



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

## **FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

### **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA AMORTIGUADORES DE VEHÍCULOS LIVIANOS IMPLEMENTADO EN LOS TALLERES DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

**TIXI GUSQUI DARIO JAVIER  
TORRES RAMOS ANGEL DANIEL**

## **TESIS DE GRADO**

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

# **INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2015**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2014-08-06

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**TIXI GUSQUI DARIO JAVIER  
TORRES RAMOS ANGEL DANIEL**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA  
AMORTIGUADORES DE VEHÍCULOS LIVIANOS IMPLEMENTADO EN  
LOS TALLERES DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

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

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

---

Ing. Carlos Santillán Mariño  
**DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Celin Padilla Padilla  
**DIRECTOR DE TESIS**

---

Ing. César Morales Villacres  
**ASESOR DE TESIS**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** TIXI GUSQUI DARIO JAVIER

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA AMORTIGUADORES DE VEHÍCULOS LIVIANOS IMPLEMENTADO EN LOS TALLERES DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**Fecha de Examinación:** 2015-08-20

---

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Dr. Mario Audelo Guevara <b>PRESIDENTE TRIB. DEFENSA</b>			
Ing. Celín Padilla Padilla <b>DIRECTOR DE TESIS</b>			
Ing. César Morales Villacres <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.

---

Dr. Mario Audelo Guevara  
**PRESIDENTE DEL TRIBUNAL**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** TORRES RAMOS ANGEL DANIEL

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA AMORTIGUADORES DE VEHÍCULOS LIVIANOS IMPLEMENTADO EN LOS TALLERES DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**Fecha de Examinación:** 2015-08-20

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Dr. Mario Audelo Guevara <b>PRESIDENTE TRIB. DEFENSA</b>			
Ing. Celín Padilla Padilla <b>DIRECTOR DE TESIS</b>			
Ing. César Morales Villacres <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.

---

Dr. Mario Audelo Guevara  
**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 de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

**Tixi Gusqui Darío Javier**

---

**Torres Ramos Ángel Daniel**

## **DEDICATORIA**

Este trabajo está dedicado a mis padres Eduardo y Olga, pilares fundamentales en mi vida sabiendo guiarme por un buen camino y apoyarme incondicionalmente para culminar uno de mis sueños, siendo un gran ejemplo por el esfuerzo que han hecho por mí, también dedico este trabajo a mi hermano Edwin que ha estado siempre conmigo dándome ánimos durante toda mi formación académica.

A mi abuelita Nieves que en paz descanse, mis tíos y a todas las personas que estuvieron conmigo apoyándome con sus consejos útiles para seguir adelante, luchar por mis sueños y no darme por vencido.

**Darío J. Tixi G.**

Este logro se lo dedico a mis dos pilares fundamentales de mi vida que son mis padres Ángel y Rosa por ser esas personas que supieron guiar mi camino, apoyándome en todos los momentos con sus consejos, anécdotas, vivencias para así no cometer errores y cumplir con una de mis metas a alcanzar, les agradezco todo el sacrificio que han hecho por darme la educación que no alcanzara mi vida para agradecerles todo lo que han hecho por mí.

A mis hermanos Diego, Jessica y María Belén por ese apoyo constante que me dieron durante mi carrera formativa. A mi novia Valeria por ser mi complemento mostrando amor, apoyo en las buenas y malas cuando lo necesitada.

**Ángel Torres Ramos**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por prestarme la vida para alcanzar este objetivo, a mis padres Eduardo y Olga por su esfuerzo y apoyo que me han sabido dar, a mis amigos con quienes compartí el salón y vivencias únicas, a los ingenieros que supieron compartir sus conocimientos formándonos como buenos profesionales tanto en el aspecto académico como humano.

**Dario J. Tixi G.**

Agradezco a Dios al creador del cielo y la tierra por haberme dado la familia que tengo porque sin ellos yo simplemente no sería la persona que soy con muchos valores, que fui adquiriendo durante mi formación.

Gracias a la Escuela de Ingeniería Automotriz en especial a los docentes que supieron transmitir sus conocimientos para que pudiéramos irnos formando tanto como profesionales y personas de bien, seres humanos con buenas relaciones humanas así los demás.

**Angel Torres Ramos**

## CONTENIDO

	Pág.
<b>1. GENERALIDADES</b> .....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Antecedentes.....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 <i>Objetivo general.</i>	
1.3.2 <i>Objetivos específicos:</i> .....	3
1.4 Alcance.....	3
<b>2. FUNDAMENTO TEÓRICO</b> .....	4
2.1 Concepto de amortiguador.....	4
2.2 Clasificación de los amortiguadores.....	4
2.2.1 <i>Amortiguador bitubo.</i> .....	6
2.2.1.1 <i>Amortiguadores presurizados.</i> .....	7
2.2.2 <i>Amortiguador Monotubo.</i> .....	8
2.3 Funcionamiento.....	8
2.3.1 <i>Funcionamiento de los amortiguadores bitubo.</i> .....	8
2.3.2 <i>Funcionamiento de los amortiguadores monotubo.</i> .....	8
2.4 Análisis del estado actual del arte en los amortiguadores.....	8
2.5 Fuerzas actuantes en el amortiguador.....	9
2.6 Gráficas producidas por el amortiguador.....	10
2.6.1 <i>Coefficiente de amortiguación.</i> .....	10
2.6.2 <i>Gráfico Fuerza-Posición.</i> .....	11
2.6.3 <i>Gráfico Fuerza-Velocidad.</i> .....	12
2.7 Parámetros de acción del amortiguador.....	13
2.7.1 <i>Desplazamiento Máximo.</i> .....	13
2.7.2 <i>Velocidad Máxima.</i> .....	14
2.8 Diseño del Concepto - Caja Negra.....	15
2.9 Sistemas que conforman la caja negra.....	15
2.9.1 <i>Mecanismo biela-manivela.</i> .....	15
2.9.2 <i>Deslizadores o guías.</i> .....	16
2.9.3 <i>Ejes.</i> .....	16
2.9.4 <i>Chumaceras.</i> .....	16
2.9.5 <i>Piñón-cadena.</i> .....	16
2.9.6 <i>Potencia.</i> .....	16
2.9.7 <i>Sensores de medición.</i> .....	16
2.9.7.1 <i>Sensor de distancia.</i> .....	16
2.9.7.2 <i>Celda de carga.</i> .....	16
2.9.8 <i>Interfaz electrónico.</i> .....	16
2.9.9 <i>Pantalla principal "Display".</i> .....	17
2.9.10 <i>Bancada.</i> .....	17
2.9.11 <i>Calibración de longitudes.</i> .....	17
2.10 Teoría de diseño.....	17
2.10.1 <i>Diseño de la excéntrica.</i> .....	17
2.10.2 <i>Análisis del amortiguador.</i> .....	20
2.10.3 <i>Selección de potencia.</i> .....	22

2.10.4	<i>Selección de piñón-cadena.</i>	22
2.10.5	<i>Diseño de ejes.</i>	23
2.10.6	Selección de chumaceras y rodamientos.	25
2.10.7	<i>Diseño de la estructura.</i>	26
<b>3.</b>	<b>DISEÑO DE BANCO DE PRUEBAS DE AMORTIGUADORES.</b>	<b>27</b>
3.1	Cálculo del mecanismo biela-manivela (excéntrica).	27
3.2	Cálculo de la Fuerza del Amortiguador.	30
3.3	Selección de Piñón-Cadena.	31
3.3.1	<i>Análisis de las fuerzas en la cadena.</i>	33
3.4	Cálculo de la Potencia.	34
3.5	Diseño de eje.	35
3.6	Diseño y selección de chumaceras.	37
3.7	Dimensionamiento y ensamble de cada elemento en solidworks.	42
3.8	Elaboración del banco de pruebas.	42
3.8.1	<i>Mecanismo biela – manivela.</i>	43
3.9	Análisis de la estructura en ansys.	44
<b>4.</b>	<b>ELABORACIÓN DEL SOFTWARE.</b>	<b>52</b>
4.1	Introducción.	52
4.2	Configuración de las funciones a cumplir.	52
4.2.1	<i>Detalle de instrumentos.</i>	53
4.3	Programación de Software.	57
4.3.1	Configuración de LABVIEW.	58
4.4	Graficas de oscilaciones del amortiguador.	60
4.4.1	<i>Pantalla de presentación.</i>	60
4.4.2	<i>Curvas características de los amortiguadores.</i>	61
<b>5.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA.</b>	<b>62</b>
5.1	Generación de los elementos del diseño.	62
5.2	Construcción del banco de pruebas.	62
5.2.1	<i>Construcción de la mesa:</i>	62
5.2.2	<i>Construcción de las columnas:</i>	63
5.2.3	<i>Construcción de la biela:</i>	64
5.2.3.1	<i>Construcción de la masa excéntrica.</i>	65
5.2.4	<i>Construcción de las guías de la biela.</i>	65
5.3	Instalación del motor eléctrico y el sistema de transmisión.	66
5.3.1	<i>Construcción del sistema de transmisión.</i>	66
<b>6.</b>	<b>PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.</b>	<b>67</b>
6.1	Pruebas de funcionamiento de los sistemas.	67
6.1.1	Pruebas en el sistema de transmisión.	67
6.1.2	Pruebas en el sistema de biela manivela.	67
6.1.3	Pruebas en el sensor de distancia.	68
6.1.4	Pruebas en la celda de carga.	68
6.2	Prueba de funcionamiento general.	68
6.3	Hoja de test de pruebas.	69
6.4	Obtención de resultados.	69
<b>7.</b>	<b>ANALISIS DE COSTOS.</b>	<b>71</b>
7.1	Costos directos.	71

7.1.1	<i>Costos de materiales</i> .....	71
7.1.2	<i>Costos de máquina-herramienta</i> .....	72
7.1.3	<i>Costo por transporte</i> .....	73
7.2	Costos indirectos.....	73
7.3	Costo total.....	73
<b>8.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	<b>74</b>
8.1	Conclusiones.....	74
8.2	Recomendaciones.....	74

**BIBLIOGRAFÍA**

**ANEXOS**

**PLANOS**

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
1	Fuerzas de amortiguador..... 10
2	Torque desarrollado por la excéntrica ..... 28
3	Propiedades de los materiales. .... 45
4	Especificaciones de la celda de carga. .... 54
5	Lista de materiales. .... 62
6	Procesos utilizados..... 62
7	Tramos a cortarse..... 63
8	Datos del funcionamiento del sensor de distancia. .... 68
9	Gastos de elaboración de la estructura..... 71
10	Gastos del sistema accionamiento. .... 72
11	Gastos sistema eléctrico y electrónico. .... 72
12	Gastos de, maquinaria y equipo utilizado..... 72
13	Gastos por transporte. .... 73
14	Gastos indirectos..... 73
15	Costo total..... 73

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
1. Tipos de amortiguadores.....	5
2. Amortiguador de fricción.....	5
3. Amortiguadores monotubo y bitubo. ....	6
4. Clasificación de amortiguadores por el tipo de carga.....	6
5. Tipos de cámara de un amortiguador bitubo. ....	7
6. Esquema de un amortiguador bitubo presurizado.....	7
7. Esquema de un amortiguador monotubo. ....	8
8. Representación del coeficiente de amortiguamiento .....	10
9. Gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición. ....	11
10. Gráfica fuerza de amortiguamiento en función de la posición. ....	12
11. Representación de la fuerza de amortiguamiento en función de la velocidad... 12	12
12. Resistencia de un retenedor de goma a ser comprimido.....	13
13. Análisis Caja Negra. ....	15
14. Bancada.....	17
15. Mecanismo biela – manivela aplicada en la máquina.....	18
16. Esquema de la suspensión.....	20
17. Gráfica de la manivela representada la excéntrica.....	21
18. Torque vs desplazamiento de la excéntrica. ....	29
19. Gráfico de fuerzas de la transmisión.....	33
20. Análisis del eje.....	36
21. Gráfica de reacciones en el eje 2. ....	37
22. Cálculo de reacciones. ....	38
23. Gráfica de reacciones del eje 1. ....	40
24. Diseño de la estructura del banco de pruebas. ....	42
25. Diseño del soporte superior del banco .....	43
26. Mecanismo biela manivela. ....	43
27. Guías del mecanismo. ....	44
28. Static Structural en ANSYS.....	44
29. Densidad del acero ASTM A36.....	45
30. Datos en Isotropic Elasticity A36. ....	45
31. Importación de la Estructura a ANSYS.....	46
32. Asignación del material a cada elemento. ....	46
33. Mallado de la estructura. ....	46
34. Asignación de gravedad y Cargas.....	47
35. Resultado de la deformación total. ....	47
36. Resultado de la tensión elástica equivalente.....	48
37. Resultado de la tensión equivalente.....	48
38. Resultado del factor de seguridad.....	49
39. Mallado de la estructura con el mecanismo.....	49

40.	Deformación total. ....	50
41.	Tensión elástica equivalente. ....	50
42.	Tensión Elástica.....	51
43.	Factor de seguridad.....	51
44.	Sensor de distancia GP2D120.....	53
45.	Pinout GP2D120.....	53
46.	Celda de carga 60001 (tipo s).....	54
47.	Configuración LabVIEW.....	55
48.	Bloque de LabVIEW.....	56
49.	Tarjeta de Arduino.....	57
50.	Circuito eléctrico en Proteus.....	57
51.	Configuración de LabVIEW.....	58
52.	Diseño de la placa.....	59
53.	Pantalla de Inicio.....	60
54.	Pantalla gráfico de curvas.....	60
55.	Gráfica de la fuerza vs desplazamiento.....	61
56.	Sistema de transmisión acoplado.....	67
57.	Sistema de biela manivela.....	67
58.	Curva del sensor de distancia.....	68
59.	Pruebas en la celda de carga.....	68
60.	Pruebas en el banco.....	69
61.	Distancia vs Tiempo.....	69
62.	Fuerza vs Tiempo.....	69
63.	Gráfica fuerza vs distancia.....	70
64.	Gráfica fuerza vs distancia.....	70

## SIMBOLOGÍA

P	Potencia
M	Masa
G	Gravedad
W	Peso
T <sub>n</sub>	Torque nominal
w	Velocidad Angular
T	Torque
p	Paso
N <sub>1</sub>	Número de dientes Piñón
N <sub>2</sub>	Número de dientes catalina
P <sub>d</sub>	Potencia de diseño
V	Velocidad
A	Amplitud de desplazamiento
f	Frecuencia
f <sub>1</sub>	Factor de trabajo
F	Fuerza
d	Diámetro
V <sub>c</sub>	Velocidad de cadena
C	Distancia entre centros
L	Longitud de la cadena
T <sub>a</sub>	Torque de arranque
M <sub>T</sub>	Momento Torsor
τ <sub>adm</sub>	Esfuerzo admisible
C	Radio del eje
J	Momento polar de inercia
T	Tiempo
rad	Radianes
V	Voltios
Hz	Hercios
kg	Kilogramos

## **LISTA DE ABREVIACIONES**

ASTM	Sociedad Americana de Pruebas y Materiales
AISI	Instituto Americano para materiales de hierro y acero
DIN	Instituto Alemán de Normalización
ISO	Organización Internacional de Normalización
IPAC	Distribuidor de materiales de construcción
LabVIEW	Laboratorio de Instrumentación virtual de ingeniería Workbench

## **LISTA DE ANEXOS**

- A** Propiedades de los materiales.
- B** Datasheet sensor de distancia GP2D120.
- C** Datasheet de la Celda de carga 60001.
- D** Dimensionamiento de Amortiguadores.
- E** Tablas de selección de Rodamientos y Chumaceras.
- F** Tabla del rendimiento mecánico.
- G** Gráficos de construcción del banco.
- H** Hoja de Prueba de Amortiguadores.
- I** Manual de Usuario.
- J** Plan de Mantenimiento.

## RESUMEN

El proyecto está enfatizado en resolver el problema de los amortiguadores, no se les brinda el diagnóstico necesario en su funcionamiento y vida útil, viendo la necesidad de cubrir este vacío se diseña un banco de pruebas, nuestro País carece de estas máquinas o si existe son muy escasos, aquí nace el tema de tesis.

Se propusieron diferentes prototipos del cual se escogió el mejor de ellos, está conformado por un motor eléctrico monofásico por la facilidad de conexión de 110v, también de una excéntrica para simular las oscilaciones de trabajo de un amortiguador y un sistema de desmultiplicación de revoluciones inversamente proporcional al torque.

El circuito eléctrico permite la obtención de datos mediante un sensor de distancia y una celda de carga, que funcionan mediante señales analógicas con la tarjeta arduino.

El sensor de distancia tiene un rango de voltaje que varía entre 0,3 v y 3,3 v, la celda de carga necesita de un amplificador operacional rectifica y muestra la ganancia de tal forma que la señal analógica llega a la tarjeta arduino, el puerto USB se comunica con la PC donde se muestra el resultado de las gráficas y sus características.

La primera gráfica fuerza - desplazamiento muestra el resultado del funcionamiento del amortiguador en extensión y compresión, desarrollado en LabVIEW este tipo de software utiliza un lenguaje de programación  $G$ , plasmado en un sistema de coordenadas en el eje de las  $X$  la distancia y en el eje de las  $Y$  la fuerza que va estar medida en  $N$ .

## **ABSTRACT**

The project is emphasized in solving the problem of the dampers, they are not given the necessary diagnostic operation and life, seeing the need to cover this gap a test is designed, our country lacks these machines or there, they are very few, and here comes the thesis topic.

Different prototypes of which the best one was chose were proposed, it consists of a single phase electric motor for ease of connection 110 v, also a mechanism of an eccentric to simulate the oscillations of work and a system of gearing inversely revolutions right now.

The electronic circuit allows data collection by a distance sensor and a load cell, which interacts with analog signal with the Arduino card.

The distance sensor has a voltage range that varies between 0.3 V and 3.3 V, the load cell need an operational amplifier and shows the gain rectified so that the analog signal reaches the Arduino card, the port USB is recommended to the PC where the outcome of the graphics and features shown.

The force-displacement graph show the result of the operation of rebound and compression damping, developed in LabVIEW this kind of software uses a programming language G, expressed in a coordinate system in the X axis the distance and in the Y axis the strength of that will be measured in N.

# CAPÍTULO I

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 Introducción.

El amortiguador es un elemento fundamental del sistema de suspensión. Su principal misión consiste en mantener los neumáticos en contacto con la calzada y controlar los movimientos oscilatorios producidos por los elementos elásticos tales como: frenos y neumáticos, formando el denominado triángulo de seguridad del automóvil. El desgaste casi imperceptible de estas piezas y el inadecuado mantenimiento resultan fatales para la conducción, provocando pérdida de control del vehículo, desgaste prematuro de los neumáticos y cabeceo.

El banco de pruebas nos ayudará a visualizar la gráfica fuerza-desplazamiento de los distintos tipos de amortiguadores mediante un software, siendo esta gráfica un parámetro de vital importancia de su funcionamiento, para conseguir esto el banco consta de una celda de carga que indicará la fuerza de amortiguamiento que se produce cuando el amortiguador entra en funcionamiento, la distancia que recorre el vástago nos indica un sensor de distancia.

La celda de carga y el sensor de distancia están enlazados a la tarjeta de ARDUINO, la cual sirve de interfaz con la pc, dándonos un parámetro de fuerza y distancia. En el software LabVIEW se realizó la programación enlazándolo con la tarjeta de arduino, para obtener la gráfica que aparecerá en el monitor, también se podrá apreciar las fuerzas máximas que se producen en la compresión y la tracción de los diferentes tipos de amortiguadores.

La generación del movimiento se lo hace mediante un motor eléctrico, transmitiendo el movimiento a una excéntrica mediante un conjunto de piñón-cadena obteniendo una desmultiplicación adecuada para las pruebas.

Para ubicar cualquier tipo de amortiguador, el banco consta de una parte móvil que ayuda a regular la altura, y acoples para los distintos soportes de anclaje.

## **1.2 Antecedentes.**

A nivel mundial existen muchos estudios del comportamiento de los amortiguadores, tomando como parámetros fundamentales la fuerza, el desplazamiento, la velocidad y temperatura de trabajo, los cuales ayudan a mejorar las prestaciones y a nuevas tecnologías.

En el Ecuador existen pocos prototipos de banco para amortiguadores de los cuales no están a disposición pública siendo esto un impedimento para estudios del comportamiento de los amortiguadores. Estos bancos de pruebas no dan gráficas de fuerza-desplazamiento, solo utilizan un parámetro en función del tiempo, siendo esta la fuerza o la amplitud.

El banco de pruebas desarrollado en esta tesis tiene una característica fundamental utilizar dos parámetros de prueba para el amortiguador como es la fuerza de amortiguamiento y la distancia recorrida, con estos dos datos podemos obtener una gráfica más precisa.

