



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE
UN DISPOSITIVO QUE DETERMINE
EL FUNCIONAMIENTO CORRECTO
DE LOS AMORTIGUADORES PARA
VEHÍCULOS LIVIANOS**

Autor
Wilmer Soto

Urb. Yuma II, calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 87123



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO QUE DETERMINE EL
FUNCIONAMIENTO CORRECTO DE LOS AMORTIGUADORES PARA
VEHÍCULOS LIVIANOS.**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Autor

Wilmer Soto

C.I: 27.097.221

Tutor: Ing. Tomás González

San Diego, mayo 2020



FI-N -007-2019-3CR (TG)

Valencia, 03 de diciembre de 2019

Ciudadano:
Soto P. Wilmer J.
27.097.221
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 02-2019 de fecha 05-09-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO QUE DETERMINE EL FUNCIONAMIENTO CORRECTO DE LOS AMORTIGUADORES PARA VEHICULOS LIVIANOS** presentado por usted (es) como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Tomas González C.I:18.861.190 como Tutor Académico que lo asesorara en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,

Prof. Luis Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

L/a.a.



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE ING. MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Tomás D González R., portador(a) de la cédula de identidad N° V-18.861.190, hace constar que he leído el proyecto del trabajo de grado, presentado por el ciudadano(a) Wilmer Jose Soto Piamo, portador(a) de la cédula de identidad N° V-27.097.221, titulado **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO QUÉ DETERMINE EL FUNCIONAMIENTO CORRECTO DE LOS AMORTIGUADORES PARA VEHÍCULO LIVIANOS** presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficiente para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, a los 19 días del mes de febrero del año dos mil veinte.



Ing. Tomás González.

V-18.861.190



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ FACULTAD
DE INGENIERÍA
ESCUELA DE ING. MECANICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

San Diego, febrero 2020

ACTA DE REVISIÓN DEL PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO

Quienes suscriben esta Acta, dejan constancia que el Proyecto de Trabajo de Grado: **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO QUE DETERMINE EL FUNCIONAMIENTO CORRECTO DE LOS AMORTIGUADORES PARA VEHÍCULOS LIVIANOS.** Ha sido revisado y, cumpliendo con los requisitos exigidos para su aprobación, recomiendan su tramitación ante el organismo académico correspondiente.

Prof. Ing. Tomás González
Tutor Académico

Firma

20/02/2020

Fecha

Prof. Ing. Alicia de Pizzella
Tutor Metodológico

Firma

20-2-20

Fecha

AGRADECIMIENTOS

*Le agradezco primeramente a **Dios**, por ser mi guía y darme la fuerza necesaria para superar cualquier obstáculo hasta alcanzar mis metas.*

*A mi madre, **Janeth Piamo** por su amor incondicional, cariño y constante apoyo en cada etapa de mi vida, por enseñarme que siempre se tiene que perseverar para conseguir las metas que te propones, brindándome su amor y sabiduría por esto y por un millón de motivos más te agradezco.*

*A mi padre, **Wilmer Soto** por ser un pilar fundamental en mi vida, su amor, compromiso, paciencia y carácter me formaron como persona, siendo un excelente profesional y transmitiéndome sus conocimientos por esto y por un millón de motivos más te agradezco.*

*A mi hermana, **Mariana Soto** por estar siempre conmigo dándome apoyo en los momentos más difíciles de mi etapa universitaria, por su cariño y las incontables palabras de aliento que me dio cuando más las necesite.*

*A mi **Familia**, por estar siempre presente en los momentos más difíciles, darme sus consejos y apoyo incondicional para que siguiera adelante hasta alcanzar mi objetivo.*

A mis amigos más cercanos, que siempre estuvieron presentes para compartir grandes momentos durante el desarrollo de la carrera.

A mis profesores que han hecho posible mi formación universitaria, luchando de manera incansable para transmitir su sabiduría y teniendo un gran sentido de entrega hacia sus estudiantes.

Wilmer Soto

DEDICATORIA

Mi más sincera dedicatoria primeramente a Dios, por ser la fuerza y guía esencial que da esperanza y fe de las cuales me mantenido en pie durante toda mi carrera universitaria.

A mis padres Janeth Piamó y Wilmer Soto por haberme dado la vida, forjarme como persona y acompañarme en este largo camino que hoy es una meta cumplida y un logro lleno de éxitos. Sin ustedes nada de esto fuera sido posible.

A mis familiares y amigos por creer en mí, por ser parte de mi vida y permitirme ser parte de su orgullo.

Wilmer Soto

ÍNDICE GENERAL.

CONTENIDO	PP
LISTA DE FUGURA.	x
LISTA DE CUADRO.	xiv
LISTA DE TABLAS.	xiv
RESUMEN INFORMATIVO.	xv
INTRODUCCION.	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	3
1.1. Planteamiento del problema	3
1.2. Formulación del problema:	5
1.3. Objetivos de la investigación.	6
1.3.1. Objetivo general.....	6
1.3.2. Objetivo específico.	6
1.4. Justificación de la investigación.....	6
1.5. Alcance de la investigación.....	7
1.6. Limitaciones de la investigación.....	7
II MARCO TEÓRICO	8
2.1. Antecedentes.	8
2.2. Bases teóricas.	10
2.2.1. Los amortiguadores.....	10
2.2.2. Funcionamiento de los amortiguadores.	12
2.2.3. Tipo de fricción en los amortiguadores.....	14
2.2.4. Tipos de Amortiguadores.....	15
2.2.5. Amortiguadores Hidráulicos.....	16
2.2.6. Amortiguador hidráulico telescópico.....	17
2.2.6.1. Amortiguador de un tubo (monotubo).	18
2.2.6.2. Amortiguador de dos tubos (bitubo).	22
2.2.7. Riesgos de seguridad de una amortiguación averiada.	27
2.2.7.1. Efectos de una amortiguación averiada.....	28

2.2.8. Banco de Prueba.	28
2.2.8.1. Tipos de banco de pruebas.	29
2.2.9. Consideraciones de diseño para el banco de prueba.	31
2.2.10. Normas y códigos.	31
2.2.11. Factor de seguridad.	34
2.2.12. Esfuerzos.	34
2.2.13. Medios de unión.	39
2.2.14 Soldadura.	39
2.2.14.1 Soldadura por arco eléctrico.	40
2.2.14.2 Calculo de la soldadura.	41
2.2.15 Tornillos.	44
2.2.15.1 Tornillos de unión 45	45
2.2.16 Análisis de piezas largas sometidas a compresión.	47
2.2.17 Diseño de la excéntrica 53	53
2.2.18 Velocidad máxima en los amortiguadores 55	55
2.2.19 Análisis del amortiguador 55	55
2.2.20 Potencia. 57	57
2.2.21 Rodamientos 57	57
2.3. Definición de términos básicos. 58	58
III MARCO METODOLÓGICO 61	61
3.1. Tipo de Investigación 61	61
3.2. Diseño de la investigación 62	62
3.3. Nivel de la investigación 62	62
3.4. Población y muestra 63	63
3.4.1. Población 63	63
3.4.2. Muestra 63	63
3.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos 63	63
3.6 Fases de la investigación 64	64
IV RESULTADOS 66	66
4.1. Analizar los amortiguadores de tipo telescópicos existentes en el mercado. 66	66
4.1.2 Fabricantes de amortiguadores a nivel nacional 68	68
4.1.3 Revisión y análisis de catálogos 69	69

4.2. Investigar los parámetros normales de funcionamiento en los amortiguadores de los vehículos livianos, para un estado de trabajo ideal.	70
4.2.1 Vehículos Livianos	70
4.2.2 Parámetros de Funcionamiento.....	70
4.2.2.1. Desplazamiento máximo.....	70
4.2.2.2. Velocidad Máxima.....	71
4.2.3 Fuerza de amortiguamiento.....	73
4.2.3.1 Coeficientes de amortiguamiento.....	74
4.2.3.2 Gráfico fuerza-posición.....	75
4.2.3.3 Gráfico fuerza- velocidad.....	76
4.3. Seleccionar el tipo de impulsor para el banco de prueba más adecuado que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos. 77	
4.3.1 Aspectos generales.....	77
4.3.2 Propuesta de diseño del sistema de generación de movimiento	78
4.3.3 Generación de movimiento	78
4.3.3.1 Sistema hidráulico.....	78
4.3.3.2 Sistema neumático	79
4.3.3.3 Motores eléctricos	80
4.3.4 Elección del tipo de impulsor	80
4.4. Realizar el prototipo computarizado del dispositivo para ver el funcionamiento correcto de los amortiguadores de los vehículos livianos usando un programa diseño asistido por computadora (CAD).	82
4.4.1 Requerimientos de diseño	82
4.4.2 Propuesta de diseño	82
4.4.3 Propuesta de diseño de la estructura básica	83
4.4.4 Consideraciones para el diseño del banco.....	83
4.4.4.1 Características y limitaciones del sistema a diseñar.....	83
4.4.4.2 Función principal del banco de pruebas para amortiguadores	84
4.4.4.3 Restricciones	84
4.4.4.4 Criterios.....	84
4.4.4.5 Búsqueda de soluciones	85

4.4.5 Selección del banco de prueba para amortiguadores	87
4.4.5.1 Aplicación de restricciones a las posibles soluciones	90
4.4.5.2 Ponderación de criterios.....	91
4.4.5.3 Ponderación de soluciones respecto a los criterios	92
4.4.6 Descripción del funcionamiento del sistema diseñado	95
4.4.7 Dimensiones de las partes que conforman el sistema diseñado.....	97
4.4.8 Análisis de diseño	101
4.4.8.1 Calculo del mecanismo biela-manivela	102
4.4.8.2 Selección del rodamiento	105
4.4.8.3 Calculo del torque	105
4.4.8.4 Calculo de la Potencia.....	105
4.4.8.5 Cálculos principales de elementos estructurales	106
4.4.9 Detalles de instrumentos a utilizar	108
4.4.9.1 Microcontrolador (Tarjeta Arduino MEGA 2560).....	108
4.4.9.2 Sensor de distancia GP2D120.....	109
4.4.9.3 Celda de carga.....	111
4.4.9.4 Variador de frecuencia	112
4.4.10 LabView.....	112
4.4.11 Inspección del amortiguador.....	113
4.4.12 Medidas de seguridad para la realización del ensayos en el banco.....	113
4.4.13 Resultados de la comparación del ángulo variable de desplazamiento con respecto a distintas velocidades de amortiguamiento	114
4.4.14 Elaboración de las graficas	117
4.4.15 Resultados y criterios de funcionamiento	118
4.4.16 Estimación de costos del proyecto	123
CONCLUSIONES.....	124
RECOMENDACIONES.....	125
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	126
APÉNDICES	128
ANEXOS.....	139

LISTA DE FIGURA

FIGURA		PP
1	Carruaje con el primer amortiguador.....	11
2	Amortiguador de muelle.....	11
3	Amortiguador de fricción.....	12
4	Amortiguador.....	13
5	Expansión del amortiguador.....	13
6	Compresión del amortiguador.....	14
7	Amortiguadores.....	17
8	Flujo de aceite a través del paso permanente.....	18
9	Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión...	18
10	Esquema simplificado del monotubo.....	18
11	Partes del amortiguador monotubo.....	19
12	Carrera de compresión del amortiguador.....	20
13	Carrera de extensión del amortiguador.....	21
14	Ventajas y desventajas de los amortiguadores monotubo.....	22
15	Esquema simplificado del amortiguador bitubo.....	22
16	Partes del amortiguador bitubo.....	23
17	Amortiguador no presurizado.....	25
18	Amortiguador presurizado.....	26
19	Ventajas y desventajas de los amortiguadores presurizados bitubo.....	26
20	Cuota de avería según kilometrajes.....	27
21	Distancia de frenado con y sin ABS.....	28
22	Bancos de ensayos electromecánicos.....	29
23	Bancos de ensayo servohidráulicos.....	30

24	Factores que deben tomarse en cuenta durante el diseño.....	31
25	(a) Barra de sección circular, con uno de los extremos empotrado, sometida en el otro a la acción Momento Torsor MT, (b) Representación gráfica de la tensión de corte producida en su sección transversal.....	36
26	Expresión de K y Q de algunas expresiones trasversales en torsión.....	38
27	Soldaduras a Tope, sometidas a tracción o compresión: (a) tope con extremos rectos; (b) bisel a 60°; (c) doble bisel a 60°; (d) bisel simple a 45°.....	41
28	Soldadura a tope, de dos láminas de distinto espesor, sometidas a tracción.....	42
29	Soldadura a tope con bisel, con seis extremos en el cordón.....	42
30	a) Se muestra como las cargas actúan halando los dos cuerpos unidos por la soldadura en sentido contrario, afectando a la misma. b) Se muestra en este caso que los dos cuerpos se le aplican las cargas paralelas al cordón de soldadura pero en sentidos opuestos.....	43
31	Soldaduras de ángulo, sometida a tracción, entre dos láminas de distinto espesor (ESP. > esp.); G es el área de garganta de cada cordón de soldadura, tomado en cada caso particular.....	44
32	Soldadura en ángulo para láminas gruesas sometidas a tracción donde b= Ancho.....	44
33	Medios de unión no permanente: (a) Tornillo; (b) Perno con su tuerca y (c) Espárrago o Prisionero.....	45
34	Tensiones presentes en una unión no permanente sujeta con un perno, con apriete inicial.....	45
35	Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a acción de carga P de corte.....	46
36	Elementos de máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a sus longitudes.	48

37	Representación de un elemento de máquina largo sometido a compresión, o ambos extremos libres de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar	49
38	Elemento de máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial P de compresión.....	50
39	Representación de elementos de máquina largos sometidos a carga axial de compresión F;(a) elemento con ambos extremos empotrados y otro guiado.....	50
40	Representación de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquinas largos sometidos a compresión.....	51
41	Análisis vectorial del mecanismo biela-manivela.....	53
42	Esquema de la suspensión.....	55
43	Grafica de la manivela representada la excéntrica.....	56
44	Rodamientos.....	58
45	Elementos y partes de un amortiguador bitubo básico.....	67
46	Amortiguadores Gabriel.....	68
47	Amortiguadores Monroe.....	68
48	Amortiguadores Gabriel Serie 22 y 45.....	69
49	Resistencia de un retenedor de goma a ser comprimido.....	71
50	Esquema de caída libre basado en el modelo de un cuarto de vehículo.....	72
51	Evolución temporal en función del tiempo.....	72
52	Suspensión pasiva en un vehículo liviano.....	74
53	Representación del coeficiente de amortiguamiento en función de la velocidad para un amortiguador de doble tubo.....	75
54	Diagrama fuerza/desplazamiento, prueba a velocidad constante (1 ciclo) para un amortiguador bitubo.....	75
55	Diagrama fuerza/velocidad, prueba a velocidad constante (1 ciclo) para un amortiguador bitubo.....	77

56	Esquema básico de un sistema hidráulico.....	79
57	Esquema básico de un sistema neumático.....	79
58	Esquema básico de motor eléctrico con yugo escoces.....	80
59	Probable solución 1.....	85
60	Probable solución 2.....	86
61	Probable solución 3.....	87
62	Vista explosionada del banco de pruebas.....	97
63	Vista frontal del banco de pruebas.....	97
64	Vista lateral del banco de pruebas.....	98
65	Vista superior del banco de pruebas.....	98
66	Vista frontal de la bancada (armazón).....	99
67	Vista lateral de la bancada (armazón).....	99
68	Vista superior de la bancada (armazón).....	100
69	Tubería cuadrada 60x60 de 2,25mm ASTM A36.....	100
70	Angulo 50x50 de 4 mm ASTM A36.....	101
71	Banco de pruebas diseñado.....	101
72	Desplazamiento del mecanismo biela-manivela.....	102
73	Fuerza que actúa sobre la base del motor.....	106
74	Esquema del cordón de soldadura.....	107
75	Arduino Mega 2560.....	109
76	Método de triangulación en el Sensor de distancia GP2D120.....	110
77	Variación del voltaje con respecto a la distancia en el Sensor	110
78	Esquema de instalación del Sensor GP2D120 con Arduino.....	111
79	Celda de Carga 60001.....	111
80	Variador de frecuencia.....	112

81	LabView.....	113
82	Grafica Fuerza/Velocidad (velocidad constante de $0,3\text{ m/s}$)	



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE ING. MECANICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO QUE DETERMINE EL FUNCIONAMIENTO CORRECTO DE LOS AMORTIGUADORES PARA VEHÍCULOS LIVIANOS.

Autor: Soto Wilmer

Tutor: Ing. Tomás González.

Fecha: Marzo, 2020

RESUMEN.

El trabajo de grado presentado a continuación, el cual se titula “**Diseño y simulación de un dispositivo que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos**”, tiene como propósito analizar los amortiguadores de tipos telescópicos existentes en el mercado para los vehículos livianos, y así determinar sus parámetros para un estado de trabajo ideal, para poder verificar su correcto funcionamiento a través de las pruebas realizadas en el banco, del mismo modo, se revisan diferentes alternativas para obtener el tipo de impulsor más adecuado para accionar el dispositivo. El diseño del banco de prueba será computarizado utilizando un software CAD (Solidworks) considerando las disciplinas de diseño de elementos de máquinas y materiales, con el cual se simulará las condiciones de trabajo del amortiguador, y al mismo tiempo, se obtendrá las curvas teóricas asociadas al diseño del banco, las cuales serán la herramienta principal que permitirán determinar el correcto funcionamiento del amortiguador, lo cual a su vez establece la viabilidad del proyecto. Este proyecto metodológicamente se denomina como un proyecto factible enmarcado en una investigación documental-descriptiva.

Descriptores: Diseño, amortiguador, banco de prueba, vehículos livianos, esfuerzo, diseño asistido por computadora (CAD).

INTRODUCCIÓN

Desde los comienzos de la era automotriz, cuando surgieron los primeros vehículos con motor de combustión interna, los fabricantes realizaron grandes esfuerzos para desarrollar sistemas que brinden mayor seguridad y comodidad a los pasajeros. Uno de los sistemas en los que se han realizado avances muy importantes, es en el sistema de suspensión, el cual no solo trata de evitar las vibraciones originadas por la forma irregular del camino, las cuales se transmiten a los pasajeros dentro del vehículo, sino que también debe proporcionar estabilidad a lo largo de toda la marcha del mismo en cualquier tipo de terreno, sin olvidar el confort de los ocupantes. El amortiguador es un elemento fundamental del sistema de suspensión, su principal misión consiste en mantener los neumáticos en contacto con la carretera y controlar los movimientos oscilatorios producidos por los elementos elásticos tales como frenos y neumáticos.

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, entre otros. El ochenta por ciento de las fallas en los vehículos es debido generalmente a las averías producidas en el sistema de suspensión, por lo tanto, el desgaste de los amortiguadores es causado principalmente, por la pérdida de viscosidad del aceite, el mal funcionamiento de las válvulas y problemas mecánicos. Por ello, al ser defectos ocultos, en su mayoría parece que el amortiguador se encuentra en perfecto estado.

El propósito de esta investigación es el diseño y simulación de un dispositivo que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos, con el fin de verificar la condición de trabajo de los amortiguadores en función de sus parámetros óptimos, en base a las curvas teóricas de su comportamiento. La función principal del amortiguador es mantener el contacto de los neumáticos del vehículo con el suelo y frenar parcial o totalmente un movimiento no deseado que aparece de forma intencionada o no en un sistema mecánico. Sin embargo, durante el intercambio de

movimiento, los amortiguadores se ven sometidos a grandes esfuerzos, a temperaturas y presiones altas, lo cual generan desgastes y daños en los elementos que lo conforman, trayendo como consecuencias daños al amortiguador.

Por lo tanto, es fundamental el diseño de un dispositivo que nos permita ver el funcionamiento correcto de los amortiguadores de los vehículos livianos utilizando software de diseño asistido por computadora (CAD), a fin de establecer una herramienta que permitan ver el funcionamiento correcto del amortiguador.

El uso de esta herramienta a diseñar, tiene la ventaja de ofrecer mayor información en el funcionamiento del amortiguador. Para lograr este propósito, la investigación se desarrolla a través de la siguiente estructura:

El **Capítulo I**, se especifica el problema y objetivos de la investigación, así como la formulación, justificación y limitaciones de la misma. Su objetivo es describir el objeto de estudio.

El **Capítulo II**, abordara el marco teórico que encierra los antecedentes de la investigación, los cuales son estudios antes realizados que guardan estrecha relación con el perfil metodológico al trabajo de investigación. También se establecen las bases teóricas sobre la cual se soporta este trabajo y se definen los términos básicos que se manejan en el mismo.

El **Capítulo III**, se especifica lo referente al marco metodológico, estableciendo el tipo y diseño de la investigación, definiendo la población y muestra, detallando cada una de las fases, las estrategias a utilizar, así como los recursos con los que se contara en cada periodo durante el desarrollo de las actividades.

En el **Capítulo IV** se presentan los recursos que serán necesarios para llevar a cabo el acto investigativo.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. Planteamiento del problema

Para los fabricantes de carruajes la preocupación más importante fue hacerlos más cómodos al momento de sus movimientos durante sus recorridos por las diferentes carreteras o caminos que existían. En sus inicios estos carruajes eran impulsados por la tracción animal y esto hacía que al momento de pasar sobre un hoyo o piedra registraba la misma magnitud con que la rueda chocaba sobre el suelo esto ocurría a finales del siglo XIX. Con el fin de reducir estos molestos impactos en 1898, colocaron resortes y se acolchonaba los asientos, pero esto no resolvió los problemas de incomodidad, pero mediante la colocación de correas de cuero en la carrocería desde los soportes hasta los ejes de tal manera que este carruaje quedaba sostenido por cuatro correas y cuatro soportes los cuales amortiguaban una proporción de las imperfecciones de los caminos a circular.

En los primeros vehículos no se utilizaba ningún tipo de suspensión y, realmente era innecesaria debido a que eran lentos y pesados. Rápidamente y a medida que los vehículos se volvieron más ligeros y rápidos, se percataron de que la falta de suspensión no sólo producía discomfort, sino que aparecían momentos en los que los neumáticos perdían el contacto con el suelo, perdiéndose tracción y estabilidad. Teniendo presente que el neumático es el único elemento del vehículo en contacto con el suelo y, consecuentemente, es el único responsable del cambio cinemático del vehículo, se deduce que la principal función del sistema de suspensión es la de asegurar el contacto entre el neumático y el suelo.

