicleta y en la parte inferior al chasis. Estas condiciones se simulan en el programa Ansys mediante soportes.

Se utilizó el tipo de soporte fijo que restringe el movimiento en todos los grados de libertad.

De igual manera, para obtener el movimiento de la suspensión posterior, es necesario aplicar una fuerza que permita que el resorte se comprima y empiecen a actuar los demás elementos del sistema. Se utilizan dos casos de fuerza en el análisis 349,9 N y 638,855 N.

En la siguiente figura se pueden observar tanto los soportes como la fuerza aplicada en el sistema de suspensión.

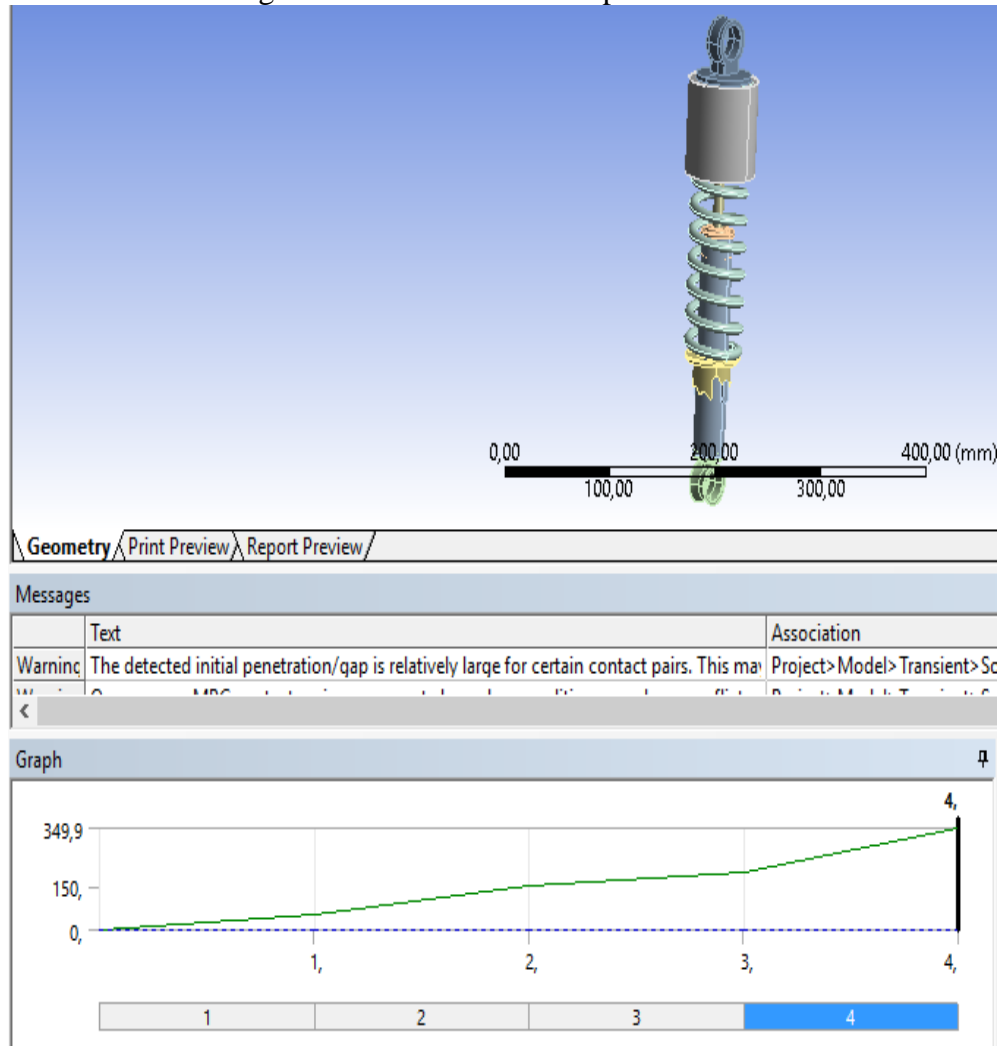
Figura 35. Fuerza aplicada en el amortiguador



Fuente: Autor

i) *Análisis Transiente Structural.* En este módulo es importante definir el número de pasos y los intervalos de tiempo dentro de cada uno de ellos. En el presente trabajo se utilizan dos pasos, el primero representa el impulso generado sobre el amortiguador cuando la motocicleta enfrenta un obstáculo en la vía, por lo que su duración debe ser muy corta. Se utiliza un tiempo de 4 segundos para simular esta condición.

Figura 36. Intervalos de tiempo de estudio



Fuente: Autor

Los valores de los tiempos mínimos y máximos mencionados anteriormente han sido escogidos en base a recomendaciones de los tutoriales del programa Ansys.

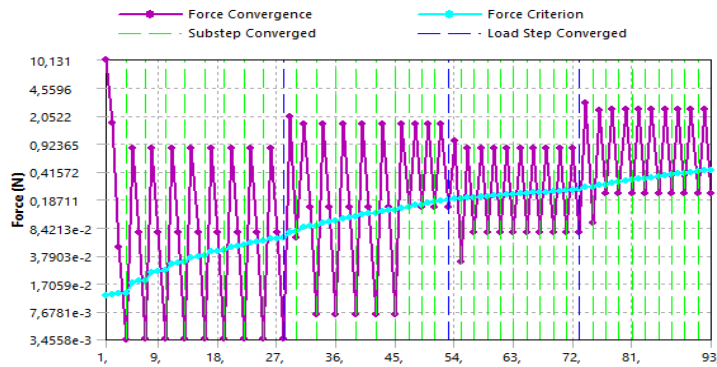
j) *Solución.* Una vez definido el pre-proceso y configurado las opciones de cada módulo el programa inicia el proceso de solución hasta que coincida a un resultado final.

Este proceso puede durar un tiempo considerable dependiendo de la geometría del modelo, el tipo de mallado y las configuraciones de los módulos.

La convergencia de la solución se puede observar en una gráfica que entrega el programa una vez obtenidos los resultados finales. En la (figura 37) se muestra la curva de convergencia de la solución del análisis transiente.



Figura 37. Curvas de resultados del estudio



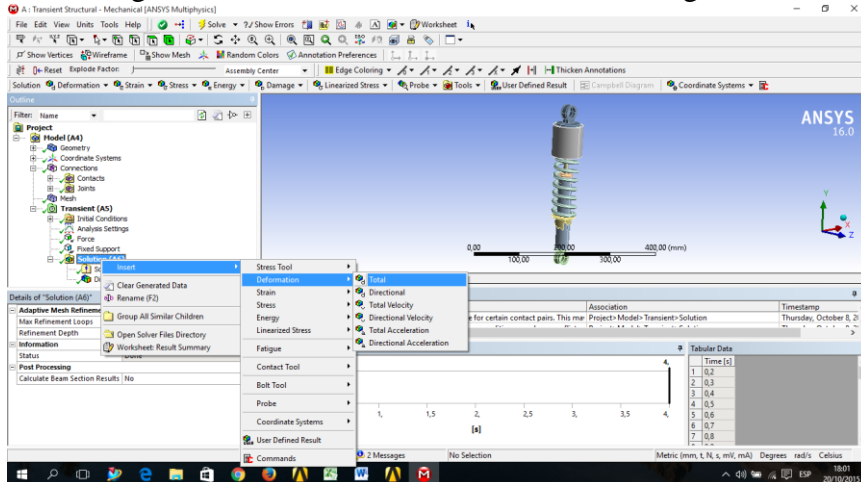
Fuente: Autor

La curva de color celeste representa el criterio de desplazamiento establecido por el programa, la curva púrpura muestra los puntos de solución de cada subpaso, y las líneas verdes indican la división de cada subpaso.

La intersección de la línea púrpura con la línea verde da a conocer el punto de convergencia en ese intervalo de tiempo.

Luego de finalizado el proceso de solución el programa permite obtener resultados de distintos tipos de una manera gráfica y animada. Se pueden calcular deformaciones, esfuerzos, resistencias, energía disipada en la deformación, factores de seguridad, fatiga, entre otros. Para que el software Ansys muestre los resultados es necesario insertar el tipo de solución que se desea obtener, esto se hace dando clic derecho sobre el menú de solución como se muestra en la siguiente (figura 38).

Figura 38. Selección de resultados del amortiguador



Fuente: Autor

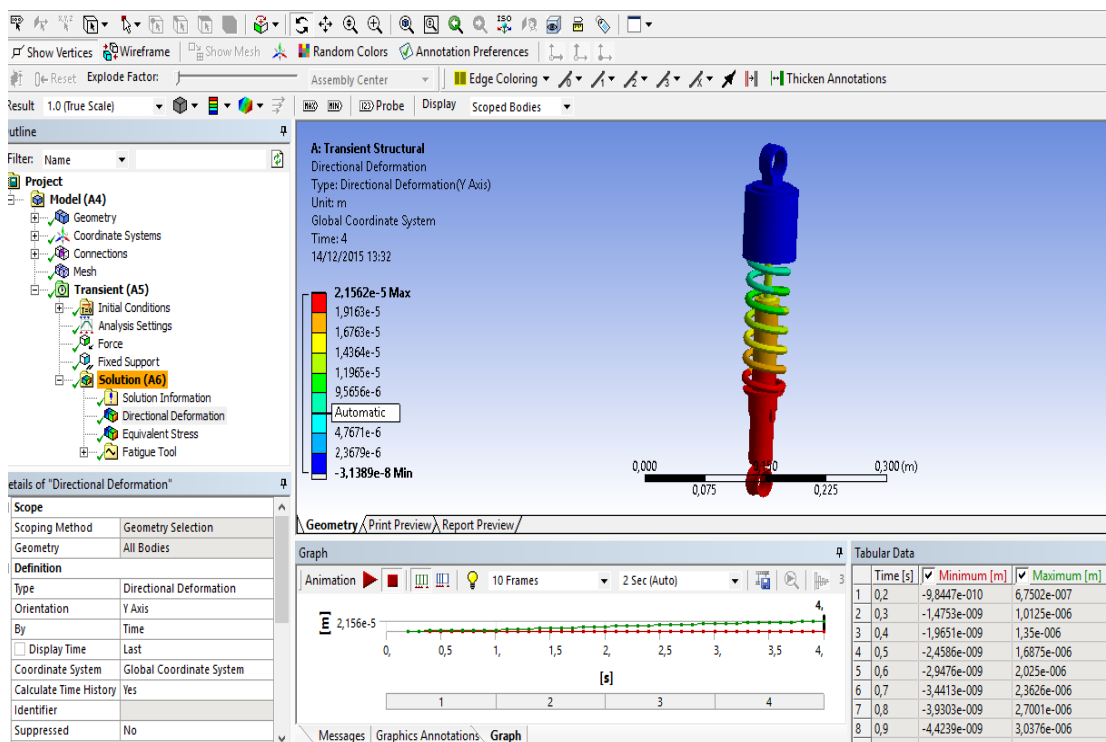
En el caso del sistema de suspensión, por tratarse de un caso de movimiento vibratorio, el resultado primordial a obtener es la deformación. Se selecciona la deformación total para observar la respuesta de todos los elementos que forman el sistema de suspensión en todas las direcciones.

A continuación se muestra la solución de los módulos utilizados en el análisis de la suspensión.

k) *Análisis Transient Structural*. Como resultado del análisis dinámico Transient Structural se obtuvo igualmente la deformación total del sistema de suspensión, pero en este caso es importante observar la curva de la deformación en función del tiempo, ya que se puede apreciar el movimiento vibratorio amortiguado de la suspensión como respuesta a las fuerzas de 349,9 N y 638,855 N que se aplicó en sentido vertical para simular la condición de la motocicleta en frenado normal y frenado a fondo siendo estos dos casos los más críticos.

En la (figura 39) siguiente se muestra la curva de deformación en función del tiempo que presenta el sistema de suspensión.

Figura 39. Resultados del análisis del amortiguador



Fuente: Autor

### 3.3.1 Cálculo de tensiones, deformaciones y desplazamientos.

**3.3.1.1 Resultados de tensiones.** La tensión está dada bajo el equivalente de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión.