### **Justificación.**

El desarrollo de este proyecto se realiza con el fin de aportar a la Escuela de Ingeniería Automotriz para que sea un complemento a la formación de las cátedras de diseño, partes y piezas, motores, un banco de pruebas útil y didáctico que sirve para conocer cómo se comporta un amortiguador en un vehículo, junto a los valores emitidos por el banco de pruebas, dar un criterio del estado del amortiguador.

A la vez aportar con las gráficas características y datos de fuerza de los amortiguadores para analizar su funcionamiento, ayudando a que los estudiantes puedan seleccionar un amortiguador adecuado para los proyectos que impliquen la utilización de los mismos, mediante la utilización del banco de pruebas de amortiguadores.

## **1.3 Objetivos**

**1.3.1** *Objetivo general.* Diseñar y construir un banco de pruebas para amortiguadores de vehículos livianos implementando en los Talleres de la Escuela de Ingeniería Automotriz.

### **1.3.2** *Objetivos específicos:*

Analizar y desarrollar las diferentes cualidades y prestaciones que tienen los amortiguadores.

Diseñar una estructura capaz de resistir las fuerzas generadas por los amortiguadores, que sea de un fácil manejo.

Elaborar un software que permita la obtención y comparación de datos que proporciona cada una de los amortiguadores.

Construir y probar la máquina para distintas prestaciones

### **1.4 Alcance.**

El banco de pruebas está diseñado para los distintos amortiguadores, ya sean este monotubo o estas bitubo, presurizados o no presurizados, aplicados en los vehículos livianos que no superen las 1000 lb de fuerza respecto a la fuerza generada por los amortiguadores.

También se podrán instalar amortiguadores con diferentes soportes de montajes ya sean estos de amortiguadores estándar o de suspensiones McPherson ya que el banco cuenta con acoples para los diferentes montajes. El banco es únicamente para análisis del amortiguador por separado sin considerar el sistema completo de amortiguación como: el resorte, las mesas, el neumático.

## CAPÍTULO II

### 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

Para diseñar el banco de pruebas para amortiguadores, es importante conocer el servicio que esta máquina va a prestar si bien es cierto no todos los amortiguadores tienen las mismas medidas tampoco presentan la misma resistencia por ello se explica el fundamento y las cargas de los amortiguadores que la maquina va a chequear.

#### 2.1 Concepto de amortiguador.

Es un elemento del sistema de la suspensión cuya misión es disminuir rápidamente las variaciones de carga dinámica de la rueda y las oscilaciones de la carrocería absorbiendo energía, la misma que es disipada en forma de calor, evitando que salten sobre el suelo brindando confort y seguridad a los ocupantes. (Definición ABC, 2015)

#### 2.2 Clasificación de los amortiguadores.

En la actualidad la mayor parte de vehículos utilizan amortiguadores hidráulicos bitubo. Los amortiguadores de simple efecto, son capaces de absorber energía únicamente en uno de los movimientos alternativos (carrera de extensión).

Los amortiguadores más utilizados en los automóviles son de doble efecto, los cuales son activos en fuerzas actuantes de trabajo. Dentro de estos amortiguadores tenemos los amortiguadores simétricos, su comportamiento es igual tanto en compresión y tracción y los amortiguadores *asimétricos* con diferentes características de funcionamiento en cada uno de los dos movimientos.

En la figura 1 podemos observar una clasificación de los tipos de amortiguadores considerando seis grupos de acuerdo a:

- Principio físico
- Carrera efectiva
- Sistema de bombeo

- Telescópicos, por su regulación
- Tipo de carga.

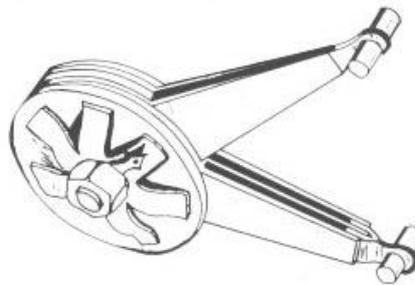
Figura 1. Tipos de amortiguadores.



Fuente: Autores.

Los primeros amortiguadores de los vehículos eran mecánicos, como se muestra en figura 2, contruidos por dos o más discos concéntricos ligados alternativamente por su eje y los alternos por su circunferencia externa, disipando energía mediante fricción. (Alberdi Urbietta, 2003)

Figura 2. Amortiguador de fricción.

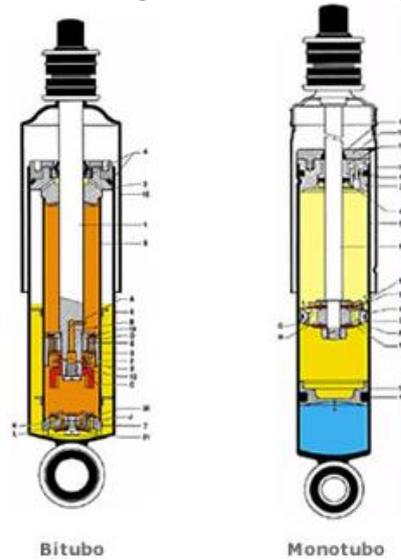


Fuente: <http://sistemasdetransmisiondefuerzas.blogspot.com/2014/06/sistema-de-suspension.html>

Para mejorar las prestaciones dinámicas, los amortiguadores mecánicos fueron reemplazados por los hidráulicos. La disipación de energía se produce por la estrangulación del caudal de aceite generado por una bomba (aceite) de tipo volumétrico.

Los giratorios y de pistón no se utilizan actualmente, únicamente los telescópicos se mantienen en uso. Se distinguen dos tipos principalmente: monotubo y bitubo.

Figura 3. Amortiguadores monotubo y bitubo.

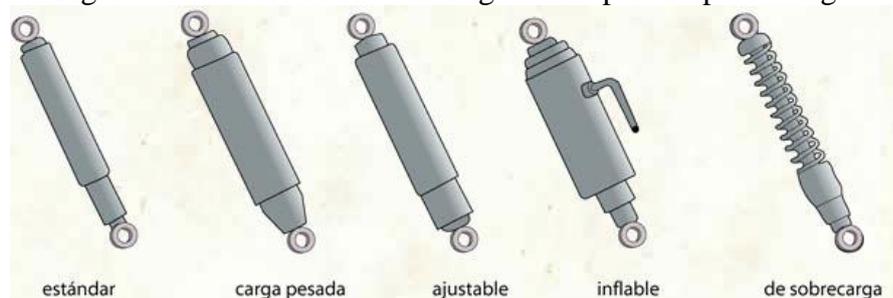


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension2.htm>

También podemos encontrar una clasificación de amortiguadores según la carga que soportan como se indica en la figura 4:

- Estándar: modelo estándar.
- Carga pesada: utilizado para vehículos pesados, con cargas superiores.
- Ajustable: se ajusta según las dimensiones de una carga.
- Inflable: puede inflarse de acuerdo a las condiciones requeridas.
- De sobre carga: permite un límite sobrecarga a la que está dimensionada.

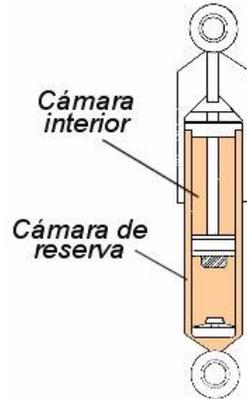
Figura 4. Clasificación de amortiguadores por el tipo de carga.



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/ciencia-educacion/13572769/Amortiguadores-lo-que-siempre-quisiste-saber.html>

**2.2.1 Amortiguador bitubo.** Los amortiguadores bitubo como se muestra en la figura 5 son los más utilizados y actualmente se encuentran dos tipos: los que emplean aceite (no presurizados) y aceite-gas (presurizados) y sus elementos principales son: guía, junta del vástago, pistón, válvula de pie.

Figura 5. Tipos de cámara de un amortiguador bitubo.

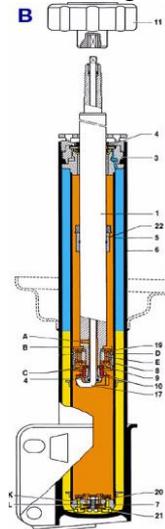


Fuente: [www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores\\_y\\_suspension.pdf](http://www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf).

**2.2.1.1 Amortiguadores presurizados.** Dicho amortiguador tienen un tipo de configuración que ayuda a desarrollar de mejor manera las características en relación a los amortiguadores monotubo, esto se fundamenta en juntar una cámara de bajo empuje de 58 psi, la válvula de asiento genera la fuerza de compresión. Con esto se consigue que la fuerza de extensión realizada sea nominalmente baja, sus elementos principales son los siguientes:

- a) Vástago
- b) Guía del vástago
- c) Tubo y cámara interior o cilindro
- d) Tubo y cámara exterior o de reserva
- e) Válvula de pie

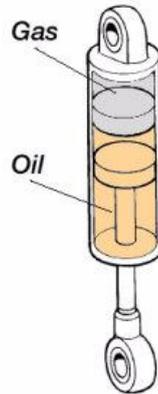
Figura 6. Esquema de un amortiguador bitubo presurizado.



Fuente: [www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores\\_y\\_suspension.pdf](http://www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf).

**2.2.2 Amortiguador Monotubo.** Constan de dos cámaras principales. Una cámara contiene el aceite y el otro gas normalmente es nitrógeno (25 y 30 bares) en mucho de los casos, están separadas por un pistón flotante.

Figura 7. Esquema de un amortiguador monotubo.



Fuente: [www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores\\_y\\_suspension.pdf](http://www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf).

## 2.3 Funcionamiento.

**2.3.1 Funcionamiento de los amortiguadores bitubo.** Las válvulas de amortiguación están diseñadas para que la fuerza se adapte automáticamente a la velocidad del pistón. Es decir que a mayor velocidad del pistón, mayor será la fuerza de amortiguación, cuando el vástago penetra, el aceite fluye a la cámara de compensación, la válvula de fondo ofrece resistencia al fluido frenando el movimiento y el grado de amortiguación hacia la cámara de reserva que puede estar llena de aire (4 a 8 bares).

**2.3.2 Funcionamiento de los amortiguadores monotubo.** Las válvulas de amortiguación, reaccionan a la velocidad a la que se comprimen y se extienden los amortiguadores. A medida que aumenta la velocidad, la fuerza también aumenta, a diferencia de los amortiguadores bitubo estos no poseen cámara de reserva. Para ubicar el aceite que ocupa el espacio tomado por el vástago al penetrar se soluciona con una cámara de volumen variable.

## 2.4 Análisis del estado actual del arte en los amortiguadores.

Existen estudios sobre los amortiguadores haciendo referencia al análisis propio de lo que sucede con cada una. Se puede encontrar referencias del manejo de los parámetros dinámicos de la suspensión tales como la aceleración transversal, la fuerza de frenado,

fuerza de amortiguamiento, desplazamiento y velocidad. Trabajo realizado por Luz A. Mejía, Francisco Valero, Vicente Mata esta revista es una de las más realistas publicadas hasta este momento.

En dicho trabajo se aborda la identificación de los parámetros bajo un modelo dinámico, se reduce mediante dos metodologías. La primera conforma en la descomposición de valores primarios y la segunda por medio de un par de pasos seguidos, con estos dos modelos es analizado y certificado mediante el cruce de datos, gracias a esto se con lleva a una mejor metodología viable.

Existen otras publicaciones como la herramienta de simulación, modelización e identificación, para un amortiguador basándose en la dinámica del vehículo que ha sido desarrollado en varios paquetes de software para la simulaciones de multicuerpo, la medición y estimación de los parámetros lo realizan atreves de un dinamómetro que para realizar esta práctica utilizan la suspensión delantera de un BMW serie 7.

La publicación de Stefaan WR Duym basa el diseño de un amortiguador por etapas, donde los aspectos tales como la geometría, resistencia, durabilidad y funcionalidad se resaltan al momento de construir un amortiguador basándose en modelos de presión y flujo.

El presente estudio se basa en establecer un diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores que servirá para obtener las curvas características que muestren cada uno de los amortiguadores y así emitir criterios de funcionamiento.

## **2.5 Fuerzas actuantes en el amortiguador.**

Los amortiguadores convencionales no soportan el peso del vehículo, el propósito principal es controlar el movimiento del resorte y de la suspensión. Esto se alcanza transformando la energía cinética en térmica para disipar a través de un fluido. Los orificios que permiten el paso del fluido hacen que la velocidad reduzca el movimiento del pistón, a su vez reduce la velocidad de movimiento, el amortiguador genera fuerzas de acuerdo a las oscilaciones producidas de la calzada sean estas por la caída en un bache o un golpe en los neumáticos, esta fuerza difiere de los distintos amortiguadores siendo que está dentro del rango de 0 – 1000 lb para vehículos livianos.

Tabla 1. Fuerzas de amortiguador.

Fuerzas	Actividad
1000 lb.	Carga máxima que soporta un amortiguador
600 lb.	Amortiguador se encuentra dentro en buen estado (tracción)
800 lb.	Amortiguador está trabado (tracción)
400 lb.	Amortiguador se encuentra dentro en buen estado (compresión)
500 lb.	Amortiguador está trabado (compresión)
50 – 200 lb.	No se encuentra, resistencia del fluido por el amortiguador

Fuente: (Tecnautomat, 2014).

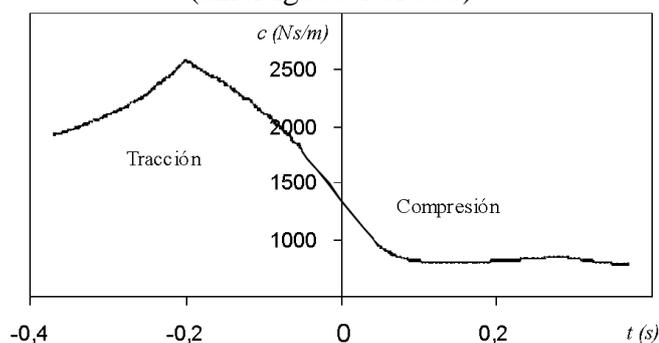
## 2.6 Gráficas producidas por el amortiguador.

Las fuerzas producidas en el amortiguador van a ser cambiantes con relación al tiempo, de acuerdo a su desplazamiento al estirarse o contraerse, para hallar la fuerza que soporta cada amortiguador, se establece tres tipos de gráficas donde detalla el funcionamiento, la primera se basa en el coeficiente de amortiguación, la siguiente se basa en la fuerza vs el desplazamiento, generando una curva oblicua achatada en sus polos, la última es la fuerza vs la velocidad generada por el movimiento horizontal del amortiguador.

**2.6.1 Coeficiente de amortiguación.** El coeficiente es directamente proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la velocidad. El coeficiente de amortiguación muestra valores negativos cuando se realiza el desplazamiento en tracción.

La figura 8 muestra la relación que existe entre la velocidad y la fuerza, tiende a ser lineal, en el movimiento de tracción la fuerza es máxima y la velocidad se expresa en datos negativos, para la compresión es diferentes datos positivos para la velocidad.

Figura 8. Representación del coeficiente de amortiguamiento en función de la velocidad (amortiguador bitubo).

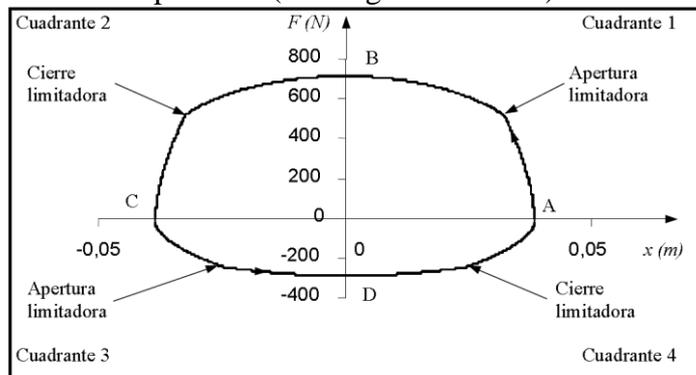


Fuente: Stefaan WR Duym. Simulation tolos, modelling and identification, for an Automotive shock absorber in the context of vehicule dynamics.

El error al desarrollar este tipo de gráfica es al asumir su linealidad, perdiendo la verdadera esencia de la fuerza producida por las válvulas en el trabajo de compresión o extensión y también afecta a la toma de datos de la velocidad con respecto al desplazamiento efectuado mostrando una gráfica poco real del comportamiento del amortiguador. (Baez, 2007)

**2.6.2 Gráfico Fuerza-Posición.** Otra manera de caracterizar al amortiguamiento es la representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición del pistón en cada ciclo de trabajo, en el gráfico 9 se muestra un ejemplo, manteniendo el criterio de velocidad positiva en el ciclo de compresión.

Figura 9. Representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición (amortiguador bitubo).



Fuente: Dr. Alonso Báez, Marcos. Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo.

En el punto A corresponde al inicio de la tracción (donde la compresión es máxima). Desde este punto las válvulas de baja velocidad empiezan a trabajar hasta que la presión es suficiente para abrir las limitadoras.

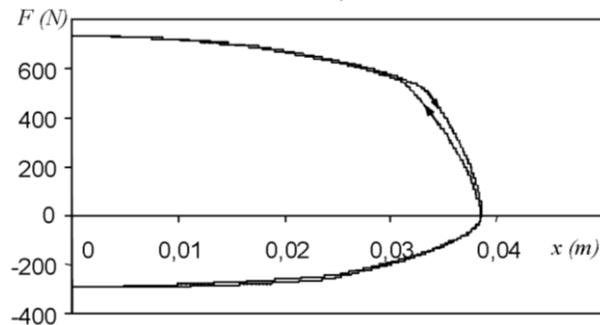
En el punto B se alcanza la velocidad máxima en el ciclo de tracción, por lo que la actuación está dirigida por la actuación de las válvulas de alta y baja velocidad. En algún punto del segundo cuadrante se produce el cierre total de las válvulas limitadoras en la tracción y nuevamente son los conductos de baja velocidad los que determinan la fuerza.

Una vez alcanzado el punto C, el amortiguador está en su máxima tracción y comenzando la carrera de compresión. En la primera zona la fuerza de amortiguamiento es gobernada por las válvulas de baja velocidad a compresión, hasta que las válvulas limitadoras empiecen a funcionar.

En el punto D es donde alcanza la máxima velocidad de compresión, las válvulas de baja y alta velocidad controlan el comportamiento del amortiguador. Nuevamente, en algún punto del cuarto cuadrante, las válvulas limitadoras a compresión se cierran.

La ventaja de este método con respecto al del coeficiente de amortiguamiento es que permite la determinación directa de la fuerza de amortiguamiento y a su vez permite observar los momentos de apertura y cierre de las válvulas limitadoras. (Baez, 2007)

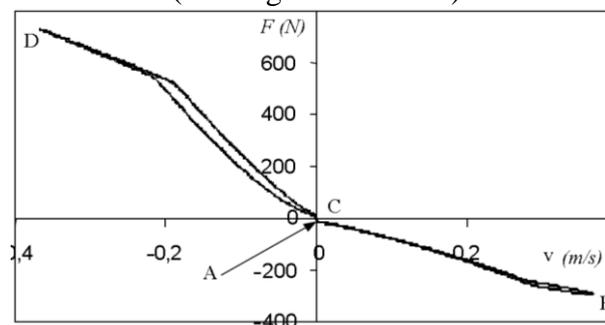
Figura 10. Gráfica fuerza de amortiguamiento en función de la posición (amortiguador bitubo).



Fuente: C. Surace- On the non linear characteristics of Automotive shock absorbers.

**2.6.3 Gráfico Fuerza-Velocidad.** Este otro método empleado para verificar el estado del amortiguador, consiste en la representación gráfica de la fuerza en función de la velocidad de trabajo, en la figura 11 se muestra un ejemplo del método grafico fuerza – velocidad, donde se han designado los puntos A, B, C y D.

Figura 11. Representación de la fuerza de amortiguamiento en función de la velocidad (amortiguador Bitubo).



Fuente: C. Surace- On the non linear characteristics of Automotive shock absorbers.

La figura 11 detalla el comportamiento del amortiguador, mediante la fuerza medida en (N) y la velocidad en ( $m/s$ ), esta gráfica también tiende a ser lineal por el comportamiento en su desplazamiento pero la fuerza se expresa por ondas senoidales

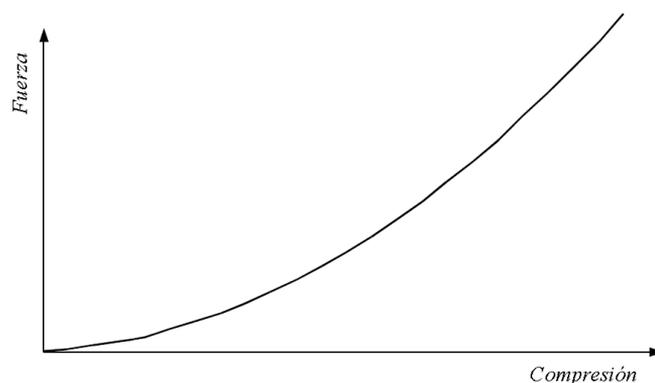
incurriendo en el error, mostrando una gráfica que no muestra el estado propio del amortiguador, la virtud de esta gráfica es que muestra los puntos máximos y mínimos para la interpretación del estado funcional en la suspensión.