Así mismo, surgió la necesidad de hacer nuevos desarrollos en la suspensión. Este desarrollo todavía continúa en la actualidad, debido a las altas velocidades que permiten alcanzar los motores, se hizo evidente la necesidad de controlar los movimientos del automóvil. Para esto se inventaron los amortiguadores. Cabe mencionar, que la función de un amortiguador es la de mantener en contacto los

neumáticos del vehículo con el suelo y frenar parcial o totalmente un movimiento no deseado que aparece de forma intencionada o no en un sistema mecánico. En particular, el amortiguador en el ámbito del automóvil no sólo debe amortiguar movimientos no deseados, sino que debe hacerlo de forma óptima, permitiendo que el vehículo se desenvuelva en condiciones razonables de estabilidad y confort para los ocupantes del mismo.

Por otra parte, para disminuir la velocidad de una masa se tiene que hacer una fuerza tal que se oponga a su velocidad. La fuerza más sencilla que cumple este requisito es la fricción y es ésta fuerza en la que se basa el funcionamiento de los amortiguadores. Se distinguen tres tipos de fricción, la fricción de Coulomb (asociada al movimiento relativo entre partes sólidas en contacto), la fricción asociada al movimiento viscoso de un fluido y la llamada fricción turbulenta que aparece a partir de la disipación energética como consecuencia del movimiento turbulento del fluido.

En los amortiguadores para automóviles, siempre se busca la fricción asociada al movimiento de un fluido ya que dicha fricción es función, entre otras variables, de la velocidad del fluido. Por el hecho de utilizar como medio un fluido, a este tipo de amortiguadores se los conoce como amortiguadores hidráulicos. Si a un fluido que circula por un conducto se le pone una restricción como, por ejemplo, un orificio o un estrangulamiento, el fluido, el cual tenía una cierta presión y temperatura en la entrada, sale con una presión inferior y una temperatura superior, de forma que se ha transformado energía mecánica en energía térmica. Además, es fácil ver que el fluido ejerce una fuerza sobre el orificio o estrangulamiento debido a la variación de presión que se ha generado. Como se puede imaginar, este efecto de conversión de energía es la base de todo amortiguador hidráulico.

El éxito en el funcionamiento de cualquier amortiguador es conseguir controlar la fuerza generada en función del movimiento impuesto sobre éste, para poder optimizar el confort y/o la maniobrabilidad. El efecto de pérdida de carga que tiene lugar dentro del amortiguador depende básicamente del caudal que circula a través de los orificios, y dicho caudal es, en teoría, directamente proporcional a la velocidad a la

que se mueve el pistón relativo al cilindro de trabajo, por lo que la fuerza de amortiguamiento será función de la velocidad, sin embargo existen ciertos diseños de amortiguadores modernos en los que se procura que la fuerza de amortiguamiento sea también proporcional a la posición relativa entre el pistón y el cilindro con la intención de aumentar la fuerza de amortiguamiento cuanto más comprimido esté el amortiguador para conseguir una amortiguación más progresiva y obtener el máximo de confort para los viajeros.

Igualmente, es interesante que la fuerza que ofrece el amortiguador sea función de la velocidad. En particular, los fabricantes de automóviles han llegado a la conclusión que la optimización de la maniobrabilidad y del confort se obtiene cuando existe una dependencia lineal entre la velocidad y la fuerza de amortiguamiento. Es por esto que los amortiguadores desgastados o averiados representan un importante riesgo para la seguridad. La maniobrabilidad del vehículo cambia considerablemente debido a que los neumáticos no están en contacto con el suelo constantemente y la distancia de frenado aumenta, incluso con velocidades bajas se produce aquaplaning.

Los neumáticos y el chasis se desgastan más rápido y disminuye el efecto óptimo de los modernos sistemas de seguridad electrónicos, como ABS, ESP o ASR, puesto que estos sistemas requieren un contacto óptimo de las ruedas con el suelo. El comportamiento de la marcha del vehículo empeora, especialmente con viento lateral y en las curvas, donde el vehículo se desvía más rápidamente o se inclina más fuertemente a sobrevirar. Debido a esto problemas, se estudiará el comportamiento de los amortiguadores de vehículos liviano con el fin de realizar un diseño computarizado de un banco de prueba que permita el análisis de los amortiguadores y así verificar su condición de funcionamiento.

1.2. Formulación del problema:

¿De qué manera se puede determinar las posibles fallas de los amortiguadores de vehículos livianos a través de un banco de prueba?

1.3. Objetivos de la investigación.

1.3.1. Objetivo general.

Diseñar y simular un dispositivo que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos.

1.3.2. Objetivo específico.

1. Analizar los amortiguadores de tipo telescópicos existentes en el mercado.
2. Investigar los parámetros normales de funcionamiento en los amortiguadores de los vehículos livianos, para un estado de trabajo ideal.
3. Seleccionar el tipo de impulsor para el banco de prueba más adecuado que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para los vehículos livianos.
4. Realizar el prototipo computarizado del dispositivo para ver el funcionamiento correcto de los amortiguadores de los vehículos livianos usando un programa diseño asistido por computadora (CAD).

1.4. Justificación de la investigación.

Los amortiguadores tienen un sistema básico de funcionamiento que consta de un pistón que va unido a la carrocería por medio de un vástago de fijación, y que se desliza en el interior de un cilindro que está ensamblado a la rueda y por el cual corre un fluido viscoso que puede ser un aceite especial o gas, tiene una serie de agujeros calibrados por los que pasa el fluido entre las dos partes en las que está dividido el cilindro y así deteniendo la oscilación.

Para aumentar la vida útil del amortiguador y por ende el rendimiento del vehículo, se generan estudios sobre estos dispositivos a fin de obtener información que conlleve a contrarrestar el daño que se produce en ellos. La complejidad que tiene el sistema de suspensión en especial los amortiguadores obligan a la adquisición y posterior utilización de modernos equipos para el análisis y entendimiento del sistema, por lo tanto, es indispensable un banco de pruebas que muestre el funcionamiento y estado de los amortiguadores los cuales son vitales en las suspensiones de los vehículos.

El banco de pruebas ayudará al fácil entendimiento y comprensión del desarrollo de los amortiguadores y sus distintos modos de fallas, lo cual puede ayudar a estudiantes, docentes, talleres mecánicos y otros usuarios en general, a realizar varias comparaciones entre los datos adquiridos con los datos establecidos de fábrica.

1.5. Alcance de la investigación

El alcance de este trabajo es la realización de un diseño y simulación de un banco de prueba que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para automóviles livianos.

Por otra parte, mostrar el método y los cálculos pertinentes para el desarrollo del dispositivo que puedan servir de base para la construcción del mismo y su utilización en diferentes áreas.

En el desarrollo de este trabajo se considera solo el estudio de amortiguadores hidráulicos de tipo telescópicos, ya que son de los más utilizados actualmente. Además, el banco es únicamente para análisis del amortiguador por separado sin considerar el sistema completo de amortiguación como el resorte y el neumático.

1.6. Limitaciones de la investigación

La información técnica utilizada será la obtenida en el ámbito comercial específicamente relacionada al área automotriz del mercado venezolano (catálogos de fabricantes).

Está limitado al desarrollo del diseño y simulación del dispositivo utilizando un programa CAD.

Está limitado al estudio del amortiguador de tipo telescópicos bitubo.

El tiempo para el desarrollo de esta investigación está limitado a la duración de 8 meses, dentro de la programación del trabajo de grado.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

En este capítulo se detallan los aspectos de los sistemas de suspensión de automóviles y las características de las máquinas o bancos de prueba de estos elementos de vital importancia en el correcto funcionamiento y seguridad en la conducción de los vehículos.

2.1. Antecedentes.

De acuerdo a la metodología aplicada en la investigación y análisis de la Universidad José Antonio Páez, para el desarrollo del trabajo de grado, se encuentran antecedentes existentes, para hacer una síntesis conceptual sobre el problema formulado, obteniendo así información que sirve de base para el desarrollo de éste trabajo entre los cuales se tienen:

Balseca A. (2016), en su trabajo titulado **Análisis comparativo del comportamiento dinámico de amortiguadores Macpherson en el banco de pruebas soft-engine shock 3.0**, realizado en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, Ecuador, para optar el título de ingeniería automotriz, tuvo como objetivo general realizar el análisis comparativo del comportamiento dinámico de amortiguadores MacPherson en el banco de pruebas para certificar y validar los resultados del ensayo, cumpliendo la normativa vigente legal y controlar la producción nacional de este producto. Se explicaron las fases y procedimientos los cuales consisten en: Se recopiló información adecuada según su procedencia, considerando las fuentes necesarias y veraces en este tema, luego se realizó el ensayo de comparación experimental que se desarrolló en el Centro de Fomento Productivo Carrocero Metalmecánico del Gobierno Provincial de Tungurahua, las muestras se sometieron a diferentes ciclos de fatiga para la correcta comparación. Se realizaron las diferentes pruebas en el banco Dyno shock-11 para determinar los parámetros característicos, los

cuales arrojar valores diferentes de cada muestra tanto en fuerza de compresión como de fuerza a tracción. Todas las pruebas y mediciones ejecutadas se llevaron a cabo en condición normal y crítica de funcionamiento del amortiguador. Se tabularon los datos obtenidos en los ensayos experimentales para obtener un registro de resultados para sus cálculos, para proceder a analizar su comportamiento tomando en cuenta las diferentes condiciones a las que estarán sometidas las muestras, luego mediante el uso de software Soft-Engine y simulación especializada se comparó datos característicos de los amortiguadores y así trabajarlos en condiciones diferentes y bajo diferentes ciclos de fatiga o conducción. Llegando a la conclusión, que los amortiguadores originales tienen mejores características de operación que los amortiguadores alternos según los datos obtenidos de los experimentos.

El aporte de este proyecto se basa en la caracterización de los amortiguadores, los parámetros de funcionamiento ideal del amortiguador y las pruebas a realizar, siendo de gran ayuda para esta investigación.

Así mismo, Ferrer C. (2012), en su trabajo de grado titulado **“Diseño de banco para armado, desarmado y prueba de cilindros hidráulicos en la empresa de transporte Urdacol”** realizado en la Universidad José Antonio Páez, para optar al título de Ingeniero Mecánico, tuvo como objetivo permitir generar los procesos adecuados para el armado y desarmado de cilindros hidráulicos según los estándares nacionales e internacionales, elevando así los niveles de eficiencia y desempeño del proceso de trabajo. Los puntos resaltantes de este trabajo fueron los parámetros de diseño de la máquina basándose en una alternativa más económica y funcional que permita realizar el ensamblaje del cilindro hidráulico sin la necesidad de esfuerzo sobrehumano. El diseño que se realizó en esta investigación fue modelado mediante software de diseño asistido por computadora (CAD), donde se determinó las dimensiones y materiales con los cuales se estructuró el armazón de la máquina, tomando en cuenta los cálculos de esfuerzo y dimensiones. Con los resultados obtenidos se logró validar el correcto

funcionamiento del banco de prueba diseñado.

El aporte de esta investigación se basa en el análisis y diseño de la máquina, los cálculos necesarios para su desarrollo, implementando normas nacionales e internacionales.

Finalmente, Romero J. (2005), en su trabajo de grado titulado **“Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador para un vehículo formula SAE”** realizado en la Universidad Simón Bolívar, para optar al título de Ingeniero Mecánico, tuvo como objetivo general diseñar y construir un prototipo de amortiguador que se adapte a la necesidad de un vehículo de formula SAE en cuanto a su desempeño, ajustabilidad, costo y peso. Metodológicamente es una investigación documental y de campo donde se desarrolló un prototipo de amortiguador para un vehículo formula SAE. Se explicaron las fases y procedimientos los cuales consisten en: Primero se presentó una metodología de trabajo y se define, comparando con amortiguadores disponibles algunas características básica del prototipo a diseñar, después se presentó un análisis básico de las condiciones de funcionamiento de un amortiguador montado en un vehículo de carrera como el F-SAE, con los resultados de estos análisis se procedió a la ejecución final del diseño planteado, finalmente se presentó el prototipo final el cual se montó en el banco de prueba y luego se hizo un resumen de las características finales del mismo. Teniendo los resultados obtenidos concluyo que el prototipo diseñado cumple con los requerimientos de desempeño, ajustabilidad, confiabilidad, costo, disponibilidad y peso, resultando en una opción favorable para su uso en la formula SAE.

Este proyecto ofrece mucha información en cuanto al estudio de los amortiguadores de tipo telescópico, su configuración y el tipo de fricción asociada a los mismos, siendo de gran importancia para la investigación que se lleva a cabo.

2.2. Bases teóricas.

2.2.1. Los amortiguadores.

Para los fabricantes de carruajes la preocupación más importante fue hacerlos más cómodos al momento de sus movimientos durante sus recorridos por las diferentes

carreteras o caminos que existían. En sus inicios estos carruajes eran impulsados por la tracción animal y esto hacía que al momento de pasar sobre un hoyo o piedra registraba la misma magnitud con que la rueda chocaba sobre el suelo esto ocurría a finales del siglo XIX. (Ver figura 1)



Figura 1. Carruaje con el primer amortiguador.

Fuente: http://www.monroe.com/images/support/english/tec_shockabsorbers_01.png

Con el fin de reducir estos molestos impactos en 1898, colocaron resortes y se acolchonaba los asientos, pero esto no resolvió los problemas de incomodidad, pero mediante la colocación de correas de cuero en la carrocería desde los soportes hasta los ejes de tal manera que este carruaje quedaba sostenido por cuatro correas y cuatro soportes los cuales amortiguaban una proporción de las imperfecciones de los caminos a circular con el vehículo. (Ver figura 2)

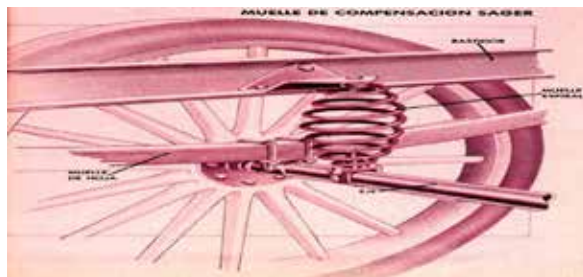


Figura 2. Amortiguador de muelle

Fuente: <http://karinyasser.blogspot.com>

Uno de los primeros amortiguadores que salieron al mercado consistía de dos brazos simples que estaban unidos por un tornillo que a su vez estaban separados por un disco de fricción, este tornillo servía para realizar ajustes ya sea para apretar o aflojar, pero se esperaba que este tipo de amortiguadores iban a tener tiempo de vida

útil muy pequeño, poco duradero y por la necesidad continua de muchos ajustes para su funcionamiento por lo que al final resulto poco práctico en su operación. (Ver figura 3)



Figura 3. Amortiguador de fricción

Fuente: <http://karinyasser.blogspot.com>

Los tipos de suspensiones actuales que son convencionales constan de dos elementos básicos, un muelle helicoidal o resorte y un amortiguador, el cual básicamente tiene como función absorber las irregularidades del camino y así evitar que éstas se transmitan a la carrocería. Este amortiguador a su vez tiene la capacidad de controlar las oscilaciones que efectúa la carrocería, con esta combinación resorte-amortiguador se obtiene una marcha segura, estable y cómoda para el usuario.

Estos componentes, no pueden trabajar independientemente ya que están acoplados mediante un conjunto mecánico el cual se desarrolla respecto a su funcionamiento como conjunto y se denomina suspensión.

2.2.2. Funcionamiento de los amortiguadores.

Los amortiguadores tienen un sistema básico de funcionamiento que consta de un pistón que va unido a la carrocería por medio de un vástago de fijación, y que se desliza en el interior de un cilindro que está ensamblado a la rueda y por el cual corre un fluido viscoso que puede ser un aceite especial o gas (donde vemos presente el uso de oscilación amortiguada). El pistón tiene una serie de agujeros calibrados por los que pasa el aceite entre las dos partes en las que está dividido el cilindro y deteniendo la oscilación gracias a que el resorte presenta resistencia ante el paso del fluido. (Ver figura 4).

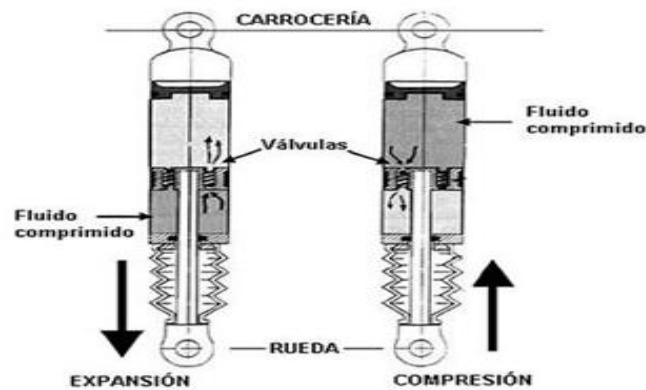


Figura 4. Amortiguador

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-suspension-curso/amortiguador-funcion2.jpg>

Expansión (el amortiguador se abre).

Para que el amortiguador se abra, el pistón necesita subir y esto solo se logra si el aceite que está arriba del pistón fluye a través de este. Para controlar el paso del aceite, están los barrenos (orificios) ubicados en el cuello del pistón y las ranuras que se hacen (codificados) en el asiento de la válvula de expansión. Además de los orificios y las ranuras, está también el resorte de expansión que mantiene la válvula bajo presión controlada. El actuar de estos tres elementos, proporciona las fuerzas del amortiguador que se conocen como resistencias hidráulicas. (Ver figura 5)

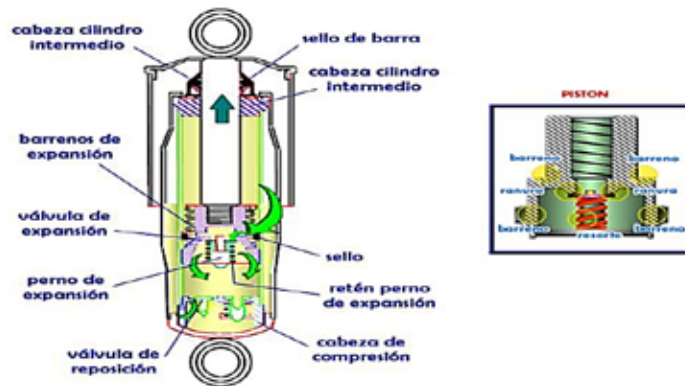


Figura 5. Expansión del amortiguador

Fuente: <http://www.gabriel.com.mx/asesoria-tecnica/funcionamiento-del-amortiguador/>

Compresión (el amortiguador se cierra).

Para que el amortiguador se cierre, el pistón necesita bajar y esto solo se logra si el aceite que está en la parte inferior del pistón fluye a través de este. Para controlar el paso del aceite, están los barrenos ubicados en el cuerpo del pistón y las ranuras que se hacen (codificados) en la cabeza de compresión donde se ubica la válvula de reposición.

Además de los barrenos y las ranuras, está también el resorte de compresión ubicado en la cabeza de compresión que mantiene la válvula controlada.

Como en la expansión, el trabajo de estos elementos, genera las fuerzas del amortiguador que se conocen como resistencias hidráulicas. (Ver figura 6)

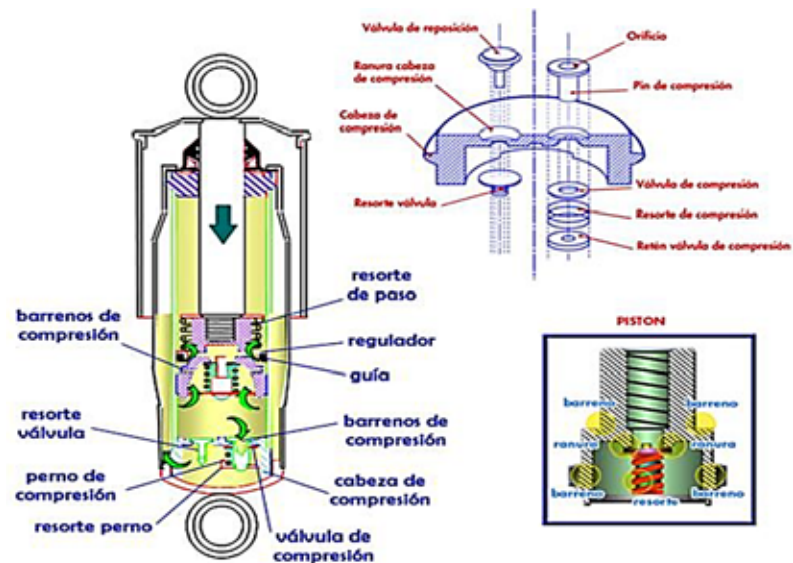


Figura 6. Compresión del amortiguador

Fuente: <http://www.gabriel.com.mx/asesoria-tecnica/funcionamiento-del-amortiguador/>

2.2.3. Tipo de fricción en los amortiguadores

El propósito del amortiguador es disipar la energía (Fricción) del sistema de suspensión. Se puede identificar tres tipos de fricción, con cualquiera de estas es posible amortiguar una suspensión, pero sus características son muy diferentes.

Fricción seca en sólido: La fuerza de fricción entre materiales duros es aproximadamente proporcional a la fuerza normal. Esta no es conveniente para la suspensión porque tranca la suspensión para fuerzas pequeñas y genera una mala manejabilidad en superficies lisas. De hecho, en la actualidad se busca minimizar la fricción seca para aumentar la manejabilidad del vehículo.

Fricción viscosa en fluidos: Consiste en crear pérdidas de energía en flujo laminar. Así se crea diferencia de presión que finalmente genera la fuerza de amortiguación. La fricción viscosa es proporcional a la velocidad. En este sentido es conveniente porque genera una fuerza proporcional a la velocidad. Sin embargo, la fricción viscosa depende directamente de la viscosidad, y en un fluido la viscosidad es altamente sensible a la temperatura. Por esta razón este método ha probado ser insatisfactorio en la práctica.