En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

#### a) Tensión de Von Mises.

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (30)$$

Siendo  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , las tensiones principales, y habiéndose obtenido la expresión a partir de la energía de distorsión en función de las tensiones principales:

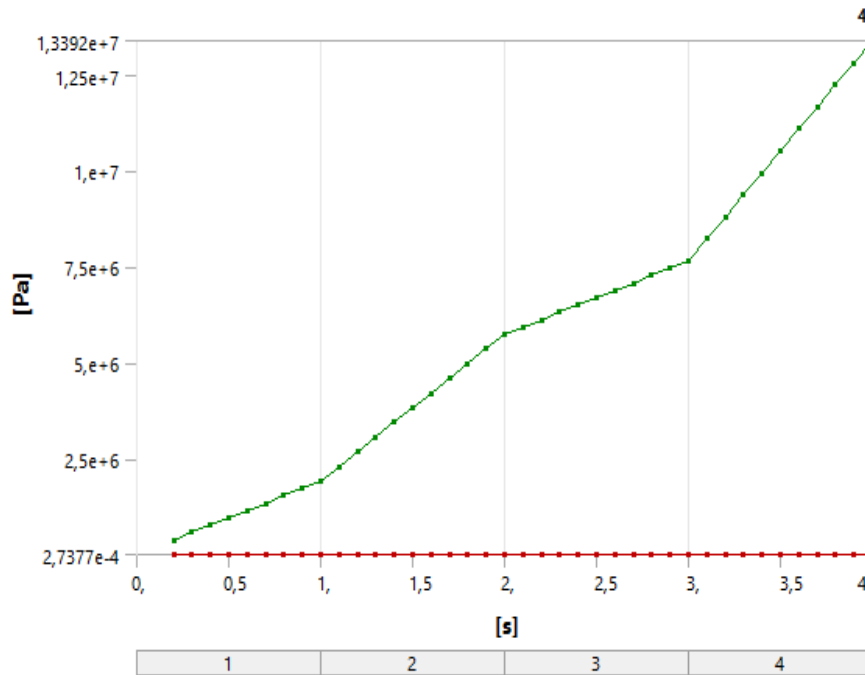
$$E_{\text{def, dist}} = \frac{1}{6G} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

La tensión de Von Mises y el criterio de fallo elástico asociado debe su nombre a Richard Edler von Mises (1913) propuso que un material dúctil sufría fallo elástico cuando la energía de distorsión elástica rebasaba cierto valor.

Por todo esto a veces se llama a la teoría de fallo elástico basada en la tensión de Von Mises como teoría de Maxwell-Huber-Hencky-von Mises y también teoría de fallo. La tensión de Von Mises es un escalar proporcional a la energía de deformación elástica de distorsión que puede expresarse en función de las componentes del tensor tensión.

Los resultados de las tensiones se van a dar en pascal, la gráfica está en función del tiempo como se puede ver en la (figura 40), podemos observar que empieza desde el punto mínimo, siendo este  $3,1737e-004$ , hasta el máximo valor que es  $1,3392e+007$ , en forma ascendente en un transcurso de 4 segundos.

Figura 40. Grafica de tensiones del amortiguador



Fuente: Autor

La siguiente tabla muestra los valores, de los resultados del análisis de tensión del amortiguador, aplicando una la fuerza de 349,9 N.

Tabla 4. Valores de tensiones

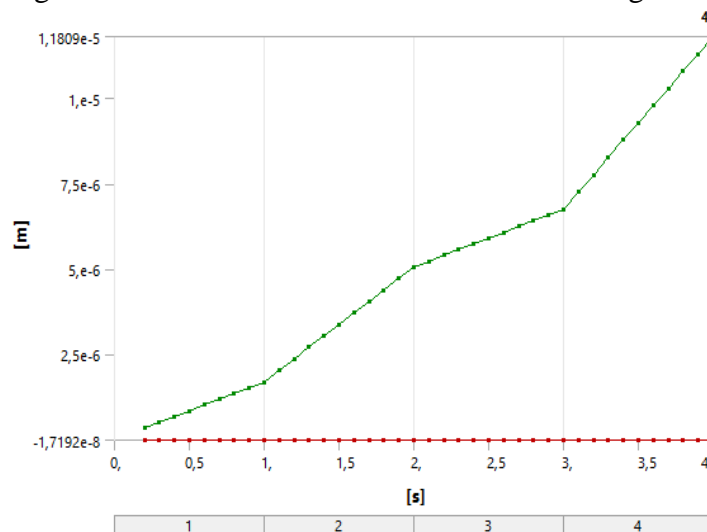
Tiempo [s]	Mínimo [Pa]	Máximo [Pa]
0,2	3,1737e-004	3,8276e+005
0,3	4,1536e-004	5,7414e+005
0,4	8,3167e-004	7,6552e+005
0,5	9,1989e-004	9,569e+005
0,6	8,0232e-004	1,1483e+006
0,7	9,7609e-004	1,3397e+006
0,8	4,694e-004	1,531e+006
0,9	8,9266e-004	1,7224e+006
1,0	6,8578e-004	1,9138e+006
1,1	2,7377e-004	2,2965e+006
1,2	5,0944e-004	2,6793e+006
1,3	5,6712e-004	3,0621e+006
1,4	8,5476e-004	3,4448e+006
1,5	5,3643e-004	3,8276e+006
1,6	6,7529e-004	4,2103e+006
1,7	9,5354e-004	4,5931e+006
1,8	8,8366e-004	4,9758e+006
1,9	1,3198e-003	5,3586e+006
2,0	4,8787e-004	5,7413e+006

2,1	8,7384e-004	5,9327e+006
2,2	1,0707e-003	6,1241e+006
2,3	4,0319e-004	6,3154e+006
2,4	1,139e-003	6,5068e+006
2,5	5,9765e-004	6,6982e+006
2,6	1,3969e-003	6,8895e+006
2,7	8,5465e-004	7,0809e+006
2,8	1,4643e-003	7,2723e+006
2,9	6,404e-004	7,4637e+006
3,0	1,582e-003	7,655e+006
3,1	1,1257e-003	8,2288e+006
3,2	5,9394e-004	8,8025e+006
3,3	2,1494e-003	9,3762e+006
3,4	1,8521e-003	9,95e+006
3,5	1,961e-003	1,0524e+007
3,6	1,4227e-003	1,1097e+007
3,7	2,1959e-003	1,1671e+007
3,8	1,7185e-003	1,2245e+007
3,9	2,0985e-003	1,2819e+007
4,0	1,3712e-003	1,3392e+007

Fuente: Autor

**3.3.1.2** *Resultados de deformaciones.* Los resultados de las deformaciones se van a dar en metros, la gráfica está en función del tiempo como se puede ver en la (figura 41), podemos observar que empieza desde el punto mínimo, siendo este  $-4,9224e-010$  que es negativo, hasta el máximo valor que es  $1,1809e-005$ , en forma ascendente en un transcurso de 4 segundos.

Figura 41. Grafica de la deformación del amortiguador



Fuente: Autor

La siguiente tabla muestra los valores de los resultados, del análisis de deformación del amortiguador, aplicando una la fuerza de 349,9 N.

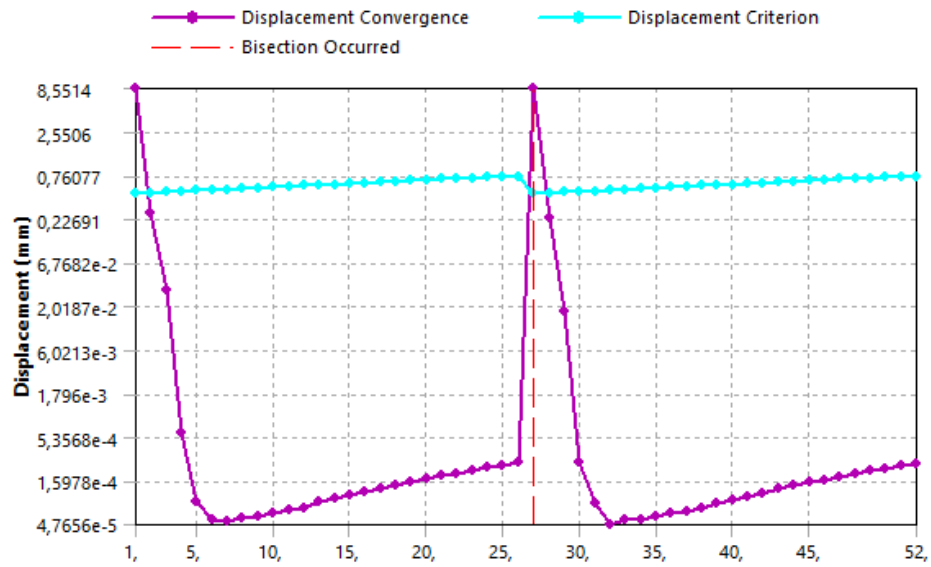
Tabla 5. Valores de las deformaciones

<b>Tiempo [s]</b>	<b>Mínimo [m]</b>	<b>Máximo [m]</b>
0,2	-4,9224e-010	3,3751e-007
0,3	-7,3766e-010	5,0626e-007
0,4	-9,8255e-010	6,7502e-007
0,5	-1,2293e-009	8,4377e-007
0,6	-1,4738e-009	1,0125e-006
0,7	-1,7207e-009	1,1813e-006
0,8	-1,9651e-009	1,35e-006
0,9	-2,212e-009	1,5188e-006
1,0	-2,4566e-009	1,6875e-006
1,1	-2,9448e-009	2,0251e-006
1,2	-3,4407e-009	2,3626e-006
1,3	-3,9312e-009	2,7001e-006
1,4	-4,4231e-009	3,0376e-006
1,5	-4,9138e-009	3,3751e-006
1,6	-5,4059e-009	3,7126e-006
1,7	-5,8944e-009	4,0501e-006
1,8	-6,387e-009	4,3876e-006
1,9	-6,8776e-009	4,7251e-006
2,0	-7,3696e-009	5,0626e-006
2,1	-7,6144e-009	5,2314e-006
2,2	-7,8611e-009	5,4001e-006
2,3	-8,1071e-009	5,5689e-006
2,4	-8,3521e-009	5,7377e-006
2,5	-8,5986e-009	5,9064e-006
2,6	-8,8434e-009	6,0752e-006
2,7	-9,09e-009	6,2439e-006
2,8	-9,3348e-009	6,4127e-006
2,9	-9,5813e-009	6,5814e-006
3,0	-9,8262e-009	6,7502e-006
3,1	-1,0558e-008	7,2561e-006
3,2	-1,13e-008	7,7621e-006
3,3	-1,2034e-008	8,268e-006
3,4	-1,2773e-008	8,7739e-006
3,5	-1,3507e-008	9,2798e-006
3,6	-1,4246e-008	9,7858e-006
3,7	-1,498e-008	1,0292e-005
3,8	-1,5719e-008	1,0798e-005
3,9	-1,6454e-008	1,1304e-005
4,0	-1,7192e-008	1,1809e-005

Fuente: Autor

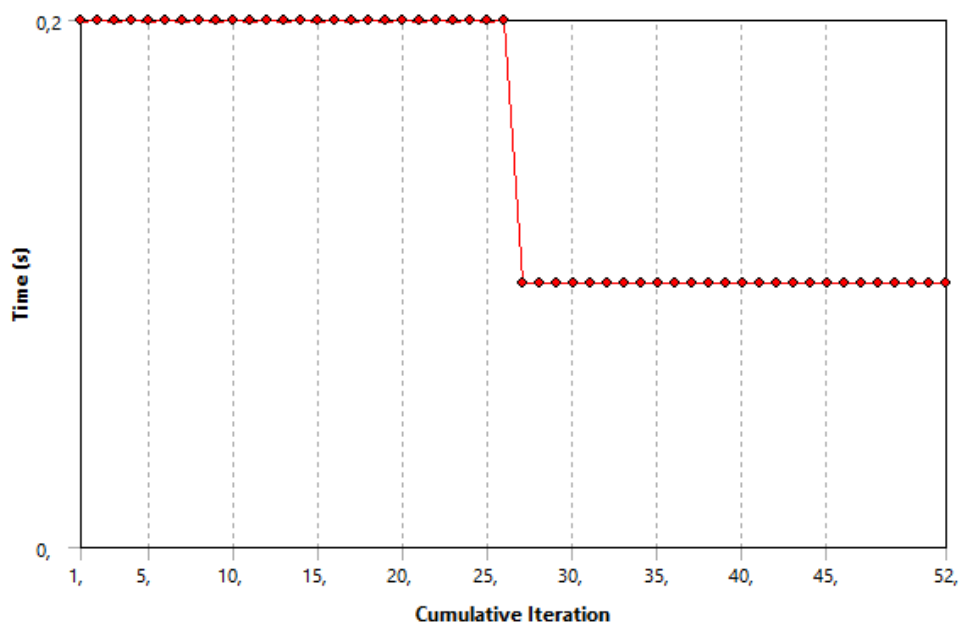
**3.3.1.3 Resultados de desplazamiento.** Los resultados de los desplazamientos se van a dar en milímetros, la gráfica está en función de las iteraciones y milímetros, como se puede ver en la (figura 42) que empieza desde el punto mínimo, siendo este  $-1,1126e-002$  que es negativo hasta el máximo valor que es  $8,7936$ , en forma ascendente y descendente en el transcurso de las 52 iteraciones.