## 2.7 Parámetros de acción del amortiguador.

El amortiguador está diseñado para trabajar en ciertos parámetros de desplazamiento y velocidad, estos rangos son determinados por experimentación y experiencia acumulada en el sector automotriz e industrial, el conocimiento de los parámetros que actúa un amortiguador es de mucha importancia, al no conocerlos se podría trabajar en un régimen muy elevado con resultados poco útiles, hasta podría romperse el material empleado, el desplazamiento y velocidad máximos son catalogados como parámetros de actuación del amortiguador (en condiciones normales de trabajo).

**2.7.1 Desplazamiento Máximo.** No es frecuente designar el periodo de acción y trabajo del amortiguador refiriéndose al desplazamiento ya que, en casos extremos la suspensión puede ejecutar al límite de su desplazamiento de compresión y tracción hallándose designada o no por el amortiguador (Baez, 2007).

Figura 12. Resistencia de un retenedor de goma a ser comprimido.



Fuente: Dr. Alonso Báez, Marcos. Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo.

En el ciclo de compresión y con el propósito de evitar el contacto entre las partes solidas en casos extremos, se provee, en la parte más sobresaliente del vástago y de forma concéntrica de unos refuerzos de resina o caucho, que a medida que son comprimidos aumentan su resistencia en forma progresiva exponencial dando como resultado una elevada fuerza de acción.

**2.7.2 Velocidad Máxima.** En el desplazamiento de tracción, la velocidad máxima al que es sometido el amortiguador aparecerá cuando el neumático pierda el contacto con el suelo, produciéndose la caída libre del vehículo o la vez parte de sí, la velocidad máxima en compresión es muy diferente a la de tracción ya que el muelle es el encargado de separar la masa suspendida de la que no está.

Teóricamente no tiene restricción la velocidad máxima de compresión, ya que la fuerza que ingresa sobre la rueda puede ser muy grande como también puede ser mínima esto dependerá del tipo de camino al que esté sometido. La frecuencia aumenta a 1Hz, cuando las ruedas del vehículo y la suspensión se encuentran, cuando una curvatura coincide con el sistema, esto es desfavorable para la frecuencia, esta velocidad y su desplazamiento aumentara llegando a su punto más alto.

El rango de funcionamiento del amortiguador por la frecuencia es de 0,5 a 2,5 Hz, la velocidad máxima alcanzada por una oscilación forzada se obtiene de la ecuación que es directamente proporcional al desplazamiento y la frecuencia:

$$V_{max} = A\omega = 2A\pi f \quad (1)$$

Dónde:

$V_{max}$  = velocidad máxima [cm/s]

A = amplitud [cm]

$\omega$  = velocidad angular [rad/seg]

f = frecuencia [Hz]

$$f = \omega / 2\pi \quad (2)$$

Dónde:

f = frecuencia [Hz]

$\omega$  = velocidad angular [rad/seg]

El desplazamiento realizado por el trabajo del amortiguador en sus fases realiza un recorrido en un rango de 0 a 6 cm, la velocidad de funcionamiento es: 0,008 m/s la

velocidad expresada pertenece a una conducción extrema, la que no se presenta cuando se conduce de forma normal.

La velocidad extrema a alcanzar por un amortiguador en compresión o extensión es de 1 m/s, este tipo de valor es en ocasiones extremas cuando existe un golpe en una de las ruedas o una caída estrepitosa en un bache a una velocidad máxima del vehículo, la velocidad de 2 m/s, dicha produce daños en los demás elementos de la suspensión si no se lo cambia de forma inmediata.

## 2.8 Diseño del Concepto - Caja Negra.

El concepto de caja negra, es aquel que proporciona una solución a un problema sea esta una medición, comparación, de una variable o una constante como voltaje, temperatura, corriente, fuerza, sonido, carga, etc.

En la figura 13 se puede revisar el inicio de la formación de la caja negra de esta tesis donde el ingreso a la máquina será energía mecánica que viene de una fuente de potencia a base de energía eléctrica para generar la fuerza que soporta el amortiguador mediante un deslizamiento del vástago, y bajo un muestreo de datos tener gráficas de funcionamiento.



Fuente: Autores.

## 2.9 Sistemas que conforman la caja negra.

Son todos los elementos necesarios, para obtener el resultado requerido, se incorporará un mecanismo biela-manivela, una transmisión, sensores, motor eléctrico, ejes, guías, etc.

**2.9.1 Mecanismo biela-manivela.** El mecanismo se encarga de transformar el movimiento circular en vertical que simula las oscilaciones producidas por la suspensión, para ejecutar esto se utiliza una excéntrica.

**2.9.2** *Deslizadores o guías.* Las guías servirán para que el mecanismo biela – manivela se deslice, haciendo que el cajetín donde se desplaza el rodamiento siga una trayectoria lineal.

**2.9.3** *Ejes.* El cálculo de los diámetros de los ejes se lo realiza en el Capítulo III, se selecciona por el torque, fuerza y fatiga que va a soportar.

**2.9.4** *Chumaceras.* En la chumacera descansa y gira el eje libremente para transmitir la fuerza generada por el motor. Estos elementos se seleccionaran en el Capítulo III.

**2.9.5** *Piñón-cadena.* Son elementos de transmisión de torque y velocidad que sirven para transmitir movimiento de un eje a otro, estos elementos se seleccionaran en el Capítulo III.

**2.9.6** *Potencia.* La fuente de potencia que se utiliza es un motor eléctrico monofásico que se encarga de transformar la energía eléctrica en mecánica cuyo HP se analiza en el Capítulo III.

**2.9.7** *Sensores de medición.*

**2.9.7.1** *Sensor de distancia.* Mide el desplazamiento realizado por el amortiguador, sensor de proximidad infrarrojo GP2D120, la justificación de su utilización es el rango de media 4-30 cm, el datasheet se encuentra en el Anexo B.

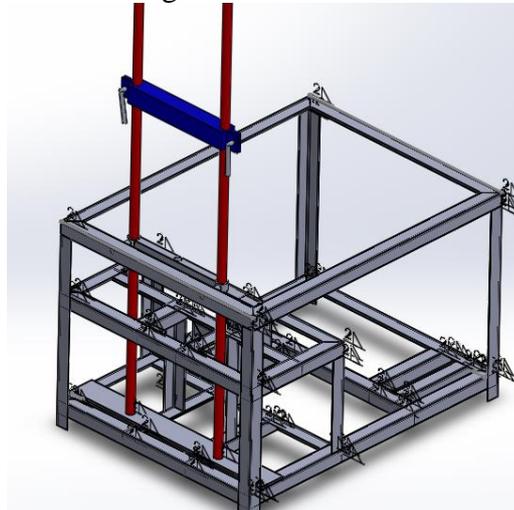
**2.9.7.2** *Celda de carga.* Es un sensor de galgas extensiométricas que sirve para medir la cantidad de fuerza que opone el amortiguador en su trabajo, la capacidad nominal es 1000 lb, se seleccionó por la fuerza máxima de los amortiguadores de vehículos livianos analizado anteriormente, sensor óptimo para el desarrollo del proyecto, el datasheet se encuentra en el Anexo C.

**2.9.8** *Interfaz electrónico.* El interfaz de usuario es una tarjeta arduino que interpreta las señales de entrada, de los sensores, para emitir resultados por medio del puerto USB hacia la computadora mostrando las curvas características del amortiguador. Sus características marcan como mínimo 8 variables de entrada y 8 salidas de pulso eléctrico para poder determinar.

**2.9.9** *Pantalla principal “Display”*. La programación para la obtención de las gráficas de los amortiguadores se hará mediante el software LabVIEW por las facilidades que brinda como el acople de distintas tarjetas de interfaz y su fácil programación visual gráfica.

**2.9.10** *Bancada*. La bancada se refiere a la estructura donde se acoplarán los diferentes sistemas tales como: biela – manivela, transmisión, circuitos eléctricos y electrónicos. La bancada será analizada en el software Ansys el cual ayudará a determinar el coeficiente de seguridad para constatar que la estructura resista a las cargas que se producen durante el funcionamiento del banco.

Figura 14. Bancada.



Fuente: Autores.

**2.9.11** *Calibración de longitudes*. La calibración de las longitudes está basado en las dimensiones de distintos amortiguadores que se encuentra en el anexo E, para la ubicación de los amortiguadores de diferentes dimensiones.

## **2.10 Teoría de diseño.**

Se basa en el desarrollo de fórmulas, ecuaciones necesarias para el diseño. Dentro de esta teoría encontramos:

**2.10.1** *Diseño de la excéntrica*. Para el cálculo de la fuerza de la excéntrica tenemos la aplicación torque que nos indica que una fuerza aplicada a una cierta distancia en el mismo eje de acción genera un torque.

$$T = F * d \quad (3)$$

Dónde:

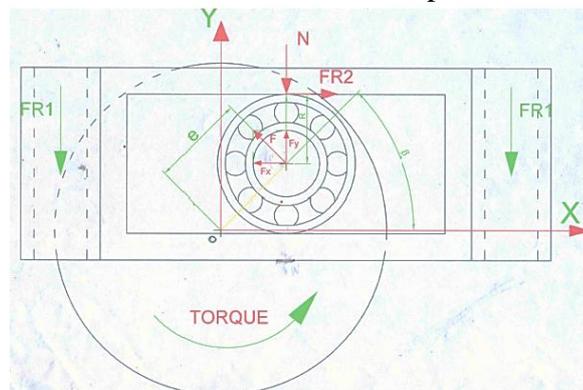
T = torque [Kgf.m]

F = fuerza [Kgf]

d = distancia [cm]

En el caso del banco de pruebas se identifica el torque necesario para producir el movimiento el estudio del mecanismo se puede ver en la figura 15 y su análisis.

Figura 15. Mecanismo biela – manivela aplicada en la máquina



Fuente: Autores.

Por análisis vectorial la distancia que genera el torque en la excéntrica es igual a la hipotenusa del triángulo que forma del centro de la masa al punto de contacto del rodamiento donde tenemos:

$$d = \sqrt{e^2 * \text{Cos}^2\beta + e^2 * \text{Sen}^2\beta + 2e * R\text{Sen}\beta + R^2} \quad (4)$$

Dónde:

d = Distancia [cm]

e = Excentricidad [cm]

$\beta$  = Ángulo de la excentricidad [°]

R = Radio de la excentricidad [cm]

$$d = \sqrt{e^2 + 2e * R\text{Sen}\beta + R^2} \quad (5)$$

La fuerza generada por la excéntrica para vencer la fuerza generada por el amortiguador descomponemos en  $F_x$  y  $F_y$ .

$$F_x = F * \text{Cosa} \quad (6)$$

$$F_y = F * \text{Sen}\alpha \quad (7)$$

Dónde:

F = Fuerza de amortiguamiento [Kgf]

$F_x$  = Componente en X de la fuerza de amortiguamiento [Kgf]

$F_y$  = Componente en Y de la fuerza de amortiguamiento [Kgf]

$\alpha$  = Ángulo de la fuerza de amortiguamiento [°]

Como la fuerza no es constante y cambia según el ángulo de giro de la excéntrica se obtiene:

$$\text{Sen } \alpha = \frac{e * \text{Cos}\beta}{d} \quad (8)$$

$$\text{Cos } \alpha = \frac{R + e * \text{Sen}\beta}{d} \quad (9)$$

Reemplazando en las ecuaciones (6) y (7) obtenemos:

$$F_x = F * \frac{R + e * \text{Sen}\beta}{d} \quad (10)$$

$$F_y = F * \frac{e * \text{Cos}\beta}{d} \quad (11)$$

Para el determinar las fuerzas actuantes en el sistema realizamos la sumatoria de fuerzas en X y Y. Las fuerzas que actúan en X son:

$$FR_2 = \mu_2 * N \quad (12)$$

Como la fuerza resultante es igual a la fuerza en  $F_x$ , despejamos la fuerza de la ecuación (3) y reemplazando la ecuación (10) en (12) se obtiene:

$$\mu_2 * N = \frac{T(R+e*\text{Sen}\beta)}{d^2} \quad (13)$$

Despejando la normal de la ecuación (13), esta fuerza es la que empuja el vástago:

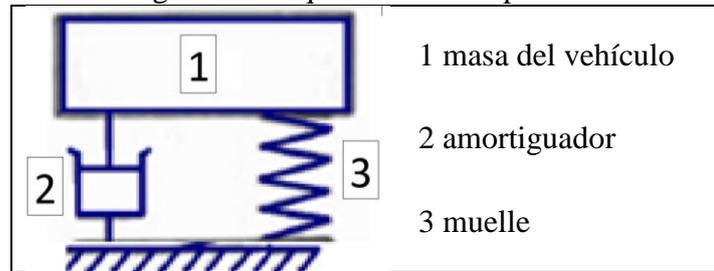
$$N = \frac{T(R+e*\text{Sen}\beta)}{\mu_2 d^2} \quad (14)$$

Las fuerzas actuantes en la componente Y son las siguientes:

$$F_y = N + W + 2FR_2 \quad (15)$$

### 2.10.2 Análisis del amortiguador.

Figura 16. Esquema de la suspensión.



Fuente: Autores.

La aceleración en el sistema excéntrico cambia a pesar de que la velocidad angular de la manivela es constante. Entonces tenemos que la fuerza generada por el amortiguador es igual a:

$$F_a = m * a \quad (16)$$

Dónde:

$F_a$ = Fuerza del amortiguador [Kgf]

$m$  = Masa del vehículo repartida en un amortiguador [Kg]

$\alpha$  = Aceleración [cm/s<sup>2</sup>]

La velocidad tangencial en el sistema es:

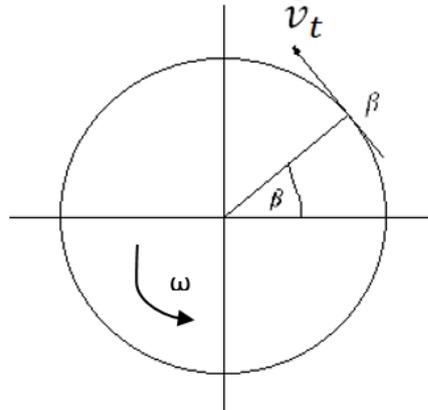
$$v_t = e * \omega \quad (17)$$

Dónde:

$v_t$  = Velocidad tangencial [cm/s]

$\omega$  = Velocidad angular [rad/s]

Figura 17. Gráfica de la manivela representada la excéntrica.



Fuente: Autores.

La variación de la velocidad tangencial se aprecia en la figura 17.

$$v_{ty \max} = \frac{2\pi}{60} e * RPM * \text{Sen} (\beta) \quad (18)$$

Dónde:

$v_{ty \max}$  = Velocidad tangencial máxima en la componente en Y [cm/s]

$e$  = Excentricidad [cm]

Cuando la manivela alcanza su punto máximo es decir cuando  $\beta = 90^\circ$  la velocidad tangencial es máxima y mínima  $\beta = 0^\circ$ , la aceleración en el sistema está en función de la velocidad tangencial respecto a eje Y.

$$a = \frac{\Delta v_t}{t} \quad (19)$$

Dónde:

$a$  = aceleración [cm/s<sup>2</sup>]

$\Delta v_t$  = variación de la velocidad tangencial [cm/s]

t = tiempo [s]

**2.10.3 Selección de potencia.** La potencia es directamente proporcional al torque (T) por el número de revoluciones (rpm) dividido para una constante.

$$P = \frac{T * RPM}{72000 * n} \quad (20)$$

Dónde:

P = potencia [HP]

RPM = revoluciones por minuto [rpm]

n = rendimiento del sistema

El peso de la suspensión y mecanismo es proporcional a la masa (m) y la gravedad (g).

$$W = m * g \quad (21)$$

Dónde:

W = peso [Kgf]

m = masa [Kg]

g = gravedad [cm/s<sup>2</sup>]

**2.10.4 Selección de piñón-cadena.** La desmultiplicación (*i*) es una operación efectuada directamente proporcional a la polea final ( $n_2$ ) e inversa a la polea inicial ( $n_1$ ).

$$i = \frac{N_2}{N_1} \quad (22)$$

También la relación de transmisión (*i*) se puede calcular con la relación de los diámetros y el número de dientes del engranaje conducido y el engranaje conductor:

$$i = \frac{(\text{diámetro}/n^\circ \text{ dientes}) \text{ engranaje conducido}}{(\text{diámetro}/n^\circ \text{ dientes}) \text{ engranaje conductor}} \quad (23)$$

Para calcular la velocidad de la rueda impulsada tenemos la siguiente ecuación:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (24)$$

Dónde:

$N_1$  = Número de dientes del piñón (conductor) [dientes]

$N_2$  = Número de dientes de la catalina (conducido) [dientes]

$\omega_1$  = Velocidad del piñón [rad/s]

$\omega_2$  = Velocidad de la catalina [rad/s]

Para determinar el diámetro de las ruedas dentadas tenemos la ecuación:

$$d = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (25)$$

Para calcular la velocidad de la cadena tenemos la siguiente ecuación:

$$v_c = \left(\frac{d}{2}\right) \omega \quad (26)$$

Para la distancia entre centros adecuada de las ruedas dentadas tenemos la siguiente ecuación:

$$30p < C < 50p \quad (27)$$

$$L = \frac{2C}{p} + \frac{(N_2 + N_1)}{2} + \left\{ \frac{p(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \right\} \quad (28)$$

Para el cálculo de la distancia entre centros óptima para el conjunto piñón-cadena tenemos la siguiente ecuación:

$$C = \frac{p}{4} \left[ L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} + \sqrt{\left\{ L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} \right\}^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (29)$$

**2.10.5 Diseño de ejes.** Para seleccionar un eje necesitamos calcular y conocer datos como la fuerza, torque, y reacción en los puntos de apoyo, las ecuaciones necesarias son las siguientes.

$$T_n = \frac{P}{W} \quad (30)$$

El diámetro del eje se obtiene mediante la ecuación del torque máximo que es proporcional al esfuerzo admisible y momento J.

$$M_\tau = \frac{\tau_{adm} * J}{c} \quad (31)$$

$$J = \frac{1}{2} \pi c^4 \quad (32)$$

$$c = d/2 \quad (33)$$

El equivalente de Von Mises es la magnitud física de la distorsión, indica cuando un elemento está sometido a fatiga.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{flexion}^2 + 3\tau_{torsion}^2} \quad (34)$$

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi * d^3} \quad (35)$$

$$\tau = \frac{16 T}{\pi * d^3} \quad (36)$$

Dónde:

$\sigma_{eq}$  = Equivalente de Von Mises

El factor de seguridad del elemento se halla con la siguiente ecuación:

$$F_s = \frac{s_y}{\sigma_{eq}} \quad (37)$$

Dónde:

$F_s$  = Factor de seguridad

$s_y$  = Esfuerzo a fluencia

### 2.10.6 Selección de chumaceras y rodamientos.

Para la selección de las chumaceras se deben conocer los parámetros como son: la carga equivalente y las fuerzas que interactúan en el sistema en análisis dinámico y estático con las siguientes ecuaciones:

$$P = x * F_r + Y * F_a \quad (38)$$

Dónde:

P = Carga dinámica

x = Factor constante de rodamiento

$F_r$  = Fuerza radial donde están asentadas las chumaceras

Y = Variable del rodamiento

$F_a$  = Fuerza axial

La carga equivalente soportada por una chumacera en un análisis dinámico se calcula con la ecuación (39).

$$C_{cal} = \frac{f_l}{f_n} P \quad (39)$$

Dónde:

$C_{cal}$  = Carga equivalente calculada.

$f_l$  = Factor de los esfuerzos dinámicos.

$f_n$  = Factor de velocidad de giro.

Para verificar que la chumacera resististe las cargas producidas se utiliza la ecuación:

$$C_{cal} \leq C_{cat} \quad (40)$$

Dónde:

$C_{cal}$  = carga calculada.

$C_{cat}$  = carga admisible de catálogo.

El valor determinado de la carga que teóricamente soportará la chumacera se compara con la carga determinada en el catálogo anexo F para la selección de las chumaceras.

Para realizar el análisis estático de las cargas soportadas en una chumacera se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_{ocal} = f_s * P_o \quad (41)$$

Dónde:

$C_{ocal}$  = Capacidad de carga.

$f_s$  = Factor constante de exigencias del rodamiento al trabajo.

$P_o$  = Carga estática equivalente.

**2.10.7 Diseño de la estructura.** Este elemento estructural y de acuerdo a la ubicación de los componentes se analizará en el software ansys ubicando las cargas correspondientes para verificar que la estructura resista dichas cargas.

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO DE BANCO DE PRUEBAS DE AMORTIGUADORES.