Fricción dinámica en fluidos: El principio es análogo al anterior, solo que en este caso las pérdidas de energía se crean en un flujo turbulento, por lo que la fricción dinámica es proporcional a la velocidad del fluido elevada al cuadrado. Sin embargo, el flujo turbulento no depende tanto de la viscosidad, aunque si de la densidad. Pero, la densidad del fluido no es tan sensible a la temperatura como la viscosidad. Prácticamente todos los amortiguadores usan este principio para la disipación de energía. No es deseable que la diferencia de presión (y por tanto la fuerza generada) sean proporcional al cuadrado de la velocidad, ya que a bajas velocidades las fuerzas de amortiguación serían muy pequeñas y a altas velocidades las fuerzas serían muy grandes. Para contrarrestar este efecto, las válvulas que se diseñan varían el área de paso de forma tal que producen un comportamiento deseado para el amortiguador.

2.2.4. Tipos de Amortiguadores.

Los amortiguadores son clasificados de acuerdo a su construcción y su funcionamiento de la siguiente manera:

Clasificación por mantenimiento.

- Tipo de acción única
- Tipo de acción múltiple
- Clasificación por construcción.
 - Amortiguador de un solo tubo
 - Amortiguador de dos tubos
- Clasificación por medio de trabajo
 - Tipos hidráulicos
 - Tipos llenos de gas

De estos tipos, los amortiguadores utilizados en los modelos más comunes tienen de construcción de doble tubo o de un solo tubo y tipo de operación de acción múltiple.

2.2.5. Amortiguadores Hidráulicos.

Son los elementos capaces de absorber energía cinética y cuya finalidad es amortiguar las oscilaciones dentro de un movimiento periódico, de manera similar a como lo hacen las rodillas en nuestro cuerpo; son capaces de amortiguar cualquier tipo de imperfección del terreno y mantenernos adheridos a él con un excelente equilibrio. En cualquiera de sus formas o modelos de circulación, son esenciales, dado que permiten que los neumáticos se adhieran convenientemente al pavimento.

Las principales características de este tipo de amortiguador son que únicamente funcionan con aceite y que están formadas por dos cámaras. Estas cámaras que contienen aire, permiten que entre el aceite por medio de unas válvulas reguladoras y que pasen de una cámara a otra según el movimiento del vástago. Cabe mencionar, que los amortiguadores hidráulicos constituyen el presente en cuanto a elementos amortiguadores en la suspensión de los vehículos y en los mismos la fuerza disipada es función de la velocidad. Además, existen varios tipos de amortiguadores hidráulicos, como son los giratorios y los de pistón, pero apenas se utilizan y los que se usan actualmente son los de tipo telescópicos, que son los que se presentan con más detalles y los que se hará mención de aquí en adelante. (Ver figura 7)



Figura 7. Amortiguadores

Fuente: <http://patiotuerca.com/ecuador/accesorios.nsf/anuncioidisplay/Amortiguadores--142369>

2.2.6. Amortiguador hidráulico telescópico.

Básicamente consta de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que hay aceite. Sobre el pistón existen unas series de orificios y unas válvulas precomprimidas que permiten el paso del aceite de una parte a otra del pistón cuando la presión supera un valor establecido por diseño. Los orificios representan el paso permanente y las válvulas el paso de apertura por presión respectivamente.

El paso permanente viene a ser orificios fijos (salvo cuando el amortiguador es un monotubo regulable, en cuyo caso la regulación suele consistir en la variación del tamaño del orificio) que restringe el flujo del caudal. En el caso de las válvulas de apertura por presión, para que esta se abra es necesario ejercer sobre ellas una determinada presión y a medida que esta aumenta la apertura va siendo mayor. En las figuras 8 y 9, se puede apreciar el flujo de aceite a través de los orificios y las válvulas. Existen fundamentalmente dos tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos, los de un solo tubo (monotubo) y los de doble tubo (bitubo).



Figura 8. Flujo de aceite a través del paso permanente.
Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>



Figura 9. Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión.
Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

2.2.6.1. Amortiguador de un tubo (monotubo).

El amortiguador monotubo apareció después de la versión bitubo, originalmente como amortiguador de altas prestaciones para competición. Está provisto de dos cámaras en las cuales contienen aceite y gas (hidrógeno) la cual está separada por un pistón flotante. (Ver figura 10)

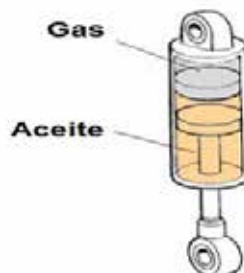


Figura 10. Esquema simplificado del monotubo.
Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

Dentro del cilindro, la cámara de almacenaje del gas y de la cámara del líquido está separada por un pistón libre, que se denomina así porque puede moverse libremente hacia arriba y hacia abajo.

Partes de un amortiguador monotubo.

Los componentes principales de los amortiguadores monotubo son los siguientes:

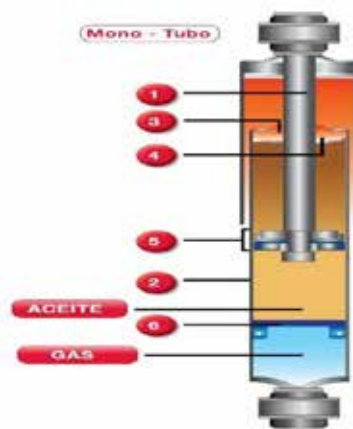


Figura 11. Partes del amortiguador monotubo

Fuente: <https://www.autobild.es/practicos/cuando-hay-que-cambiar-los-amortiguadores-284043>

Dónde:

1. **Vástago:** Está recubierto de una gruesa capa de cromo endurecida para conseguir una larga duración y resistencia máxima,
2. **Tubo de presión:** Tiene un sellado que permite asegurar la longevidad del producto y evitar la entrada de polvo, así como prevenir la corrosión.
3. **Retén multilabios:** Guía de aluminio auto-lubricado y que tiene una resistencia al desgaste.
4. **Guía de vástago:** Ayuda a la estabilidad y correcto funcionamiento del vástago.
5. **Válvula del pistón:** Tiene un válvulado de disco y muelles de acero,

regula con precisión el flujo de aceite para un control óptimo de la compresión y el efecto rebote.

6. **Pisto flotante:** De material sintético con sellado de baja fricción que mejora la respuesta de amortiguación.

Carrera de compresión (bote).

A diferencia del amortiguador bitubo, el monotubo no tiene cámara de reserva de aceite, y como su nombre indica, el funcionamiento se produce dentro de un sólo cilindro o tubo.

El problema de ubicar el volumen de aceite desplazado por el espacio que ocupa el vástago, se soluciona con la incorporación de una cámara con volumen variable. Para ello se incorpora un pistón flotante que separa la cámara hidráulica de la variable en la que se introduce un gas bajo presión que puede oscilar entre 20 y 40 bares. (Ver figura 12)

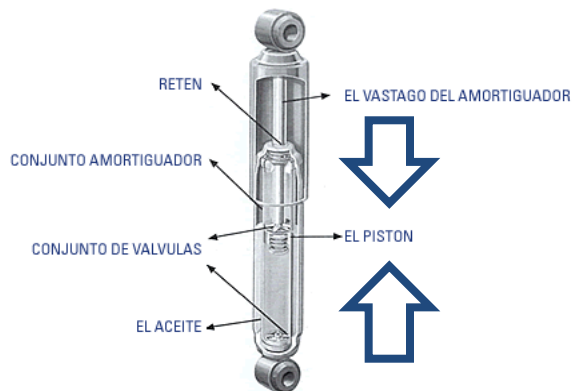


Figura 12. Carrera de compresión del amortiguador

Fuente: <http://motoresmateo.blogspot.com/2015/>

Al empujar hacia abajo el pistón del vástago, éste hace que el aceite empuje al pistón flotante y comprima el gas haciendo que la presión aumente en ambos lados, tanto en la cámara hidráulica como en la del gas. El aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón y la resistencia que se opone a la fuerza de amortiguación mediante la válvula al paso de aceite.

Carrera de extensión (rebote).

Al estirar el vástago el pistón hacia arriba, el aceite que hay por encima del pistón hace que se comprima y tenga que pasar por las válvulas, y la resistencia que encuentra a su paso es la fuerza de amortiguación en extensión, debido a la disminución de presión por debajo del pistón, hace que el pistón flotante recupere su posición original y así compensar el volumen liberado por el vástago.

Tanto en la compresión y la extensión se observa la división que se produce en el flujo de aceite según vaya por el paso permanente o por las válvulas de apertura de presión. (Ver figura 13)

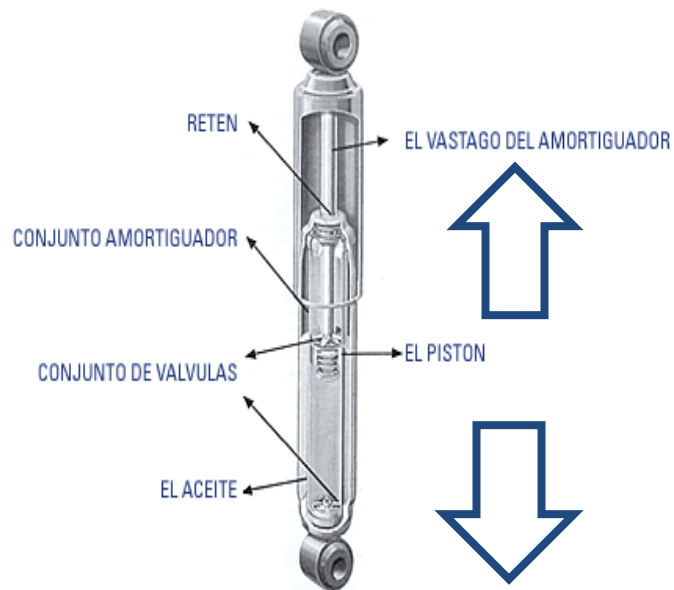


Figura 13. Carrera de extensión del amortiguador

Fuente: <http://motoresmateo.blogspot.com/2015/>

Ventajas y desventajas de los amortiguadores monotubo.

Para este tipo de amortiguadores podemos encontrar ventajas muy buenas, pero a la vez se presentan desventajas significativas:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
El aire al estar en contacto con la cámara del amortiguador tiene una buena refrigeración.	Los costos son mayores debido a la precisión estandarizada y tolerancia del gas
Se reduce precisiones de operación debido a un mayor diámetro del pistón.	La válvula de este tipo de amortiguadores es más compleja.
Al estar estacionado el vehículo el nivel de aceite del amortiguador no baja, evitando funcionamientos deficientes.	Su mayor necesidad de espacio puede aumentar su longitud por encima de 100 mm en aplicaciones a automóviles.
El aceite no forma espuma debido a la presurización, incluso a altas frecuencia y con pequeñas vibraciones evita la cavitación.	Puede sufrir variaciones debido a la presión interna del gas y a la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón.

Figura 14. Ventajas y desventajas de los amortiguadores monotubo.

Fuente: Ruiz C. (2012)

2.2.6.2. Amortiguador de dos tubos (bitubo).

Son los más comunes en la actualidad. A su vez los hay de dos tipos: no presurizados (aceite) y presurizados (con aceite y gas). Constan de dos cámaras una llamada interior y otra de reserva. Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie. (Ver figura 15)

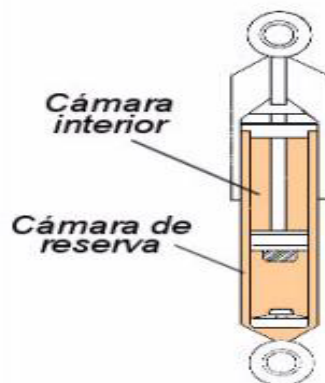


Figura 15. Esquema simplificado del amortiguador bitubo

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

Partes de un amortiguador bitubo.

Los componentes principales de los amortiguadores de doble tubo son los siguientes:

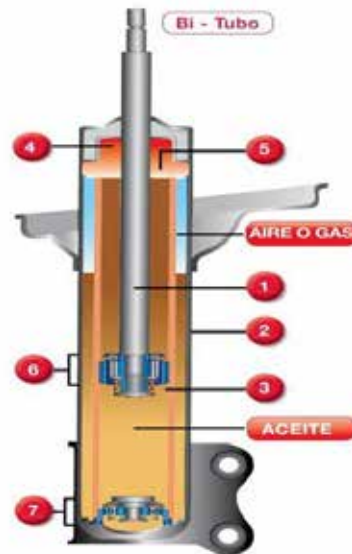


Figura 16. Partes del amortiguador bitubo.

Fuente: <https://www.autobild.es/practicos/cuando-hay-que-cambiar-los-amortiguadores-284043>

1. **Vástago:** El vástago va unido al pistón y desempeña un papel importante. No solamente ha de ser muy robusto para soportar esfuerzos mecánicos, también su estado superficial tiene gran importancia. El vástago está fabricado en acero templado por inducción que va después cromado. Ha de ser lo más liso posible a fin de evitar cualquier rugosidad que pudiera causar el desgaste del retén de aceite. La capa de cromo duro confiere al vástago una excelente resistencia a la corrosión.
2. **Cilindro exterior:** Es la parte que recubre y contiene todas las partes y elementos de los amortiguadores.
3. **Cámara de trabajo:** Es el interior del amortiguador donde el aceite es accionado por medio del vástago y de las válvulas.
4. **Reten multilabios:** A través del cual se desliza el vástago subiendo y

bajando en el amortiguador es muy importante por sí mismo: debe retener el aceite en el interior del amortiguador y mantener fuera los agentes exteriores (agua, sales, polvo).

5. **Guía de vástago:** Es una guía auto-lubricada resistente al desgaste.
6. **Válvula de pistón:** Tiene un valvulado de disco y muelles de acero, regula con precisión el flujo de aceite para un control óptimo de la compresión y el efecto rebote.
7. **Válvula inferior:** Abre o cierra los conductos de dimensiones exactas a través de las cuales pasa el aceite a presión. Al ser acero inoxidable mantiene sus características durante más de 20 millones de ciclos.

Carrera de compresión (bote).

Cuando el vástago penetra, el aceite contenido en la cámara interior fluye sin resistencia a través de sus orificios y de la válvula de no-retorno hacia el espacio generado al otro lado del pistón. Simultáneamente, una cierta cantidad de aceite se ve desplazada por el volumen que el vástago va ocupando en la cámara interior. Este aceite forzosamente pasa por la válvula de pie hacia la cámara de reserva, la cual está llena de aire a 1 bar o nitrógeno entre 4 y 8 bar. La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que pone la válvula de pie al paso del aceite.

Carrera de extensión (rebote).

Al tirar del vástago hacia fuera el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en él. La resistencia que el aceite encuentra en dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento de extensión.

El aceite que había llegado a la cámara de reserva vuelve sin resistencia por la válvula de pie a la cámara interior para compensar el volumen liberado por el vástago.

No presurizados.

Tienen la desventaja que se pueden formar en ellos bolsas de aire bajo las siguientes condiciones:

El amortiguador se almacena o transporta horizontal antes de ser instalado.

La columna de aceite de la cámara principal cae por gravedad cuando el vehículo permanece quieto durante mucho tiempo.

El aceite se contrae como consecuencia de su enfriamiento al final de un viaje y se succiona aire hacia la cámara principal.



Figura 17. Amortiguador no presurizado.

Fuente: <http://mecanicaautomotores.blogspot.com/2014/06/como-regular-los-amortiguadores-en-autos.html>

Presurizados.

Es un tipo de configuración empleada hoy en día en la mayoría de vehículos cuando se busca mejorar las prestaciones de los amortiguadores de doble tubo convencionales. La solución consiste en añadir una cámara de gas de baja presión. 4 bares es una presión suficiente, ya que la fuerza amortiguadora en compresión la sigue proporcionando la válvula de pie. De esta forma la fuerza de extensión realizada por el amortiguador en su posición nominal es baja. Esto permite utilizar esta solución en suspensiones McPherson en las que se requieren diámetros de amortiguador más elevados.

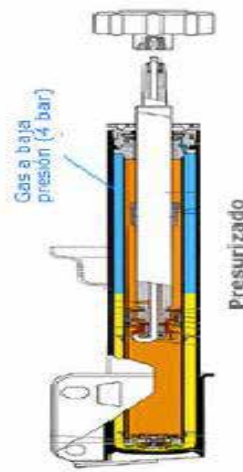


Figura 18. Amortiguador no presurizado

Fuente: <http://mecanicaautomotores.blogspot.com/2014/06/como-regular-los-amortiguadores-en-autos.html>

Ventajas respecto a los no presurizados y al monotubo.

En este tipo de amortiguadores podemos encontrar ventajas en su mayoría respecto a los no presurizados entre las cuales detallamos las siguientes:

VENTAJAS	NO PRESURISADOS	MONOTUBOS
Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas amplitudes.	SI	NO
Mejor confort de marcha.	SI	NO
Reducción de ruido hidráulico.	SI	NO
Siguen operativos aunque pierdan el gas.	SI	NO
Mejores propiedades de amortiguación en condiciones extremas (grandes baches).	SI	NO
Los de doble tubo presurizados tienen la ventaja de tener una menor longitud y fricción para las mismas condiciones de operación	NO	SI

Figura 19. Ventajas y desventajas de los amortiguadores presurizados bitubo.

Fuente: Ruiz C. (2012)

2.2.7. Riesgos de seguridad de una amortiguación averiada.

Uno de cada siete vehículos circula con un amortiguador averiado, especialmente a partir de un kilometraje de 100.000 kilómetros aumenta drásticamente la cuota de averías en los amortiguadores. Con el aumento del kilometraje, los componentes de la amortiguación, como el amortiguador, se van desgastando a consecuencia del paso del tiempo, la suciedad y la corrosión por humedad.

La pérdida de potencia se produce lentamente, de forma que el conductor se acostumbra a un comportamiento de la amortiguación cada vez peor y los daños permanecen ocultos. La consecuencia es un elevado riesgo de accidente, puesto que la calidad de la distancia de frenado, la maniobrabilidad en las curvas, el ABS y las ayudas antideslizamiento, como el ESP, dependen directamente del estado de la amortiguación. Según las estimaciones de los expertos, en aproximadamente un 14% de los vehículos hay un amortiguador averiado. (Ver figura 20)

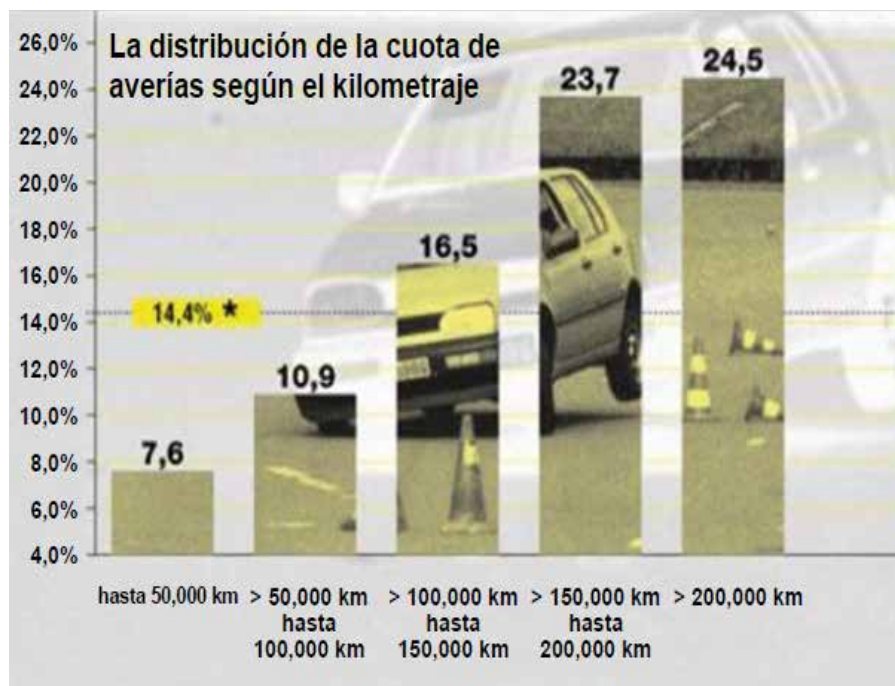


Figura 20. Cuota de avería según kilometrajes

Fuente: www.stosssdaempfertest.de

2.2.7.1. Efectos de una amortiguación averiada.

Los amortiguadores desgastados o averiados representan un importante riesgo para la seguridad. La distancia de frenado aumenta incluso con velocidades bajas se produce aquaplaning. (Ver Figura 21)

Los neumáticos y el chasis se desgastan más rápido y disminuye el efecto óptimo de los modernos sistemas de seguridad electrónicos, como ABS, ESP o ASR, puesto que estos sistemas requieren un contacto óptimo de las ruedas con el suelo. El comportamiento de la marcha del vehículo empeora, especialmente con viento lateral y en las curvas, donde el vehículo se desvía más rápidamente o se inclina más fuertemente a sobrevirar.

Equipamiento	Distancian de frenado *	
	100%	50%
Sin ABS	37.5 m	39.1 m = + 4.3 %
Con ABS	38.2 m	43.6m = + 14.1 %

Figura 21: Distancia de frenado con y sin ABS

Fuente: MAHA (2009)

* A una velocidad de 80 km/h sobre una pista irregular.

2.2.8. Banco de Prueba.

Un banco de pruebas es una plataforma para experimentación de proyectos de gran desarrollo. Los bancos de pruebas brindan una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de teorías científicas, elementos computacionales, y otras nuevas tecnologías. Además, son equipos industriales que permiten realizar evaluaciones previas de las condiciones de calidad de una parte de un ensamble.

El banco de prueba de los amortiguadores es un dispositivo en donde éstos luego de realizarles el mantenimiento requerido, pasan por una serie de pruebas para garantizar el correcto funcionamiento de los mismos verificando que no exista ningún desperfecto, tales como: botes de aceite, juego entre el cilindro y el vástago, pérdida de fuerza. Dicho banco garantiza que el amortiguador, al cual se le realizó una revisión o mantenimiento cumple con las especificaciones de trabajo deseadas.