Figura 42. Grafica del desplazamiento



Fuente: Autor

Figura 43. Grafica las iteraciones de fuerza



Fuente: Autor

La siguiente tabla muestra, los valores de los resultados del análisis del desplazamiento del amortiguador, aplicando una la fuerza de 349,9 N.

Tabla 6. Valores de desplazamiento

Tiempo [s]	Mínimo [mm]	Máximo [mm]
1,0	-1,1126e-002	8,7936

Fuente: Autor

### 3.3.2 *Cálculo de la masa no suspendida en el tren posterior.*

**3.3.2.1 *Masa no suspendida.*** En una motocicleta la masa no suspendida es básicamente las ruedas, los frenos y parte de los componentes de suspensión.

Existen varios factores que complican el cálculo o la medición de estos parámetros como por ejemplo la masa de algunos de los componentes de suspensión como los muelles.

Cuanto mayor sea la relación de masa suspendida sobre masa no suspendida, el cuerpo del vehículo y sus ocupantes se verán afectados en menor medida por baches, hoyos u otras imperfecciones de la superficie. De todos modos, una relación excesiva podría ir en deterioridad de la capacidad de control sobre la motocicleta.

Ambas masas son importantes y para que haya una buena relación entre sí debe haber una equidad y mucha consistencia, no es recomendable que haya más que la otra pues podrían ocurrir accidentes.

Para este cálculo en el amortiguador será tomando en cuenta el peso de la llanta ( $W_r$ ) sumado el peso de la persona promedio ( $W_p$ ) y el peso del amortiguador ( $P_a$ ).

$$P1 = W_r + W_p + P_a \quad (31)$$

$$P1 = 9,98\text{kg}_f + 70 \text{kg}_f + 1,81 \text{kg}_f$$

$$P1 = 81,79 \text{kg}_f$$

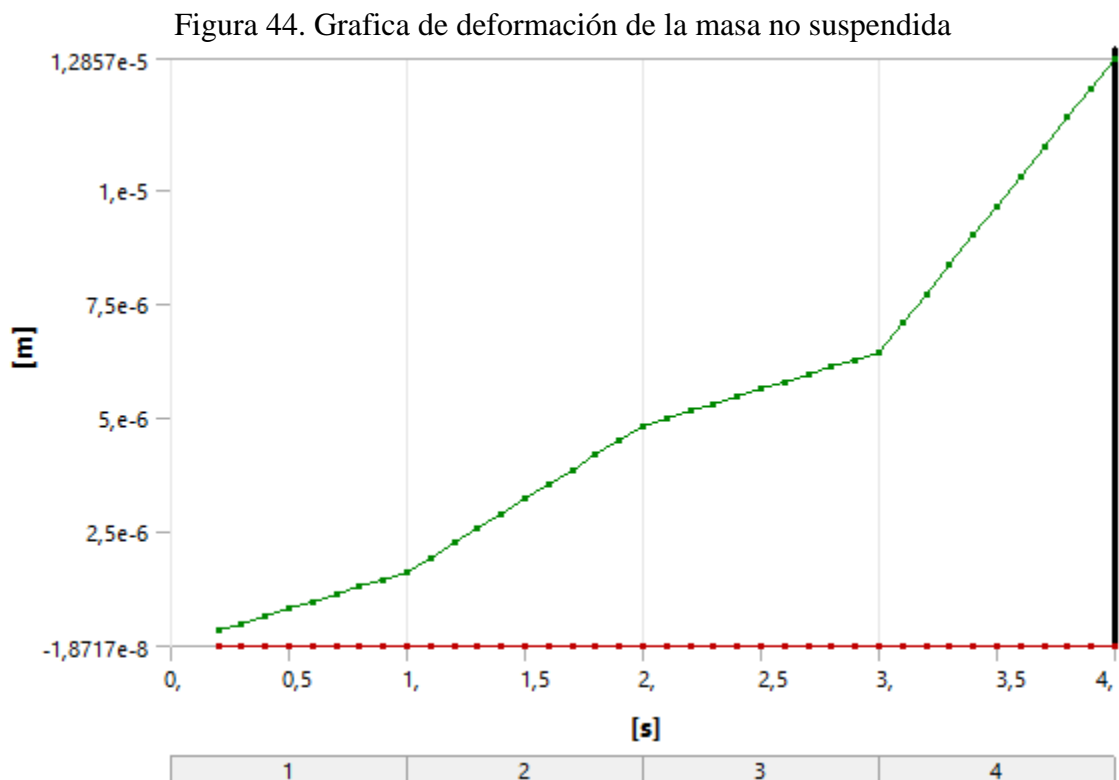


El peso es dividido para 2 por lo que la motocicleta tiene en su parte posterior dos amortiguadores y lo que se va a analizar es un solo amortiguador.

$$P_1 = \frac{81,79 \text{ kg}_f}{2} = 40,89 \text{ kg}_f$$

$$P_1 = 400,99 \text{ N}$$

a) *Cálculo de la deformación.* Los resultados de las deformaciones se van a dar en metros, la gráfica está en función del tiempo como se puede ver en la (figura 44), podemos observar que empieza desde el punto mínimo, siendo este  $-4,6763\text{e-}010$  que es negativo, hasta el máximo valor que es  $1,2857\text{e-}005$ , en forma ascendente en un transcurso de 4 segundos.



Fuente: Autor

La siguiente tabla muestra los valores de los resultados del análisis de deformación del amortiguador aplicando una la fuerza de 400,99 N, que es el valor obtenido de la masa no suspendida de la parte posterior del sistema de suspensión los cuales son el sistema de frenos, los neumáticos delanteros y posteriores y parte del sistema de suspensión posterior.

Tabla 7. Valores de deformación de la masa no suspendida

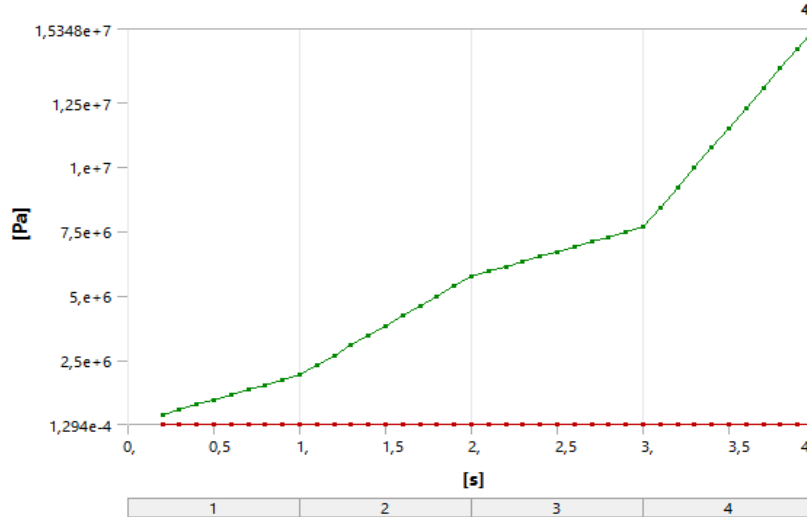
<b>Tiempo [s]</b>	<b>Mínimo [m]</b>	<b>Máximo[m]</b>
0,2	-4,6763e-010	3,2063e-007
0,3	-7,0076e-010	4,8095e-007
0,4	-9,3345e-010	6,4126e-007
0,5	-1,1678e-009	8,0159e-007
0,6	-1,4001e-009	9,619e-007
0,7	-1,6346e-009	1,1222e-006
0,8	-1,8669e-009	1,2825e-006
0,9	-2,1013e-009	1,4429e-006
1,0	-2,3338e-009	1,6032e-006
1,1	-2,7975e-009	1,9238e-006
1,2	-3,2686e-009	2,2444e-006
1,3	-3,7347e-009	2,5651e-006
1,4	-4,202e-009	2,8857e-006
1,5	-4,6681e-009	3,2063e-006
1,6	-5,1356e-009	3,527e-006
1,7	-5,6017e-009	3,8476e-006
1,8	-6,0692e-009	4,1682e-006
1,9	-6,5333e-009	4,4889e-006
2,0	-7,0012e-009	4,8095e-006
2,1	-7,2337e-009	4,9698e-006
2,2	-7,4681e-009	5,1301e-006
2,3	-7,7017e-009	5,2905e-006
2,4	-7,9345e-009	5,4508e-006
2,5	-8,1687e-009	5,6111e-006
2,6	-8,4013e-009	5,7714e-006
2,7	-8,6354e-009	5,9317e-006
2,8	-8,8681e-009	6,092e-006
2,9	-9,1022e-009	6,2524e-006
3,0	-9,3349e-009	6,4127e-006
3,1	-1,0267e-008	7,0571e-006
3,2	-1,1215e-008	7,7016e-006
3,3	-1,215e-008	8,346e-006
3,4	-1,3087e-008	8,9905e-006
3,5	-1,4023e-008	9,6349e-006
3,6	-1,4965e-008	1,0279e-005
3,7	-1,59e-008	1,0924e-005
3,8	-1,6841e-008	1,1568e-005
3,9	-1,7777e-008	1,2213e-005
4,0	-1,8717e-008	1,2857e-005

Fuente: Autor

b) *Cálculo de tensión.* Los resultados de la tensión se van a dar en pascal, la gráfica está en función del tiempo, como se puede ver en la (figura 45), podemos

observar que empieza desde el punto mínimo, siendo este  $1,29e-04$ , hasta el máximo valor que es  $1,53e+07$ , en forma ascendente en un transcurso de 4 segundos.

Figura 45. Grafica la tensión de la masa no suspendida



Fuente: Autor

La siguiente tabla, muestra los valores de los resultados del análisis de la tensión, del amortiguador aplicando una la fuerza de 400,99 N.

Tabla 8. Valores de tensión de la masa no suspendida

Tiempo [s]	Mínima [Pa]	Máxima [Pa]
0,2	1,29e-04	3,83e+05
0,3	5,76e-04	5,74e+05
0,4	7,29e-04	7,66e+05
0,5	9,14e-04	9,57e+05
0,6	8,20e-04	1,15e+06
0,7	1,14e-03	1,34e+06
0,8	9,02e-04	1,53e+06
0,9	5,14e-04	1,72e+06
1,0	8,45e-04	1,91e+06
1,1	7,58e-04	2,30e+06
1,2	3,45e-04	2,68e+06
1,3	7,41e-04	3,06e+06
1,4	7,19e-04	3,44e+06
1,5	7,33e-04	3,83e+06
1,6	4,57e-04	4,21e+06
1,7	5,82e-04	4,59e+06
1,8	7,02e-04	4,98e+06
1,9	1,05e-03	5,36e+06
2,0	4,62e-04	5,74e+06
2,1	8,45e-04	5,93e+06

2,2	8,48e-04	6,12e+06
2,3	9,42e-04	6,32e+06
2,4	9,30e-04	6,51e+06
2,5	4,56e-04	6,70e+06
2,6	1,27e-03	6,89e+06
2,7	1,26e-03	7,08e+06
2,8	1,35e-03	7,27e+06
2,9	8,78e-04	7,46e+06
3,0	1,10e-03	7,66e+06
3,1	1,42e-03	8,42e+06
3,2	1,49e-03	9,19e+06
3,3	2,76e-03	9,96e+06
3,4	1,86e-03	1,07e+07
3,5	2,52e-03	1,15e+07
3,6	2,02e-03	1,23e+07
3,7	2,89e-03	1,30e+07
3,8	2,39e-03	1,38e+07
3,9	2,71e-03	1,46e+07
4,0	2,09e-03	1,53e+07

Fuente: Autor

### 3.4 Análisis de resultados de la suspensión posterior

Una vez culminado el proceso de solución y luego de haber obtenido las curvas de deformación de todas las variaciones realizadas se procede a analizar la influencia de los parámetros funcionales del resorte y del amortiguador en el comportamiento del sistema de suspensión y sus consecuencias tanto para la comodidad de los pasajeros como para el desempeño de la motocicleta.