El diseño del banco de Pruebas se basa en un análisis general, desde la fuerza que genera los amortiguadores, hasta llegar a la potencia que necesita el motor para mover el sistema, todos los pasos a seguir se estableció en el capítulo II, en parámetros de diseño se encuentran las ecuaciones para cada análisis de fuerzas, selección de cada partes y piezas que necesite la máquina.

#### 3.1 Cálculo del mecanismo biela-manivela (excéntrica).

El análisis parte desde el punto centro de la masa excéntrica y el radio de la misma, con la ecuación (4), hallamos el desplazamiento.

Con valores de:

$$e = 0,03 \text{ m (excéntrica)}$$

$$\beta = (\text{Ángulo variable respecto al desplazamiento})$$

$$R = 0,025 \text{ m (radio de la excéntrica)}$$

$$d = \sqrt{(0,025)^2 * 2(0,025)(0,03)\text{Sen}\beta + (0,03)^2}$$

$$d = 0,056 \text{ m (Desplazamiento máximo; } \beta = 90^\circ)$$

$$d = 0,04 \text{ m (Desplazamiento máximo; } \beta = 270^\circ)$$

La velocidad necesaria es de 150 rpm, porque la celda de carga y el sensor de distancia necesita un bajo número de ciclos por su poca capacidad de recepción de datos, tiempo estimado de 33 ms, con la ecuación (17) obtenemos la velocidad tangencial del sistema:

Con valores de:

$$e = 0,03 \text{ m (excéntrica)}$$

n = 150 rpm (Número de revoluciones)

$$v_t = \frac{2\pi}{60} 0,03 \text{ m} * 150 \text{ rpm}$$

$$v_t = 0,008 \text{ m/s}$$

La velocidad tangencial en Y se obtiene de la ecuación (18), los valores máximos y mínimos apreciamos cuando  $\beta = 90^\circ$  y  $0^\circ$  respectivamente.

Con valores de:

$v_t = 0,008 \text{ m/s}$  (Velocidad tangencial)

Sen  $\beta$  = (Seno del ángulo  $90^\circ$  max,  $0^\circ$  min)

$$v_{ty} = 0,008 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \text{Sen } \beta$$

$$v_{ty} = 0,008 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ máximo y } 0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ mínimo.}$$

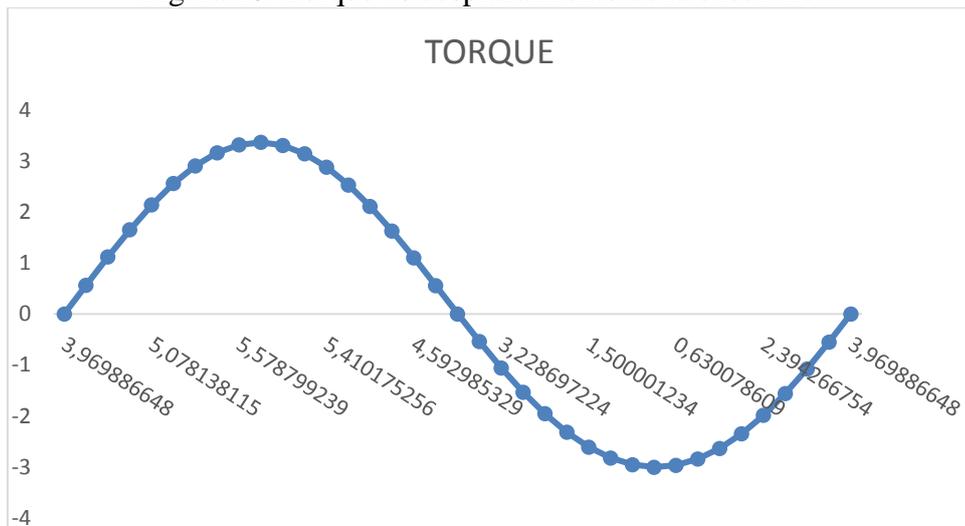
Tabla 2. Torque desarrollado por la excéntrica

$\beta$	sen $\beta$	D	Vty	Aceleración	Fa	Torque
<b>0</b>	0	3,969	0	0	0	0
<b>10</b>	0,173	4,297	0,00134	0,0772	3087,08	33,414
<b>20</b>	0,342	4,593	0,003	0,152	6080,358	75,027
<b>30</b>	0,5	4,854	0,004	0,222	8888,889	122,320
<b>40</b>	0,643	5,078	0,005	0,286	11427,335	171,937
<b>50</b>	0,766	5,264	0,006	0,34	13618,568	220,014
<b>60</b>	0,866	5,41	0,007	0,385	15396,007	262,583
<b>70</b>	0,939	5,515	0,007	0,417	16705,646	295,995
<b>80</b>	0,985	5,579	0,008	0,437	17507,693	317,315
<b>90</b>	1	5,6	0,008	0,444	17777,778	324,641
<b>100</b>	0,985	5,579	0,008	0,438	17507,693	317,315
<b>110</b>	0,939	5,515	0,007	0,417	16705,646	295,995
<b>120</b>	0,866	5,41	0,006	0,385	15396,007	262,583
<b>130</b>	0,766	5,264	0,006	0,34	13618,568	220,014
<b>140</b>	0,643	5,078	0,005	0,285	11427,335	171,937

<b>150</b>	0,5	4,854	0,004	0,222	8888,889	122,32
<b>160</b>	0,342	4,593	0,003	0,152	6080,358	75,027
<b>170</b>	0,174	4,297	0,001	0,077	3087,078	33,412
<b>180</b>	1,2E-16	3,969	9,8E-19	5,44E-17	2,18E-12	2,02E-14
<b>190</b>	-0,173	3,612	-0,001	-0,077	-3087,078	-23,765
<b>200</b>	-0,342	3,229	-0,002	-0,152	-6080,358	-37,594
<b>210</b>	-0,5	2,821	-0,004	-0,222	-8888,889	-42,32
<b>220</b>	-0,643	2,394	-0,005	-0,285	-11427,335	-39,721
<b>230</b>	-0,766	1,952	-0,006	-0,340	-13618,568	-32,23
<b>240</b>	-0,866	1,5	-0,007	-0,385	-15396,007	-22,583
<b>250</b>	-0,939	1,049	-0,007	-0,417	-16705,646	-13,428
<b>260</b>	-0,985	0,630	-0,008	-0,437	-17507,693	-6,964
<b>270</b>	-1	0,4	-0,008	-0,444	-17777,778	-4,641
<b>280</b>	-0,985	0,630	-0,0078	-0,437	-17507,693	-6,964
<b>290</b>	-0,939	1,049	-0,0075	-0,418	-16705,646	-13,428
<b>300</b>	-0,866	1,5	-0,007	-0,385	-15396,007	-22,583
<b>310</b>	-0,766	1,952	-0,006	-0,34	-13618,568	-32,23
<b>320</b>	-0,643	2,394	-0,005	-0,286	-11427,335	-39,721
<b>330</b>	-0,5	2,821	-0,004	-0,222	-8888,889	-42,32
<b>340</b>	-0,342	3,229	-0,003	-0,152	-6080,358	-37,594
<b>350</b>	-0,174	3,613	-0,001	-0,077	-3087,078	-23,765
<b>360</b>	-2,45E-16	3,969	-1,92E-18	-1,09E-16	-4,35E-12	-4,03E-14

Fuente: Autores.

Figura 18. Torque vs desplazamiento de la excéntrica.



Fuente: Autores.

La figura 18 muestra el comportamiento del torque con relación al desplazamiento de la excéntrica, teniendo valores máximos y mínimos de 324,64 Kg cm.

Para hallar la aceleración necesitamos, el tiempo (t) se calcula a partir del número de vueltas que realiza la excéntrica, con una regla de tres establecemos que en 1 minuto el mecanismo da 150 rpm, como resultado se tiene 0,006 minutos en una revolución (una vuelta).

El tiempo (t) de acción se divide para dos, siendo que el trabajo del amortiguador en compresión y tracción cumple en un ciclo de trabajo, con la ecuación (19), obtenemos la aceleración.

Con valores de:

$$t = 0,003 \text{ min} = 0,018 \text{ s (Tiempo)}$$

$$v_{ty} = 0,008 \text{ m/s máximo y } 0 \text{ m/s mínimo (Velocidad tangencial Y)}$$

$$a = \frac{0,008 \frac{m}{s}}{0,018 \text{ s}}$$

$$a = 0,44 \text{ m/s}^2 \text{ (Aceleración máxima)}$$

### 3.2 Cálculo de la Fuerza del Amortiguador.

Para calcular la fuerza del amortiguador necesitamos de la masa que va a soportar el mismo y de la aceleración, con la ecuación (3) obtenemos la fuerza que soporta un amortiguador en un vehículo.

Con valores de:

$$m = 400 \text{ Kg (Masa que soporta un solo lado de la suspensión).}$$

$$a = 0,44 \frac{m}{s^2} \text{ (Aceleración máxima).}$$

$$F_a = 400 \text{ kg} \times 0,44 \text{ m/s}^2$$

$$F_a = 177 \text{ N} = 17777 \text{ Kg.cm/s}^2$$

Para obtener el torque despejamos de la ecuación (14).

Con valores de:

$N = Fa = 17777 \text{ Kg.cm/s}^2$  (Fuerza del amortiguador)

$\mu_2 = 0,0015$  (Coeficiente de rozamiento del rodamiento ver Anexo F.)

$d = 5,6 \text{ cm}$  (desplazamiento máximo de la excéntrica)

$R = 2,5 \text{ cm}$  (radio de la excéntrica)

$$T = \frac{17777 * 0,0015 * (5,6)^2}{2,5 + 3 * 1}$$

$$T = 324,64 \text{ kg cm}$$

### 3.3 Selección de Piñón-Cadena.

Para el cálculo del número de dientes de la catalina y del piñón, con la potencia calculada y las revoluciones despejamos la velocidad de la catalina  $w_2$  utilizando la ecuación (23) y (24) se obtiene:

$$w_2 = \frac{150 \text{ rpm}}{0,3}$$

$$w_2 = 500 \text{ rpm}$$

$$N_1 = 48 \text{ dientes.} \quad N_2 = 48 * \frac{150}{500} = 14.4 \text{ dientes.}$$

$$N_1 = 49 \text{ dientes.} \quad N_2 = 49 * \frac{150}{500} = 14.7 \text{ dientes.}$$

$$N_1 = 50 \text{ dientes.} \quad N_2 = 50 * \frac{150}{500} = 15 \text{ dientes.}$$

El número de dientes adecuado para el banco de pruebas es de  $N_1 = 50$  y  $N_2 = 15$  con esta combinación se obtiene una relación de multiplicación de 1:3 con valores enteros, este tipo de piñón y catalina se obtiene en el mercado local; este sistema de transmisión es utilizado en motos.

Los diámetros de los piñones y las catalinas se pueden calcular a partir de la ecuación (25) obteniendo:

$$d_2 = \frac{1,27 \text{ cm}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{15 \text{ dientes}}\right)} = \mathbf{6,10 \text{ cm}}$$

$$d_1 = \frac{1,27}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{50 \text{ dientes}}\right)} = \mathbf{20,22 \text{ cm}}$$

La velocidad lineal de la cadena se determina con la ecuación (26), utilizando el diámetro del piñón y la velocidad de giro del mismo:

$$v_c = \left(\frac{6,10 \text{ cm}}{2}\right) 180,12 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = \mathbf{549,36 \text{ cm/s}}$$

La distancia entre centros sugerida para la transmisión por cadena se determina de la ecuación (27):

$$30(1,27 \text{ cm}) < C < 50(1,27 \text{ cm})$$

$$38,1 \text{ cm} < C < 63,5 \text{ cm}$$

Para el cálculo elegimos un valor en ese rango de  $C = 56$  in y sustituyendo en la ecuación (28).

$$L = \frac{2(56 \text{ cm})}{1,27 \text{ cm}} + \frac{(50 + 15)}{2} + \left\{ \frac{1,27 \text{ cm}(50 - 15)^2}{4\pi^2(56 \text{ cm})} \right\}$$

$$\mathbf{L = 121,2 \text{ eslabones}}$$

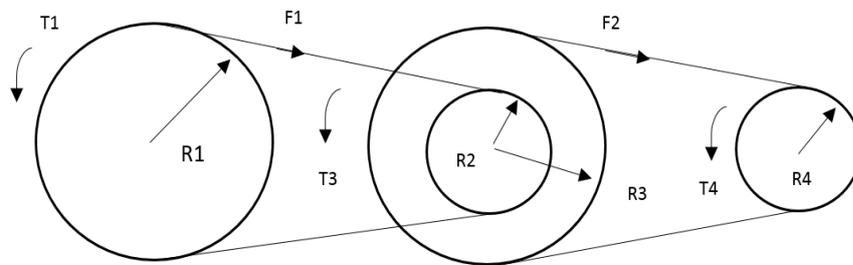
Para la selección de la cadena se elige un número par de eslabones en este caso será 122, y la distancia entre centros se obtiene reemplazando los valores calculados anteriormente en la ecuación (29):

$$C = \frac{1,27 \text{ cm}}{4} \left[ 122 - \frac{(50 + 15)}{2} + \sqrt{\left\{ \left( 122 - \frac{(50 + 15)}{2} \right)^2 - \frac{8(50 - 15)^2}{4\pi^2} \right\}} \right]$$

$$\mathbf{C = 56,38 \text{ cm}}$$

**3.3.1 Análisis de las fuerzas en la cadena.** El cálculo de las fuerzas, y las reacciones que se producen en la transmisión, se obtiene despejando la fuerza y reemplazando el torque y los radios de los piñones y catalinas calculados anteriormente en la ecuación (30), siendo que el torque transmitido en cada uno de los ejes el mismo.

Figura 19. Gráfico de fuerzas de la transmisión.



Fuente: Autores.

En el primer eje que soporta las cargas de la excéntrica, de ese dato tenemos:

$$T_1 = T_e$$

$$F_1 = \frac{T_1}{r_1}$$

$$F_1 = \frac{324,64 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}}{10,11 \text{ cm}}$$

$$F_1 = 32,11 \text{ Kgf}$$

Para calcular el torque que se produce en el segundo eje lo calculamos con la ecuación (30), tomando en cuenta que la fuerza transmitida por la cadena es la misma  $F_1 = 32,11 \text{ Kgf}$ .

$$T_2 = 32,11 \text{ Kgf} (3,05 \text{ cm})$$

$$T_2 = 97,93 \text{ Kgf}$$

Con el torque  $T_2 = 97,93 \text{ Kgf}$  calculado se obtiene la fuerza que se produce en la segunda cadena, con la ecuación (30), teniendo en cuenta que  $T_2 = T_3$ :

$$F_2 = \frac{97,93 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}}{10,11 \text{ cm}}$$

$$F_2 = 9,686 \text{ Kgf}$$

La fuerza  $F_2$  se transmite con la cadena hacia el piñón del motor, este dato nos ayuda a calcular el torque que se necesita para mover el sistema con la ecuación (30):

$$T_4 = 9,686 \text{ Kgf} (3,05 \text{ cm})$$

$$T_4 = 29,54 \text{ Kgf cm}$$

### 3.4 Cálculo de la Potencia.

Con la ecuación (20) obtenemos la potencia necesaria para ejecutar el trabajo.

Con los valores de:

$$T = 324,64 \text{ kg cm} \text{ (Torque).}$$

$$n = 150 \text{ rpm} \text{ (Número de revoluciones necesarias).}$$

$$P = \frac{322,21 \text{ N} \cdot \text{m}(150 \text{ rpm})}{72000}$$

$$P = 0,67 \text{ HP} \approx 1 \text{ HP}$$

Con el torque calculado  $T_4$  se calcula la potencia final, tomando en cuenta que el rendimiento mecánico por la cadena  $\eta$  encontramos en el anexo G.

Las revoluciones que deberá realizar el motor eléctrico, se calcula con la ecuación (23):

$$i_1 = \frac{150}{0,3} = 500 \text{ rpm}$$

$$i_2 = \frac{500}{0,3} = 1666,67 \text{ rpm}$$

Remplazando  $i_1$ ,  $i_2$  y  $T_4$  en la ecuación (20) se obtiene:

$$P_i = \frac{29,54 \text{ Kgf} (1666,67 \text{ rpm})}{72000} = 0,68 \text{ HP}$$

Para la potencia final reemplazamos en la ecuación (20) con el valor de  $n$  que es el coeficiente, tomando un rendimiento por la cadena de  $\eta = 0,92$ .

$$P_f = \frac{0,68 \text{ HP}}{0,92} = 0,74 \text{ HP}$$

Tomando en cuenta que esta es la potencia para poder vencer las cargas del banco y del amortiguador tenemos que escoger un motor que sea capaz de generar una potencia mayor para evitar que los mecanismos del banco funcionen correctamente y que el motor eléctrico no se esfuerce al máximo. También se debe tomar en cuenta que se pueden acoplar distintos sistemas de generación de movimiento en el banco de pruebas, escogiendo así un rendimiento del  $\eta = 0,25$ .

$$P_f = \frac{0,68 \text{ HP}}{0,25} = 2,72 \text{ HP} \approx 3 \text{ HP}$$

Con este parámetro podemos escoger un motor eléctrico capaz de resistir todos los esfuerzos que se generan en la máquina.

### 3.5 Diseño de eje.

Para seleccionar los ejes se debe trabajar con la potencia y el torque de funcionamiento estos datos servirán para el cálculo del eje y su factor de seguridad, con la fórmula del equivalente de Von Mises.

Con las ecuaciones (32) y (33) reemplazamos en (31) calculamos el diámetro del eje.

Con el valor de:

$$M_\tau = 234,64 \text{ N} \text{ (Momento torsor máximo del eje).}$$

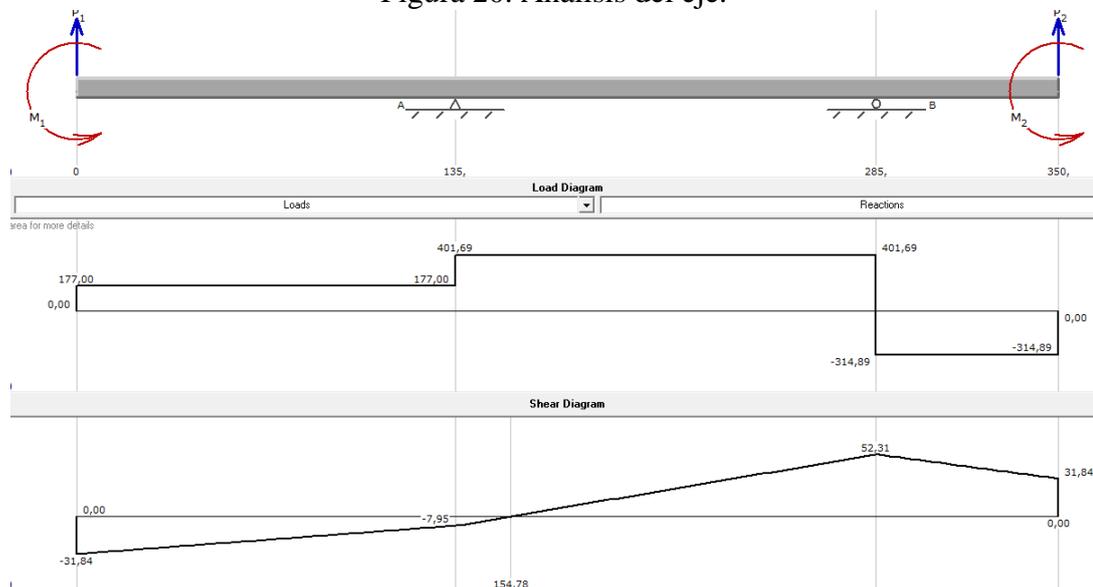
$$\tau_{adm} = 276 * 10^6 \text{ Esfuerzo admisible.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * 234,64}{\pi * (276 * 10^6)}}$$

$$d = 1,7 \text{ cm}$$

El diámetro del eje es de 1,7 cm, eje no comercial, nos conviene seleccionar un eje de diámetro de 25,4 mm (1 plg), por mayor seguridad, la figura 20 muestra las reacciones del eje y los momentos, Mdsolid permite tener estos datos de manera fácil y rápida, los cuales ayudaran para el análisis a fatiga del eje.

Figura 20. Análisis del eje.



Fuente: Autores.

Para el diseño del eje se seleccionó un acero transmisión AISIS 1035, las propiedades del acero como el esfuerzo a fluencia, el esfuerzo de tracción y la elongación se encuentran en el anexo A.

De las ecuaciones (34), (35) y (36) determinamos el esfuerzo equivalente de Von Mises con el diámetro comercial mencionado anteriormente:

Con los valores de:

$$M = 52310 \text{ Nm (Momento flector).}$$

$$d = 0,254 \text{ m (Diámetro del eje).}$$

$$T = 234,64 \text{ Nm momento torsor.}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{32(52310) \text{ Nm}}{\pi(0,254\text{m})^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16(234,64) \text{ Nm}}{\pi(0,254\text{m})^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 32,40 * e6 \text{ N}$$

Para el factor de seguridad del eje se obtiene con la ecuación (35):

Con los valores de:

$s_y = 250 \text{ Mpa}$  (Esfuerzo a fluencia)

$\sigma_{eq} = 32,40 * e6 \text{ N}$  (Equivalente de Von Mises).