2.2.8.1. Tipos de banco de pruebas.

Se distinguen dos tipos dependiendo de la central de potencia y de los movimientos que permiten:

Bancos de ensayo electromecánicos: Son máquinas de ensayo cuya central de potencia consiste en un motor eléctrico que proporciona giro a un volante, el cual, mediante un vástago conectado al pistón, transforma el movimiento de rotación en un movimiento lineal. Estos marcos de ensayo son los más escasos debido a que la fuerza suministrada por su central de potencia es menor que en el caso del servo hidráulicas. Como ejemplo a este tipo de bancos de ensayo se puede observar en la siguiente figura. (Ver figura 22)

Esta máquina posee la posibilidad de modificar la velocidad de giro del volante para simular diferentes condiciones de uso.



Figura 22: Bancos de ensayos electromecánicos
Fuente: Ruiz C. (2012)

Bancos de ensayo servohidráulicos: Se trata de máquinas de ensayo dotadas de uno o varios actuadores hidráulicos que proporcionan mayor fuerza que las electromecánicas. Generalmente son muy versátiles, ya que permiten ensayos de fatiga y dinámicos con solicitaciones en tracción compresión y flexión. Las capacidades de carga de los bancos de ensayo servohidráulicos abarcan un rango bastante amplio que parte desde los 15 KN de las más sencillas hasta los 1500 ó 2000 KN de las más potentes. Lo mismo ocurre con las frecuencias de excitación que proporcionan estos actuadores, estando comprendidas entre los 0,1 Hz hasta los 1000Hz. (Ver figura 23)

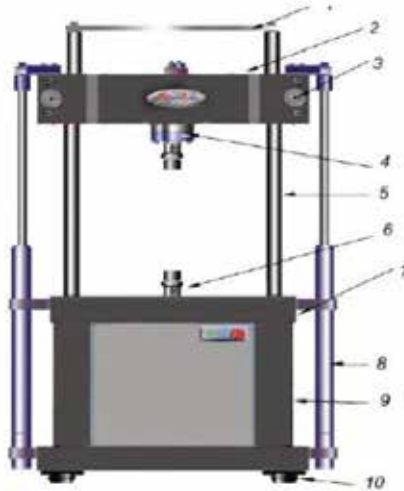


Figura 23: Bancos de ensayo servohidráulicos
Fuente: Ruiz C. (2012)

Entre los elementos que componen estos bancos se tienen:

1. Travesaño fijo (opcional).
2. Puente móvil.
3. Sistema de bloqueo/desbloqueo del cabezal.
4. Transductor de fuerza.
5. Columnas de guiado cromadas.
6. Servoactuador hidráulico.
7. Placa base.
8. Cilindros de subida/bajada del puente móvil.
9. Chasis.
10. Soportes de apoyo de amortiguación.

2.2.9. Consideraciones de diseño para el banco de prueba.

Es importante destacar, que la resistencia de un elemento juega un papel importante al momento de establecer la configuración y las dimensiones que tendrá dicho elemento.

En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión consideración de diseño se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema. Generalmente se tienen que tomar en cuenta, varios de estos factores en un caso de diseño determinado. Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, el proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008) (Ver figura 24)

1. Resistencia.	13. Ruido.
2. Confiabilidad.	14. Fabricación.
3. Propiedades térmicas.	15. Forma.
4. Corrosión.	16. Tamaño.
5. Desgaste.	17. Flexibilidad.
6. Fricción (o rozamiento).	18. Control.
7. Mano de obra empleada	19. Rigidez.
8. Utilidad.	20. Acabado de superficies.
9. Costo.	21. Lubricación.
10. Seguridad.	22. Mantenimiento.
11. Peso.	23. Volumen.
12. Duración.	24. Responsabilidad legal

Figura 24: Factores que deben tomarse en cuenta durante el diseño

Fuente: Budynas R. y Nisbett J. (2008)

2.2.10. Normas y códigos.

Es necesario que todo diseño mecánico cumpla con las normas establecidas dentro de la rama de diseño. Ello mejora la calidad del producto a realizar y brinda seguridad a los usuarios. Para el diseño se empleará la soldadura, por lo que se requiere el cálculo del cordón de soldadura, así como los materiales de unión. Este procedimiento está estandarizado por:

American Welding Society (AWS)

La Sociedad Americana de Soldadura, fue fundada en 1919 como una organización multifacética con el objetivo de avanzar en la ciencia, tecnología y aplicación de la soldadura en las disciplinas relacionadas con la unión. Desde la fábrica hasta la construcción de rascacielos, hasta armamento militar y productos para el hogar, AWS apoya a la educación de la soldadura y el desarrollo tecnológico para garantizar una competitiva forma de vida para los estadounidenses.

La AWS ha establecido normas para estandarizar y regular los procedimientos de soldadura, esto es:

Materiales empleados.

Cálculo de cordones de soldadura (ángulo de contacto, espaciado entre puntos, esfuerzos, fatigas, entre otros).

Procedimientos empleados.

Ahora bien, para el diseño mecánico, la resistencia de las piezas, las uniones y los elementos de máquina, se deben emplear los estándares basados en:

ANSI: American National Standards Institute

Fundada en 1918, El Instituto Nacional de Normalización Estadounidense (ANSI por su sigla en inglés) es una organización privada sin fines lucrativos que administra y coordina la normalización voluntaria y las actividades relacionadas a la evaluación de conformidad en los Estados Unidos.

La misión del Instituto es mejorar tanto la competitividad mundial de las empresas estadounidenses, así como la calidad de vida estadounidense, promoviendo y facilitando normas voluntarias de consenso y sistemas de evaluación de conformidad, y protegiendo su integridad.

ASME: American Society of Mechanical Engineers

Fundada en 1880 como la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, ASME es una organización profesional sin fines de lucro que permite la colaboración, intercambio de conocimientos y desarrollo de habilidades en todas las disciplinas de ingeniería, así como fomentar el papel esencial del ingeniero en la sociedad. Los códigos ASME y las normas, publicaciones, conferencias, educación continua y programas de desarrollo profesional constituyen una base para avanzar en los conocimientos técnicos y un mundo más seguro.

ASME ofrece múltiples códigos y estándares para las áreas de mecánica e ingenierías multidisciplinarias, desarrollando códigos, normas y programas de evaluación universales, por los productos y servicios relacionados para el beneficio de la humanidad.

ASTM: American Society for Testing and Materials

ASTM International es una de las organizaciones de desarrollo de normas internacionales más grande del mundo. En ASTM se reúnen productores, usuarios, consumidores, entre otros, para crear normas consensuales voluntarias. Las normas de ASTM se crean usando un procedimiento que adopta los principios del World Trade Organization Technical Barriers to Trade Agreement (Convenio de obstáculos técnicos al comercio de la Organización Mundial de Comercio). El proceso de creación de normas de ASTM es abierto y transparente; lo que permite que tanto a individuos como gobiernos participen directamente, y como iguales, en una decisión consensual global.

Con el fin de facilitar las contribuciones a nivel mundial, ASTM International utiliza tecnologías en línea que fomentan la participación abierta y el interés por las necesidades de la industria. Entre ellas están los foros de desarrollo de normas por medio de Internet, lo que permite el acceso mundial 24 horas

diarias, los 7 días de la semana, votación en línea, actas y plantillas electrónicas, así como los últimos adelantos en los métodos de distribución.

Las normas de ASTM International se usan en investigaciones y proyectos de desarrollo, sistemas de calidad, comprobación y aceptación de productos y transacciones comerciales alrededor del mundo. Son los componentes integrales de las estrategias comerciales competitivas de hoy en día.

2.2.11. Factor de seguridad.

Es un cálculo que se emplea para minimizar el riesgo de diseño, que surge de la imposibilidad de la certeza total de los resultados que pueden presentar los diversos elementos de máquinas, por lo mismo, se introduce el denominado Factor de Seguridad, el cual se designa por la letra **N**, y se define según la siguiente expresión:

$$N = \frac{\text{Condición de Falla}}{\text{Condición de Trabajo}} > 1,0 \quad (1)$$

En el diseño, cuando se deba calcular un elemento de máquina, se adoptará entonces un valor de **N** tanto mayor, cuanto mayor sea la consecuencia de la falla de dicha pieza.

2.2.12. Esfuerzos.

Se producen al aplicar una carga sobre un área de una pieza. Los esfuerzos producen deformación, fatiga, tolerancias, incremento de la temperatura de la pieza, y en el extremo rotura. La ley de Hooke establece que, dentro de ciertos límites el esfuerzo en un material es directamente proporcional a la deformación que lo produce. La fórmula implementada para calcular el esfuerzo es la siguiente:

$$= \frac{P}{A} \quad (2)$$

Dónde:

: Esfuerzo

P: Carga

A: Área transversal

Además, los experimentos demuestran que cuando un cuerpo se somete a tensión, ésta no sólo le producirá una deformación axial (alargamiento), sino también una deformación lateral (estrechamiento). Poisson demostró que estas deformaciones son proporcionales entre sí, dentro de los límites de la ley de Hooke.

$$\nu = \frac{\text{Deformación Transversal}}{\text{Deformación Axial}} \quad (3)$$

Dónde:

Esfuerzos uniformemente distribuidos.

Son aquellos esfuerzos donde las líneas de acción de los esfuerzos unitarios de la pieza son paralelas. Estos esfuerzos se dividen en *tensión pura*, *compresión pura* ó *cortante pura*.

Tensión Pura: Dada una fuerza F que es aplicada por los pasadores en los extremos de una barra, se define que el esfuerzo está uniformemente distribuido a lo largo de la barra si cumple con las siguientes condiciones:

- La barra sea recta y de material homogéneo.
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
- La sección esté lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio brusco en la sección transversal.

Compresión Pura: Consiste en la misma definición que los esfuerzos de tensión pura, pero las fuerzas se orientan en sentido hacia el centroide de la pieza, provocando que se contraiga.

Cortante Pura: Las fuerzas son tangenciales a la superficie, generan torque que produce una deformación angular de la pieza.

Esfuerzos normales por flexión.

Son esfuerzos generados en una viga homogénea cuando se le aplica un momento flexionante puro. Para el cálculo de flexión en piezas se emplea:

$$\sigma_f = \frac{M_f \times c}{I} \quad (4)$$

Dónde:

M_f: Momento flector

c: Distancia a la fibra más alejada

I: Momento de inercia de la sección perpendicular al plano del radio de giro

Esfuerzo por torsión.

La torsión pura es una acción deformadora, producida por un Momento Torsor Puro (par de fuerzas) que actúa en el plano de la sección resistente del elemento de máquina, generando en las mismas tensiones de corte (esta tensión es el tercer de los tipos que pueden presentarse en una pieza, además de las tensiones de compresión y tracción). Al momento de que se ejerce la torsión se produce un ángulo de giro. (Ver figura 25).

$$t_{max} = \frac{T\rho}{J} \quad (5)$$

Dónde:

T = par de torsión

J = momento de inercia polar del área de la sección transversal

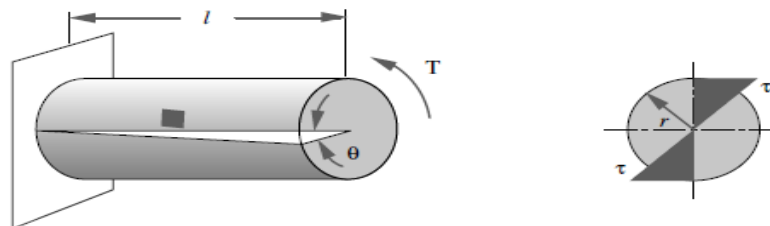


Figura 25: (a) Barra de sección circular, con uno de los extremos empotrado, sometida en el otro a la acción Momento Torsor MT, (b) Representación gráfica de la tensión de corte producida en su sección transversal.

Fuente: Norton R. (2011)

El esfuerzo es máximo en la superficie exterior, en el radio r .

$$t_{max} = \frac{Tr}{J} \quad (6)$$

El torque que se aplica produce una deflexión angular y se calcula mediante la siguiente formula:

$$= \frac{Tl}{JG} \quad (7)$$

Dónde:

T = par de torsión.

l = longitud.

G = módulo de rigidez.

J = segundo momento polar del área.

Con respecto a las secciones no circulares sometidas a torsión, estas no permanecen planas el momento del torcimiento además de las líneas radiales no permanecerán rectas y la distribución del esfuerzo cortante no siempre el lineal a través de su sección.

Este tipo de esfuerzo torsional para este tipo de secciones es llamado *esfuerzo cortante máximo debido a la torsión en secciones no circulares*.

$$t_{max} = \frac{T}{Q} \quad (8)$$

Dónde:

Q = función de la geometría de la sección transversal.

Para determinar los diferentes perfiles para la deflexión angular torsional se emplea la siguiente expresión:

$$= \frac{Tl}{KG} \quad (9)$$

Dónde:

K = función de la geometría de la sección transversal.

Cabe destacar que la formula antes mencionada tiene cierta analogía con la única diferencia es el reemplazo de la variable de momento de inercia polar (J) por la variable de función geométrica de sección transversal (K). Según Norton R. (2011) “Para cualquier forma de sección transversal cerrada diferente a la circular, el factor K será menor que J para las mismas dimensiones de la sección, lo cual es una indicación de lo valioso que resulta usar una sección circular cerrada para cargas de torsión”.

Para poder determinar los valores de Q y K es indispensable tomar referencia de la siguiente tabla a mostrar, ya que provee información de algunos perfiles que pueden ser utilizados para el diseño que según Norton R (2011). (Ver figura 26)

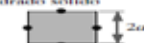


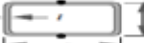



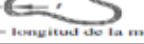
Perfil	K	Q
 cuadrado sólido	$K = 2.25a^4$	$Q = \frac{a^3}{0.6}$
 cuadrado hueco	$K = \frac{2t^2(a-t)^4}{2at - 2t^2}$ las esquinas interiores pueden tener un esfuerzo mayor si el radio de la esquina es pequeño	$Q = 2t(a-t)^2$
 rectángulo sólido	$K = ab^3 \left[\frac{16}{3} - 3.36 \frac{b}{a} \left(1 - \frac{b^4}{12a^4} \right) \right]$	$Q = \frac{8a^2b^2}{3a + 1.8b}$
 rectángulo hueco	$K = \frac{2t^2(a-t)^2(b-t)^2}{at + bt - 2t^2}$ las esquinas interiores pueden tener un esfuerzo mayor si el radio de la esquina es pequeño	$Q = 2t(a-t)(b-t)$
 elipse sólida	$K = \frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2}$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2}$
 elipse hueca	$K = \frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2} \left[1 - \left(1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$
 tubo circular abierto	$K = \frac{2}{3} \pi r t^3$; $t \ll r$	$Q = \frac{4\pi r^2 t^2}{6\pi r + 1.8t}$; $t \ll r$
 forma arbitraria abierta	$K = \frac{1}{3} U t^3$; $t \ll U$	$Q = \frac{U^2 t^2}{3U + 1.8t}$; $t \ll U$

Figura 26: Expresión de K y Q de algunas expresiones trasversales en torsión.

Fuente: Norton R. (2011)

Esfuerzos combinados.

Se emplean los esfuerzos combinados cuando sobre una pieza se aplican tanto flexión como torsión, o existe una incertidumbre de que ello ocurra. La ecuación generalizada es:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{S_{yc}}\right)^2} \quad (10)$$

Dónde:

S_y: Esfuerzo resistente del material a tracción

S_{yc}: Esfuerzo resistente del material a cortadura

N: Factor de seguridad

2.2.13. Medios de unión.

Son aquellos elementos metálicos que sirven para efectuar la unión y rigidización entre piezas que componen una estructura metálica. Estos elementos pueden ser:

-Soldadura

-Tornillos

2.2.14 Soldadura.

Es un medio de unión permanente, que se utiliza ampliamente en la construcción de elementos de máquina, y en la reparación de algunos de ellos. En la soldadura se unen dos materiales mediante presión, calor o ambos.

Los materiales a unir se pueden calentar hasta lograr el punto de fusión; también se puede emplear un tercer material, el cual se calentará empleando un flujo de corriente eléctrica de elevado (amperaje), y servirá como elemento de unión, formando un cordón de soldadura. Hay varios tipos de soldadura que son actualmente utilizado en la industria, estos son aplicados dependiendo de las necesidades que se requieran.

2.2.14.1 Soldadura por arco eléctrico.

Este tipo de soldadura se es implementada mediante un arco eléctrico sostenido que genera calor suficiente para fundir el material de la pieza de trabajo ademan de aplicar material de aporte. Este método puede ser usado por corriente alterna (AC) como por corriente directa (DC) y que a su vez puede implementar electrodos consumibles que tienen un periodo de tiempo útil corto y no consumible que son más duraderos y no se consumen a corto plazo por las altas temperaturas producidas. En el caso que se empleen electrodos consumibles, están son sus variantes:

Soldadura por arco metálico y gas (GMAW): Este tipo de electrodo metálico consumible, es alimentado médiante una pistola utilizada para la tarea de soldar y que a su vez de esta esta emana un gas inerte que protege al electrodo. Las principales ventajas que ofrece son la nula formación de escoria, se pueden acumular varias capas sin necesidad de una limpieza intermedia y la gran adaptabilidad a la mayoría de los metales. Los gases preferiblemente utilizados para este tipo de soldadura son el argón que es un gas adecuado para todos los materiales, el helio debido a su mayor capacidad de ionización y mayor rapidez de generación de calor y el arcón entre 2 y 30 % de CO₂ usado para emplearse en aceros al carbono.

Soldadura con arco metálico protegido (SMAW): Este tipo de soldadura con arco se diferencia debido a que la varilla de aporte está protegida por un recubrimiento aplicado al exterior de alambre, cual cumple varias funciones tales como son la combustión y descomposición con el calor con el calor del arco produciendo así una atmosfera protectora; el recubrimiento proporciona una cubierta de escoria fundida a la soldadura debido a la fusión; el recubrimiento se ioniza con facilidad debido al contenido de Na o K que proporciona estabilidad al arco.

Soldadura de arco con núcleo fundente (FCAW): Esta variante se obtiene resultado igual solo con la diferencia de que proporciona una penetración

profunda con el fundente dentro del tubo. También el alambre para soldar posee la característica de poder enrollarse favoreciendo la implementación de la soldadura automática. En algunas ocasiones se implementa una protección adicional.

Soldadura de arco sumergido (SAW): En este caso, el electrodo consumible está compuesto de un alambre de aporte sin recubrimiento y la zona donde se aplica la soldadura está protegida por un fundente granular que se proporciona a parte gracias a un alimentador, creando una capa gruesa que protege al arco. El fundente que se aplica protege el arco, permitiendo que se provea una gran eficiencia y alta penetración de la soldadura. Cabe destacar también que este método solo se realiza en posición horizontal para evitar el de derramamiento del fundente.

2.2.14.2 Cálculo de la soldadura.

En esta sección se consideran los casos típicos de uniones permanentes soldadas, producto de la inclusión del material de aporte.

Soldadura a Tope: Este tipo de soldadura se utiliza en caso de tensiones de tracción o de compresión. (Ver figura 27)

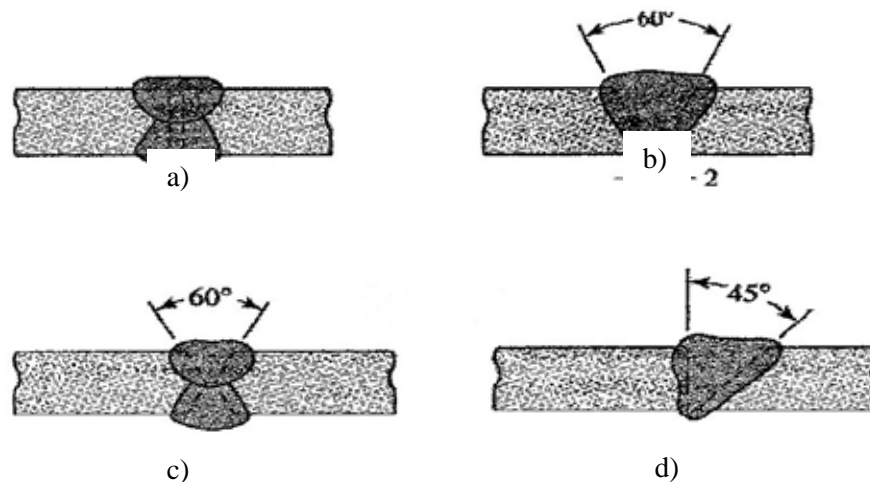


Figura 27: Soldaduras a Tope, sometidas a tracción o compresión: (a) tope con extremos rectos; (b) bisel a 60°; (c) doble bisel a 60°; (d) bisel simple a 45°.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Para el caso más general de soldadura a tope sometida a tensiones de tracción o de compresión, consideraremos el caso representado en la figura 28, en la cual se señala la existencia de cargas de tracción.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (11)$$

Para este cálculo es necesario determinar el valor real del área A, el cual estará determinado por el espesor de la garganta a tomar, en este caso, como el espesor más delgado de las láminas multiplicado por la longitud efectiva del cordón de soldadura Le: para este caso, y para todos los casos que se consideren en adelante, esta longitud efectiva del cordón de soldadura será expresado por:

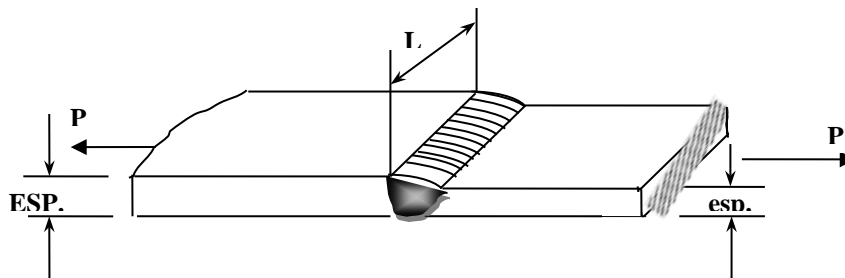


Figura 28: Soldadura a tope, de dos láminas de distinto espesor, sometidas a tracción.