También se elabora una comparación entre las deformaciones, desplazamientos y tensiones, obtenidas del análisis mediante el método de los elementos finitos con el programa Ansys.

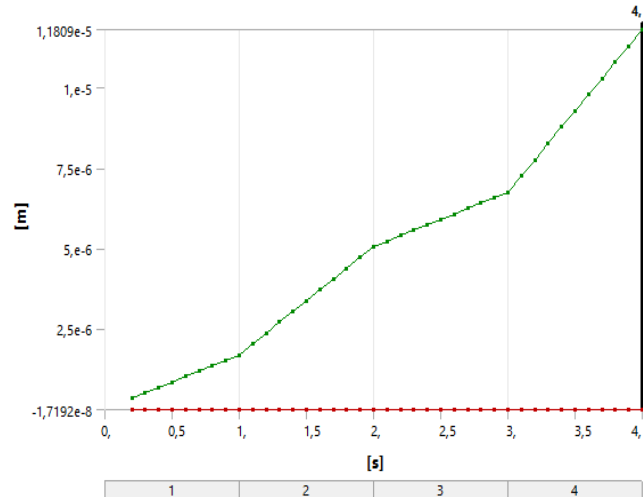
**3.4.1** *Análisis de la variación de parámetros funcionales.* Para analizar los casos detallados anteriormente es necesario elaborar una gráfica comparativa en donde se superpongan las curvas de deformación, desplazamiento y torsión para cada caso de estudio y de esta manera conocer la variación en el funcionamiento del sistema de suspensión.

A continuación aremos una comparación de todas las gráficas y resultados de los

distintos tipos de estudios realizados mediante el programa de ansys.

**3.4.2 Comparación de las deformaciones.** La siguiente grafica es la obtenida del reporte, del estudio mediante ansys con una fuerza de 349,9N.

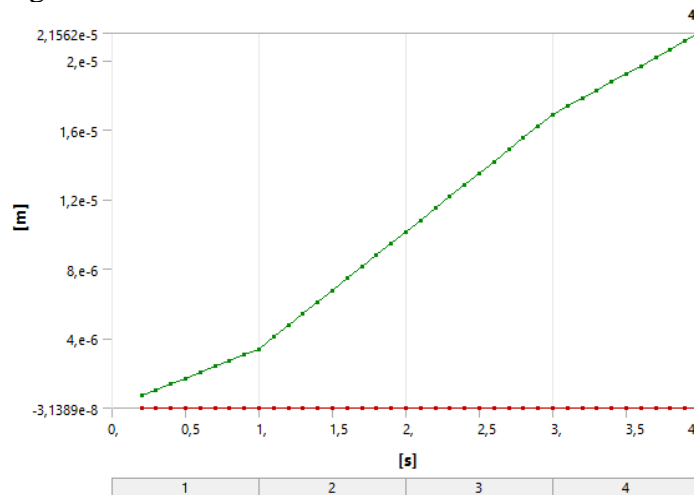
Figura 46. Grafica de la deformación a frenado normal



Fuente: Autor

La siguiente grafica es la obtenida del reporte, del estudio mediante Ansys con una fuerza de 638,85 N.

Figura 47. Grafica de la deformación a frenado a fondo



Fuente: Autor

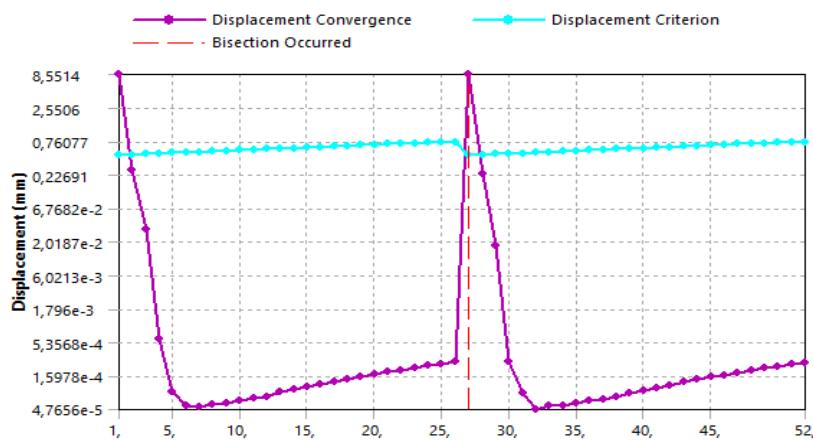
Como se puede observar en las gráficas, la deformación va a estar en función del tiempo, esta se produce al igual que observar un amortiguador en su funcionamiento real.

En la (figura 46), la deformación va a ser más lenta con respecto a la (figura 47), se va a producir de una manera más rápido, esto se debe por los diferentes tipos de fuerza.

En conclusión, la deformación se va a producir más rápido o lenta dependiendo de la fuerza que se le aplique al amortiguador, a mayor fuerza menor tiempo de deformación.

**3.4.3 Comparaciones de los desplazamientos.** La siguiente grafica es la obtenida del reporte del estudio mediante Ansys con una fuerza de 349,9 N.

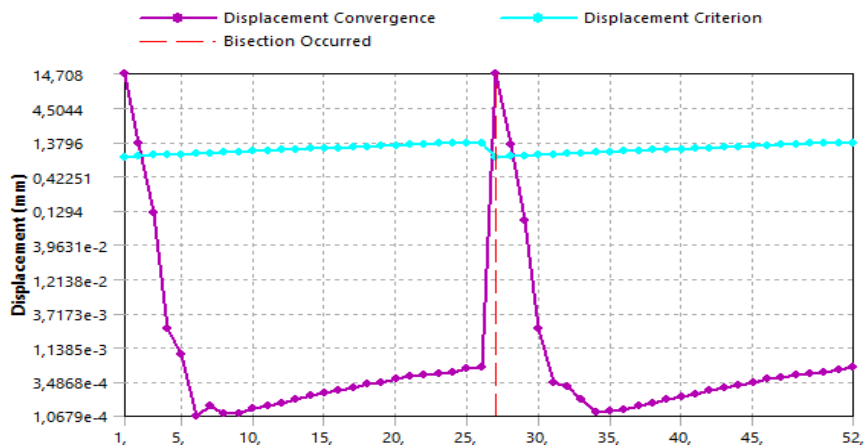
Figura 48. Grafica de desplazamiento a frenado normal



Fuente: Autor.

La siguiente grafica es la obtenida del reporte del estudio mediante Ansys con una fuerza de 638,85 N.

Figura 49. Grafica de desplazamiento a frenado a fondo

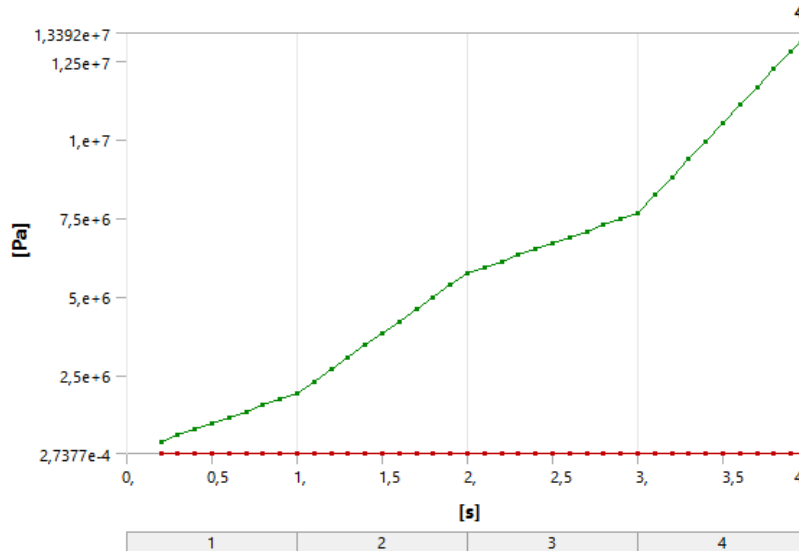


Fuente: Autor.

El comportamiento en las gráficas es el mismo, pero lo que se modifica es el desplazamiento con respecto a las fuerzas aplicada en el amortiguador, a mayor fuerza mayor desplazamiento.

**3.4.4 Comparaciones de las tensiones.** La siguiente grafica es la obtenida del reporte del estudio mediante Ansys con una fuerza de 349,9 N.

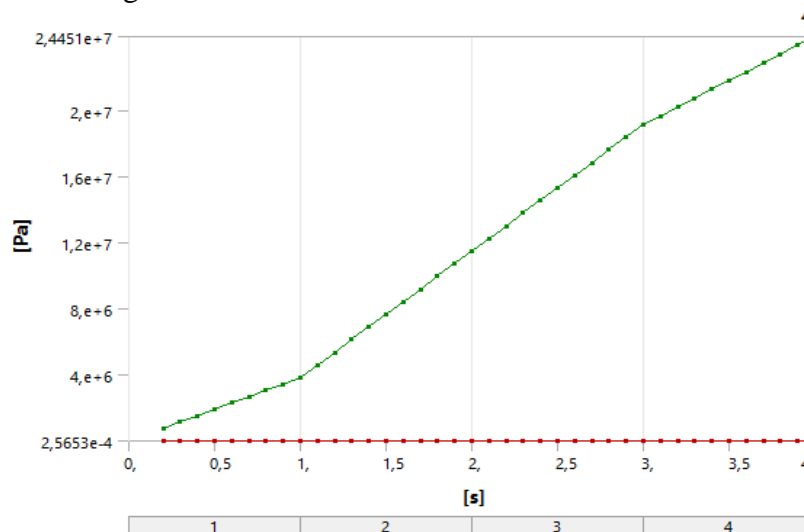
Figura 50. Grafica de tensiones a frenado normal



Fuente: Autor

La siguiente grafica es la obtenida del reporte del estudio mediante Ansys con una fuerza de 638,85 N.

Figura 51. Grafica de tensiones a frenado a fondo

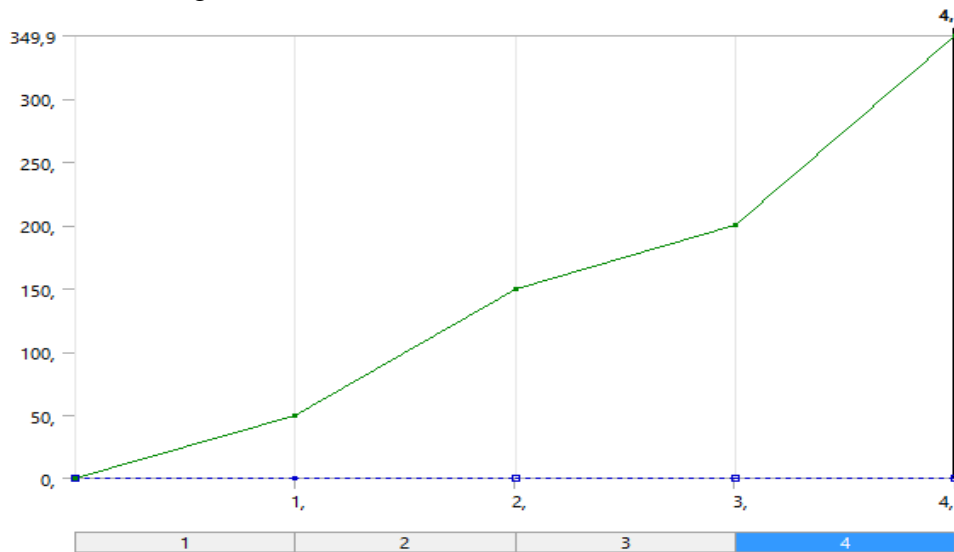


Fuente: Autor

En las gráficas se puede observar de una manera similar, que las de deformación lo único que cambia es los diferentes espacios de tensión, en conclusión sería lo mismo, que a mayor sea la fuerza aplicada al amortiguador mayor sería la tensión, por ende en el tiempo de igual manera.