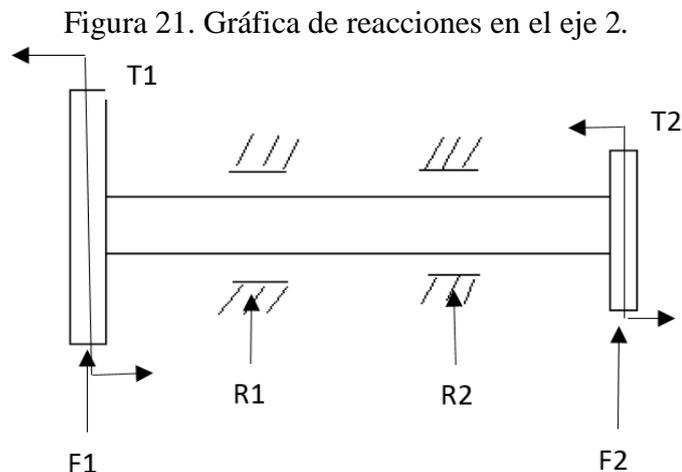
$$F_s = \frac{250 \text{ MPa}}{32,40 * E6 \text{ N}}$$

$$F_s = 7,7 \approx 8$$

Con el valor de 8 para el factor de seguridad se puede decir que el eje es óptimo para el trabajo realizado en el banco de pruebas.

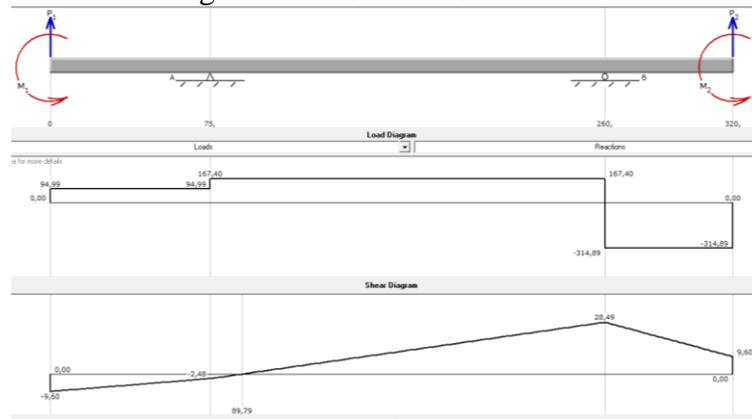
### 3.6 Diseño y selección de chumaceras.

Para seleccionar las chumaceras se escoge la reacción mayor que va a soportar el eje, haciendo la comparación de la fuerza del catálogo y la calculada.



Fuente: Autores.

Figura 22. Cálculo de reacciones.



Fuente: Autores.

La reacción máxima de este eje es  $R = 314,84 \text{ N}$ , se impuso 10 años de vida de la máquina, este tiempo sirve para seleccionar los factores del esfuerzo dinámico, de acuerdo a las horas de servicio y rpm.

Para el análisis dinámico del sistema, los datos para la selección encontramos en tablas del Anexo F, tales como el factor del esfuerzo dinámico ( $f_l$ ) y el factor de rpm ( $f_n$ ).

$$f_l = 4,45$$

$$f_n = 0,393$$

Para calcular la carga que soportará la chumacera reemplazamos los datos en la ecuación (36).

Con el valor de:

$$R = F_r = 314,84 \text{ N} = 32,09 \text{ Kgf} \text{ (Reacción máxima eje 2)}$$

$$P = F_r$$

$$P = 32,09 \text{ Kgf}$$

Otro parámetro necesario para la selección de las chumaceras según al trabajo que realizaran es la carga equivalente, tomando en cuenta el factor de las horas de servicio y el factor de la velocidad de giro, la cual se calcula con la ecuación (37).

Con el valor de:

$$f_l = 4,45 \text{ (Factor de hora de servicio)}$$

$$f_n = 0,393 \text{ (Factor de velocidad de giro)}$$

$$C_{cal} = \frac{4,45}{0,393} (32,09 \text{ Kgf})$$

$$C_{cal} = 363,36 \text{ Kgf}$$

En el anexo F encontramos un valor de la carga equivalente de 2283Kgf, con la ecuación (38) comparamos el valor calculado y el valor del catálogo, verificamos si la chumacera es apta para el trabajo.

$$363,36 \text{ Kgf} \leq 2283 \text{ Kgf}$$

Con este dato decimos que la chumacera que se escogió es la correcta para la máquina.

Para tener una mejor selección de las chumaceras hacemos un análisis estático de las cargas que soporta, con la ecuación (39). Para la constante de exigencias del rodamiento al trabajo escogeremos del anexo F.

Con el valor de:

$$F_s = 1,5 \text{ (Constante de exigencia del rodamiento).}$$

$$R = F_r = 314,84 \text{ N} = 32,09 \text{ Kgf} \text{ (Reacción máxima eje 2)}$$

$$C_{ocal} = 1,5(32,09 \text{ Kgf})$$

$$C_{ocal} = 48,135 \text{ Kgf}$$

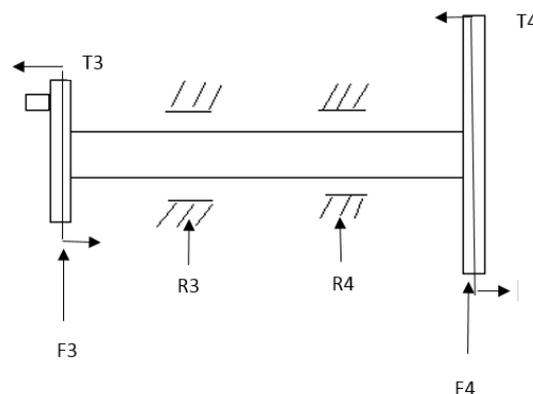
Al igual que hicimos en el análisis dinámico verificamos si nuestra chumacera resiste el trabajo, del anexo F escogemos un valor de la carga equivalente y comparamos.

$$48,135 \text{ Kgf} \leq 1163,2 \text{ Kgf}$$

Con estos valores decimos que la chumacera escogida es correcta y que soportara las cargas. Siendo el rodamiento escogido el 6305 FAG, las mismas características tiene el rodamiento UC 203 – 100 DI de la marca NSK valido para soportar las cargas de la transmisión del banco de pruebas.

Para calcular las reacciones en el eje 1 debemos tomar en consideración las cargas producidas por la excéntrica y por el sistema de transmisión, produciéndose unas reacciones mucho mayores a las que soporta el eje 2. En la figura 23 se muestra un diagrama donde se observan las cargas que soporta el eje.

Figura 23. Gráfica de reacciones del eje 1.



Fuente: Autores.

Para el análisis dinámico del sistema, los datos encontramos en las tablas del anexo F, como el factor del esfuerzo dinámico y el factor de velocidad de giro.

$$f_l = 4,45$$

$$f_n = 0,637$$

La ecuación (36) donde el factor constante de rodamiento X es igual a uno y la fuerza axial es cero ya que en el eje no existe esta fuerza.

Con el valor de:

$$R = F_r = 401,69 \text{ N} = 40,94 \text{ Kgf} \text{ (Reacción máxima eje 1).}$$

$$P = F_r$$

$$P = 40,95 \text{ Kgf}$$

La carga equivalente que soporta el rodamiento de la chumacera se calcula con la ecuación (37).

Con el valor de:

$$f_l = 4,45 \text{ (Factor de hora de servicio)}$$

$$f_n = 0,637 \text{ (Factor de velocidad de giro)}$$

$$C_{cal} = \frac{4,45}{0,637} (40,95 \text{ Kgf})$$

$$C_{cal} = 286,07 \text{ Kgf}$$

En el anexo F encontramos un valor de la carga equivalente de 3669,72 Kgf, con la ecuación (38), determinamos la carga equivalente teórica y comparamos el valor calculado con el valor del catálogo, verificando si la chumacera es apta para el trabajo que realizará la transmisión.

$$286,07 \text{ Kgf} \leq 3670 \text{ Kgf}$$

Con este resultado decimos que la chumacera que se escogió es la correcta para la máquina.

Con la ecuación (39) conocemos  $C_{ocal}$ .

$$F_s = 1,5 \text{ (Constante de exigencia del rodamiento).}$$

$$R = F_r = 401,69 \text{ N} = 40,95 \text{ kgf (Reacción máxima eje 2)}$$

$$C_{ocal} = 1,5(40,95 \text{ Kgf})$$

$$C_{ocal} = 61,425 \text{ Kgf}$$

Al igual que hicimos anteriormente verificamos si nuestra chumacera resiste el trabajo.

$$61,425 \text{ Kg} \leq 1163,2 \text{ Kg}$$

Con estos valores decimos que la chumacera escogida es correcta. Siendo el rodamiento escogido el 6405 FAG, que reúne todas las características para soportar las cargas y la fuerza que genera el amortiguador.

### 3.7 Dimensionamiento y ensamble de cada elemento en solidworks.

Solidworks es un software que nos permite dibujar croquis, partes, piezas automotrices, los mismos que se pueden analizar, este tipo de programa es usado por miles de compañías a nivel nacional por la facilidad de utilización con relación a otros programas similares a este.

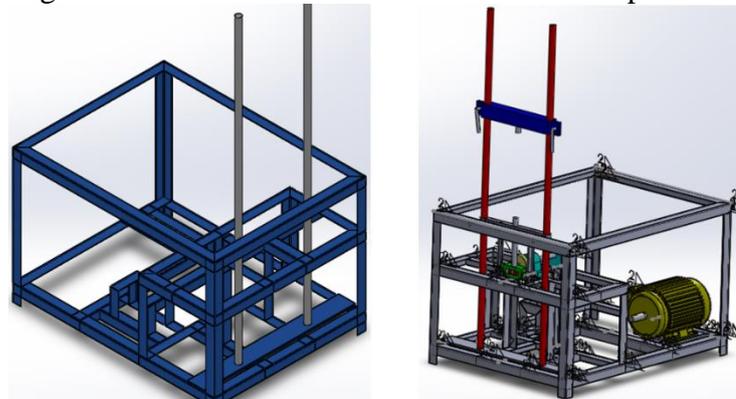
### 3.8 Elaboración del banco de pruebas.

El conjunto de unión de todos los implementos ya discutidos anteriormente que fueron explicando de una forma detalla, en sí el banco de pruebas está dividido en tres partes las cuales son:

- La estructura principal.
- El mecanismo de trabajo.
- Soportes para el amortiguador.

El ensamble de todos los sistemas se lo realiza en solidworks, la estructura principal quedará de la siguiente manera ver figura 24.

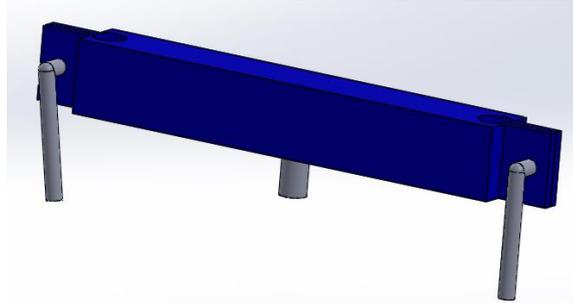
Figura 24. Diseño de la estructura del banco de pruebas.



Fuente: Autores.

La sujeción de los amortiguadores va ser por medio de acoples que se van a colocar en la parte superior e inferior siendo piezas auxiliares y de apoyo, siendo estas distintas para cada tipo de amortiguador que se vaya a analizar, el soporte superior va a deslizarse por dos ejes que sirven como guía para su desplazamiento, facilitando la ubicación y extracción de los amortiguadores, de esta manera se podrá montar y desmontar los amortiguadores sin ningún inconveniente.

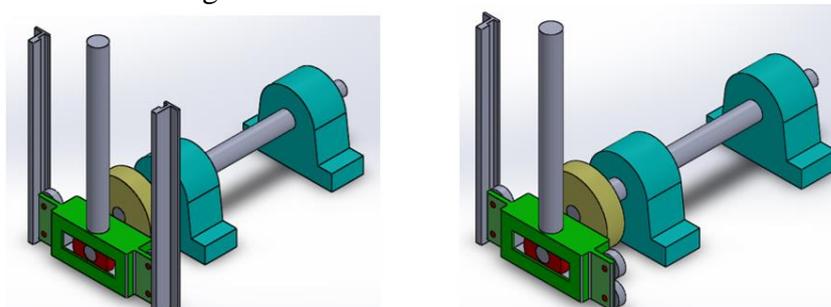
Figura 25. Diseño del soporte superior del banco



Fuente: Autores.

**3.8.1 Mecanismo biela – manivela.** La transición de movimiento circular a lineal se lo realiza por medio de un mecanismo, conformado por un eje principal llamado conductor, dos chumaceras, una masa y un eje pequeño denominado conducido, la excéntrica va estar junto a un rodamiento que se desliza dentro de un cajetín, que se va a desplazar en un movimiento ascendente y descendente por unos rieles que está en la parque lateral, transformando el movimiento.

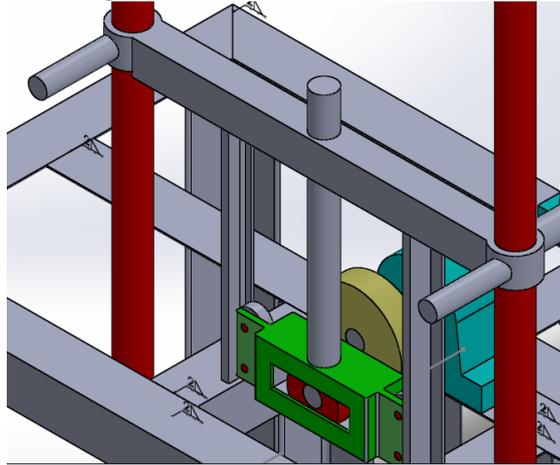
Figura 26. Mecanismo biela manivela.



Fuente: Autores.

Los ejes guías están sujetos en su parte inferior por una plancha de acero y en su parte central por un bocín que va sujeto a la estructura sosteniendo el peso de los ejes ayudando que la estructura sea más rígida y absorba las vibraciones al momento de que se realicen las pruebas, esto se puede apreciar en la figura 27.

Figura 27. Guías del mecanismo.



Fuente: Autores.

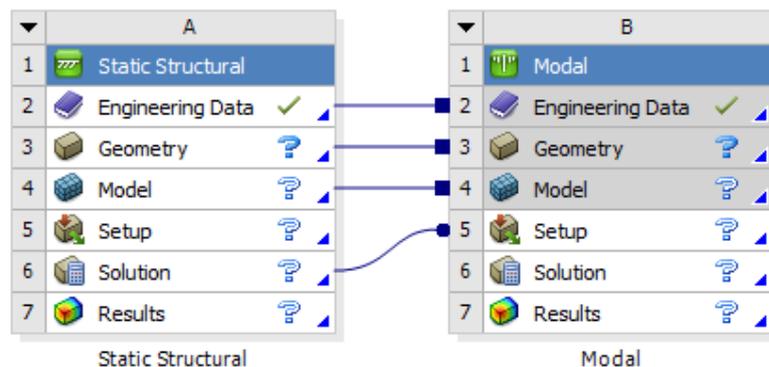
### 3.9 Análisis de la estructura en ansys.

El análisis estructural se lo realiza en un programa de simulación muy útil dentro de la ingeniería que predice como funcionara y reaccionara determinado elemento bajo un entorno real, el software a utilizar es ansys el mismo que es compatible con otros programas como autocad, solidworks, en donde se obtendrá resultados tales como coeficiente de seguridad, deformación total, equivalente de Von-Mises, con las cargas localizadas, atreves de la plataforma de workbench y modal se podrá importar la estructura que fue desarrollada en solidworks, permitiendo su análisis mediante un mallado con conexiones entre puntos.

Para desarrollar el análisis se procede a realizar los siguientes pasos:

- Asignar las características y propiedades de los materiales en Engineering Data.

Figura 28. Static Structural en ANSYS.



Fuente: Autores.

Tabla 3. Propiedades de los materiales.

Acero ASTM A36		Acero AISI 1035	
Propiedad	Valor	Propiedad	Valor
Densidad	7850 $Kg/m^3$	Densidad	7850 $Kg/m^3$
Módulo de elasticidad	29000 ksi	Módulo de elasticidad	190 -210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,26	Coefficiente de Poisson	0,27-0,30
Límite de fluencia	(250-280) Mpa	Límite de fluencia	378 Mpa
Resistencia ultima a la tracción	(400-550) Mpa	Resistencia ultima a la tracción	586 Mpa

Fuente: Autores.

- Definir para cada uno de los materiales sus valores predeterminados en physical Properties encontrar density y determinar la cantidad.

Figura 29. Densidad del acero ASTM A36.

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>

Fuente: Autores.

- Dentro de Linear Elastic, seleccionar Isotropic Elasticity y designamos los valores de cada uno de los materiales que se utilizará en la construcción del banco de pruebas.

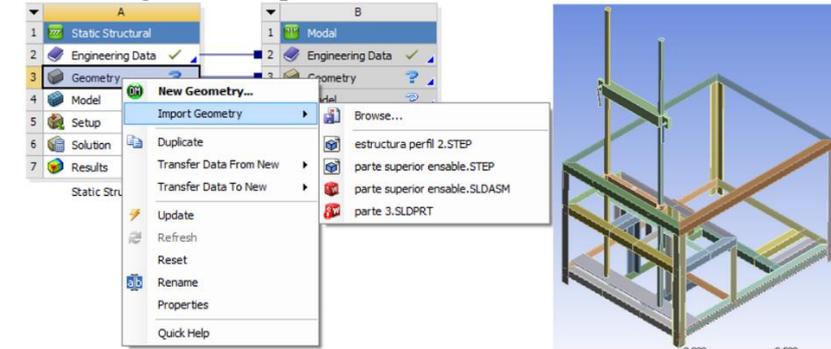
Figura 30. Datos en Isotropic Elasticity A36.

Properties of Outline Row 4: ACERO ASTM A36			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulu...	
5	Young's Modulus	1,9995E+11	Pa
6	Poisson's Ratio	0,26	
7	Bulk Modulus	1,3885E+11	Pa
8	Shear Modulus	7,9344E+10	Pa

Fuente: Autores.

- Una vez definido los materiales a utilizar se procede a asignar a cada elemento del banco de pruebas de amortiguadores.

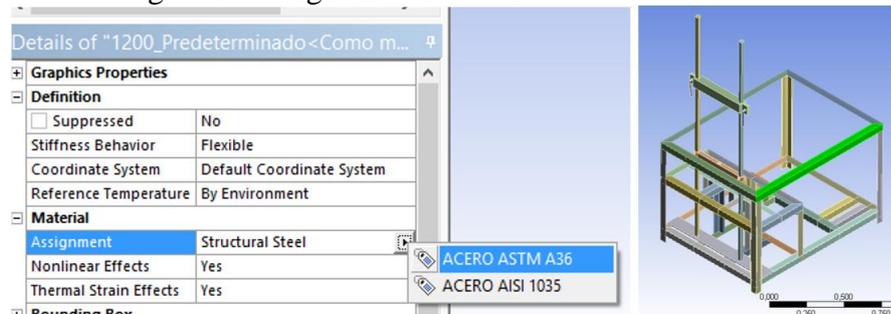
Figura 31. Importación de la Estructura a ANSYS.



Fuente: Autores.

- En geometry asignar el tipo de material a utilizarse para cada elemento A36 para el perfil angular y para los ejes Acero de transmisión 1035.

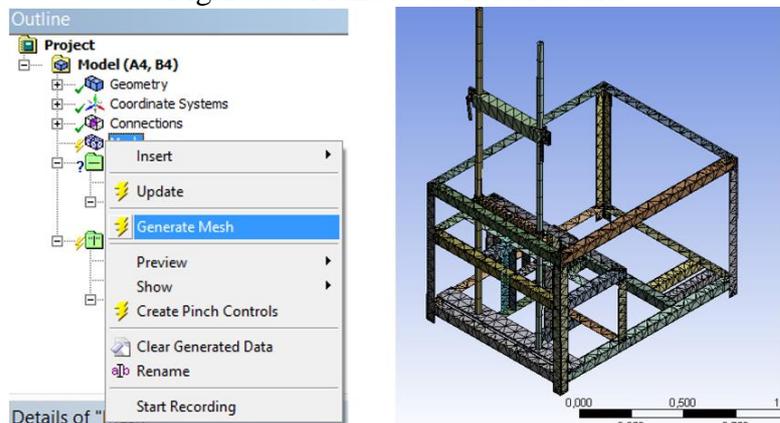
Figura 32. Asignación del material a cada elemento.



Fuente: Autores.

El mallado del sistema consiste en discretizar o dividir los objetos modelados en pequeños elementos denominados “elementos finitos”, en cada uno se realiza los cálculos y la resolución de las ecuaciones que permitirán luego obtener los resultados finales del sistema.