Fuente: Tassoni D. (2007)

$$Le = L \quad [N(ESP.)] \quad (12)$$

En esta expresión, el valor de la variable n es el número de extremos de la soldadura. Para entender cómo se calcula la variable n, se usa este ejemplo gráfico:

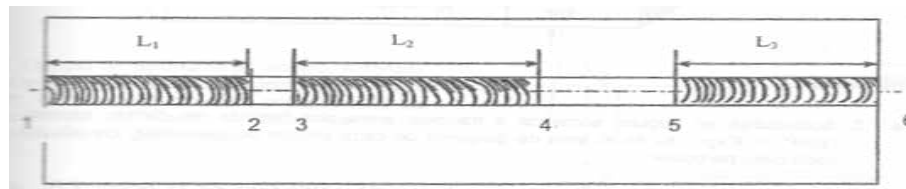


Figura 29: Soldadura a tope con bisel, con seis extremos en el cordón.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Ya para este tipo de método, la expresión necesaria para el cálculo de la tensión compresión se muestran de esta manera:

$$\sigma = \frac{P}{L_e(esp.)} \quad (13)$$

Soldadura en ángulo: Para poder soportar múltiples sistemas de carga y poder unir diferentes tipos de piezas con geometrías variadas, el uso de este tipo de soldadura es indispensable. El caso de soldadura de ángulo sometidas a esfuerzos de tensión y compresión, como se muestra en la figura, donde se determina que el área efectiva en donde se concentra el esfuerzo a este tipo de fenómeno en el área de la garganta. Los casos que se presentan son más constantes son los siguientes. (Ver figura 30)

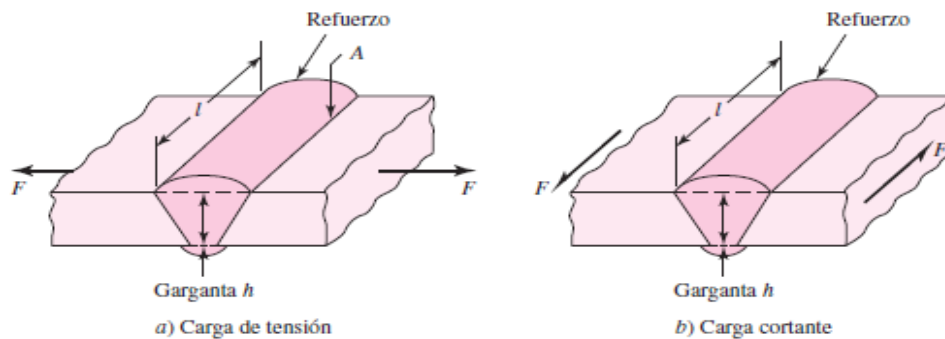


Figura 30: a) Se muestra como las cargas actúan halando los dos cuerpos unidos por la soldadura en sentido contrario, afectando a la misma. b) Se muestra en este caso que los dos cuerpos se le aplican las cargas paralelas al cordón de soldadura, pero en sentidos opuestos.

Fuente: Budynas R. y Nisbett J. (2008)

Según estas consideraciones, en el caso de uniones de filete transversal, la tensión viene calculada gracias a la estructuración de la siguiente ecuación:

$$\sigma = \pm \frac{1,414P}{L_{e1}(esp.) + L_{e2}(ESP.)} \quad (14)$$

También es de suma importancia, explicar en la figura que viene a continuación, la dirección de las cargas que se aplica a este tipo de unión de filete transversal. (Ver figura 31)

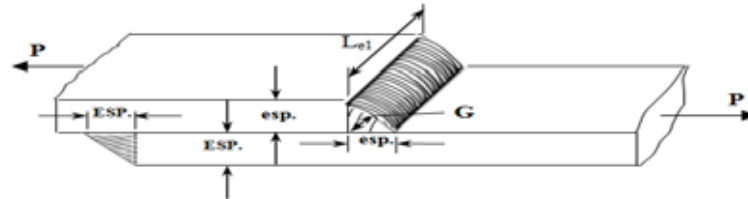


Figura 31: Soldaduras de ángulo, sometida a tracción, entre dos láminas de distinto espesor ($ESP. > esp.$); G es el área de garganta de cada cordón de soldadura, tomado en cada caso particular.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Para las soldaduras en ángulo, conocidas como soldadura en “T” para láminas gruesas, para dos cordones de soldadura de igual sección transversal, y de igual longitud, nuevamente el área resistente se considera como el área de la garganta; al ser los dos cordones iguales, sus ángulos serían los mismos. En la figura que se muestra a continuación, los ángulos de inclinación de cada cordón son de 45° . (Ver figura 32)

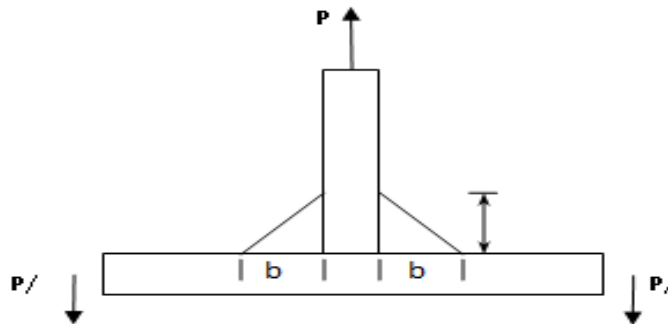


Figura 32: Soldadura en ángulo para láminas gruesas sometidas a tracción donde $b =$ Ancho del cordón.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Debido a la inmensa diversidad de geometrías, y de sistemas de carga que pueden presentarse, en el caso de tensiones soldadas, es necesario hacer un resumen de las más solicitadas.

2.2.15 Tornillos.

Son elementos de unión no permanentes, poseen una rosca sobre un cuerpo cilíndrico, que gira para encajarse entre dos piezas agujereadas; poseen una cabeza con

una forma geométrica específica de acuerdo a la herramienta empleada para atornillar. Después de enroscar el tornillo, se emplea una tuerca en el extremo opuesto a la cabeza para evitar que el mismo se mueva. (Ver figura 33)

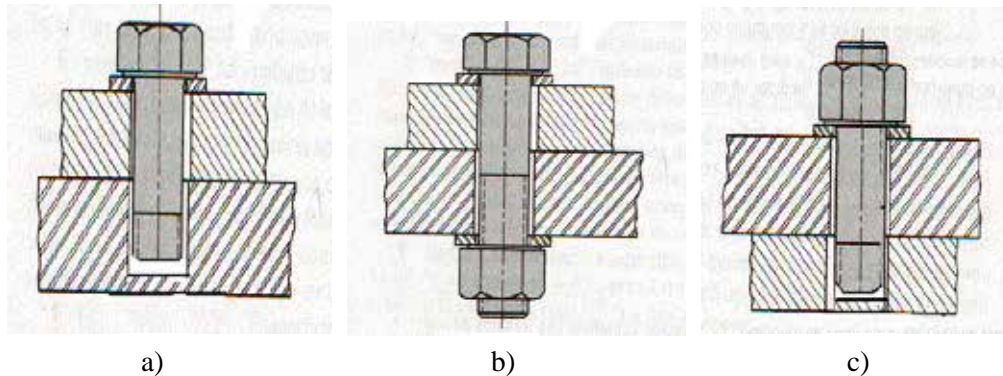


Figura 33: Medios de unión no permanente: (a) Tornillo; (b) Perno con su tuerca y (c) Espárrago o Prisionero

Fuente: Tassoni D. (2007)

2.2.15.1 Tornillos de unión

Para calcular un tornillo para la unión de dos materiales, se evalúa el área disponible para cortar y colocar el tornillo, el esfuerzo total que debe soportar el(los) tornillo(s), y la fuerza máxima a la que deben ser tensados los mismos. Generalmente la fuerza máxima de los materiales no se toma en cuenta. En la figura 34 se observan las cargas distribuidas sobre el tornillo.

Cabe mencionar, que la tensión de tracción que debe mantener unidos a los materiales, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (15)$$

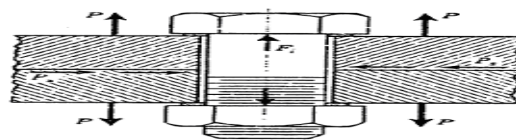


Figura 34: Tensiones presentes en una unión no permanente sujeta con un perno, con apriete inicial.

Fuente: Tassoni D. 2.007

Sin embargo, este sistema de cargas genera tensiones de corte en la base de los

filetes de la rosca del tornillo y en la tuerca, dadas por la siguiente expresión:

$$\tau_{Tornillo} = \frac{P}{\pi r L} \quad (16)$$

$$\tau_{tuerca} = \frac{P}{\pi R L} \quad (17)$$

De igual forma, si en las expresiones anteriores, hay más de un perno resistente a la carga P, tendremos que tomar en cuenta el aporte de cada uno de ellos, considerando que, para la expresión anterior el valor del área vendrá dada por:

$$A = \text{area neta} \times n^{\circ} \text{ de tornillos} \quad (18)$$

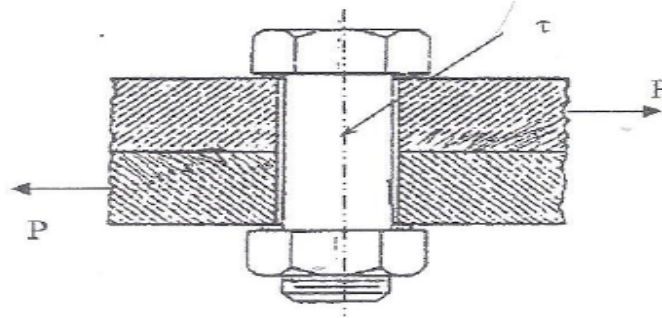


Figura 35: Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a acción de carga P de corte.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Para este caso similar, los valores antes determinados de las tensiones de corte en las bases de los filetes para cada tornillo y tuerca, es cambiado por la cantidad de piezas unidas presentes. Para que estos criterios sean de utilidad, se deben emplear por siguientes expresiones:

$$\tau_{Tornillo} = \frac{P}{n\pi r L} \quad (19)$$

$$\tau_{tuerca} = \frac{P}{n\pi R L} \quad (20)$$

Del mismo modo, para determinar el criterio de diseño será el que arroje el

menor valor entre los siguientes:

$$\sigma < \frac{S_y}{N} \quad (21)$$

$$\tau_i < \frac{S_{ycorte}}{N} \quad (22)$$

Empleada para las tensiones de corte de las bases de los filetes de las roscas en los tornillos en conjunto en el caso de tornillo con el subíndice i = tornillo y en el caso de tuercas i = tuerca.

Finalmente, de ambas expresiones mencionadas anteriormente, se debe obtener un factor de seguridad N que debe estar en los siguientes parámetros:

$$3 < N < 4 \quad (23)$$

2.2.16 Análisis de piezas largas sometidas a compresión

Este análisis obedece a la existencia de un llamado equilibrio inestable o inestabilidad elástica. Un ejemplo típico de lo que aquí decimos, son las columnas. La biela de un motor de combustión interna, o, de un compresor; el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo del cilindro hidráulico del freno de un vehículo de pasajeros, entre otros. Considerando por ejemplo dos elementos que se indican en la figura 36. ¿Cuál es el más crítico? La respuesta a dicha pregunta, resulta muy evidente: sin pensar siquiera en la sección, o en la dimensión de la sección transversal del elemento, todos concuerdan en afirmar que el más crítico es el más largo, en este caso el de la figura 36.b. Para visualizar desde un mejor punto de vista esta situación, imagine una regla la antena de un carro a la cual se le aplica una carga P que comprime la misma, se observa que la antena se dobla lo indicando que la pieza se ha pandeado; el pandeo no es la curvatura producida, sino la falla, aun manteniendo la carga P . si quitamos la carga P la antena se endereza, ¿Por qué? Un pequeño desplazamiento lateral, producto de la deformación genera una reacción interna que se opone a P , debido a un momento elástico interno. A desaparecer P , este momento es

suficiente para que la pieza recobre su forma recta, esto se denomina “estabilidad elástica”.

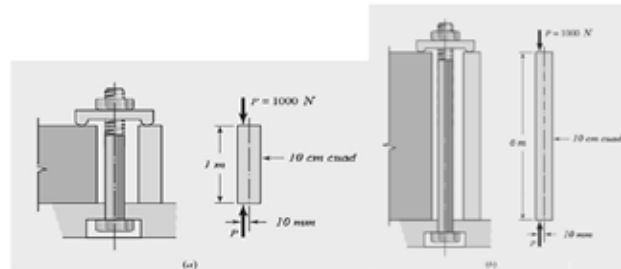


Figura 36: Elementos de máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a sus longitudes

Fuente: Tassoni D. (2007).

La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, no el hecho de que la pieza se endereza, ya que la estabilidad elástica lo explica, el verdadero problema es explicar cuando la pieza no se endereza o llegará a la “*inestabilidad elástica o geométrica*”, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de **P**, ¿y qué ocurre? Pues, la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso. Euler, poco antes de morir, en 1.780, completó su largo trabajo, con la propuesta que lleva su nombre, analizando la forma de una columna sometida a carga axial, como lo demostró en la siguiente ecuación.

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 EI}{2} \quad (24)$$

Dónde:

E: Módulo de Elasticidad del material que conforma la pieza [Pa]

I: Inercia de la sección transversal de la pieza [m⁴]

h: Longitud de la pieza [m]

El subíndice **cr** que se asocia a la carga **P**, indica el carácter crítico de la carga de compresión aplicada, la cual es la carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla. Si en la fórmula de Euler la expresión (24) del

presente aparte, sustituimos la inercia I por la relación, del radio de giro de la superficie ($I = R^2 A$) obtenemos:

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 ER^2 A}{2} \quad (25)$$

Agrupando adecuadamente, obtenemos:

$$\frac{P_{Cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{R^2}{2}\right)} \quad (26)$$

En esta expresión A es el área de la selección transversal del elemento, y el factor h/R es denominado coeficiente de esbeltez. Otra utilización sencilla permite realizar la ecuación de Euler consiste en aplicar directamente la longitud de pandeo, sustituyéndola en las expresiones (24) (25) o (26). Un ejemplo de esta aplicación se presenta a continuación considerando que la pieza de la figura 37, que es la representación de una pieza larga, con extremos libres y el otro empotrado.

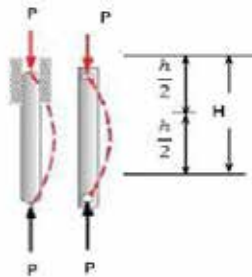


Figura 37: Representación de un elemento de máquina largo sometido a compresión, o ambos extremos libres de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar sometido a una carga axial P de compresión (la deformación del elemento ha sido magnificada).

Fuente: Tassoni D. (2007).

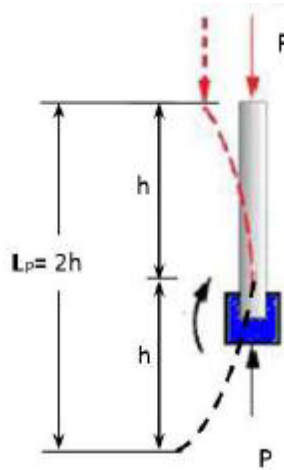


Figura 38: Elemento de máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial P de compresión
Fuente: Tassoni D. (2007).

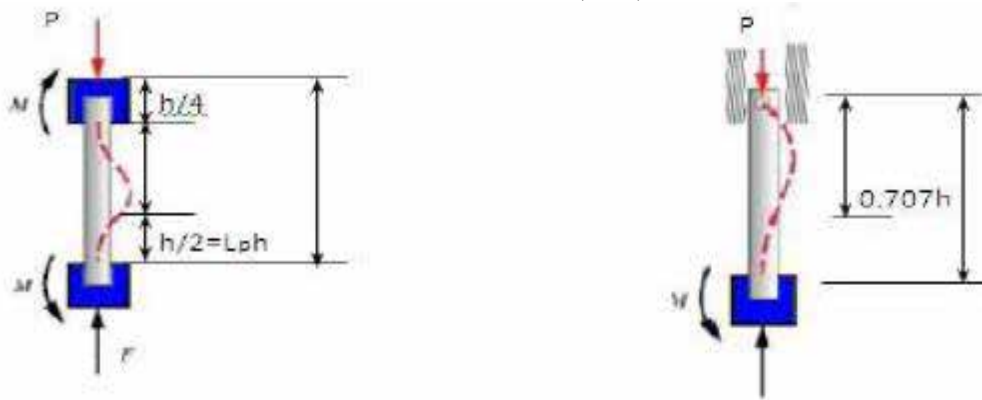


Figura 39: Representación de elementos de máquina largos sometidos a carga axial de compresión F; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.
Fuente: Tassoni D. (2007).

Finalmente, podemos escribir la ecuación de Euler como:

$$P_{Cr} = n \frac{\pi^2 EI}{2} \quad (27)$$

En la ecuación (37), **n** es el factor de fijación de extremos y para los casos presentados tenemos los siguientes valores:

$n=1$ con extremos libres de girar (caso de la figura 37)

$n=1/4$ con un extremo empotrado y el otro libre (caso de la figura 38)

$n=2$ con un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente (guiado) (caso de la figura 39.b)

$n=4$ con extremos empotrados (caso de la figura 39.a)



Figura 40: Representación de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquinas largos sometidos a compresión

Fuente: Tassoni D. (2007).

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R}\right)^2 \quad (28)$$

La ecuación 28, es una expresión parabólica tangente al punto $\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp}$ y la parábola de Euler punto $\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$ entonces se obtiene:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{h}{R}\right)^2} = S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R}\right)^2$$

Haciendo los cambios de variable

$$S_{ycomp} = b; \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} = a; \left(\frac{h}{R}\right)^2 = x; n\pi^2 E = c$$

Con los cuales nos queda:

$$b - ax = \frac{c}{x}$$

es decir, la expresión:

$$ax^2 - bx + c = 0$$

Cuyas raíces son:

$$x = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

Al devolver los cambios se tiene:

$$x = \frac{Sy_c \pm \sqrt{Sy_c^2 - 4 \frac{Sy_c^2 n \pi^2 E}{4 \pi^2 n E}}}{2 \frac{Sy_c^2}{4 \pi^2 n E}}$$

Finalmente:

$$x = \frac{2 \pi^2 n E}{Sy_c}$$

Siendo: $x = \left(\frac{h}{R}\right)^2$ se obtiene:

$$\frac{P}{R} \Big|_{lim} = \bar{x} = \pi \sqrt{\frac{2nE}{S_{yc}}} \quad (29)$$

Éste es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto $\frac{P}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$ es decir ambos criterios son válidos. La parábola de Johnson es válida hasta los valores de esbeltez que igualan la expresión 29. Para los valores mayores a este, debe utilizarse la fórmula de Euler. Para los valores inferiores a una esbeltez de 20, se utilizará el criterio de falla por fluencia pues se trata de elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

2.2.17 Diseño de la excéntrica

Para el cálculo de la fuerza de la excéntrica partimos de la aplicación de torque lo que indica que una fuerza ejercida a una cierta distancia en el mismo eje de acción genera un torque.

$$T = Fd \quad (30)$$

Dónde:

T: Torque (Nm)

F: Fuerza (N)

d: Distancia (m)

En el caso del banco de pruebas, es necesario identificar el torque que produce el movimiento del mecanismo. Para ello se realiza un análisis vectorial para determinar la distancia que genera el torque en la excéntrica y esta viene siendo igual a la hipotenusa del triángulo que se forma del centro de la masa al punto de contacto del rodamiento. (Ver figura 41)

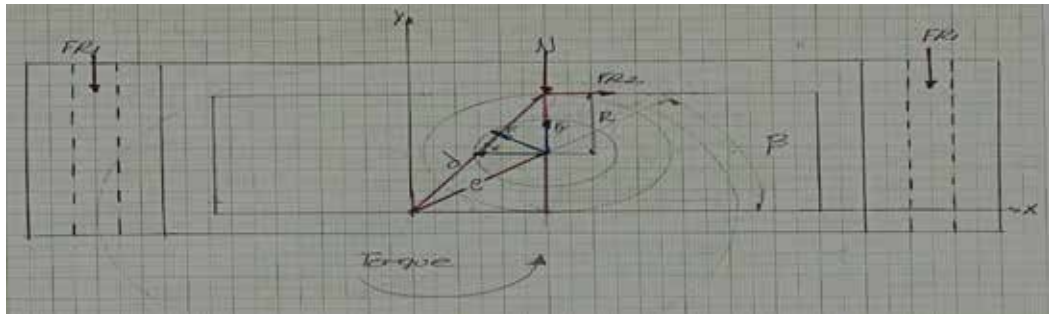


Figura 41: Análisis vectorial del mecanismo biela-manivela

Fuente: Soto W. (2020)

Para calcular la dicha distancia se emplea la siguiente expresión:

$$d^2 = e\cos\beta^2 + (e\sin\beta + R)^2 \quad (31)$$

Dónde:

d: Distancia que genera el torque en la excéntrica (m)

e: Excentricidad (m)

R: Radio del Rodamiento Excéntrico (m)

β : Angulo de la Excentricidad (°)

Finalmente se tiene:

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

$$d = \sqrt{e^2 + 2e\text{Sen}\beta R + R^2} \quad (32)$$

La fuerza generada por la excéntrica para vencer la fuerza generada por el amortiguador se descompone en F_x y F_y .

$$F_x = F\text{Cos}\alpha \quad (33)$$

$$F_y = F\text{Sen}\alpha \quad (34)$$

Dónde:

F : Fuerza de amortiguamiento (N)

F_x : Componente en X de la fuerza de amortiguamiento (N)

F_y : Componente en Y de la fuerza de amortiguamiento (N)

Angulo de la fuerza de amortiguamiento ($^\circ$)

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

$$\text{Sen}\alpha = \frac{e\text{Cos}\beta}{d} \quad (35)$$

$$\text{Cos}\alpha = \frac{R + e\text{Sen}\beta}{d} \quad (36)$$

Remplazando en las ecuaciones (27) y (28) se tiene:

$$F_x = F \frac{R + e\text{Sen}\beta}{d} \quad (37)$$

$$F_y = F \frac{e\text{Cos}\beta}{d} \quad (38)$$

Para determinar las fuerzas actuantes en el sistema se realiza la sumatoria de fuerzas en X y Y. Seguidamente, las fuerzas que actúan en X son:

$$FR_2 = \mu_2 N \quad (39)$$

Por otra parte, las fuerzas actuantes en la componente Y son las siguientes:

$$F_y = N + W + 2FR_1 \quad (40)$$

2.2.18 Velocidad máxima en los amortiguadores

El margen de actuación del amortiguador en lo que se refiere a la velocidad se obtiene mediante de la teoría de la vibración:

$$V_{max} = A\omega = 2A\pi f \quad (41)$$

Dónde:

V_{max} : velocidad máxima (m/s)

A: amplitud de desplazamiento u onda (m)

ω : frecuencia circular (rad/s)

f: frecuencia lineal (Hz)

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (42)$$

Dónde:

f: frecuencia lineal (Hz)

ω : frecuencia circular (rad/s)

2.2.19 Análisis del amortiguador

La fuerza de generada por el amortiguador depende de la suspensión que tenga el vehículo, la misma se presentara con más detalles en el desarrollo de la investigación. Las suspensiones contienen generalmente un conjunto de muelle-amortiguador el cual se representa mediante el siguiente esquema. (Ver figura 42)

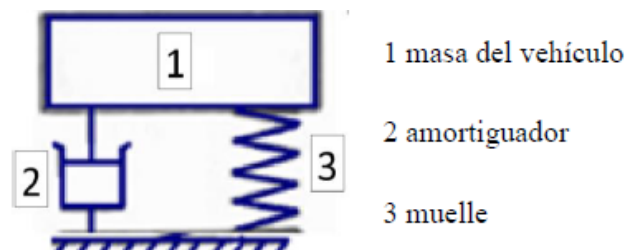


Figura 42: Esquema de la suspensión.