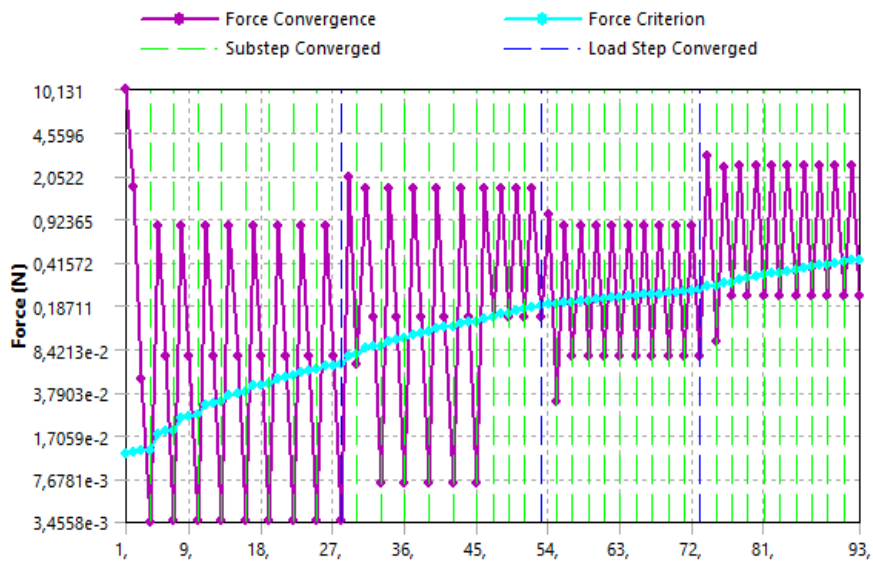
**3.4.5 Comparaciones de las fuerzas.** Las siguientes graficas son las obtenidas del reporte del estudio mediante Ansys con una fuerza de 349,9 N.

Figura 52. Grafica de la fuerza de frenado normal



Fuente: Autor.

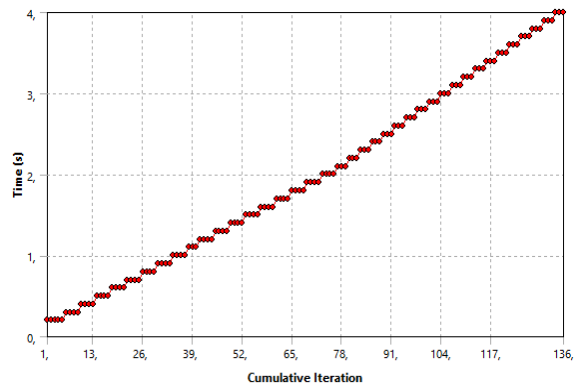
Figura 53. Grafica de los resultados a frenado normal



Fuente: Autor.



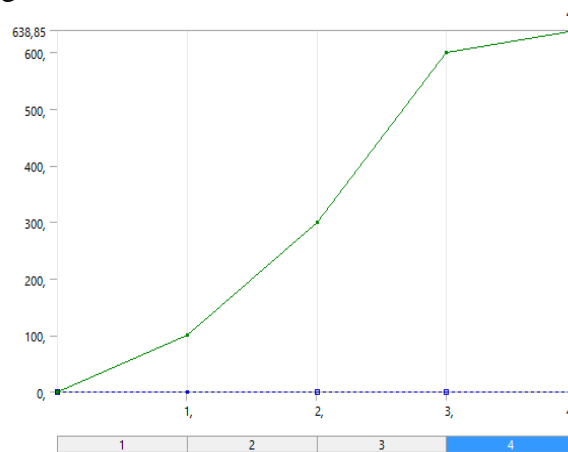
Figura 54. Grafica de las iteraciones de fuerza de frenado normal



Fuente: Autor

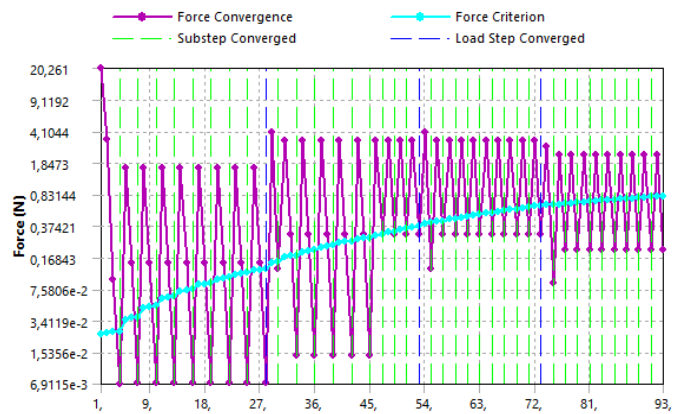
Las siguientes graficas son las obtenidas del reporte del estudio mediante Ansys con una fuerza de 638,85 N.

Figura 55. Grafica de la fuerza de frenado a fondo



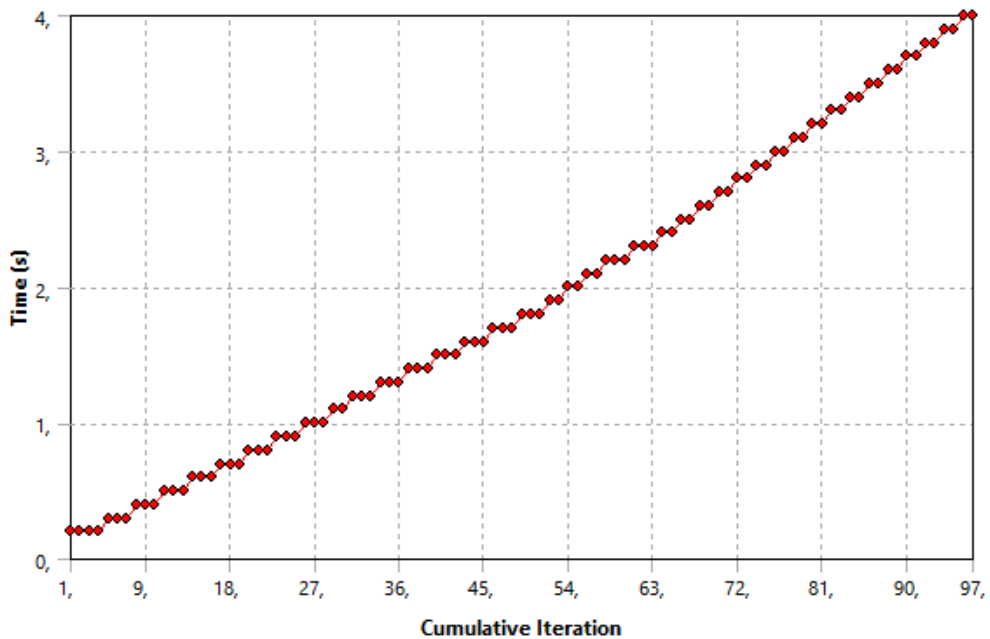
Fuente: Autor

Figura 56. Grafica de resultado a frenado a fondo



Fuente: Autor

Figura 57. Grafica de las interacciones de fuerza de frenado a fondo



Fuente: Autor

En las fuerzas se observa el mismo criterio, que a mayor sea la fuerza aplicada al amortiguador, el desplazamiento del amortiguador será más rápido y así mismo en función del tiempo.

Las líneas de color celeste, que es el criterio de desplazamiento, tiene altos y bajos ya que está es establecida por el programa.

La curva de color púrpura son los puntos de solución de cada sub paso y se observa que existe diferencias por sus diferentes fuerzas aplicadas, la (figura 56) se modifica en el doble con una recuperación más rápida en función del tiempo, mientras que la de la (figura 53) se estabiliza lentamente y sería en más tiempo.

La de color verde indica la división de cada sub paso.

Lo que es las iteraciones sería el comportamiento del amortiguador en función del tiempo, a mayor fuerza menos iteraciones.

## CAPÍTULO IV

### 4. PROPUESTA DE MODELO MATEMÁTICO DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR

#### 4.1 Análisis de la función de transferencia

Para el estudio del sistema de control es necesario conocer el comportamiento de los elementos, que eventualmente pueden formar parte del sistema a controlar y del sistema de control. Este comportamiento se puede expresar en forma de un modelo matemático, la rama de la matemática que se encarga de estudiar sistemáticamente las propiedades de los modelos es la teoría de modelos.

Se conoce como modelo matemático a las expresiones que representan el comportamiento dinámico de un sistema.

El estudio dinámico consiste entonces en determinar analíticamente la respuesta (salida) cuando la entrada experimenta una variación en el tiempo (excitación).



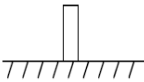
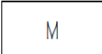
Dicho de otra manera poder representar la respuesta transitoria del sistema.

Los modelos matemáticos de los sistemas físicos son ecuaciones diferenciales, que pueden ser ordinarias para los sistemas a parámetros concentrados o parciales para los sistemas distribuidos.

Estas ecuaciones diferenciales pueden ser lineales o no lineales según el rango de funcionamiento en el cual se quiere estudiare al sistema. En nuestro caso utilizaremos el siguiente sistema.

**4.1.1** *Sistemas Mecánicos.* Los sistemas mecánicos son aquellos sistemas constituidos fundamentalmente por componentes, dispositivos o elementos que tienen como función específica transformar o transmitir el movimiento desde las fuentes que lo generan, al transformar distintos tipos de energía, Un sistema mecánico está conformado por los elementos siguientes:

Figura 58. Elementos del sistema mecánico

Elementos	Representación gráfica	Ecuación fundamental
Resorte		$F = Kx$
Amortiguador		$F = CV = C \frac{dx}{dt}$
Fricción		$F = BV = B \frac{dx}{dt}$
Masa		$F = Ma = M \frac{d^2x}{dt^2}$

Fuente: Autor

Dónde:

$F$  = Fuerza

$X$  = Desplazamiento

$V$  = Velocidad

$A$  = Aceleración

$K$  = Constante del resorte

$C$  = Constante del amortiguador

$B$  = Coeficiente de fricción

$M$  = Masa

El modelo matemático se obtiene haciendo un diagrama de cuerpo libre sobre cada masa del sistema.

**4.1.2** *Cálculo de la suspensión.* Las magnitudes básicas en el cálculo de cualquier tipo de suspensión son:

Flexión y frecuencia de oscilación.

Se llama flexión al desplazamiento de un elemento elástico, bajo la acción de un peso, por ejemplo una ballesta, o al desplazamiento del extremo de una barra de torsión.

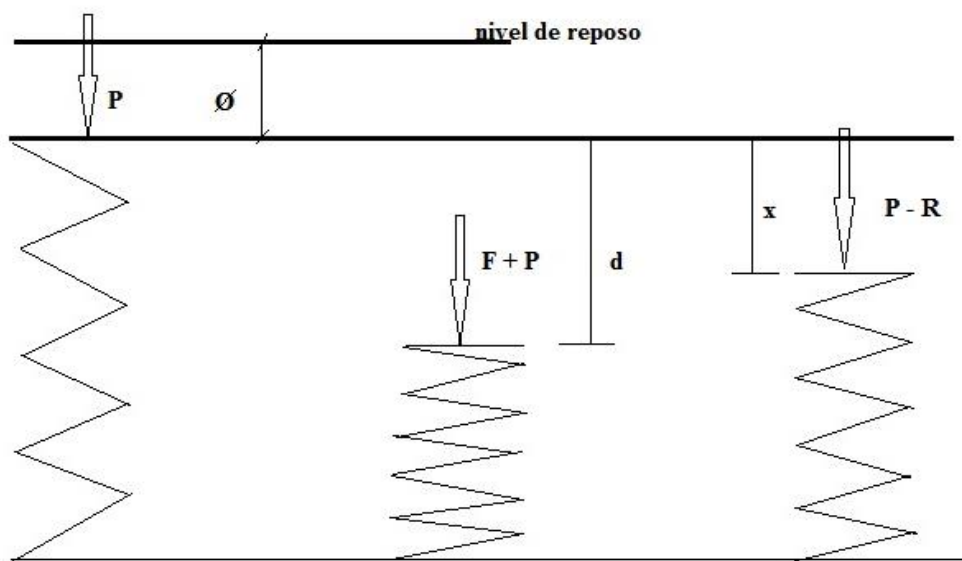
$$\emptyset = f P \quad f = \frac{\emptyset}{P}$$

La inversa de la flexibilidad se llama rigidez.

$$k = \frac{1}{f}$$

La frecuencia del movimiento vibratorio que se produce por la perturbación, que afecta al estado de equilibrio de la masa suspendida y ballesta, es fácil de calcular conocida la flexibilidad, como se verá más adelante.