Figura 33. Mallado de la estructura.

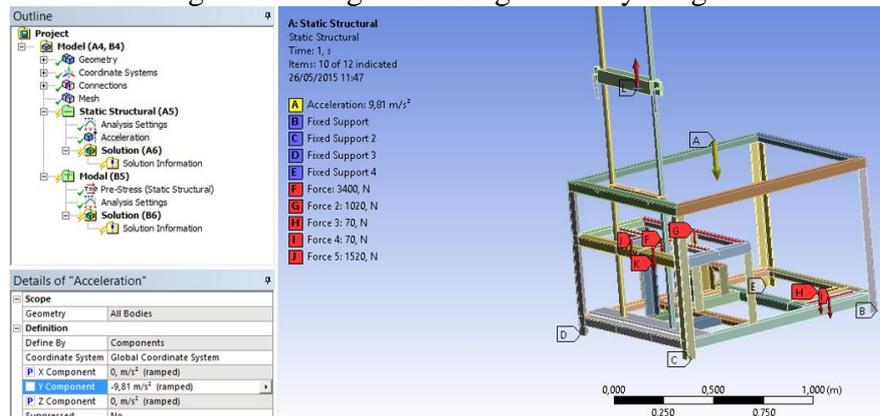


Fuente: Autores.

Determinamos las cargas y los puntos fijos de la estructura.

- Carga ejercida por la masa = 3924 N
- Carga total ejercida sobre parte del amortiguador = 1777 N
- Reacciones ejercidas en las chumaceras Ra= 1765 N, Rb= 3400 N
- Carga producida por el motor= 146,2 N
- Peso gravitacional = 9,81 m/s<sup>2</sup>

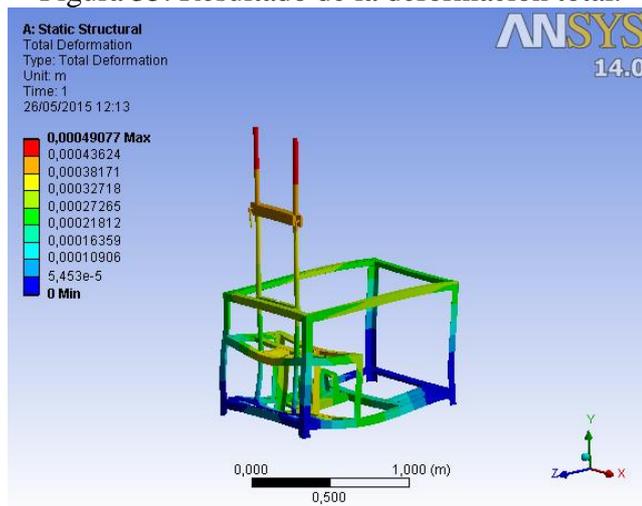
Figura 34. Asignación de gravedad y Cargas.



Fuente: Autores.

Los esfuerzos en la estructura obtenidos son los siguientes:

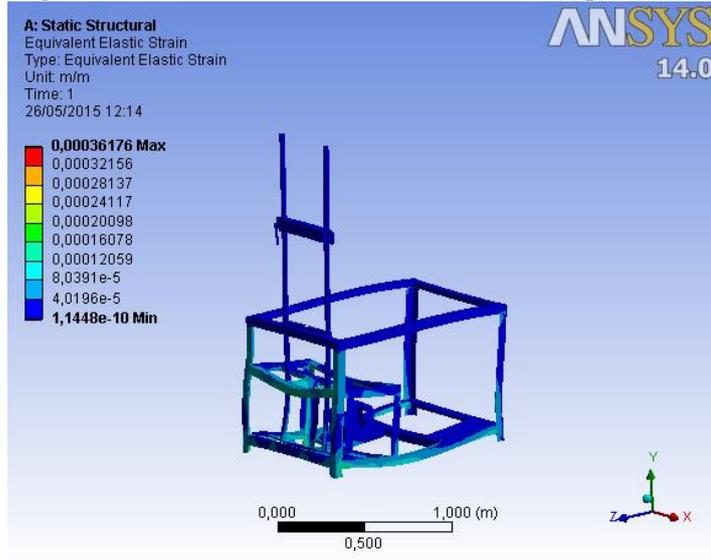
Figura 35. Resultado de la deformación total.



Fuente: Autores.

En la figura 35 se demuestra que la total deformación en el punto máximo es de 5 mm aproximadamente, en la parte superior de los ejes guías del soporte superior.

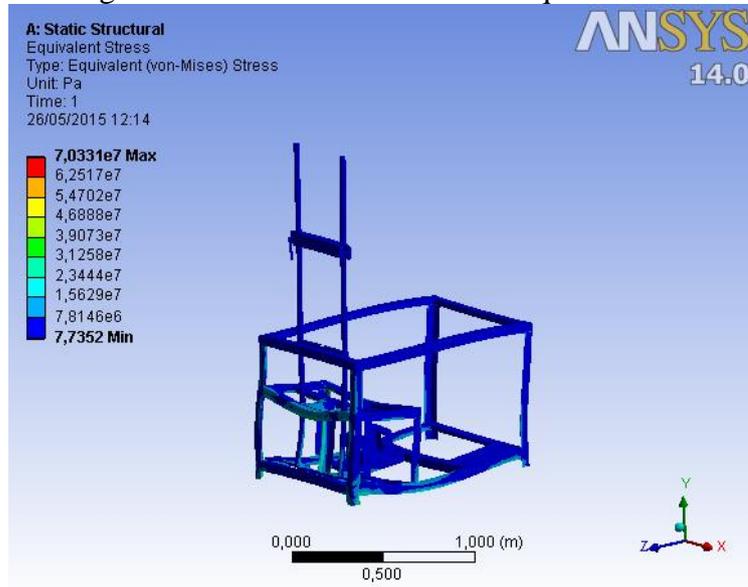
Figura 36. Resultado de la tensión elástica equivalente.



Fuente: Autores.

La figura 36 muestra el resultado de la tensión elástica muestra la capacidad que tiene la estructura para estirarse, sin sufrir rotura, el valor máximo es de 3 mm una distancia mínima apreciable sin ningún tipo de riesgo.

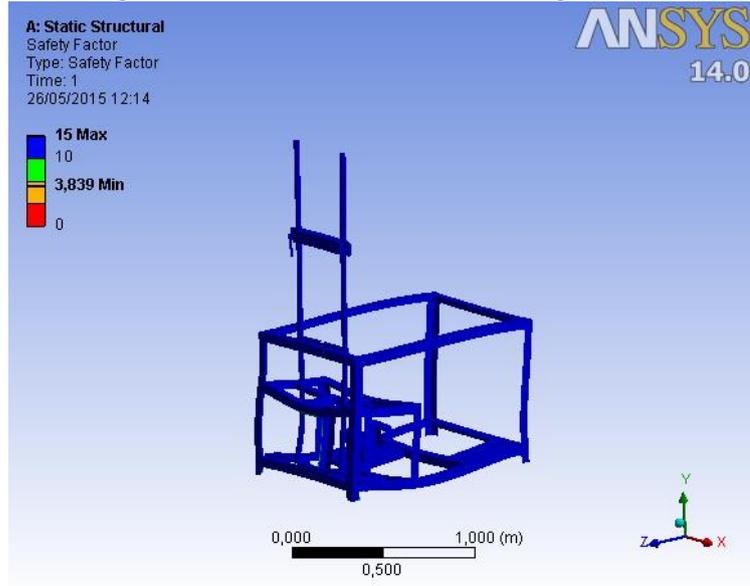
Figura 37. Resultado de la tensión equivalente.



Fuente: Autores.

La tensión equivalente de Von- Mises muestra la energía de distorsión, la magnitud de falla no es alta en la estructura siendo estable y como se observa donde mayor va ser la distorsión es en la parte actuante del mecanismo, propia por la cantidad de fuerza que actúa sobre ella.

Figura 38. Resultado del factor de seguridad.

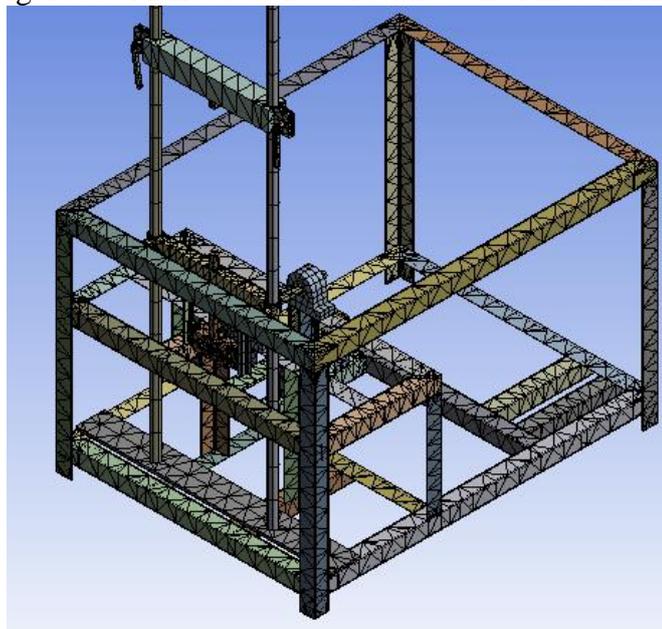


Fuente: Autores.

En la figura 38 se puede observar el factor de seguridad es 3,84 el cual indica que es un valor aceptable y podrá resistir a los esfuerzos que se vaya a aplicar.

La figura 39 muestra el mallado total de la estructura con el mecanismo que va a generar el movimiento y sus cargas localizadas.

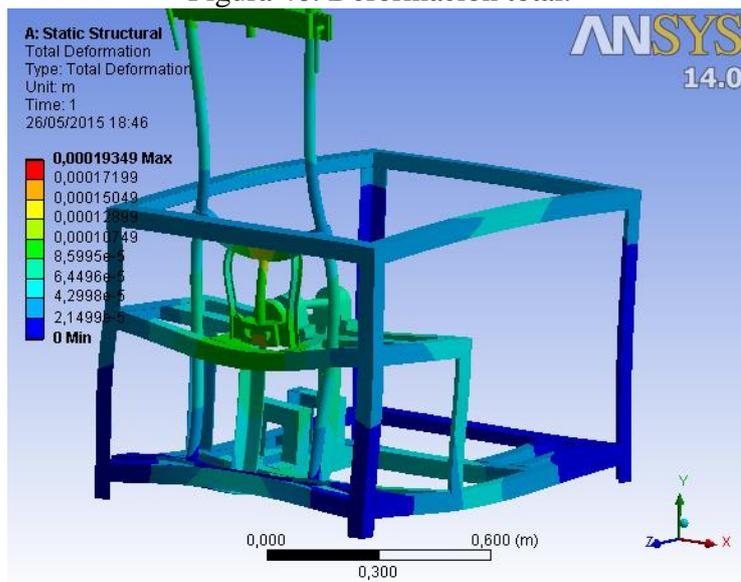
Figura 39. Mallado de la estructura con el mecanismo.



Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos con el mecanismo completo son los siguientes:

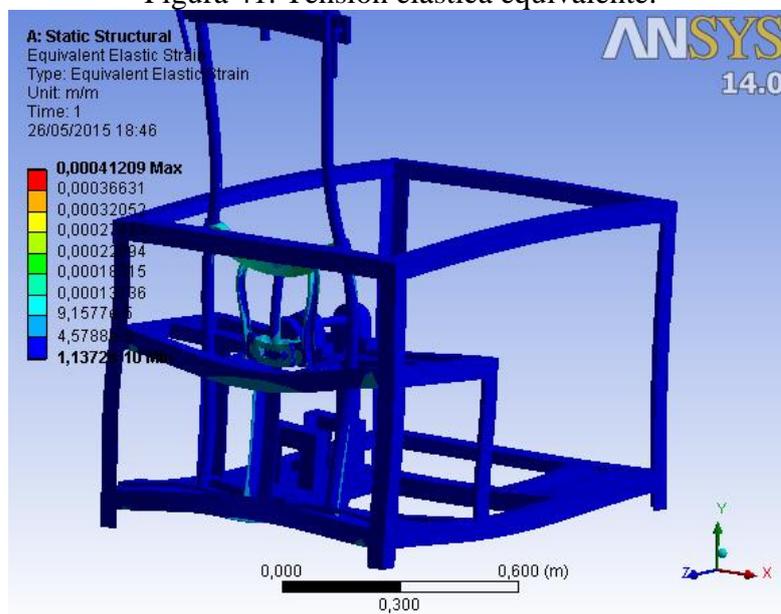
Figura 40. Deformación total.



Fuente: Autores.

Con el mecanismo incorporado en la estructura podemos observar que la deformación máxima decrece en la figura 40 con relación al análisis anterior de solo la estructura a un valor de 1 mm.

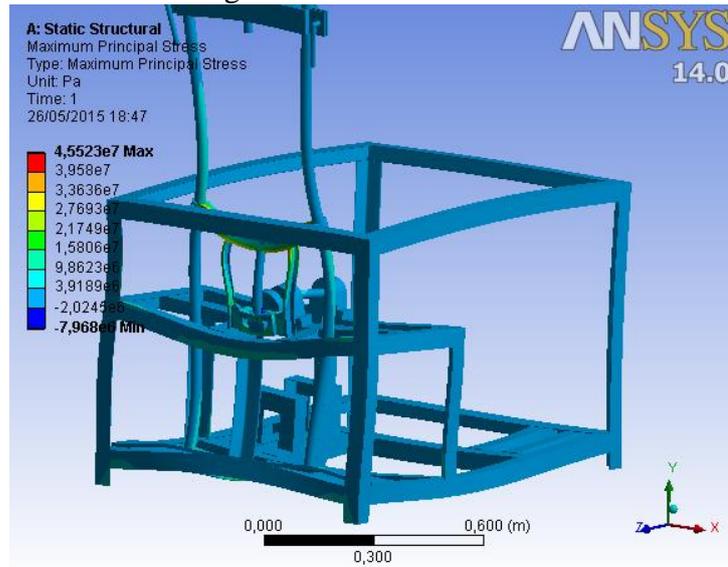
Figura 41. Tensión elástica equivalente.



Fuente: Autores.

En la figura 41 muestra la tensión equivalente máxima se acerca a un valor de 4 mm considerable dentro del sistema ya que no muestra puntos rojos dentro de la estructura y en la parte del movimiento del mecanismo un valor de 1 mm.

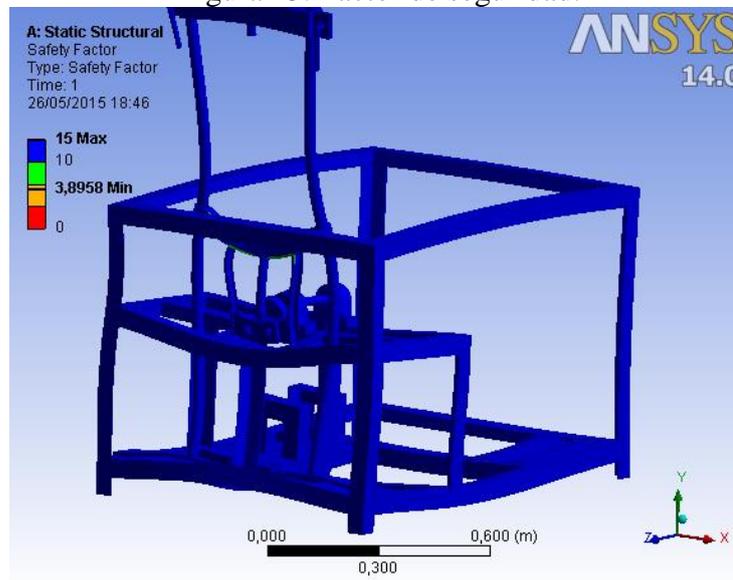
Figura 42. Tensión Elástica



Fuente: Autores.

La figura 42 detalla el esfuerzo máximo de fatiga muestra un ligero pandeo dentro de la parte guía del mecanismo como también en los ejes guías del soporte de los amortiguadores.

Figura 43. Factor de seguridad.



Fuente: Autores.

En la figura 43 se puede observar el factor de seguridad a sí mismo como en la estructura nos muestra el análisis un valor aceptable de 3,89 más alto al anterior, como podemos ver la estructura se encuentra en un tono de color azul que muestra que la mayor parte está dentro del rango de 10 a 15.

## CAPITULO IV

### 4. ELABORACIÓN DEL SOFTWARE.

#### 4.1 Introducción.

Este capítulo detallara las gráficas de funcionamiento del amortiguador para esto se utiliza LabVIEW, este tipo de software interactúa mediante dispositivos de control como son los sensores y tarjeta de datos como (Arduino mega) de esta manera se observa cómo trabaja el amortiguador en cada una de sus fases de trabajo como son las etapas de extensión y compresión.

Para poder desarrollar un sistema de control se necesita de dos partes primordiales como es hardware y software, permiten obtener resultados de lo que se quiere medir, calcular, ya sea un fenómeno físico, electrónico como voltaje, corriente, temperatura, presión, sonido, estos resultados se verán plasmados en una PC.

Hardware es la parte palpable, estos son los elementos o componentes que se utilizan para diagnosticar, como el sensor de distancia, célula de carga, tarjeta Arduino y un dispositivo que permita la comunicación con el computador para transmitir las señales.

El Software, es la parte intangible, interpreta los datos y muestra los resultados en la pantalla para esto se utiliza LabVIEW con la ayuda de bloques, fórmulas, toma de datos servirá para poder visualizar el estado de funcionamiento del amortiguador.

#### 4.2 Configuración de las funciones a cumplir.

La configuración de funciones es la unión de varios elementos con el fin de construir un sistema que sea capaz de analizar el estado actual del amortiguador, para aprovechar el análisis se interpreta por medio de curvas características propias del amortiguador desarrolladas en un sistema de coordenadas.

El sistema va estar compuesto de sensores, que van a medir constantemente el comportamiento del amortiguador en las fases de extensión y compresión, este tipo de

gráfica va a variar en los diferentes tipos a analizar por el estado propio de cada uno para eso se desarrollara un test donde constara de información proporcionada por el dueño del amortiguador y con el trabajo que desarrollará el banco de pruebas complementara el análisis del amortiguador.

#### 4.2.1 *Detalle de instrumentos.*

#### **Sensor distancia GP2D120.**

Para medir la distancia, se utiliza el sensor infrarrojo de proximidad este identificará la carrera del amortiguador, por medio de la salida analógica la distancia medida varía de 3,3 v a 0,3 v, dicha tensión de salida varia de forma no lineal cuando se detecta un objeto.

Figura 44. Sensor de distancia GP2D120.

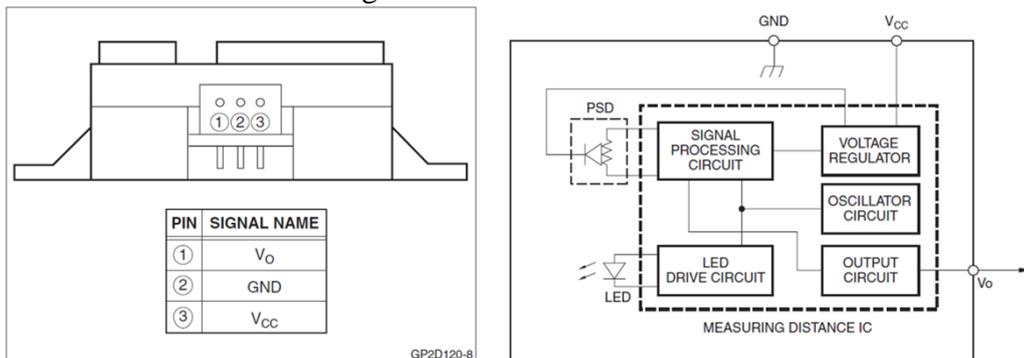


Fuente: [http://5hertz.com/index.php?main\\_page=product\\_info&products\\_id=361](http://5hertz.com/index.php?main_page=product_info&products_id=361)

El sensor utiliza solo una línea de salida para comunicarse con el interfaz y utiliza una fuente de alimentación de 5 v.

#### **Pinout.**

Figura 45. Pinout GP2D120.



Fuente: [http://www.sharpsma.com/webfm\\_send/1205](http://www.sharpsma.com/webfm_send/1205)

Este tipo de sensor tiene muchas aplicaciones como en nuestro caso es medir la proximidad de un objeto, en este caso los tipos de acoples de los amortiguadores del banco de pruebas, este sensor no necesita ningún otro tipo de circuito para generar señal ya que este lo procesa internamente generando una gráfica de funcionamiento.

### **Celda de Carga 60001.**

La celda de carga nos sirve para medir la cantidad de fuerza que opone el amortiguador en su trabajo, la capacidad nominal es de 1000 lb diseñada para medir cargas individuales y en conjunto, está fabricada de acero con aleación de níquel para ser más resistente a la corrosión siendo óptima para el uso en ambientes húmedos y de trabajo duro sin ningún riesgo de oxidación o daño prematuro.