Fuente: www.mecanicvirtual.org

Para realizar el cálculo de la fuerza generada por el amortiguador, se emplea la siguiente expresión:

$$F_a = ma \quad (43)$$

Dónde:

F_a : Fuerza del amortiguador (N)

m : Masa del vehículo repartida en un amortiguador (Kg)

a : Aceleración ($m\ s^{-2}$)

Mediante la siguiente figura se representa la forma en la cual se van a generar los distintos tipos de velocidades en el mecanismo biela-manivela. (Ver figura 43)

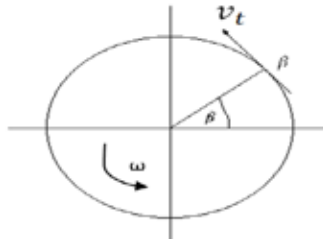


Figura 43: Grafica de la manivela representada la excéntrica

Fuente: Soto W. (2020)

Para determinar la velocidad tangencial en este sistema se utiliza la siguiente ecuación:

$$v_t = e\omega \quad (44)$$

Dónde:

v_t : Velocidad tangencial (m/s)

e : Excentricidad (m)

ω : Velocidad angular (rad/s)

Igualmente, para determinar la velocidad angular en el sistema se emplea la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{60v_t}{2\pi e} \quad (45)$$

Dónde:

v_t : Velocidad tangencial (m/s)

e : Excentricidad (m)

ω : Velocidad angular (rpm)

Del mismo modo, para conseguir la variación de la velocidad tangencial en la

componente Y se emplea:

$$v_{tymax} = \frac{2\pi}{60} e\omega Sen\beta \quad (46)$$

Dónde:

v_{tymax} : Velocidad tangencial máxima en la componente Y (m/s)

e: Excentricidad (m)

ω : Velocidad angular (rpm)

La aceleración en el sistema excéntrico cambia a pesar de que la velocidad angular de la manivela es constante. Por lo tanto, cuando la manivela alcanza su punto 0° es mínima, dando como resultado que la aceleración en el sistema está en función de la velocidad tangencial respecto al eje Y.

$$a = \frac{v_t}{t} \quad (47)$$

Dónde:

a: Aceleración ($m \cdot s^2$)

v_t : Variación de la velocidad tangencial (m/s)

t: Tiempo (s)

2.2.20 Potencia

La potencia es directamente proporcional al torque (T) por el número de revoluciones (rpm) se determina mediante la siguiente expresión:

$$P = \frac{T\omega}{7200} \quad (48)$$

Dónde:

P: Potencia (Hp)

ω =Velocidad angular (rpm)

2.2.21 Rodamientos

Los rodamientos son elementos normalizados en dimensiones y tolerancias, esta normalización facilita la intercambialidad, pudiendo disponer repuestos de

diferentes fabricantes, asegurando un correcto montaje sin necesidad de un ajuste posterior en los mismos. El tamaño del rodamiento para una aplicación se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga C (capacidad de carga dinámica) en relación con las cargas que tendrá que soportar, las dimensiones para su colocación y según las exigencias de duración y fiabilidad. (Ver figura 44)



Figura 44: Rodamientos

Fuente: Tassoni D. (2007).

La identificación hace referencia a su diseño, dimensiones, precisión, constitución interna, entre otras características. Esta identificación está formada por el nombre del rodamiento, seguida de la denominación abreviada del mismo, la cual se compone de una serie de números y códigos de letras, agrupados en un código numérico básico y un código suplementario. El código numérico básico se compone de una serie de cifras, cuyo significado es el siguiente: serie dimensional (serie de diámetro exterior, serie de ancho, serie de ángulo de contacto) y diámetro interior del rodamiento. Todos estos códigos se encuentran tabulados en los catálogos suministrados por los fabricantes.

2.3. Definición de términos básicos.

-ABS: Es el acrónimo de Antilock Braking System, o sistema antibloqueo de frenos.

-Amperaje: Es la cantidad de corriente eléctrica que fluye a través de un conductor, se mide en Amperios, de allí este nombre.

-Aquaplaning: Es la situación en que un vehículo atraviesa en la carretera a cierta velocidad una superficie cubierta de agua llevándolo a una pérdida de tracción y de control.

- ASR:** Es el control de tracción que permiten un arranque y aceleración suave a lo largo de toda la gama de velocidades sin patinajes de las ruedas ni coletazos.
- Electrodo:** Es un material conductor de electricidad empleado en la soldadura para cerrar un circuito eléctrico para calentar una pieza o el mismo electrodo, y fusionar los materiales a soldar.
- ESP:** El control de estabilidad es un elemento activo en los automóviles que actúan frenando individualmente las ruedas en situaciones de riesgo para evitar derrapes, tanto sobrevirajes como subvirajes.
- Fluctuación:** Este verbo hace referencia a la oscilación (incrementar y reducir de manera alternada).
- Fricción:** Es la fuerza existente entre dos superficies en contacto, que se oponen al movimiento relativo entre ambas superficies o a la fuerza que se opone al inicio del deslizamiento.
- Fusión:** Es la temperatura en la que un material cambia de fase sólida a líquida. En los metales, esta temperatura es por lo general por encima de 300°C (con excepción del mercurio, que a temperatura ambiente se encuentra en estado líquido).
- Implosión:** Es la acción de romperse hacia dentro con estruendo las paredes de una cavidad en cuyo interior existe una presión inferior a la exterior.
- Módulo elástico al corte del material:** Es la constante que relaciona la tensión con la deformación que produce la ruptura del material. En ingeniería se emplea esta constante para diseñar piezas que están expuestas a fatiga.
- Muelle helicoidal:** son elementos mecánicos que se montan entre dos partes mecánicas de una máquina, con el fin de amortiguar impactos o de almacenar energía y devolverla cuando sea requerida.
- Oscilaciones:** es una variación, perturbación o fluctuación en el tiempo de un medio o sistema. En física, química e ingeniería es el movimiento repetido en torno a una posición central, o posición de equilibrio.
- Sobrevirar:** Es un fenómeno que puede ocurrir en un automóvil al tratar de tomar una curva o cuando ya se está girando, se dice que el vehículo está sobrevirando cuando los

neumáticos traseros no toman el mismo sentido que los neumáticos delanteros.

-Tensiones residuales: Son tensiones de tracción y compresión causadas por la diferencia de densidades del cordón de soldadura. Cuando el cordón se forma, el metal se encuentra expandido a altas temperaturas, un enfriamiento brusco disminuye la densidad del metal de manera que sus moléculas no pueden arreglarse a un estado mínimo de energía, alterando las fuerzas sobre el metal. Estas tensiones pueden ser peligrosas, pues debilitan la unión.

-Volumen: Es una magnitud métrica de tipo escalar definida como la extensión de tres dimensiones de una región del espacio.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

La metodología es un procedimiento general para lograr una manera precisa los objetivos de una investigación, se podría decir que constituye lo significativo de los hechos o fenómenos hacia los cuales está encaminado el interés del mismo. Para Balestrini (2006) el marco metodológico es:

“El conjunto de procedimientos lógicos, tecno-operacionales implícitos en todo proceso de investigación, con el objeto de ponerlos de manifiesto y sistematizarlos: a propósito de permitir descubrir y analizar los supuestos del estudio y de reconstruir los datos, a partir de los conceptos teóricos convencionalmente operacionalizados”. (p.125).

Es por ello, que en el presente capítulo se describirá la metodología utilizada en la investigación la cual se encuentra formada por los siguientes tópicos: tipo de investigación, diseño de la investigación, nivel de la investigación, población y muestra, técnicas e instrumentos de recolección de datos y finalmente fases de la investigación.

3.1. Tipo de Investigación

El desarrollo de este trabajo investigativo estará enmarcado bajo los lineamientos de un Proyecto Factible. Según el Manual de trabajos de grado, de especialización, maestría y tesis doctorales de la UPEL (2006) “un proyecto factible consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales” (p.16). Indica, además que entre este tipo de proyectos se encuentran la formulación de políticas, tecnologías, programas, métodos y procesos.

En el caso de la presente investigación, consiste en la realización de un diseño y simulación de un banco de prueba que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para automóviles livianos, con el fin de ayudar a la comprensión del desarrollo de los amortiguadores y sus modos de fallas.

3.2. Diseño de la investigación

Según Arias, F. (2006), define el diseño de la investigación como “la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado.” (p.26), lo que da fundamento al objetivo de la investigación.

En base al objetivo general, se concibe que el nivel de la actual investigación sea de tipo documental ya que en este se busca obtener y analizar datos provenientes de materiales impresos u otro tipo de documentos para realizar el diseño y la simulación del banco de prueba y ver el funcionamiento con ayuda de una herramienta computacional CAD. Por lo tanto, el estudio se encuentra alineado en este tipo de nivel.

Según el Manual de trabajos de grado, de especialización, maestría y tesis doctorales de la UPEL (2006), la investigación documental es:

El estudio de problemas con el propósito de ampliar y profundizar el conocimiento de su naturaleza, con apoyo, principalmente, en trabajos previos, información y datos divulgados por medios impresos, audiovisuales o electrónicos. La originalidad del estudio se refleja en el enfoque, criterios, conceptualizaciones, reflexiones, conclusiones, recomendaciones y, en general, en el pensamiento del autor. (p.6)

3.3. Nivel de la investigación

La investigación puede ser de varios tipos, y en tal sentido se puede clasificar de distintas maneras, sin embargo, es común hacerlo en función de su nivel, de acuerdo a esto podemos clasificarlas en: Investigación exploratoria, Arias, F. (2006), define como “aquella que se efectúa sobre un tema u objeto desconocido o poco estudiado y su resultado constituye una visión aproximada de dicho objeto, es decir, un nivel superficial del tema.” (p.23), Investigación descriptiva, Arias, F. (2006), define como aquella que “consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo con el fin de establecer su estructura o comportamiento.” (p.24), y la Investigación explicativa, según Arias, F. (2006), establece que una investigación explicativa es aquella que “se encarga de buscar el porqué de los hechos mediante el establecimiento de relaciones causa y efecto.” (p.26).

Tomando como referencia los conceptos previamente definidos se establece que esta investigación será de tipo descriptiva, ya que consiste en establecer el correcto funcionamiento de los amortiguadores en los vehículos livianos utilizando un programa CAD para el desarrollo y simulación del dispositivo a implementar.

3.4. Población y muestra

3.4.1. Población

Tamayo y Tamayo, M. (2004), “La población se define como la totalidad del fenómeno a estudiar donde las unidades de población poseen una característica común la cual se estudia y da origen a los datos de la investigación.”, (p.114). En este sentido, la población que se utilizara para la presente investigación está formada por todos los tipos de amortiguadores hidráulicos telescópico.

3.4.2. Muestra

Según Balestrini, (2002), establece que “La muestra es una parte de la población, o sea, el número de individuos u objetos señalados científicamente cada uno de los cuales es un elemento del universo.”, (p.141). En este caso la muestra seleccionada para la investigación serán los amortiguadores hidráulicos telescópicos bitubo.

3.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Las técnicas de recolección de datos proporcionan al investigador la información necesaria, oportuna y verdadera sobre el problema planteado.

Del mismo modo, Arias (2006), plantea que “Las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener información.”, (p.53). La técnica de recolección de datos que se utilizará en la presente investigación será la revisión documental.

La revisión documental es una técnica de observación complementaria, que se utiliza en caso de que exista algún registro de acciones, programas y data histórica. Por otra parte, permite hacerse una idea del desarrollo y las características de los procesos y también de disponer de información que confirme lo que el grupo entrevistado ha mencionado.

Para Hurtado, J (2006), “Es una técnica en la cual se recurre a información escrita, ya sea bajo la toma de datos que pueden haber sido producto de mediciones hechas por otros o como texto que en sí mismo constituyen los eventos de estudio” (p.53).

En esta investigación se aplicará la técnica de revisión documental, consultando textos asociados a los sistemas de información digital en forma de presentaciones, catálogos y manuales.

3.6 Fases de la investigación

Fase I: Analizar los amortiguadores de tipo telescópicos existentes en el mercado.

En esta fase se revisarán documentos, catálogos, entre otros. Con el fin de analizar los tipos de amortiguadores y detallar sus funcionamientos, ventajas y desventajas, en especial, y con más profundidad, los de tipo telescópico.

Fase II: Investigar los parámetros normales de funcionamiento en los amortiguadores de los vehículos livianos, para un estado de trabajo ideal.

En esta fase, tomando en consideración la investigación de la fase I ya mencionada, se detallará los parámetros de funcionamiento de los amortiguadores, con el fin de comparar los resultados obtenido con el prototipo a diseñar con los parámetros investigados en esta fase.

Fase III: Seleccionar el tipo de impulsor para el banco de prueba más adecuado que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos.

Con base en las fases I y II, se analizará y escogerá el mecanismo impulsor más adecuado para el banco de prueba que nos proporcione el mejor diagnóstico del correcto funcionamiento de los amortiguadores.

Fase IV: Realizar el prototipo computarizado del dispositivo para ver el funcionamiento correcto de los amortiguadores de los vehículos livianos usando un programa diseño asistido por computadora (CAD).

Con base a la fase III, se procederá a la construcción del prototipo, con ayuda de un software (CAD). Luego se procederá a realizar la simulación para así ver las

concentraciones de esfuerzo que se generan en el mismo, y corregirlo. Finalmente, se realizará el montaje de un amortiguador en el prototipo, y realizar la simulación para ver su comportamiento.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

Para la realización del presente trabajo de grado se llevaron a cabo varias fases que están relacionadas con el cumplimiento de los objetivos específicos los cuales se describen a continuación:

4.1. Analizar los amortiguadores de tipo telescópicos existentes en el mercado.

Para la realización de esta fase de revisión es necesario indicar que se dimensiono al mercado local con las marcas de amortiguadores más reconocidas y de mayor presencia en el mercado nacional y que a su vez cubren la gran mayoría de la demanda de equipos para vehículos livianos que se encuentran en el país. Cabe mencionar, que en la actualidad la mayor parte de vehículos utilizan amortiguadores hidráulicos telescópicos bitubo. Los amortiguadores pueden ser de simple efecto, los cuales son capaces de absorber energía únicamente en uno de los movimientos alternativos (carrera de extensión) o de doble efecto que son los más utilizados en los automóviles, los cuales son activos con fuerzas actuantes en ambas direcciones de trabajo. Dentro de estos amortiguadores tenemos los amortiguadores simétricos, su comportamiento es igual tanto en compresión y tracción.

4.1.1 Amortiguadores telescópicos bitubo

Los amortiguadores telescópicos bitubo son los más utilizados actualmente, su diseño, cuenta con un tubo interior conocido como el tubo de trabajo o tubo de presión y un tubo exterior conocido como el tubo de reserva. El tubo exterior se utiliza para almacenar el excedente de fluido hidráulico para garantizar que el tubo interno siempre se encuentre lleno totalmente y de este modo evitar la entrada de aire que perjudique el buen funcionamiento del amortiguador. (Ver figura 45)

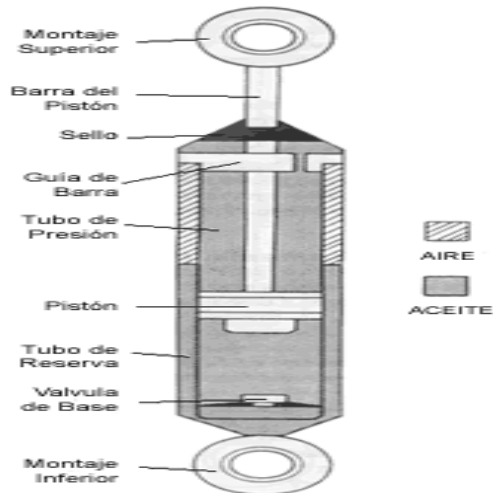


Figura 45: Elementos y partes de un amortiguador bitubo básico
Fuente: Salazar D. y Calero D. (2008)

Hoy en día se utilizan muchos tipos de montajes de amortiguador. La mayoría de éstos utilizan bujes de caucho entre el amortiguador y el bastidor. Los bujes de caucho son flexibles para permitir movimiento durante el recorrido de la suspensión. El montaje superior del amortiguador se conecta al bastidor. La barra del pistón pasa a través de una guía de barra y un sello en el extremo superior del tubo de presión. La guía de barra mantiene la barra en línea con el tubo de presión y permite que el pistón se mueva libremente en el interior. El sello mantiene el aceite hidráulico en el interior y la contaminación en el exterior.

La válvula de base ubicada en la parte inferior del tubo de presión se conoce como válvula de compresión. Controla el movimiento del fluido durante el ciclo de compresión. El diámetro interior es el diámetro del pistón y el interior del tubo de presión. Generalmente, cuanto más grande es la unidad, más altos son los niveles potenciales de control, debido al mayor desplazamiento del pistón y las áreas de presión más grandes. Cuanto más grande sea el área del pistón, más pequeñas serán la presión de funcionamiento y las temperaturas internas. Esto proporciona capacidades de amortiguación más altas.

4.1.2 Fabricantes de amortiguadores a nivel nacional

En el ámbito del mercado nacional se tiene que más del 40% de los amortiguadores para vehículos livianos están comercializados por la empresa Gabriel C.A la cual posee una gran trayectoria en la fabricación de productos de la más alta calidad, diseñados bajo condiciones de equipo original y exigencias de la topografía de nuestro país. (Ver figura 46)



Figura 46: Amortiguadores Gabriel

Fuente: <http://www.gabriel.com.ve/>

Por otra parte, el resto del mercado está conformado por una gran variedad de fabricantes siendo de especial interés la marca Monroe C.A una empresa líder en la fabricación de amortiguadores y que ofrecen un desempeño óptimo para su uso en gran variedad de vehículos a nivel nacional. (Ver figura 47)



Figura 47: Amortiguadores Monroe

Fuente: <http://www.monroe.com/es-US>

4.1.3 Revisión y análisis de catálogos

En general los catálogos de selección de amortiguadores no presentan la fuerza máxima que soportan, simplemente señalan el modelo del vehículo, el año y el número de serie. Para esta revisión se tomaron en cuenta los amortiguadores telescópicos bitubo de la marca Gabriel C.A (con mayor presencia en el mercado nacional) específicamente los que están en la categoría de amortiguadores sencillos y reforzados (series 17 a 21/22/45/69) los cuales corresponden a esta clasificación para la aplicación en vehículos livianos, como características adicionales estos brindan seguridad y confort bajo condiciones normales de trabajo. También, presentan una conducción suave generando una mejora en la respuesta al volante, conteniendo una mayor capacidad de aceite para mayor durabilidad y resistencia. (Ver figura 48)



Figura 48: Amortiguadores Gabriel Serie 22 y 45

Fuente: <http://www.gabriel.com.ve/productos/amortiguadores-gabriel/>

Un ejemplo para demostrar los datos que se encuentran para un modelo de la serie 22 se tienen las siguientes especificaciones técnicas:

Eje de $\frac{1}{2}$ " de diámetro (12 mm).

Pistón de $1 \frac{3}{16}$ " de diámetro (30 mm).

Tubo reservorio de $1 \frac{5}{8}$ " ó $1 \frac{7}{8}$ ".

Tubo Guardapolvo de 2" ó 2 1/4".

En cuanto al resto de las marcas realizando la misma revisión se encontró que los datos de especificación son muy similares para vehículos del mismo tipo cambiando básicamente la denominación o número de parte.

4.2. Investigar los parámetros normales de funcionamiento en los amortiguadores de los vehículos livianos, para un estado de trabajo ideal.

4.2.1 Vehículos Livianos

Primeramente, se definirá que se considera vehículo liviano para el desarrollo de los objetivos planteados en este proyecto, partiendo de una revisión documental de la cual se desprende que un vehículo liviano, es aquel cuyo peso aproximado está en el orden de 1.800Kg lo cual es una característica que es parte de las especificaciones generales de las diferentes marcas automotrices que se encuentran en el mercado.

Hacer énfasis en esta característica se debe a que, para ejecutar los cálculos necesarios en el diseño, este dato resulta clave para el establecimiento de los parámetros de funcionamiento del amortiguador que a su vez se utilizan para el diseño del banco.

4.2.2 Parámetros de Funcionamiento

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).

4.2.2.1. 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.