Figura 59. Frecuencia de movimiento del resorte



Fuente: Autor

P = peso suspendido

F = fuerza instantánea debido a la perpetuación

R = reacción del resorte

Una perturbación origina una fuerza instantánea, que hace que se desplace la masa suspendida una cantidad «d». Dejando libremente al peso suspendido a un movimiento, hacia arriba y hacia abajo respecto a su posición de equilibrio.

La velocidad de dicho movimiento, en un momento dado es:

$$v = \frac{dx}{dt} \quad \text{Y la aceleración} \quad j = \frac{d^2x}{dt^2}$$

Si a reacción del resorte es R, la fuerza resultante será:

$$P - R = \frac{P}{g} j = \frac{P}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad R = F + P$$

Sustituyendo el valor de R por  $\frac{\emptyset + X}{f}$

$$P - \frac{\emptyset + X}{f} = \frac{P}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad \text{y como} \quad \frac{\emptyset}{f} = P$$

$$-\frac{x}{f} = \frac{P}{g} \frac{d^2x}{dt^2}$$

Ecuación, cuya solución se obtiene haciendo:

$$x = a \cos(\omega \cdot t) ; \frac{dx}{dy} = -a \omega \sin(\omega \cdot t) ; \frac{d^2x}{dt^2} = -a \omega^2 \cos(\omega \cdot t)$$

Sustituyendo

$$-\frac{a \cos(\omega \cdot t)}{f} = -\frac{P}{g} a \omega^2 \cos(\omega \cdot t)$$

$$\frac{a}{f} = \frac{P}{g} a \omega^2 \quad \text{De donde} \quad \omega^2 = \frac{g}{Pf} \quad \text{y} \quad x = a \cos\left\{\sqrt{\frac{g}{Pf}} t\right\}$$

Las vibraciones por segundo N y el tiempo de una vibración T, están relacionados por la expresión  $N \cdot T = 1$ .

Para hallar N y T, se igualan los valores de x para los tiempos t y t + T.

$$a \cos\left\{\sqrt{\frac{g}{Pf}} t\right\} = a \cos\left\{\sqrt{\frac{g}{Pf}} (t + T)\right\}$$

$$\sqrt{\frac{g}{Pf}} t = \sqrt{\frac{g}{Pf}} (t + T) = \sqrt{\frac{g}{Pf}} (t + 2\pi) \quad \text{por ser} \quad \omega \cdot T = 2\pi$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{Pf}{g}}$$

$$N = \frac{1}{T} \quad N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{Pf}}$$

N, en ciclos por segundo

P, en kg

F, en mm/kg

También se puede expresar T y N en función de  $\emptyset$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\emptyset}{g}} \quad T = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\emptyset}}$$

Los valores recomendados de N, para obtener un confort aceptable, están comprendidos entre 60 y 90 oscilaciones por minuto.

La flexibilidad está ligada con la frecuencia, y también con la aceleración vertical puesta en juego, al ser sometido el resorte a una sobre carga, por el desplazamiento (d) del centro de la rueda hacia arriba al encontrar un obstáculo.

$$F = R - P = \frac{d}{f} = \frac{P}{g} j \quad j = \frac{dg}{Pf}$$

De la ecuación anterior se deduce que la flexibilidad interesa que sea lo más grande posible, para que la aceleración que afecta a la masa suspendida sea la menor.

Por tanto el valor de la flexibilidad debe ser elegido teniendo en cuenta su influencia en la frecuencia y en la aceleración.

La energía almacenada por el resorte en su flexión es:

$$W = \int Pd\emptyset = \int \frac{\emptyset d\emptyset}{f} = \frac{1}{f} \left[ \frac{\emptyset^2}{2} \right] \quad \text{Desde } \emptyset \text{ Hasta } \emptyset + d$$

$$W = \frac{(\emptyset+d)^2 - \emptyset^2}{2f}$$

La energía acumulada depende también de la flexibilidad.

## 4.2 Ajuste del muelle: valor de la constante de elasticidad $K$

**4.2.1 Constante elástica.** Una constante elástica es cada uno de los parámetros físicamente medibles que caracterizan el comportamiento elástico de un sólido deformable elástico. A veces se usa el término constante elástica también para referirse a los coeficientes de rigidez de una barra o placa elástica.

En este caso estudiaremos el materia utilizado para la fabricación del resorte se emplea un material que presente buenas propiedades elásticas y resistencia a la fatiga. Por lo general los elementos elásticos de las suspensiones como resortes y hojas de ballestas están elaborados en acero aleado al cromo o vanadio. El acero más utilizado en la fabricación de resortes es el SAE 5160, cuyas propiedades son:

Tabla 9. Propiedades del acero SAE 5160

<b>Acero SAE 5160</b>	
<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Densidad	7850 kg / m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	190 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Límite de fluencia	530 Mpa
Resistencia última a la tracción	951 Mpa
Dureza	179 HB

Fuente: ASM Metals Handbook, Vol 1, Iron & Steels

## 4.3 Ajuste del hidráulico: valor de la constante de amortiguamiento $B$

**4.3.1 Viscosidad.** La viscosidad es la principal característica de la mayoría de los productos lubricantes. Es la medida de la fluidez a determinadas temperaturas.

Si la viscosidad es demasiado baja el film lubricante no soporta las cargas entre las piezas y desaparece del medio sin cumplir su objetivo de evitar el contacto metal-metal.

Si la viscosidad es demasiado alta el lubricante no es capaz de llegar a todos los aberturas en donde es requerido.



La medida de la viscosidad se expresa comúnmente con dos sistemas de unidades SAYBOLT (SUS) o en el sistema métrico CENTISTOKES (CST).

En nuestro caso se utilizara la viscosidad del aceite hidráulica 10 w que es el utilizado en los amortiguadores.

**4.3.2 Viscosidad ISO.** La escala ISO es aplicable a aceites industriales. Suele definirse por ISO, cuyas siglas significan " International Standard Organization".

Figura 60. Tipos de sistema de viscosidad

Grado ISO	Grado ASTM	Grado AGMA	Grado SAE		Engranajes Unigrado	Multigrado
			Motor Unigrado	Multigrado		
10						
15	75					
22	105		OW, 5W			75W
32	150		10W			
46	215	1	10,15W			
68,68EP	315	2, 2EP	20W,20	10W30,20W20		80,80W
100,100EP	465	3,3EP	25W,30	5W50, 15W40		
150,150EP	700	4,4EP	40	15W50, 20W40		
220,220EP	1000	5,5EP	50		90	85W90
320,320EP	1500	6,6EP				85W140
460,460EP,460C	2150	7,7EP,7C			140	
680,680EP,680C	3150	8,8EP,8C				
1000,1000EP,1000C	4650	9,9EP,9C				
1500,1500EP,1500C	7000	10,10EP,10C			250	

Fuente: Selección correcta de un aceite industrial “ingenieros de lubricación Ltda.”

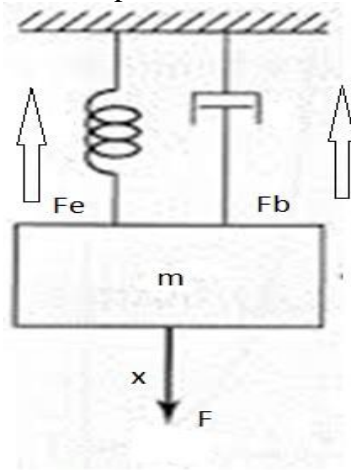
Cuando el fabricante recomienda el tipo de aceite a utilizar en cualquier sistema de unidades de viscosidad, referenciados a una temperatura específica, es necesario hallar el grado ISO correspondiente (recuérdese que el grado ISO de un aceite está dado en cSt a 40°C).

Como se puede observar en la (figura 60) el grado de viscosidad del aceite hidráulico 10 w es 32 cSt y es el que utilizaremos en nuestro trabajo.

#### 4.4 Modelo Matemático

En su versión más sencilla, podemos considerar cada uno de los amortiguadores como un conjunto masa-muelle del tipo de la siguiente (figura 61).

Figura 61. Modelo sencillo de la suspensión de una de las ruedas de una motocicleta



Fuente: Autor

Donde M es la mitad de la masa del conjunto moto-piloto, Fe es la constante elástica del muelle y Fb la viscosidad del amortiguador.

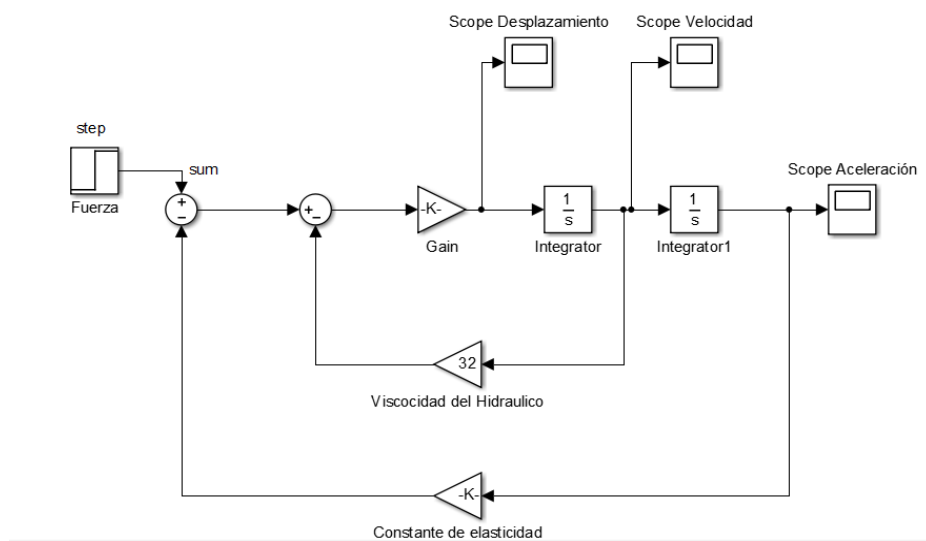
$$F - Fe - Fb = m \cdot a$$

$$F = Fe + Fb + m \cdot a$$

$$\left[ F = Kx + b \frac{\partial x}{\partial t} + m \frac{d^2x}{dt^2} \right] \quad (32)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{m} \left( F - Kx - b \frac{\partial x}{\partial t} \right)$$

Figura 62. Modelo matemático en simulink



Fuente: Autor

**4.4.1 Primer caso.** En el primer caso tomamos en cuenta el peso de la persona promedio y el peso del asiento de la motocicleta. Y los datos de la viscosidad del aceite y la constante de elasticidad del resorte.