Figura 46. Celda de carga 60001 (tipo s).



Fuente: Autores

Tabla 4. Especificaciones de la celda de carga.

<b>MODEL</b>	60001*1K-1000		
<b>OUTPUT</b>	1K lbs @ 3,450 m V/V		
<b>SER. N</b>	70298911	CERT N	86-043
<b>CLASS</b>	IIIL 10 S		

Fuente: Autores

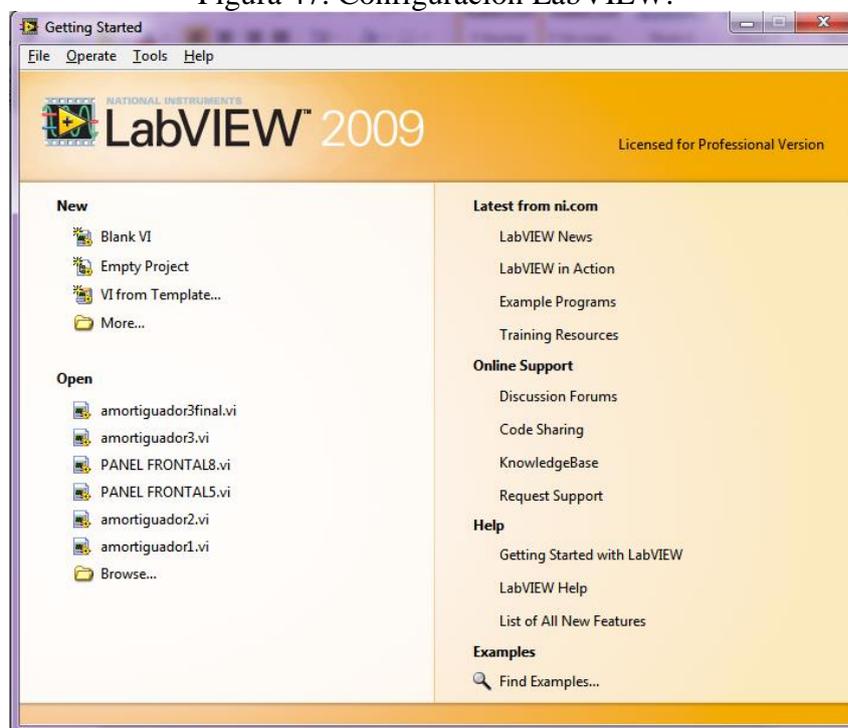
El campo de aplicación de este sensor son muchas con relación al trabajo que desarrolla deformaciones, esfuerzos, maquinaria, edificaciones etc. Su funcionamiento se basa en un puente de wheatstone por diferencia de voltaje que realiza dos resistencias permite medir su fuerza ejercida en cada uno de sus puntos en unión, necesita de un amplificador direccional para amplificar su voltaje medido en milivoltios.

## Detalle de programas.

### LabVIEW.

Sus siglas significa (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) es una plataforma que sirve para programar sistemas de control, con un lenguaje de programación visual gráfico de forma simulada o real, pues acelera la productividad, teniendo como prioridad el progreso de todo tipo de aplicación en cualquier otro campo, el lenguaje que usa se llama lenguaje G, donde la G simboliza que es lenguaje gráfico.

Figura 47. Configuración LabVIEW.

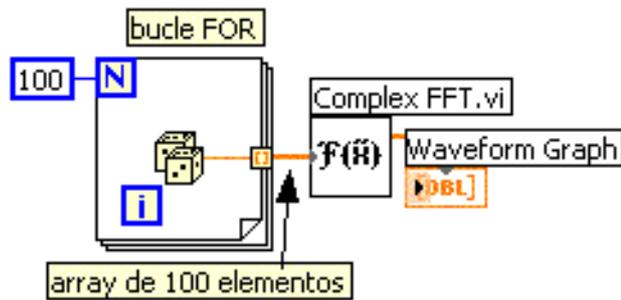


Fuente: Autores.

El Software LabVIEW no es el único programa que ofrece este tipo de análisis existe similares como por ejemplo Visual Basic, C++ que utilizan otro tipo de programación como es el lenguaje C, también existe programas de simulación como es el Simulink, Matlab, Solidworks que son programas un poco más complejos pero útiles para obtener resultados similares.

LabVIEW tiene la facilidad de ser una herramienta gráfica de programación que ya tiene pre-diseñados una gran cantidad de bloques, de manera que facilita la comprensión del usuario para el desarrollo del proyecto.

Figura 48. Bloque de LabVIEW.



Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>

## Arduino.

El mega Arduino es una placa basada con un microcontrolador con ATmega 1280 y un entorno de desarrollo para crear software de elementos electrónicos, leyendo datos de una gran variedad de interruptores, sensores que controlan las funciones encomendadas a pensar con otros actuadores físicos.

Arduino puede ser conectada a un software como LabVIEW, Adobe Flash, Pure Data, Processing, MaxMPS para esto se necesita una programación minuciosa que pueda ser interpretada conjuntamente con los datos que se obtiene a través de sus entradas lógicas y digitales.

Arduino ofrece algunas ventajas como son el costo y que sus módulos pueden ser montados a mano, además es compatible con sistemas operativos como MAC, LINUX, WINDOWS, interactúa con el entorno entrada y salida analógica.

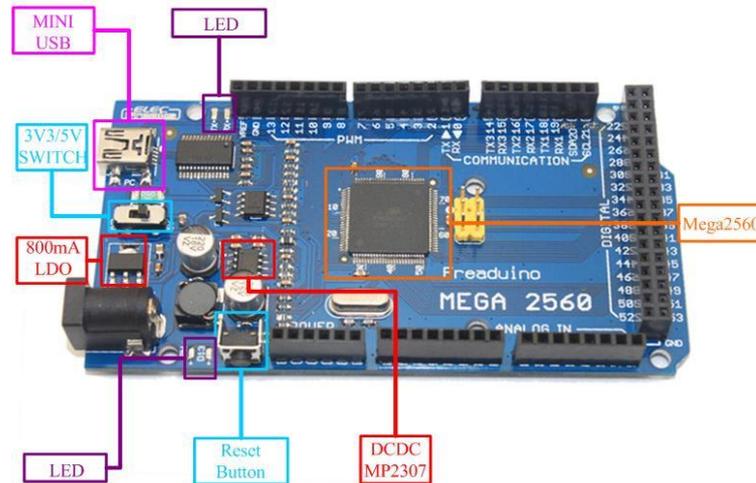
Input → ARDUINO → Output

## Componentes de Arduino.

- USB
- Alimentación
- Pines de Alimentación
- Pines de Entrada **Analógica**
- LEDs Rx+TX
- LED Pin 13

- Pines **Digitales (E/S)**
- LED Alimentación
- Reset
- Procesador.

Figura 49. Tarjeta de Arduino.

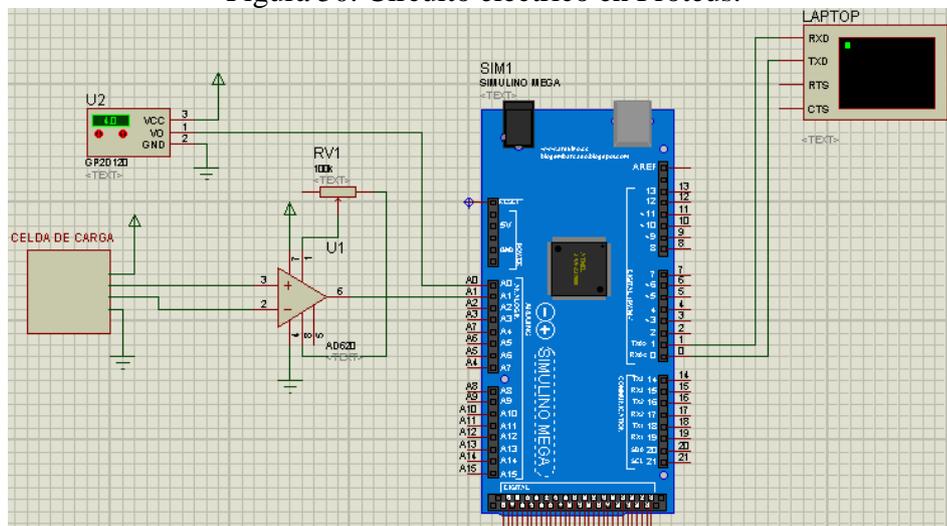


Fuente: <http://medialab.usal.es/facartec/files/2012/10/B%C3%A1sicos-Arduino.pdf>

### 4.3 Programación de Software.

Para construir el software debemos reunir todos los elementos necesarios que tomen datos, interpreten y muestren resultados para poder poner a punto el sistema y lograr el acometido necesario obteniendo buenos análisis de los amortiguadores.

Figura 50. Circuito eléctrico en Proteus.



Fuente: Autores

La Figura 50 muestra el circuito general desarrollado en Proteus programa que permite realizar ensayos de circuitos eléctricos, esta provista de una biblioteca grande con todos los elementos electrónicos para simular el funcionamiento de un sistema, para el momento de armar no cometer errores y se vayan a quemar los dispositivos.

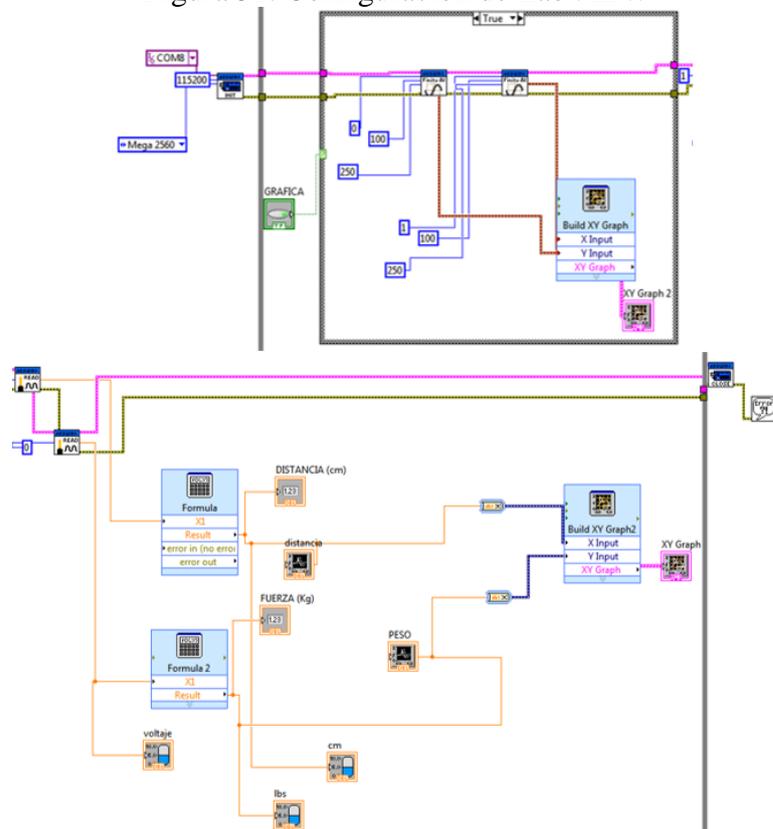
Primero se muestra un sensor de distancia GP2D120 tiene una señal de salida analógica que interactúa dentro de los valores de 0,3 v a 3,3 v dicho canal va a estar unido al canal A0 de la tarjeta de Arduino.

La Celda de Carga es un puente de Whestone, el valor marcado va a oscilar dentro de 0 a 5 v este voltaje es directamente proporcional al peso va estar conectada al canal A1 de la tarjeta de Arduino va a recibir la señal proporcionada por el amplificador.

Mediante el puerto serial Rx, Tx o a su vez del puerto usb va a comunicarse con el programa del LabVIEW para emitir las curvas características del amortiguador en la PC.

#### 4.3.1 Configuración de LABVIEW.

Figura 51. Configuración de LabVIEW



Fuente: Autores.

Anteriormente pudimos notar que mediante la salida del puerto USB o por los pines Tx y Rx se puede configurar el Arduino, el icono COM8 (Mega 2560) significa configuración básica para conexión al LabVIEW donde se especifica porque puerto serial se va a entrar, a qué velocidad de comunicación, y tipo de Arduino es.

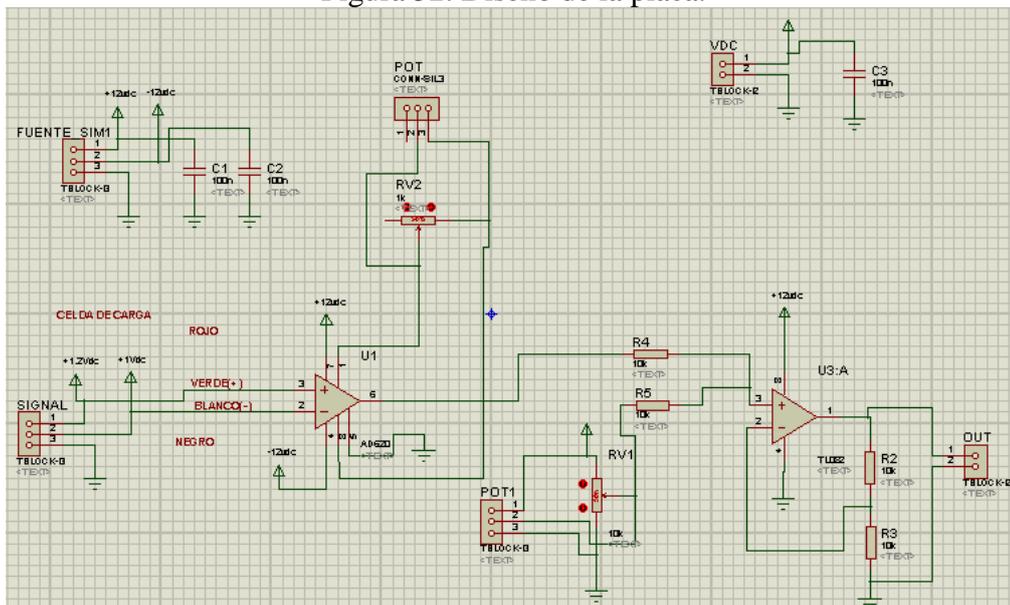
Una vez establecido el tipo de comunicación se puede leer los tipos de canales, A0 es el canal del sensor de distancia y A1 es el canal de la celda de carga siguiente encontramos el bloque llamado fórmula, aquí se determina por medio de las características propias de cada uno de los sensores, las ecuaciones y funciones propias para su funcionamiento y toma de datos.

En el siguiente bloque se determina el tipo coordenadas que va ser XY, las mismas estas distribuidas para el eje de las X el desplazamiento del amortiguador y el eje de las Y estará detallada el peso de la celda de carga para extensión y compresión, XY Graph detalla la gráfica para su interpretación final que servirá para evaluar el estado del amortiguador.

## Diseño de la Placa

Primero para el diseño de la placa establecemos un circuito en Proteus, para simular su estado de funcionamiento y así no quemar los elementos que se vayan a utilizar.

Figura 52. Diseño de la placa.



Fuente: Autores.

Consta de reguladores de onda y amplificador operacional por que la tarjeta arduino no trabaja con voltajes negativos, eso quiere decir que necesitamos colocar una ganancia que sume y reste voltajes por esa razón se encuentra otro amplificador para mostrar señales positivas y negativas en la programación de LabVIEW.

#### 4.4 Graficas de oscilaciones del amortiguador.

##### 4.4.1 Pantalla de presentación.

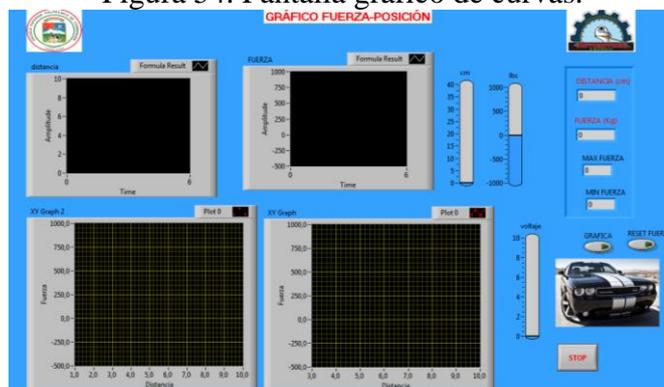


Fuente: Autores.

La pantalla de presentación está formada de gráficos y secuencias de modificación de LabVIEW son arreglos de letras y tipos que nos permiten mostrar diseños del programa a ejecutarse mostrando personalidad y estilo al sistema además permite adjuntar imágenes prediseñadas para mostrar con más detalle su estructura de presentación, en esta pantalla se detalla en nombre de la máquina y demás información perteneciente al proyecto.

#### Pantalla gráfico.

Figura 54. Pantalla gráfico de curvas.



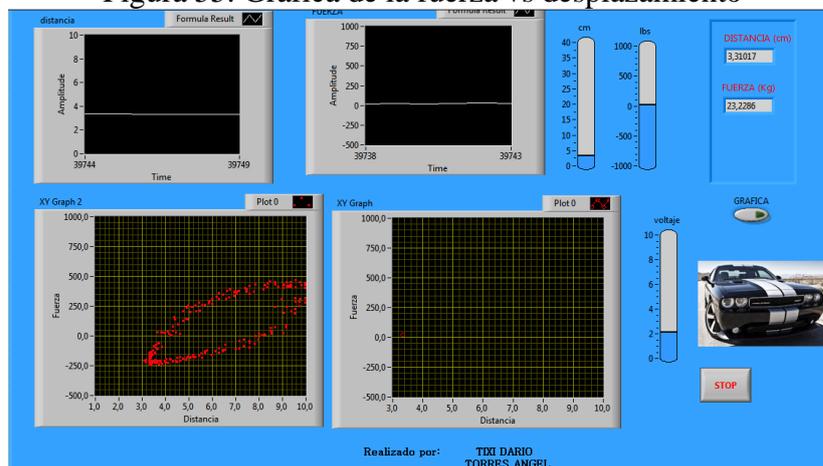
Fuente: Autores.

El gráfico Fuerza-Posición es una de las curvas características del amortiguador que sirve para su análisis, las medidas en el eje X muestra la distancia en cm y el eje Y la fuerza, para poder iniciar debemos pulsar en el botón inicio, de esta forma se va ir graficando la curva característica del amortiguador, dentro de la programación anteriormente se detalló que un bloque se va a encargar del desarrollo de la gráfica dentro de las coordenadas de X, Y.

Así quedara claro que las coordenadas de X estará plasmada por la distancia y su similar estará detallada por la fuerza de tracción y compresión en cada uno de los cuadrantes.

#### 4.4.2 Curvas características de los amortiguadores.

Figura 55. Gráfica de la fuerza vs desplazamiento



Fuente: Autores.

Esta figura 55 muestra el comportamiento de un amortiguador con la obtención de datos como la distancia y fuerza expresadas en el tiempo, en la gráfica inferior izquierda se mira claramente el comportamiento de un amortiguador en sus fases de extensión y compresión, se obtiene mediante un muestreo de datos.

## CAPITULO V

### 5. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA.

En este capítulo habla detalladamente de la construcción y los procesos que se utilizó para la realización del banco de pruebas.

#### 5.1 Generación de los elementos del diseño.

Tabla 5. Lista de materiales.

<b>Lista de materiales.</b>
Acero de transmisión AISI 1035 de 1 1/4".
Perfil en ángulo de 1 1/2" X 3/16" de acero tipo acero ASTM A 36.
Platina de acero ASTM A 36.
Bocines de acero ASTM A 36.
Acero de transmisión AISI 1035 de 4".

Fuente: Autores.

Procesos que se utilizaron en la construcción del banco de pruebas son:

Tabla 6. Procesos utilizados.

<b>Proceso</b>
Soldadura Smaw.
Torno.

Fuente: Autores.

#### 5.2 Construcción del banco de pruebas.

**5.2.1 Construcción de la mesa:** Para la construcción de la mesa se siguió los siguientes pasos:

- Se mide el perfil en ángulo tramos longitudinales, marcando con un lápiz de color y con una amoladora se procede a cortar, los cuales servirán de soporte de la mesa.

Los tramos que necesitamos son:

Tabla 7. Tramos a cortarse.

<b>Tramos.</b>	<b>Medida (mm)</b>
4	1200
4	800
9	900
2	400
2	350
4	450
4	150
5	420
2	250

Fuente: Autores.

- Armar la mesa, para ello los tramos del perfil en ángulo a las esquinas se corta con un ángulo de 45° para luego soldarlos.
- Soldar las pieza mediante el procesos de soldadura smaw (soldadura manual con electrodo revestido) con electrodo 6011.
- Esmerilar las uniones soldadas para quitar la escoria y el exceso de soldadura.
- De una plancha de espesor de 10 x 100 mm cortar un pedazo de 90 cm de longitud la cual nos ayudará de soporte para las columnas donde se alojaran los amortiguadores.
- Con un taladro hacer dos orificios de 2,54 cm de diámetro en la plancha con una distancia de 24,5 cm desde la esquina de la plancha hasta el centro del orificio que servirán para asegurar con cordones de soldadura las columnas.
- Sujetar con playos de presión la plancha en la parte inferior de la estructura y soldar.