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. Por otra parte, para la carrera de extensión es el propio amortiguador el que internamente se encuentra dotado de un tope de plástico semielástico, el cual está situado concéntricamente al vástago enlazado a un tope interno, cuya función es la de evitar contacto entre parte sólidas y también frenar de forma progresiva. (Ver figura 49)



Figura 49: Resistencia de un retenedor de goma a ser comprimido

Fuente: Balseca A. (2016)

4.2.2.2. Velocidad Máxima

Igualmente, es importante acotar el rango de actuación del amortiguador en lo que se refiere a la velocidad. En la carrera de extensión, la velocidad máxima aparecerá cuando se someta al amortiguador en contacto con lo que se produzca la caída libre del vehículo (o parte de él) 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. (Ver figura 50)

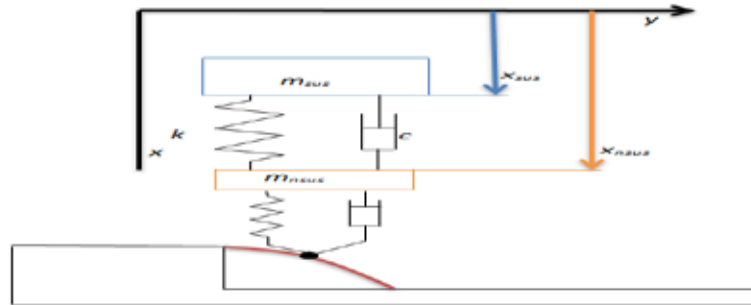


Figura 50: Esquema de caída libre basado en el modelo de un cuarto de vehículo
Fuente: Balseca A. (2016)

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. (Ver figura 51)

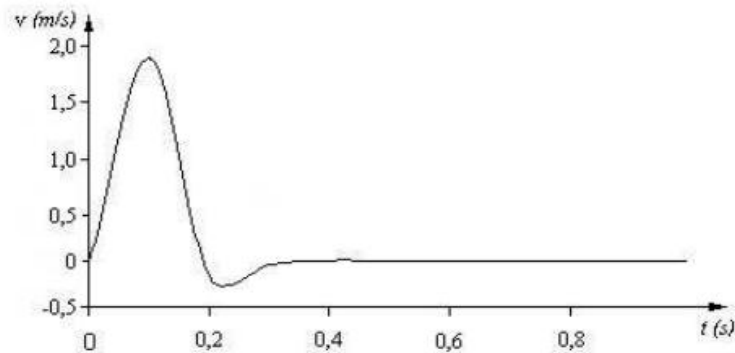


Figura 51: Evolución temporal en función del tiempo
Fuente: Balseca A. (2016)

El rango de funcionamiento del amortiguador por la frecuencia es de 0,5 a 2,5Hz. La velocidad máxima que se alcanza para una oscilación forzada se obtiene de la teoría de la vibración. Para realizar el estudio se toma en cuenta que el movimiento que extiende y comprime totalmente el amortiguador tiene un recorrido útil de 0,2m y

asignando una frecuencia de 1.5Hz para un ciclo de trabajo, se obtiene la velocidad máxima a la que trabajará el amortiguador según la ecuación (41) es:

$$V_{max} = 2 \times 0,1 \times \pi \times 1.5 = 1 \text{ m/s}$$

El caso presentado corresponde a una conducción extrema, por lo que rara vez se dará en condiciones normales. En las maniobras de entrada en curvas también se hace trabajar al amortiguador a tracción y compresión si bien no se contemplará tal situación ya que las velocidades máximas que se suelen dar son del orden de 1 m/s en casos muy extremos. El último caso a que se debería contemplar para la determinación de la velocidad máxima corresponde al de aceleración o frenado, caso que tampoco se tendrá en cuenta debido a que en tales maniobras el amortiguador trabaja a unas velocidades inferiores a los $0,5 \text{ m/s}$ lo cual implica que la fuerza de amortiguación se controla mediante los denominados circuitos de baja velocidad.

Lógicamente, en las condiciones reales de trabajo, nunca se dan las situaciones citadas por separado, sino que la velocidad resultante del amortiguador es una combinación de los casos anteriores. La experiencia muestra que, en los vehículos livianos, la velocidad máxima de amortiguamiento que se alcanza en condiciones normales de uso es del orden de $0,3 \text{ m/s}$ a 1 m/s para condiciones de conducción fuertes o vías en mal estado se alcanza una velocidad mayor a 1 m/s . Sin embargo, muy rara vez la velocidad de funcionamiento se sitúa entre 1 m/s y 2 m/s

4.2.3 Fuerza de amortiguamiento

La fuerza de amortiguamiento depende de la suspensión que posea el automóvil en este caso para el desarrollo de la investigación se toma en cuenta una suspensión pasiva, las cuales son las más utilizadas en la actualidad en los vehículos livianos y se caracterizan por estar constituidas por un muelle-amortiguador, generando un alto desempeño para esta clase de automóviles. (Ver figura 52)



Figura 52: Suspensión pasiva en un vehículo liviano

Fuente: www.mecanicvirtual.org

Además, existen tres formas diferentes de caracterizar el comportamiento del amortiguador. La primera es por medio el coeficiente de amortiguamiento, la segunda en presentar gráficamente la fuerza generada con respecto a la posición relativa del pistón y la tercera consiste en presentar la dependencia de la fuerza con la velocidad relativa de sus partes en el amortiguador.

4.2.3.1 Coeficientes de amortiguamiento

Este parámetro es una constante proporcional entre la fuerza y la velocidad. En este caso ocurre cuando únicamente se da a conocer el coeficiente de amortiguamiento promedio, pudiendo distinguir entre dos valores distintos, una para la etapa de compresión y otro para la de extensión.

La ventaja de esta metodología es su sencillez, permitiendo realizar un estudio simple del comportamiento del vehículo utilizando la teoría de la vibración. La desventaja es porque se asume que la relación entre la fuerza y la velocidad es lineal, nos da un error ya que dicha relación suele ser compleja, perdiendo características del comportamiento como pueden ser la cantidad de histéresis, la presión de apertura de las válvulas y la aceleración.

El objetivo de este método es hallar el coeficiente de amortiguamiento definido como la relación entre la fuerza y la velocidad. Cuyo resultado se puede presentar en forma gráfica o mediante un ajuste de la curva obtenida, en el cual se utiliza como variable independiente la velocidad, siendo opcional el uso de la posición, dependiendo de lo que se requiera. (Ver figura 53)

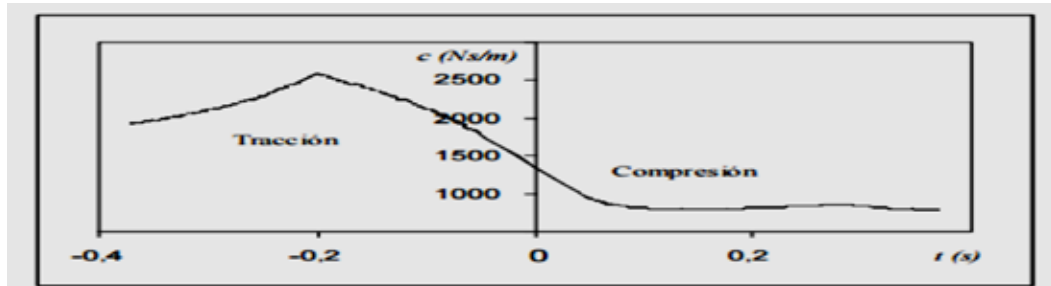


Figura 53: Representación del coeficiente de amortiguamiento en función de la velocidad para un amortiguador de doble tubo

Fuente: Balseca A. (2016)

4.2.3.2 Gráfico fuerza-posición

Una de las formas de caracterizar un amortiguador proviene de la representación gráfica de las fuerzas del amortiguamiento en función de la posición del pistón de trabajo una vez escogido el nivel cero y para una frecuencia dada. Se muestra un ejemplo de este tipo de gráfico para un amortiguador real en la figura siguiente, donde se ha mantenido el criterio de velocidad positiva en el ciclo de compresión y se ha escogido el origen de coordenadas en la posición media de la carrera. (Ver figura 54)

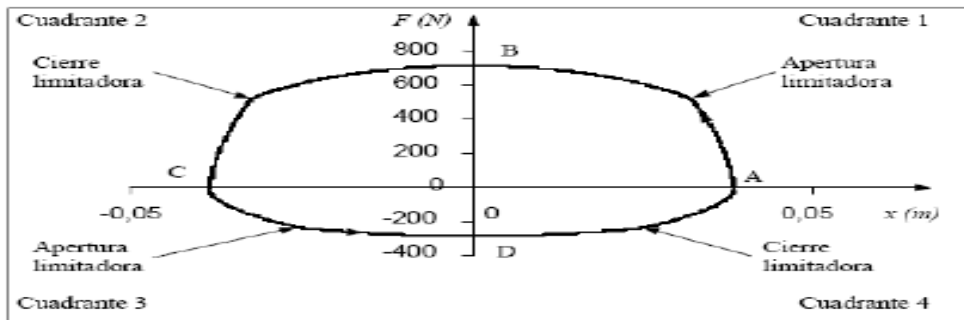


Figura 54: Diagrama fuerza/desplazamiento, prueba a velocidad constante (1 ciclo) para un amortiguador bitubo

Fuente: Balseca A. (2016)

El punto A del cuadrante 1 corresponde al inicio del ciclo de tracción (por lo que su compresión es máxima). A partir de este punto empiezan a trabajar las válvulas de baja velocidad hasta el punto en que la presión es suficiente para abrir las limitadoras.

En el punto B se alcanza la velocidad máxima del amortiguador para el ciclo de

tracción, por lo que la característica de actuación está gobernada por la actuación conjunta de las válvulas de alta y baja velocidad. Es en algún punto del segundo cuadrante cuando se produce el cierre total de las limitadoras a tracción, por lo que nuevamente son los conductos de baja velocidad los que determinan la fuerza de amortiguamiento.

Una vez se ha alcanzado el punto C del tercer cuadrante, el amortiguador se encuentra en su máxima extensión y comenzando el ciclo de compresión. En la primera zona, de la misma forma que sucedía en el inicio del ciclo de tracción, la fuerza de amortiguamiento está gobernada por las válvulas de baja velocidad a compresión, hasta el punto en que las limitadoras empiezan a funcionar.

El punto D es el momento de máxima velocidad de compresión y el comportamiento del amortiguador está definido tanto las válvulas de baja como de alta velocidad. Nuevamente, en algún momento del cuarto cuadrante, las válvulas limitadoras a compresión cierran y el comportamiento se encuentra impuesto por las válvulas de baja velocidad

La ventaja del gráfico posición-fuerza en comparación al coeficiente de amortiguamiento es que permite la determinación directa de la fuerza de amortiguamiento a la vez que permite observar los momentos de apertura y de cierre de las válvulas limitadoras, pero este método presenta un inconveniente que es el de no mostrar dicha variable de forma explícita, si bien es deducible a partir de la frecuencia a la que se han obtenido los resultados

4.2.3.3 Gráfico fuerza- velocidad

El método es el más empleado para caracterizar el amortiguador debido a las ventajas que consiste en la representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la velocidad de trabajo. Se muestra un ejemplo en la figura, donde se han representado los puntos A, B, C y D obtenidos anteriormente en el gráfico de fuerza- posición. (Ver figura 55)

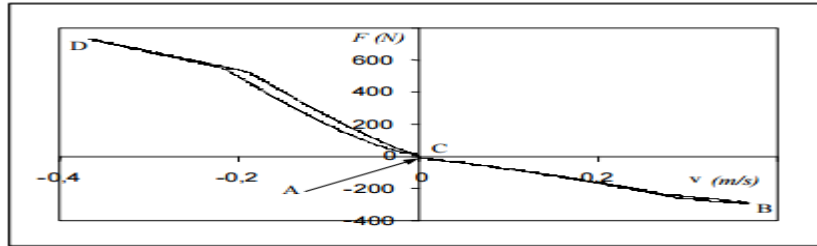


Figura 55: Diagrama fuerza/velocidad, prueba a velocidad constante (1 ciclo) para un amortiguador bitubo
Fuente: Balseca A. (2016)

La representación de la fuerza de amortiguamiento en función de la velocidad nos permite visualizar de una forma directa la linealidad del amortiguador. Los fabricantes de automóviles tratan que la fuerza de amortiguamiento dependa de forma lineal con la velocidad.

También otra de las ventajas del gráfico es la de permitir observar de forma clara la cantidad de histéresis presente en el amortiguador. Por último, cabe mencionar que un gráfico de este tipo, del mismo modo que lo hacía el gráfico de fuerza posición, permite ver los momentos de apertura y cierre de las válvulas limitadoras.

4.3. Seleccionar el tipo de impulsor para el banco de prueba más adecuado que determine el funcionamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos.

4.3.1 Aspectos generales

Básicamente, de acuerdo a la central de potencia y movimientos que permite, existen dos tipos de bancos de ensayo, también conocidas por los fabricantes como diagramadoras:

Servo-hidráulicos: La potencia es suministrada por uno o varios actuadores hidráulicos. Se trata de los bancos de ensayo más comunes.

Electromecánicas: La potencia proviene de un motor eléctrico que acciona algún sistema mecánico de transmisión de potencia.

En esta fase se exponen brevemente los diferentes mecanismos de generación de movimiento que poseen los bancos de ensayo, prestando especial interés a los del tipo electromecánico ya que es el más sencillo tanto por diseño como por versatilidad en el mercado.

4.3.2 Propuesta de diseño del sistema de generación de movimiento

Será necesario un sistema que realice el movimiento para la excitación del amortiguador, es decir, que transforme el movimiento rotacional en un movimiento vertical. De esta manera, se sabe que existen varias maneras de realizar el movimiento que genere la excitación del amortiguador, dentro de las cuales se pueden mencionar el accionamiento de pistones tanto neumáticos como hidráulicos, así como también el accionamiento por medio de motores eléctricos.

4.3.3 Generación de movimiento

Existen algunas alternativas de diseño que pueden ir desde la utilización de elementos hidráulicos, neumáticos hasta motores eléctricos, de los cuales existe una gran gama de opciones en el mercado.

4.3.3.1 Sistema hidráulico

En este caso el fluido de trabajo es aceite que a una determinada presión genera una gran fuerza de salida aprovechando la propiedad de incompresibilidad de los fluidos. Tiene como principal ventaja el poder generar grandes fuerzas, en este caso para el accionamiento del amortiguador. Sin embargo, este sistema también presenta desventajas, tales como que requiere de cierta complejidad para alcanzar la rapidez que se necesita en este tipo de aplicaciones, lo cual hace que su costo sea elevado. (Ver figura 56)



Figura 56: Esquema básico de un sistema hidráulico

Fuente: <http://todoproductividad.blogspot.COM>

4.3.3.2 Sistema neumático

A diferencia del anterior, un sistema neumático emplea un tipo de gas almacenado a una elevada presión, necesaria para accionar un cilindro neumático que genera la fuerza de empuje hacia un elemento que la requiera. El aire suele ser el fluido más empleado en este tipo de sistemas, el cual debe ser debidamente almacenado en un depósito a una presión elevada. Como desventaja más resaltante se puede mencionar que este sistema no es capaz de generar grandes fuerzas en comparación al sistema hidráulico. Se requeriría mayor cantidad de elementos y un tanque de almacenamiento sumamente grande para poder obtener los mismos resultados. Por último, los elementos que lo componen son también de costo elevado en el mercado. (Ver figura 57)

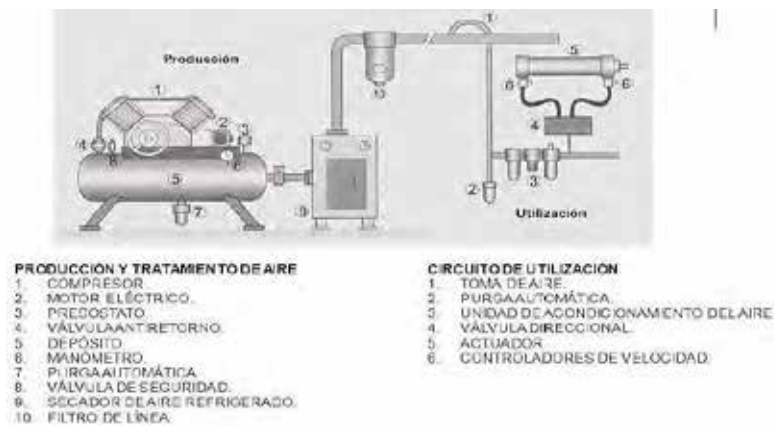


Figura 57: Esquema básico de un sistema neumático.

Fuente: <http://www.techniforum.com-imgs-neum-02-neumatik-01-gifmht>

4.3.3.3 Motores eléctricos

Esta opción consiste en colocar un motor eléctrico, que de hecho es muy utilizado en aplicaciones de generación de movimiento. A diferencia de los sistemas anteriores, la utilización de un motor eléctrico necesita de pocos componentes para su funcionamiento. Además, en el mercado existe una amplia gama de motores de distintas revoluciones, potencias y precios. Es una buena opción a emplear, dado que es posible controlarlo fácilmente con un variador de frecuencia, lo cual es conveniente para obtener mejores resultados en la experimentación. (Ver figura 58)

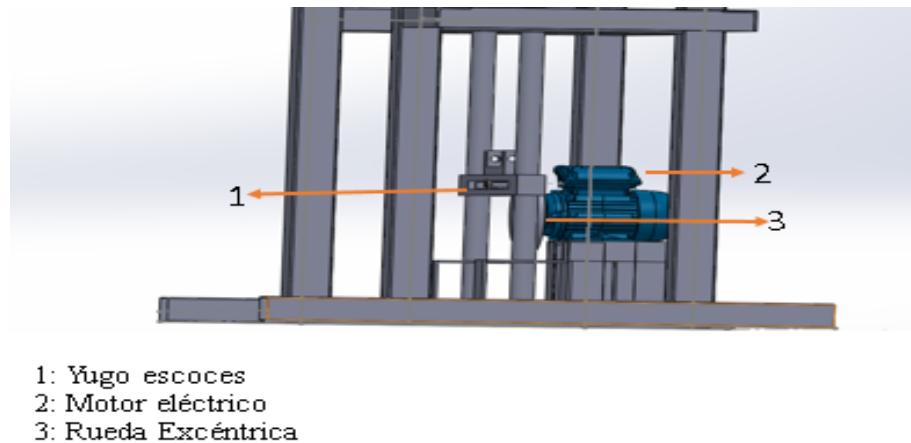


Figura 58: Esquema básico de motor eléctrico con yugo escoces.

Fuente: Soto W. (2020)

4.3.4 Elección del tipo de impulsor

Con el propósito de buscar la combinación necesaria que cumpla con los requerimientos previamente establecidos, se plantean dichas variantes para la generación de movimiento de las cuales se tienen ciertas ventajas de uno respecto al otro, que cumplen con la necesidad para la construcción del banco y se describen en la siguiente tabla:

Tabla 1: Ventajas y desventajas de los mecanismos de generación de movimiento.

Mecanismo	Ventajas	Desventajas	Factibilidad
-----------	----------	-------------	--------------

Sistema hidráulico	Generación de grandes fuerzas por las características del fluido que se emplea (aceite)	Es un sistemas de respuesta lenta en comparación con otros y sus elementos tienen un costo elevado.	No se considera factible
Sistema neumático	Sistema de acción rápida y no necesita un gas especial para su funcionamiento ya que emplea aire	No genera grandes fuerzas, sus elementos son de alto costo y en algunos casos de grandes dimensiones	No se considera factible
Motores eléctricos	Sistema de acción rápida, fácil instalación y funcionamiento. Existe una amplia variedad de motores en el mercado nacional y se pueden variar su velocidad con ciertos implementos de control	Requiere elementos de protección para evitar que se dañe el motor.	Sistemas factible

Fuente: Soto W. (2020)

Se optó por la utilización de un motor eléctrico con reductor, con variador o por una combinación de ambos para realizar las pruebas ya que no necesita un gran número de elementos para su funcionamiento y se pueden adquirir fácilmente en el mercado.

4.4. Realizar el prototipo computarizado del dispositivo para ver el funcionamiento correcto de los amortiguadores de los vehículos livianos usando un programa diseño asistido por computadora (CAD).

En esta fase, se pretende realizar el prototipo computarizado del banco de pruebas de amortiguadores para determinar el funcionamiento correcto de estos elementos en los vehículos livianos por medio de un software CAD (SolidWorks) el cual se caracteriza por ser una herramienta que sirve para desarrollar maquinarias a grandes escalas. Primeramente, se realiza un modelo genérico de la estructura la cual servirá como base para la colocación de los demás sistemas que intervendrán en el banco de pruebas a diseñar, la selección de distintos componentes que se puedan adaptar a una estructura básica y sus características.

4.4.1 Requerimientos de diseño

Se deben establecer ciertos tipos de requerimientos para el diseño del banco de pruebas, a través de una serie de restricciones y criterios que se aplicaran y ponderaran para obtener de este método una solución óptima. Cabe mencionar, que para el diseño del banco se tienen que considerar todos los elementos necesarios que van a interactuar de una forma u otra en su funcionamiento, ya que de esto depende la forma y dimensiones que va a tomar el equipo. Del mismo modo, para lograr la generacion del movimiento en el banco es de suma importancia aclarar que se realizara de una forma estatica, lo que se refiere a que se va a generar un movimiento vertical para accionar el amortiguador.

4.4.2 Propuesta de diseño

Las principales ideas generadas consideran basicamente el empleo de un marco de soporte el cual se encontraria constituido de acero, que sea capaz de soportar el amortiguador y los mecanismos de accionamiento que simulan el movimiento de amortiguacion. Estos aspectos en conjunto conceptualizan la configuracion general del banco de pruebas, en si esta estructura de acero debe facilitar el acceso a todos los

elementos los cuales deben estar disponibles en el mercado nacional.

4.4.3 Propuesta de diseño de la estructura básica

El principal elemento de soporte o también llamado bancada es una estructura de acero que depende de las dimensiones de los demás elementos y que cantidad de ellos se emplearan para conformar el banco de pruebas. Esta estructura de acero debe ser de construcción resistente con la capacidad de soportar esfuerzos y cargas que se apliquen en el equipo.