Datos ingresados:

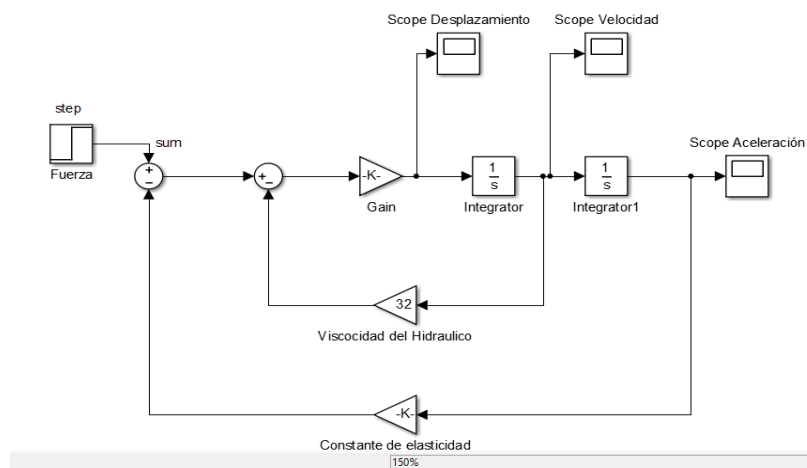
$$F = 349,9 \text{ N}$$

$$K = 190$$

$$B = 32$$

Ecuación:

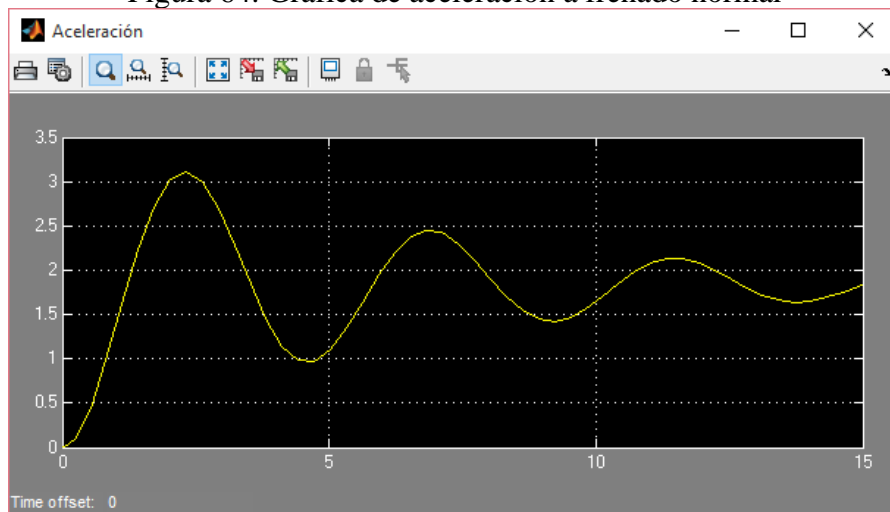
Figura 63. Modelo matemático a frenado normal



Fuente: Autor

a) *Comportamiento de la aceleración.*

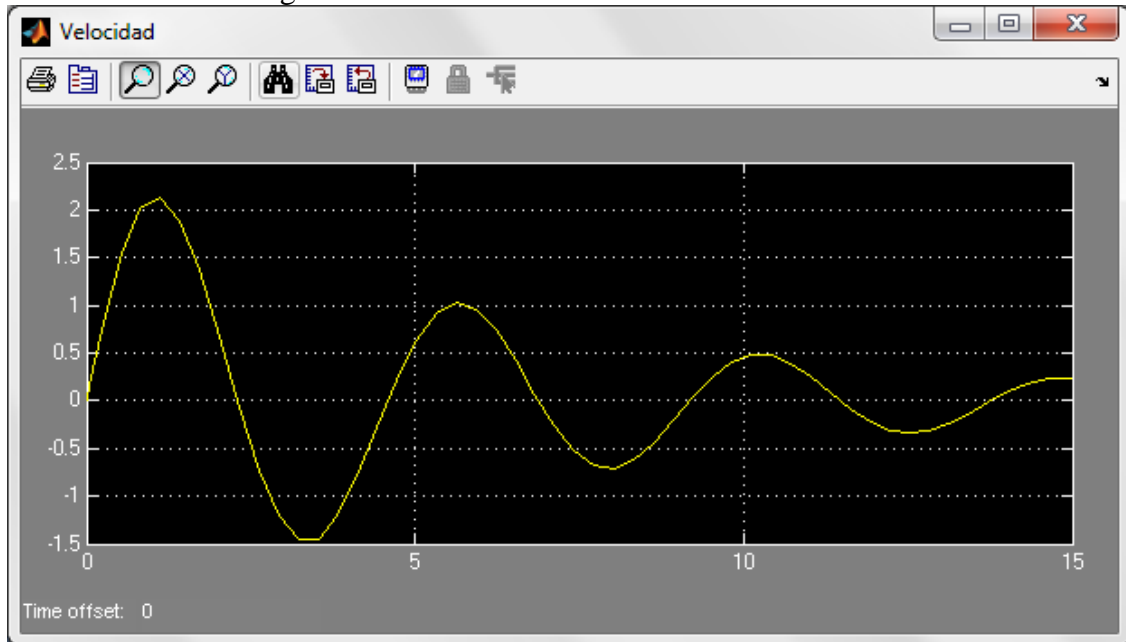
Figura 64. Grafica de aceleración a frenado normal



Fuente: Autor

b) *Comportamiento de la velocidad.*

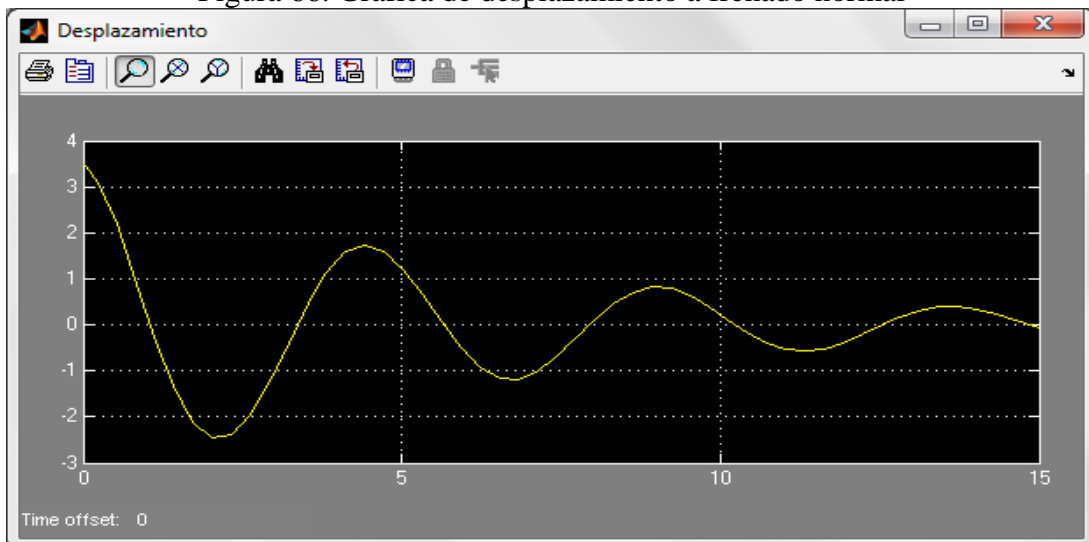
Figura 65. Grafica de velocidad a frenado normal



Fuente: Autor

c) *Comportamiento del desplazamiento.*

Figura 66. Grafica de desplazamiento a frenado normal



Fuente: Autor

**4.4.2** *Segundo caso.* En este segundo estudio se lo realiza con el peso del asiento ( $W_a$ ), sumado el peso de la persona ( $m$ ), fuerza de frenado ( $F$ ) y la transferencia del peso ( $A_w$ ), siendo todos estos los parámetros que inciden en el frenado a fondo de la motocicleta.

Datos ingresados:

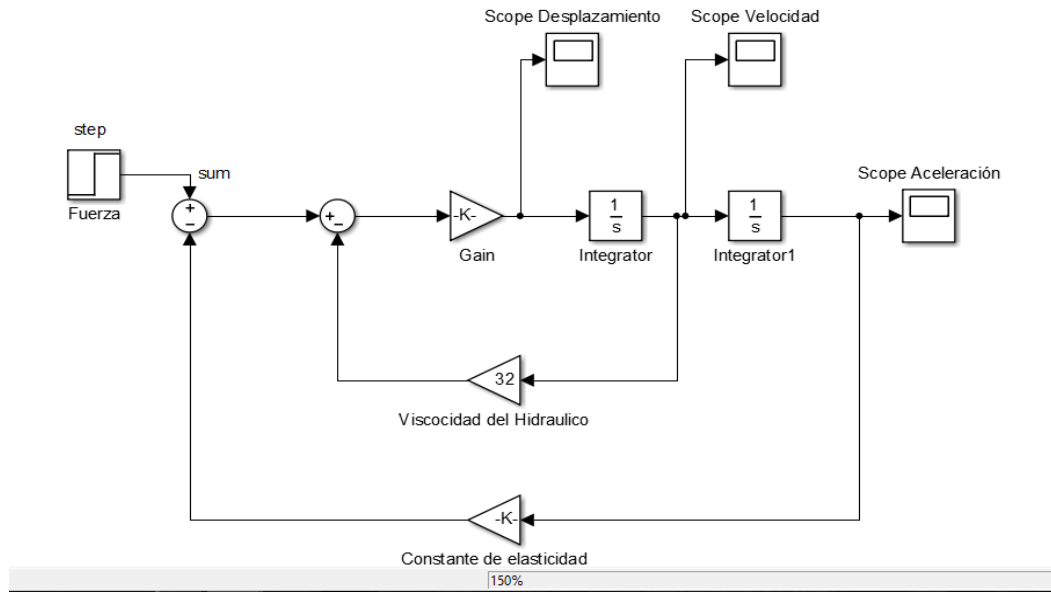
$F = 638,85 \text{ N}$

$K = 190$

$B = 32$

Ecuación:

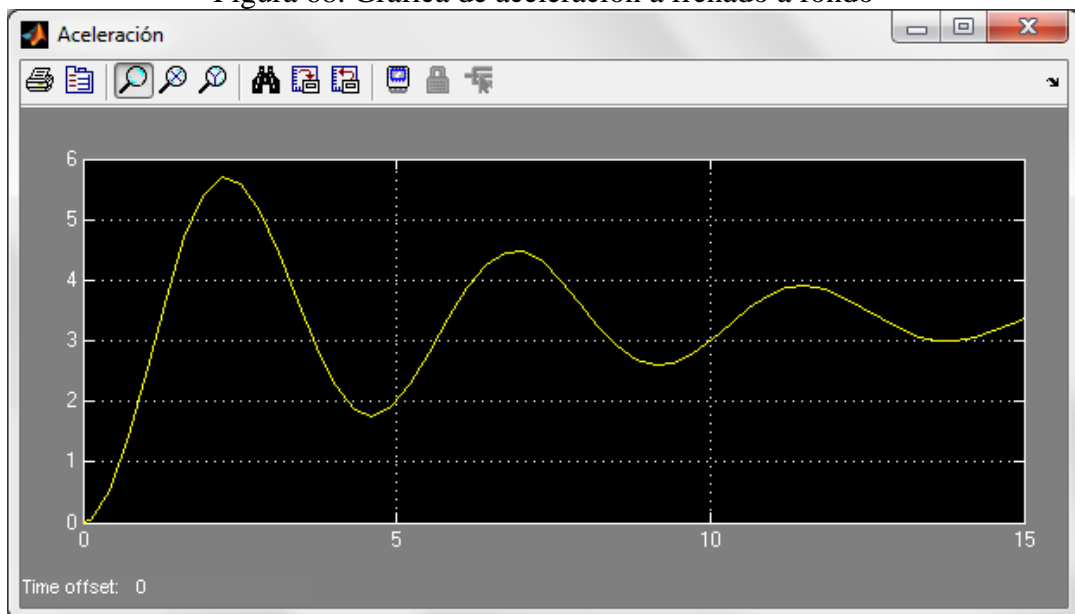
Figura 67. Modelo matemático a frenado a fondo



Fuente: Autor

a) *Comportamiento de la aceleración.*

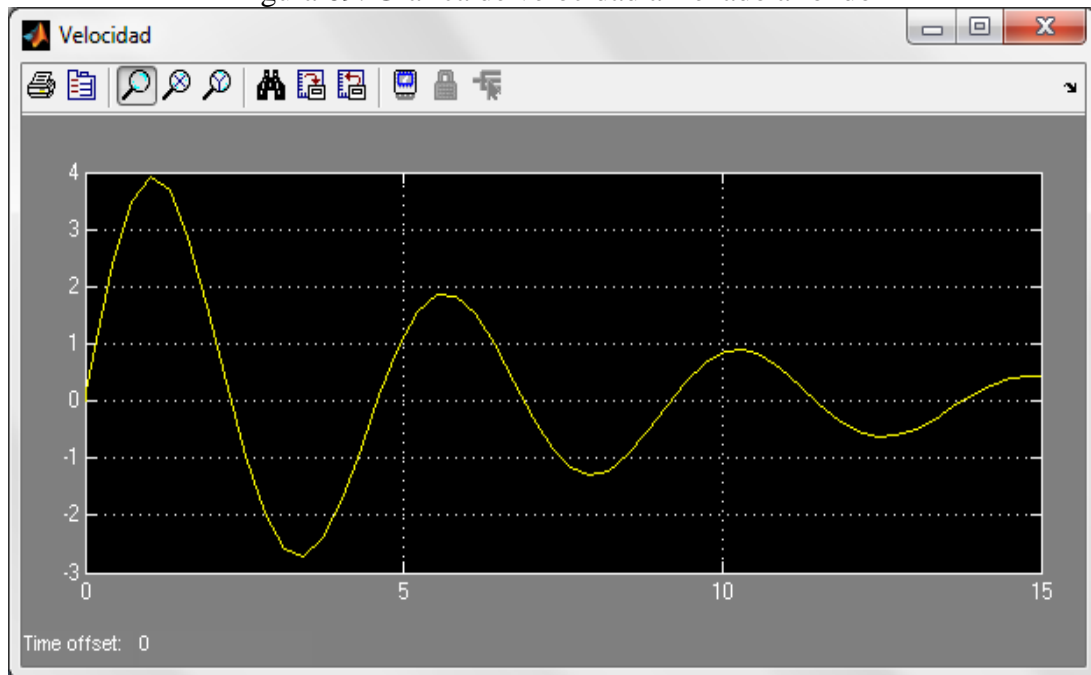
Figura 68. Grafica de aceleración a frenado a fondo