**5.2.2 Construcción de las columnas:** Estas columnas tienen una altura de 180 cm sujetos en la parte inferior por soldadura y por bocines a una altura de 80 cm, así tenemos un espacio para la colocación del amortiguador y de la celda de carga que van colocadas en el soporte superior que a la vez será móvil.

- Comprar ejes de 1" ¼.
- Cortar dos pedazos de 180 cm de longitud.
- En el torno reducir el diámetro del eje hasta 2,54 cm, con una longitud de 1 cm esto es para asegurar las columnas en la plancha soldada de la estructura.
- Colocar las columnas en la plancha que se encuentra en la estructura y poner puntos de suelda.
- A una altura de 79 cm colocar dos bujes que servirán de soporte de las columnas.
- Soldar todas las piezas.
- Retirar la escoria y esmerilar.

**5.2.3 Construcción de la biela:** La biela ayuda a convertir el movimiento circular en movimiento lineal.

- Cortar el perfil en ángulo dos pedazos de 11,55 cm y de 8,45 cm los cuales son para el cuadro donde se alojara el rodamiento de la excentricidad.
- Rebajar la anchura de una de las caras del perfil para que el rodamiento no roce son las caras del cuadro hasta una anchura de 1,8 cm.
- Soldar y esmerilar las piezas soldadas.
- Cortar dos planchas de 0,6 cm de espesor de 28 x 60 mm.
- Con la ayuda de un taladro hacer dos orificios de 0,7 cm de diámetro con una distancia entre centros de 3,8 cm a 0,8 cm del borde de la plancha.
- Pasar machuelos haciendo rosca en los orificios para asegurar los rodamientos.
- Soldar las planchas en el cuadro mencionado anteriormente.

- Cortar un eje de 2,54 cm de diámetro una longitud de 25,6 cm.
- Soldar en la parte superior del cuadro a 1,5 cm del borde frontal.

**5.2.3.1 Construcción de la masa excéntrica.** La masa excéntrica ayuda a generar el movimiento oscilatorio que necesitamos para las pruebas de los amortiguadores.

- Adquirir un pedazo de eje de 10 cm de diámetro una longitud de 2,5 cm.
- Hacer un orificio en el centro de la masa.
- En el torno hacer que el orificio quede de 2 cm de diámetro y rectificamos las caras de la masa.
- Con la ayuda de una pinza de presión hacer un orificio de 2 cm de diámetro a 3 cm del centro de la masa.
- Cortar un eje de 2,54 cm de diámetro una longitud de 7 cm. Rebajar el diámetro del eje solamente en las puntas una distancia de 1,5 y 2,5 cm, esto facilitará para soldar en la masa y asegurar el rodamiento.

**5.2.4 Construcción de las guías de la biela.** Las guías servirán para que la biela se mueva solamente vertical y no tienda a irse horizontalmente.

- Adquirir un perfil en T de 28 x 22 x 4 mm de una longitud de 55,4 cm y plancha con un espesor de 0,4 cm de la misma longitud mencionada anteriormente.
- Cortar uno de los lados del perfil con una anchura de 0,6 cm.
- Cortar el perfil y la plancha en dos pedazos de 27,7 cm.
- Soldar la plancha en el perfil con una apertura de 1 cm.
- Para la guía superior de la biela cortar un bocín de 2,54 cm de diámetro interno, una longitud de 3,45 cm.

- Cortar dos planchas de 3,5 y 3,2 cm de ancho una longitud de 38 cm.
- Soldar las piezas en la estructura con el bocín acoplado con la biela (a la altura de los bocines de las columnas).

### **5.3 Instalación del motor eléctrico y el sistema de transmisión.**

**5.3.1 Construcción del sistema de transmisión.** El sistema de transmisión fue construido de acuerdo al diseño de la estructura, desmultiplicando así a 155 rpm requerida para en banco.

Para conseguir la relación de transmisión deseada empleamos: dos juegos de piñón catalinas con cadenas simples, un piñón sale del eje del motor, los demás elementos están unidos por un eje intermedio.

- Cortar un eje de 2,54 cm de diámetro, una longitud de 35 cm.
- En el torno disminuir el diámetro de los extremos a 2 cm, un extremo se acoplara a la masa de la excentricidad y el otro a la catalina.
- Colocar el eje en el soporte con chumaceras, la distancia entre la masa y la chumacera es de 9,04 cm.
- Soldar bujes en las catalinas y los piñones para el acople en el eje.
- Retirar el exceso de suelda dando un mejor acabado en el torno.
- Perforar en los piñones y catalinas orificios para colocar prisioneros.
- Taladrar dos agujeros en los soportes de las chumaceras y del motor eléctrico para colocar pernos roscados que asegurarán de los elementos de la transmisión.
- Colocar las piezas en los soportes.

## CAPITULO VI

### 6. PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.

#### 6.1 Pruebas de funcionamiento de los sistemas.

Las pruebas que se iniciaron para el correcto funcionamiento del banco de pruebas fueron:

- En el sistema de transmisión.
- Sistema biela manivela.
- Sensor de distancia.
- Celda de carga (tipo S).

**6.1.1 Pruebas en el sistema de transmisión.** En el sistema de transmisión se verificó que el conjunto piñón cadena estese centrado y alineado para evitar que la cadena se salga, tomando en cuenta los cálculos mencionados en el capítulo III.

Figura 56. Sistema de transmisión acoplado.



Fuente: Autores.

**6.1.2 Pruebas en el sistema de biela manivela.** En el mecanismo que simula las oscilaciones para el amortiguador, las pruebas que se realizaron para verificar su correcto funcionamiento fueron fundamentalmente que el mecanismo no se remuerda.

Figura 57. Sistema de biela manivela.



Fuente: Autores.

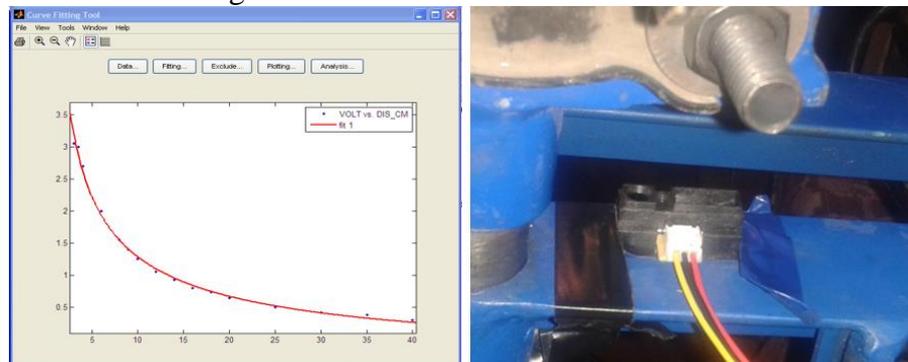
**6.1.3 Pruebas en el sensor de distancia.** En el sensor de distancia se tuvo que hacer pruebas de su funcionamiento, fuera y dentro del banco, que no afecte el ruido del motor y de la transmisión, afectando los datos que éste está censando, para que posteriormente no afecten el los resultados finales del amortiguador.

Tabla 8. Datos del funcionamiento del sensor de distancia.

Dis.(cm)	3	6	8	9	10	12	16	18	20	25	30	35	40
Volt.	3,05	2	1,55	1,4	1,25	1,05	0,8	0,74	0,65	0,5	0,42	0,38	0,3

Fuente: Autores.

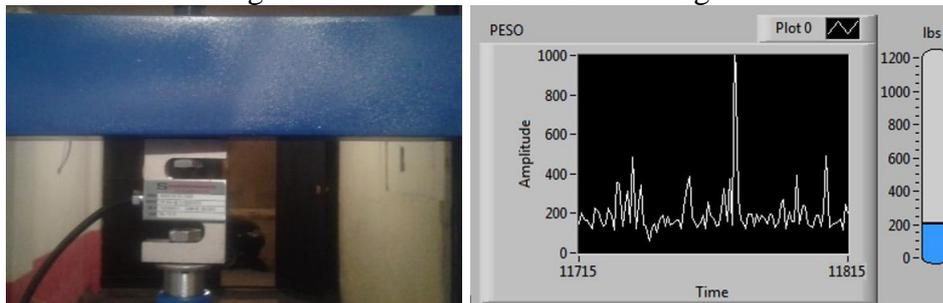
Figura 58. Curva del sensor de distancia.



Fuente: Autores.

**6.1.4 Pruebas en la celda de carga.** En la celda de carga se hizo una prueba de su funcionamiento para posteriormente ubicarla en el banco de pruebas para amortiguadores.

Figura 59. Pruebas en la celda de carga.



Fuente: Autores.

## 6.2 Prueba de funcionamiento general.

En la prueba general del banco se lo hizo con todos los sistemas incorporados, evaluando si el banco funciona correctamente para luego hacer los ajustes correspondientes.

Figura 60. Pruebas en el banco.



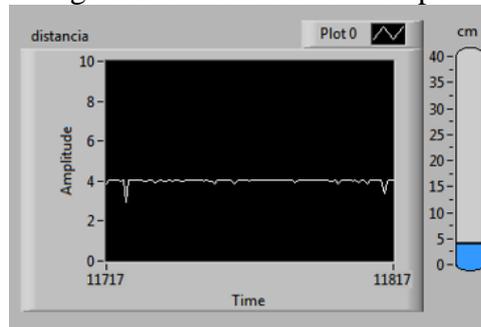
Fuente: Autores.

### 6.3 Hoja de test de pruebas.

La hoja de test nos ayuda en el registro de todas las pruebas que se hagan en el banco de pruebas de amortiguadores, indicándonos la marca, modelo y el tipo de amortiguador que utiliza cada uno de los vehículos, la cual se encuentra en el anexo H.

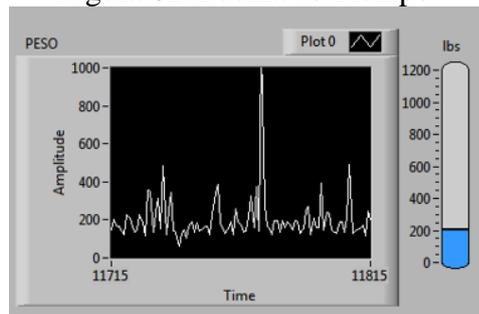
### 6.4 Obtención de resultados.

Figura 61. Distancia vs Tiempo.



Fuente: Autores

Figura 62. Fuerza vs Tiempo.

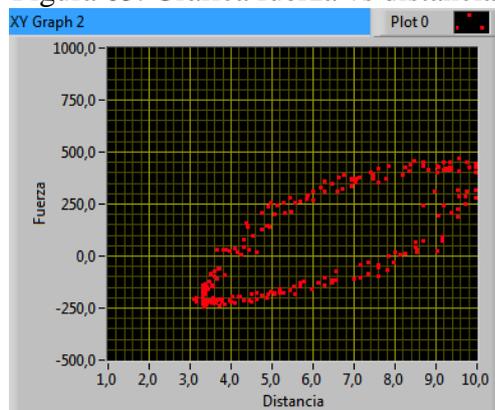


Fuente: Autores.

Otra de las gráficas que nos arroja el banco es la de fuerza vs distancia, con esta gráfica se podrá observar de mejor manera el comportamiento de cada uno de los diferentes amortiguadores, apreciando las fuerzas máximas de amortiguamiento en compresión y tracción.

En la figura 63 se puede apreciar la gráfica de un amortiguador en buen estado, donde la fuerza de amortiguamiento máxima en tracción es de 500 lb y la fuerza de amortiguamiento máxima en compresión es de 250 lb aproximadamente.

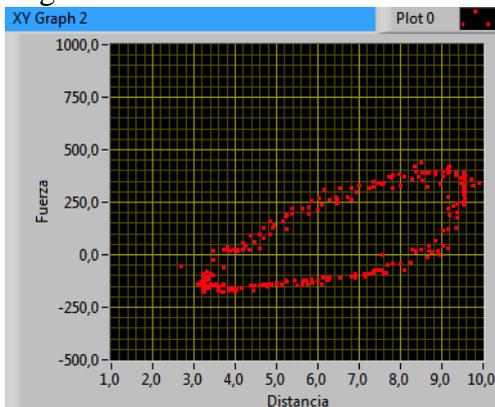
Figura 63. Gráfica fuerza vs distancia.



Fuente: Autores.

En la figura 64 se muestra la gráfica de un amortiguador a medio uso, donde la fuerza máxima de amortiguamiento en tracción es de 280 lb y la fuerza máxima en compresión es 240 lb aproximadamente, con este resultado podemos decir que el amortiguador todavía se encuentra en buen estado y se podrá seguir usando.

Figura 64. Gráfica fuerza vs distancia.



Fuente: Autores.

## CAPITULO VII

### 7. ANALISIS DE COSTOS.

En este capítulo se detallara de los gastos de diseño, construcción, e implementación del proyecto.

#### 7.1 Costos directos.

Dentro de los costos directos se ha tomado en cuenta a todos los gastos que afectan directamente al proyecto como son:

- Costos de materiales.
- Costos de máquina-herramienta.
- Costos de mano de obra.
- Costos por transporte.

**7.1.1 Costos de materiales.** Son los gastos que se utilizaron para la adquisición de todos los elementos y materia prima para la construcción del banco de pruebas de amortiguadores.

Tabla 9. Gastos de elaboración de la estructura.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P. UNIT. (USD)	P. TOTAL (USD)
Ángulo de 1 ½" x 3/16"	6	20,00	120,00
Rodamientos	6	5,00	30,00
Eje de 1 ¼"	2	37,5	75,00
Plancha de 10cm x 5mm	1	40,00	40,00
Eje de 1"	1	25,00	25,00
Barra perforada	1	45,00	45,00
Plancha de 6cm	1	40,00	40,00
Pintura	1	10,00	10,00
Acoples (amortiguadores)	5	6,00	30,00
Amortiguadores (Suzuki Forza)	2	17,50	35,00
Amortiguadores (Varios)	3	5,00	15,00
<b>Total de elaboración de la estructura</b>			<b>465,00</b>

Fuente: Autores

Tabla 10. Gatos del sistema accionamiento.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P. UNIT. (USD)	P. TOTAL (USD)
Motor monofásico 3HP	1	330,00	330,00
Conjunto piñón - cadena	2	21,00	42,00
Chumaceras de 1 1/8" y macisas	2	62,00	124,00
Masa de la excéntrica	1	45,00	45,00
<b>Total sistema de accionamiento</b>			<b>541,00</b>

Fuente: Autores.

Tabla 11. Gastos sistema eléctrico y electrónico.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P. UNIT. (USD)	P. TOTAL (USD)
Botonera trifásica 30 Amp.	1	3,68	3,68
Enchufe industrial 3 patas metálico	1	1,57	1,57
Interruptor	1	1,00	1,00
Cable gemelo 2 x 14	8	6,74	6,74
Celda de carga (placa de acondicionamiento)	1	520,50	520,50
Tarjeta arduino mega	1	55,00	55,00
Adaptador electrónico	2	27,00	54,00
Sensor de distancia	1	30,00	30,00
<b>Total sistema electrónico</b>			<b>677,71</b>

Fuente: Autores.

### 7.1.2 Costos de máquina-herramienta.

Tabla 12. Gastos de, maquinaria y equipo utilizado.

OPERARIO	TRABAJO REALIZADO	HORAS-HOMBRE	SALARIO-HORAS	V. TOTAL (USD)
Maestro soldador	Medición, corte y soldadura de la estructura	15	12	180,00
Ayudante del maestro	Medición, corte y ayuda al maestro.	7	10	70,00
Maestro Tornero.	Corte y torneada de ejes y bocines.	3	15	45,00
Maestro Pintor	Pintado de la estructura	2	15	30,00
<b>Total mano de obra</b>				<b>325,00</b>

Fuente: Autores.

### 7.1.3 Costo por transporte.

Tabla 13. Gastos por transporte.

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>COSTO TOTAL (USD)</b>
Movilización del material	40,00
Movilización del banco de pruebas para la instalación el sistema electrónico.	20,00
<b>Total de gastos por transporte</b>	<b>60,00</b>

Fuente: Autores.

### 7.2 Costos indirectos.

Son los costos que no se relacionan directamente con la manufactura, pero forman parte de los costos de producción.

Tabla 14. Gastos indirectos.

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>TOTAL (USD)</b>
Costo de Ingeniería y asesoramiento	800,00
Imprevistos	180,00
<b>Total de gastos imprevistos</b>	<b>980,00</b>

Fuente: Autores.

### 7.3 Costo total.

El costo total es la suma de los costos directos e indirectos.

Tabla 15. Costo total.

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>TOTAL (USD)</b>
Total de elaboración de la estructura	465,00
Total sistema de accionamiento	541,00
Total sistema electrónico	677,71
Total mano de obra	325,00
Total de gastos por transporte	60,00
Total de gastos imprevistos	980,00
<b>Total gastos</b>	<b>3048,71</b>

Fuente: Autores.

## CAPITULO VIII

### **8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

#### **8.1 Conclusiones.**

Se ha diseñado y construido un banco de pruebas para amortiguadores implementando en los Talleres de la Escuela de Ingeniería Automotriz.

Analizamos y desarrollamos las diferentes cualidades y prestaciones que tienen los amortiguadores obteniendo sus curvas características.

Diseñamos una estructura capaz de resistir fuerzas generadas por los amortiguadores, determinando su fuerza de extensión y compresión gracias a la celda de carga que soporta hasta una fuerza de 1000 lb.

Elaboramos un software que permitió la obtención y comparación de datos de diferentes amortiguadores a los cuales se los hicieron las pruebas obteniendo resultados satisfactorios.

Construimos la estructura con los elementos y materiales de acuerdo a nuestro diseño constatando así su resistencia a los esfuerzos sometidos durante las pruebas.

Obtuvimos las primeras gráficas de amortiguadores para estudios posteriores en la Escuela de Ingeniería Automotriz.

#### **8.2 Recomendaciones.**

Usar la debida protección al momento que se realicen las pruebas en el banco.

Manipular el banco de amortiguadores con supervisión de un docente.

Para ubicar un amortiguador en el banco, revise que el amortiguador no se encuentre trabado o que su eje se encuentre torcido ya que estos defectos podrán afectar al banco de pruebas y causar daños.

Si se va a mover el soporte superior del amortiguador, cerciórese que el motor no esté funcionando o conectado para evitar accidentes.

Cuando la máquina esté en funcionamiento no intente tocar el amortiguador, puede causarle daños irreversibles.

Al momento de las pruebas a realizarse se deberá iniciar primero en la computadora y luego encender el motor eléctrico para que los datos sean recibidos correctamente.

Cuando se vaya colocar el amortiguador en el banco de pruebas, seleccionar los acoples correctos.

## BIBLIOGRAFIA

- URBIETA, Alberti.2003.** Amortiguadores y Suspensión. [En línea] 2003.  
[http://www1.ceit.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores\\_y\\_suspension.pdf](http://www1.ceit.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf)
- AFICIONADOS A LA MECÁNICA.2013.** Suspensión. [En línea] 2013.  
<http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension2.htm>
- SHYGLEY, Richard G. Budynas.2008.** Diseño en Ingeniería Mecánica. México, 2008
- SACHS.2012.** Componentes del a suspensión en vehículos livianos. [En línea] 2012.  
[http://www.etman.com.ar:444/Informacion\\_Tecnica/info\\_tecnica/sachs/sachs\\_suspension.html](http://www.etman.com.ar:444/Informacion_Tecnica/info_tecnica/sachs/sachs_suspension.html)
- MOROE SHOCKS & STRUTS.2015.**Capacitación Técnica: Amortiguadores. [En línea] 2015. <http://www.monroe.com/es-US/support/Technical-Training/Shock-Absorbers/>
- DR. BÁEZ, Alonso Marcos.** Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos tipo turismo
- SISTEMAS NEUMATICOS.2015.** Sistemas Neumáticos e Hidráulicos. [En línea] 2015. [http://www.tecnologia-tecnica.com.ar/index\\_archivos/Page4697.htm](http://www.tecnologia-tecnica.com.ar/index_archivos/Page4697.htm)
- PROYECTOS DE TECNOLOGIA.2015.**Sistemas de Poleas con correa. [En línea] 2015. <http://elblogdelprofesordetecnologia.blogspot.com/2009/05/sistema-de-poleas-con-correa.html>
- JORESA.2013.**Cálculo de transmisión por cadena. [En línea] 2013.  
[http://www.joresa.com/1/upload/cadena\\_transmision\\_calculo.pdf](http://www.joresa.com/1/upload/cadena_transmision_calculo.pdf)
- PANAMA HITEK.2015.**Uso básico de LabVIEW. [En línea] 2015.  
<http://panamahitek.com/uso-basico-de-labview>