Fuente: Autor

b) *Comportamiento de la velocidad.*

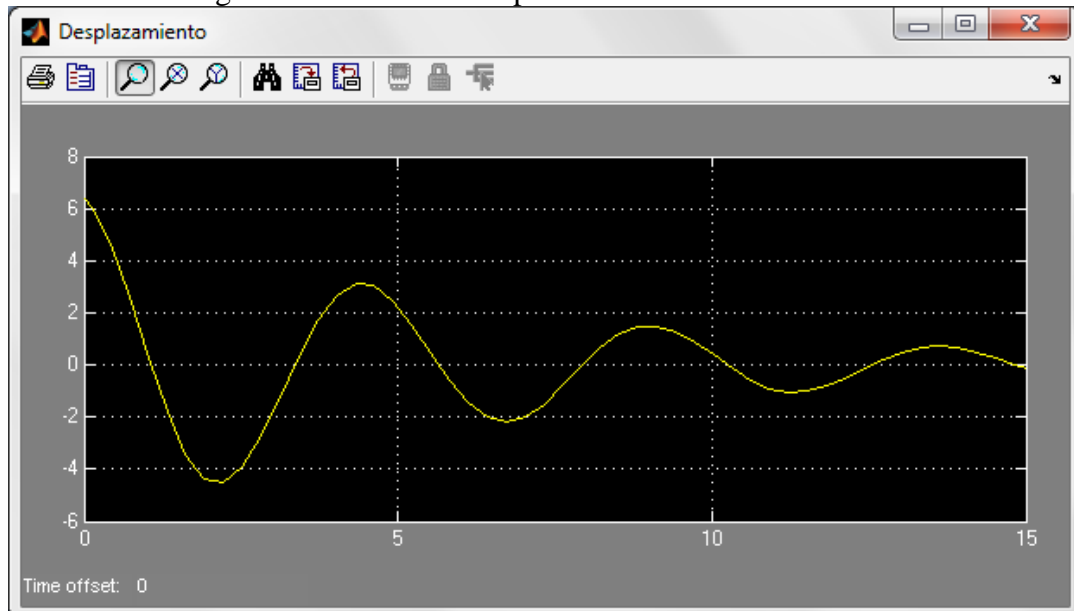
Figura 69. Grafica de velocidad a frenado a fondo



Fuente: Autor

c) *Comportamiento del desplazamiento.*

Figura 70. Grafica de desplazamiento a frenado a fondo



Fuente: Autor

Como se puede observar en las distintas gráficas de velocidad, desplazamiento, aceleración, que estas tienen las mismas curvas lo que cambia es la frecuencia de

resonancia del amortiguador ya que a mayor fuerza aplicada sería el doble de dicha frecuencia de resonancia.

Que a mayor fuerza sería mayor la frecuencia de resonancia al igual que al estudio anterior realizado mediante elementos finitos Ansys.

En el segundo caso se puede observar que la frecuencia de resonancia está fuera del límite permitido que es 5 hercios, ya que si es mayor este, los ocupantes tendrían mareos y daños severos al organismo, pero se le permite porque la motocicleta no va a estar constantemente en ese periodo de frenado a fondo sería solo por momentos.

**4.4.3** *Resultados de modelo matemático.* Para realizar las pruebas en el modelo matemático se empleó otro tipo de material y por ende otro tipo de aceite para hacer la comparación entre los dos tipos de amortiguadores este material es el acero SAE 1020 que tiene las siguientes propiedades.

Tabla 10. Propiedades del Acero SAE 1020

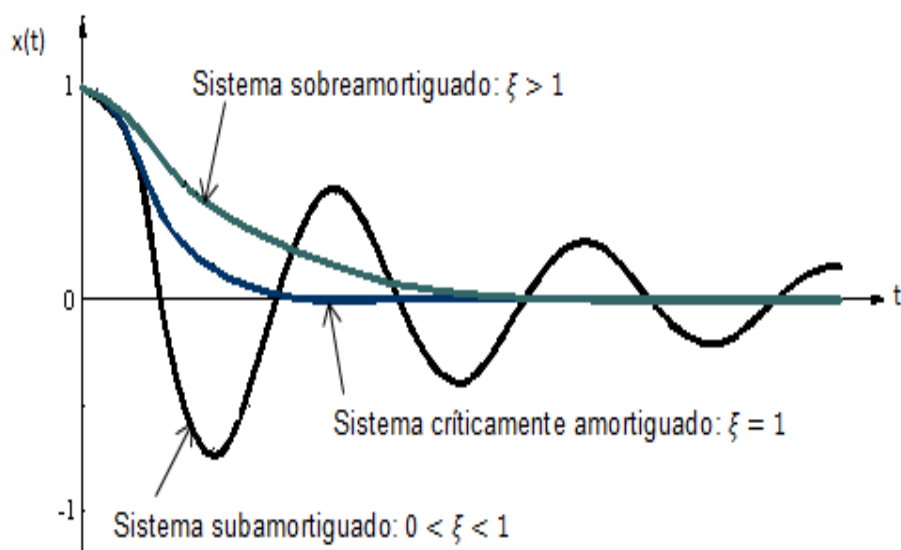
<b>Acero SAE 1020</b>	
<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Densidad	7870 kg / m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	207 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Límite de fluencia	210 Mpa
Resistencia última a la tracción	380 Mpa
Dureza	111 HB

Fuente: ASM Metals Handbook, Vol 1, Iron & Steels

**4.4.4** *Factor de amortiguamiento.* Evaluando el factor de amortiguamiento relativo es posible conocer el tipo de sistema en estudio de la siguiente manera.

- Sistema sub amortiguado  $0 < \xi < 1$
- Sistema críticamente amortiguado  $\xi = 1$
- Sistema sobre amortiguado  $\xi > 1$

Figura 71. Tipos de sistema de amortiguados



Fuente: ASM Metals Handbook, Vol 1, Iron & Steels

4.4.5 *Resultados de graficas de simulink.* Para el análisis realizado entre los dos tipos de materiales se procedió a cambiar los parámetros de los tipos de amortiguadores que son los siguientes.

SAE 1020: Grado de viscosidad de un aceite 15 W hidráulico de 46 cst y el módulo de elasticidad 207 Gpa con la fuerza de 349,9 N.

SAE 5160: Grado de viscosidad del aceite de 10 W hidráulico de 32 cst y el módulo de elasticidad de 190 Gpa con la fuerza de 349,9 N.

Tabla 11. Resultados de las pruebas del modelo matemático

Material	Fuerza	Aceleración	Velocidad	Desplazamiento
Acero SAE 5160	349,9N	Sobre amortiguado	Sub amortiguado	Sub amortiguado
Acero SAE 1020	349,9 N	Sobre amortiguada	Sub amortiguada	Sub amortiguado

Fuente: Autor

Dándonos como conclusión de las pruebas realizadas al modelo matemático, que el modelo matemático está listo para ser aplicado a cualquier tipo de amortiguador que exista en el mercado.



## CAPÍTULO V

### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

La utilización del amortiguador en la suspensión permite atenuar las oscilaciones de la carrocería de una manera rápida, disminuir las variaciones de carga dinámica de la rueda y evitar que los neumáticos salten sobre el suelo. Estas características influyen sobremanera en la seguridad de marcha del vehículo.

Al analizar el sistema de suspensión mediante el método de los elementos finitos, empleando el software ANSYS, es necesario utilizar una simulación dinámica, ya que sobre el sistema actúan cargas variantes en el tiempo durante su funcionamiento. El tipo de estudio que más se ajusta a estas características es el análisis transitorio.

La suspensión en su funcionamiento se encuentra sometida a dos casos básicos de carga: al frenado normal y frenado a fondo. Al analizar estos dos casos de carga, se puede concluir que el estado más crítico al que se encuentra sometido el sistema es cuando en la motocicleta se acciona el frenado a fondo, duplicando los valores de tensión, deformación, desplazamiento obtenidos al analizar el frenado normal.

Para que los resultados del análisis por elementos finitos se ajusten a la realidad, se debe estar al tanto de cómo interactúa cada pieza del sistema durante el funcionamiento, para simular estas circunstancias mediante uniones, contactos, apoyos y que las condiciones de borde y de carga se encuentren acorde a la realidad.

En el modelo matemático básico de la suspensión posterior realizado en el software MAT LAB, las pruebas se realizaron con distintos valores de constante de elasticidad e índice de viscosidad, se concluye que el modelo matemático planteado responde a un sistema sub-amortiguado. Los resultados obtenidos se encuentran dentro del rango de la frecuencia de amortiguamiento que es de +5Hz, aceptable para que la motocicleta presente el confort adecuado.

## **5.2 Recomendaciones**

Para aumentar las prestaciones del programa Ansys y disminuir los tiempos de análisis, se recomienda la utilización de una máquina potente de mínimo 15 núcleos y una gran memoria.

Cuando se debe realizar variaciones de parámetros, es recomendable utilizar la herramienta de correlación de parámetros que se encuentra disponible en Ansys, esto evita el elaborar un nuevo proyecto para cada una de las variaciones y acorta el tiempo de solución.

Para evitar dibujar el amortiguador con todas las piezas y mecanismos internos el programa Ansys permite colocar uniones entre cuerpos que simulan el funcionamiento de la constante del amortiguador.

Es recomendable realizar el modelo en un programa CAD independiente de Ansys, como Inventor o Solidworks, ya que el modelador de Workbench es más complejo de manejar y no posee tantas herramientas como los programas señalados anteriormente.

Se recomienda analizar punto por punto y al detalle el preproceso y proceso del análisis ya que de estos dependerá la correcta solución del sistema.

Al momento de la importación Ansys detecta automáticamente los contactos entre las diferentes piezas del modelo, pero es recomendable verificar que dichos contactos se encuentren entre las superficies correctas y sean del tipo adecuado para su funcionamiento.

Cuando sea necesario realizar un refinamiento de la malla con el fin de cumplir el criterio de convergencia, se debe evaluar qué elementos del sistema son los más críticos y elaborar el refinamiento únicamente en ellos, para reducir el tiempo de mallado y de solución.

## BIBLIOGRAFÍA

- VELAZQUEZ M., Rubio H. 2012.** *Propuesta de un basculante y sistema de suspensión para una moto de competición.* Madrid. 2012. Pág. 20-29
- FIGUEROA Hernández José Manuel., Hernández Triviño Julio Cesar. 2013.** *Modelado y análisis de la suspensión trasera de una motocicleta.* MEXICO DF 2013. Pág. 33-37
- EPSUJATEAM. 2009.** *Proyecto de diseño.* México. 2009. Pág. 1-9
- COSSALTER V. 2006.** *Motorcycle dynamics.* Italia. 2ªed. 2006.
- FOALE T. 2006.** *Motorcycle handling and chassis design.* España. 2ªed. 2006.
- ARIAS PAZ G. 2003.** *Motocicletas.* Madrid: Ed. Dossat. 32ª ed. 2003.
- HUGH F. J. Malcolm Alexander. 1963.** *Advanced Mechanics of Materials.* Longmans. London. 1963.
- MILLIKEN W. Milliken Douglas. 1995.** *Race Car Vehicle Dynamics.* EEUU. 1ª ed. 1995.
- KENT L. 2010.** *Ansys Workbench Tutorial.* Texas EEUU. 2010.
- HUEI-HUANG L. 2015.** *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 16.* EEUU. 2015.