En si como se ha mencionado las dimensiones del mismo depende de los elementos que se colocaran en él, pero su diseño puede ser utilizado en todas las propuestas que se generen para que los elementos que estarán dentro de el por lo que la estructura que se plantea para el banco es un diseño simple pero eficiente en donde se pueden colocar todos los elementos que se consideren necesarios para el funcionamiento del mismo.

4.4.4 Consideraciones para el diseño del banco

En base a una revisión documental se decide que el diseño del banco de pruebas se realiza a partir de tres posibles soluciones a las cuales se les aplicara la metodología previamente descrita.

4.4.4.1 Características y limitaciones del sistema a diseñar

Las características y limitaciones que deben presentar las estructuras para realizar las pruebas a los amortiguadores, se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2: Características y limitaciones del sistema a diseñar

VF	Limitaciones
S.B	Amortiguador hidráulicos telescópico bitubo
E.I.S.B	Montaje del amortiguador en el banco para realizar la prueba
E.F.S.B	Desmontaje del amortiguador del banco una vez finalizada la prueba
S. a D	Banco de pruebas accionado mediante un motor eléctrico
S.A	Talleres o laboratorios para la realización de pruebas

Fuente: Soto W. (2020)

Dónde:

V.F.: Variables fundamentales.

S.B: Sistema básico.

E.I.S.B.: Estado inicial del sistema básico.

E.F.S.B.: Estado final del sistema básico.

S. a D.: Sistema a diseñar.

S.A.: Sistema Ambiental

4.4.4.2 Función principal del banco de pruebas para amortiguadores

La función principal del banco de pruebas es determinar los parámetros normales de trabajo de los amortiguadores hidráulicos telescópicos bitubo utilizados en los vehículos livianos mediante la aplicación de esfuerzos de tracción y compresión.

4.4.4.3 Restricciones

Las alternativas propuestas deberán cumplir con las siguientes restricciones:

R1: El banco solo es aplicable en amortiguadores hidráulicos telescópicos bitubo.

R2: Su accionamiento será mediante el uso de un motor eléctrico.

R3: Se espera que las dimensiones del banco sean útiles para trasladarse a través de puertas con medidas convencionales 0,9m x 2,1m.

R4: Tiene que ser capaz de soportar la carga que se le suministre sin presentar fallas.

R5: La longitud de trabajo del amortiguador no debe exceder los 20cm y la velocidad máxima no debe exceder un $1^m/s$.

4.4.4.4 Criterios

Se deben tener en cuenta ciertos criterios necesarios, que son la base para el diseño del banco:

C1: Mayor grado de innovación y tecnología.

C2: Debe ser de fácil montaje y desmontaje de los elementos funcionales que se coloquen en el banco de ensayo.

C3: Se debe preferir la utilización de materiales comerciales que tengan el menor costo

posible y faciliten su sustitución.

C4: El banco debe ser capaz de reproducir los movimientos del amortiguador en su condición de trabajo.

C5: Fácil mantenimiento del banco de pruebas.

4.4.4.5 Búsqueda de soluciones

Probable solución N°1 (PS1): En esta alternativa se plantea el diseño de un banco de prueba el cual va a funcionar según los siguientes pasos: (1) Se procede a instalar el amortiguador en los soportes de fijación tanto inferior como superior (2) se procede al accionamiento de un motorreductor (3) el mecanismo de accionamiento actúa directamente sobre la rueda excéntrica del sistema biela-manivela aplicando el par torsor necesario que transformará el movimiento de rotación en uno lineal (4) finalmente se realizara el análisis y se retira el amortiguador del banco. (Ver figura 59)

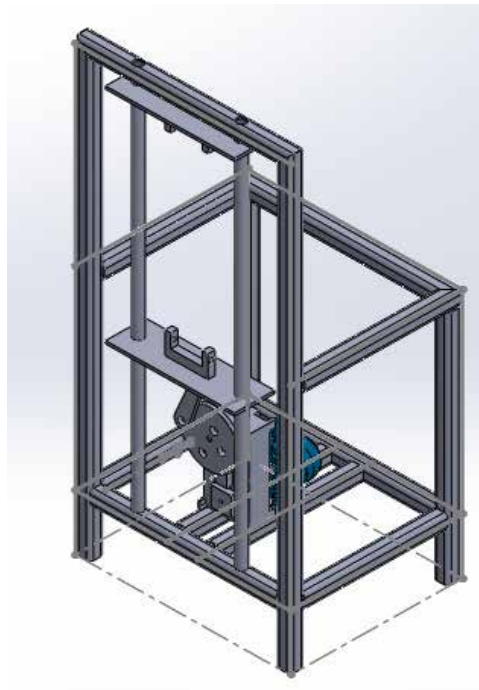


Figura 59: Probable solución 1
Fuente: Soto W. (2020)

Probable solución N°2 (PS2): En esta alternativa se propone el diseño del banco con una estructura vertical la cual funciona de la siguiente forma: (1) Se procede a colocar el amortiguador en los soportes de fijación tanto inferior como superior (2) el accionamiento en este banco será mediante un motor eléctrico en el cual se podrá regular su velocidad de rotación mediante un variador de frecuencia que estará acoplado a la bancada (3) el par será transmitido a un mecanismo de biela-manivela tipo yugo escoces para poder generar la extensión y compresión del elemento (4) una vez culminado el estudio se desmonta el amortiguador del banco. (Ver figura 60)

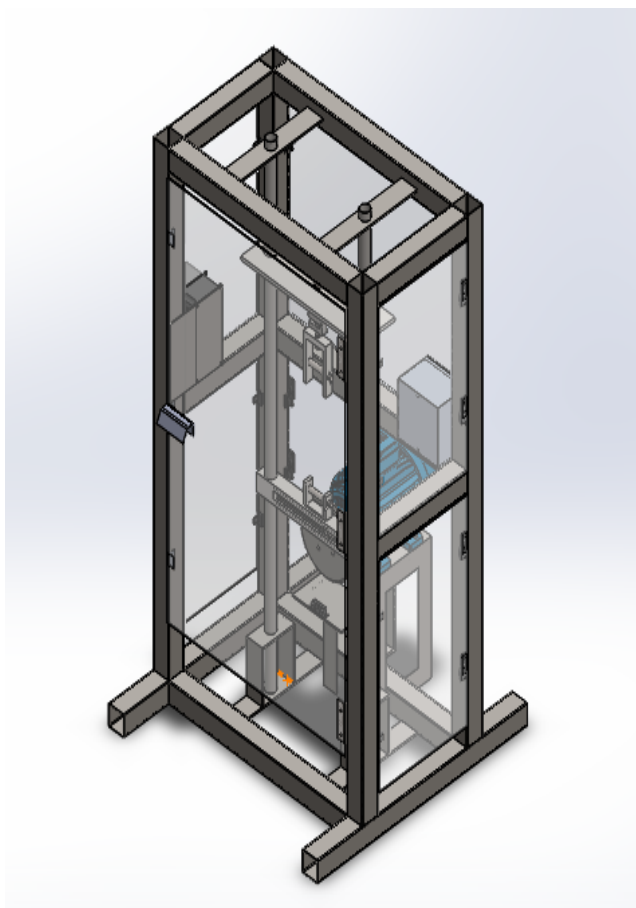


Figura 60: Probable solución 2
Fuente: Soto W. (2020)

Probable solución N°3 (PS3): Esta última alternativa consiste en el diseño de un banco que funcionara de la siguiente forma: (1) Se procede a colocar el amortiguador en los soportes de fijación tanto inferior como superior (2) se procede a accionar el banco mediante un motor que estará acoplado a un sistema de transmisión por cadena el cual será capaz de reducir la velocidad de rotación a la requerida en el sistema biela-manivela (3) seguidamente se genera el movimiento vertical (4) se realiza la prueba y se baja el amortiguador del banco. (Ver figura 61)

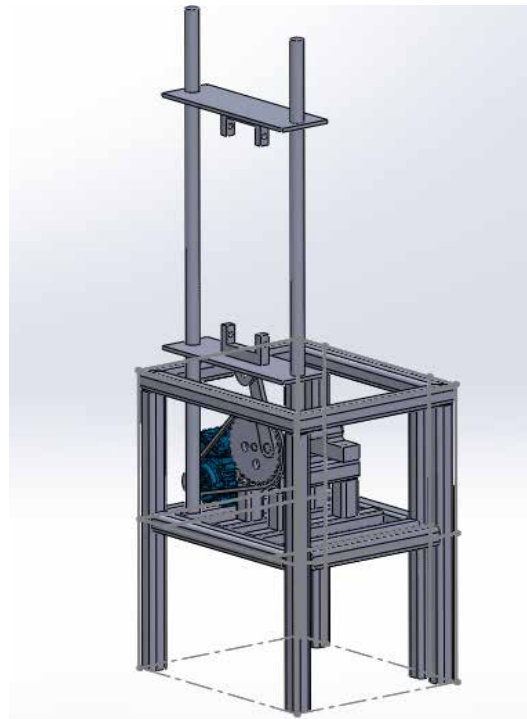


Figura 61: Probable solución 3

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.5 Selección del banco de prueba para amortiguadores

Para seleccionar el mejor banco de pruebas para amortiguadores, se consideran las tres posibles soluciones, para describir sus ventajas y desventajas de tal manera que se puedan aplicar los criterios y restricciones ya previamente mencionados, para poder elegir el que se considere mejor.

Posible solución N°1 (PS1):

Banco de prueba con accionamiento con motorreductor: Esta máquina cuenta con una estructura en la cual se instala un motorreductor que estará acoplado mediante un eje a una rueda, la misma está acoplada a una biela que al desplazarse genera un movimiento lineal sobre la base móvil que a su vez sujeta la parte inferior del amortiguador para su estudio.

Ventajas:

Los componentes estructurales para la fabricación de la bancada se consiguen fácilmente en el mercado.

Debido a que posee menos elementos el mantenimiento del banco es menor.

Estructuralmente el banco posee un tamaño adecuado que se ajustan a las dimensiones requeridas.

El motorreductor necesita menos espacio para su instalación y aporta rigidez a la estructura

Desventajas:

Al utilizar una unidad motorreductora al fallar alguna de las dos bien sea la caja reductora o el motor el equipo queda fuera de servicio hasta repararlo.

En general los motorreductores hacen más ruido que otros tipos de accionamiento.

Las velocidades de salida están disponibles según las especificaciones del fabricante.

Tienen un elevado costo.

Posible solución N°2 (PS2):

Banco de prueba accionado por un motor eléctrico e incorporación de un variador de frecuencia: Esta máquina tiene una estructura diseñada de forma vertical en la cual

se instala un motor eléctrico que será capaz de regular su velocidad de rotación a través de un variador de frecuencia colocado en la estructura (bancada) de la máquina, el motor genera el desplazamiento del sistema biela-manivela tipo yugo escoces que cuenta con un rodamiento excéntrico haciendo que el cajetín de la parte inferior, en el cual se encuentra ubicado se mueva para de este modo realizar el análisis al amortiguador.

Ventajas:

El uso de un variador de frecuencia permite regular la velocidad de rotación del motor.

Estructuralmente el banco posee un tamaño adecuado que se ajustan a las dimensiones requeridas.

Protección del motor con la implementación de un variador de frecuencia por contar internamente con sistemas de protección eléctrica.

Los componentes estructurales para la fabricación de la bancada se consiguen fácilmente en el mercado.

Debido a que posee menos elementos el mantenimiento del banco es menor, además el variador de frecuencia no cuenta con piezas mecánicas que puedan sufrir desgaste.

Desventajas:

Requiere de una mayor inversión debido a la utilización de un variador de frecuencia.

Debe disponerse de un remplazo para el variador en caso de fallas para mantener el funcionamiento del banco de pruebas.

Posible solución N°3 (PS3):

Banco de pruebas accionado por un motor eléctrico y sistema de transmisión por cadena: Esta máquina cuenta con una estructura resistente capaz de soportar una gran cantidad de elementos, en esta se utiliza un motor eléctrico el cual estará acoplado a un eje que tiene un piñón y el par generado será transmitido a otro eje que contará con una

corona mediante la implementación de una cadena. El segundo eje posee un sistema biela-manivela y al desplazarse genera el movimiento necesario para poder llevar a cabo la prueba en el amortiguador.

Ventajas:

Las cadenas utilizadas en el banco tienen la posibilidad de usarse en una amplia gama de distancias entre centros.

Las cadenas tienen un bajo costo y son de fácil adquisición.

Los componentes estructurales para la fabricación de la bancada se consiguen fácilmente en el mercado.

Desventajas:

Ya que el banco de prueba contiene más elementos el mantenimiento es mayor.

Los ejes dispuestos para el uso de las cadenas deben ser preferiblemente horizontales para evitar el uso de apoyos para la cadena.

La transmisión por cadena es menos eficiente que otros sistemas.

La vida útil de las cadenas es baja en comparación con otros mecanismos de transmisión.

4.4.5.1 Aplicación de restricciones a las posibles soluciones

Basado en la lista de restricciones mencionadas en el apartado 4.4.4.3 se procedió a elaborar una tabla para la revisión de todas las probables soluciones.

Tabla 3: Restricciones y posibles soluciones

	PS1	PS2	PS3
R1	SI	SI	SI
R2	SI	SI	SI
R3	SI	SI	SI
R4	SI	SI	SI
R5	SI	SI	SI

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.5.2 Ponderación de criterios

Para aplicar los criterios a las soluciones se hace uso de la lista de criterios que se mencionaron en el apartado 4.4.4.4 se realiza una tabla en la cual se ejecuta una comparación entre el criterio 1 (C1) y cada uno de los restantes criterios para otorgarles un orden de relevancia al criterio 1 con respecto a los demás.

Tabla 4: Ponderación de criterios

	C1	C2	C3	C4	C5
	Innovación	Montaje	Costo	Simulación	Mantenimiento
C1					
C2	C2				
C3	C1	C2			
C4	C4	C4	C4		
C5	C1	C5	C3	C4	

Fuente: Soto W. (2020)

Se procede a la verificación lógica por medio de las tablas 5,6,7 y 8.

Tabla 5: Ponderación de criterios, columna 2

Columna 2		
-2,3	$C2 > C1 > C3$	C2 o C3
-2,4	$C2 > C1 < C4$	C2 o C4
-2,5	$C2 > C1 > C5$	C2 o C5

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 6: Ponderación de criterios, columna 3

Columna 3		
-3,4	$C3 < C2 < C4$	C3 o C4
-3,5	$C3 < C2 < C5$	C3 o C5
-3,4	$C3 < C1 < C4$	C3 o C4
-3,5	$C3 < C1 > C5$	C3 o C5

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 7: Ponderación de criterios, columna 4

Columna 2		
-4,5	C4>C3>C5	C5
-4,5	C4>C2>C5	C4 o C5
-4,5	C4>C1>C5	C4 o C5

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 8: Resultado de la ponderación lógica de criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	Nº VECES	PCx
C1						3	4
C2	C1					1	2
C3	C1	C2				0	1
C4	C4	C4	C4			4	5
C5	C1	C5	C5	C4		2	3
Orden de Importancia	2º	4º	5º	1º	3º		

Fuente: Soto W. (2020)

Según los valores obtenidos en la tabla, se concluye que el criterio con mayor puntuación fue el C4 (Simulación) otorgándosele un valor de 5. El criterio C1 (Innovación) tiene un valor de 4. El criterio C5 (Mantenimiento) con un valor de 3. El criterio C2 (Montaje) se valora en 2. Y finalmente, el criterio C3 (Costo) obtiene un valor de 1.

4.4.5.3 Ponderación de soluciones respecto a los criterios

En esta etapa, se le otorga un valor a cada solución con respecto a cada criterio establecido con el fin de saber cuan buena es dicha solución empezando por un criterio específico. A continuación, se detalla el proceso de ponderación explicado con la elaboración de las tablas 9,10, 11, 12, 13 y 14:

Tabla 9: Ponderación de alternativa según criterio C1

C1	S1	S2	S3	N° VECES	PC1
S1				1	2
S2	S2			2	3
S3	S1	S2		0	1
Orden de Importancia	2°	1°	3°		

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 10: Ponderación de alternativa según criterio C2

C2	S1	S2	S3	N° VECES	PC2
S1				1	2
S2	S2			2	3
S3	S1	S2		0	1
Orden de Importancia	2°	1°	3°		

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 11: Ponderación de alternativa según criterio C3

C3	S1	S2	S3	N° VECES	PC3
S1				1	2
S2	S1			0	1
S3	S3	S3		2	3
Orden de Importancia	2°	3°	1°		

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 12: Ponderación de alternativa según criterio C4

C4	S1	S2	S3	N° VECES	PC4
S1				0	1
S2	S2			2	3
S3	S3	S2		1	2
Orden de Importancia	3°	1°	2°		

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 13: Ponderación de alternativa según criterio C5

C5	S1	S2	S3	N° VECES	PC5
S1				1	2
S2	S2			2	3
S3	S1	S2		0	1
Orden de Importancia	2°	1°	3°		

Fuente: Soto W. (2020)

Para la ponderación final se debe realizar la sumatoria de la multiplicación entre la ponderación de criterios y la ponderación de soluciones respecto a criterios.

Tabla 14: Ponderación final de criterios vs soluciones

PCx	P1x	PCx.P1x	P2x	PCx.P2x	P3x	PCx.P3x
4	2	4x2	3	4x3	1	4x1
2	2	2x2	3	2x3	1	2x1
1	2	1x2	1	1x1	3	1x3
5	1	5x1	3	5x3	2	5x2
3	2	3x2	3	3x3	1	3x1
Total	(PCx.P1x)=25		(PCx.P2x)=43		(PCx.P3x)=22	


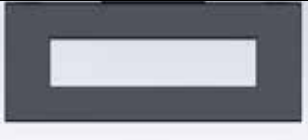





Fuente: Soto W. (2020)

Según la tabla 14 en la cual se detallan la ponderación final de criterios vs soluciones, la opción con la mayor puntuación es la solución 2 con un total de 43 puntos.

4.4.6 Descripción del funcionamiento del sistema diseñado

Para una mejor descripción del sistema diseñado o maquina seleccionada se mostrarán sus componentes en el cuadro 1:

Cuadro 1: Componentes de la maquina seleccionada

Componentes de la maquina		
1	Bancada	
2	Cajetín del Mecanismo Biela-Manivela Tipo Yugo Escoces	
3	Tapa Yugo Escoces	
4	Rueda Excéntrica	
5	Pin de Rueda Excéntrica	
6	Rodamiento Rígidos de Bolas	
7	Deslizadores o Guías	

8	Soportes de Fijación Superior	
9	Soportes de Fijación Inferior	
10	Horquilla de Fijación	
11	Motor Eléctrico	
12	Variador de Frecuencia	
13	Sensor de distancia GP2D120	
14	Celda de Carga Tipo S (Modelo 60001)	
15	Cajetín (donde estará ubicado el Microcontrolador Tarjeta Arduino MEGA 2560)	
16	Amortiguador hidráulico telescópico bitubo	

Fuente: Soto W. (2020)

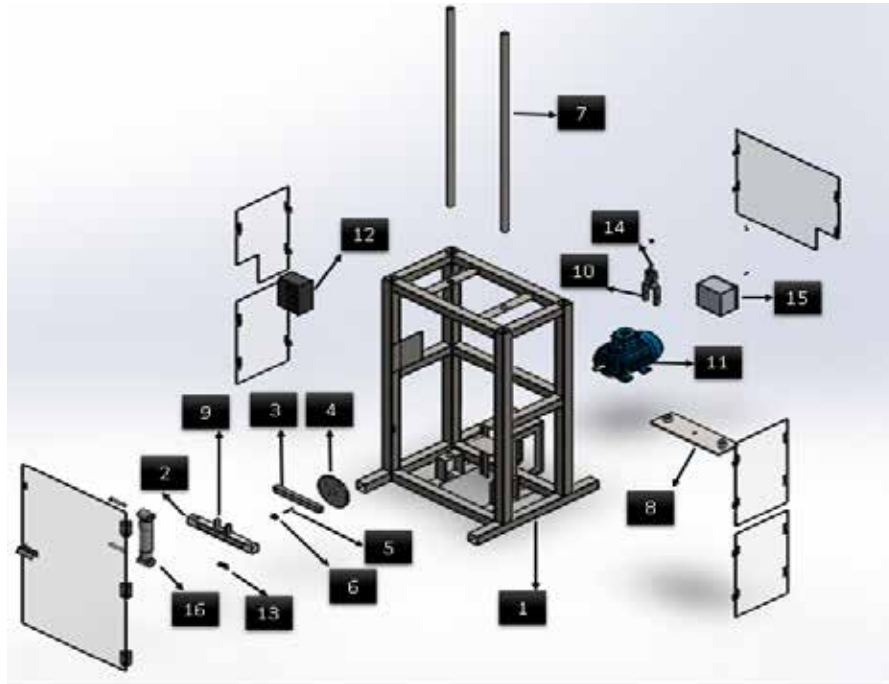


Figura 62: Vista explosionada del banco de pruebas
 Fuente: Soto W. (2020)

4.4.7 Dimensiones de las partes que conforman el sistema diseñado

Banco de pruebas

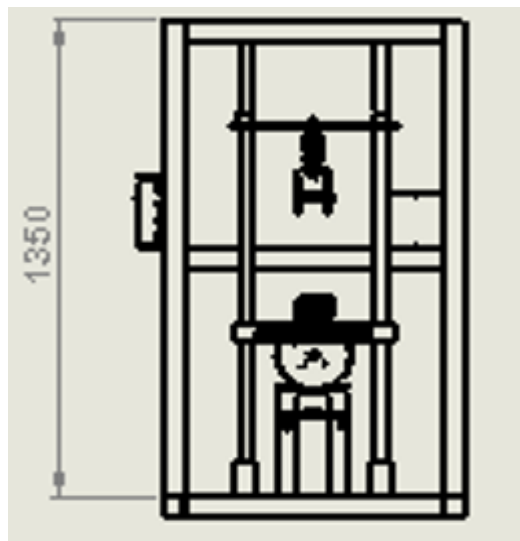


Figura 63: Vista frontal del banco de pruebas
 Fuente: Soto W. (2020)

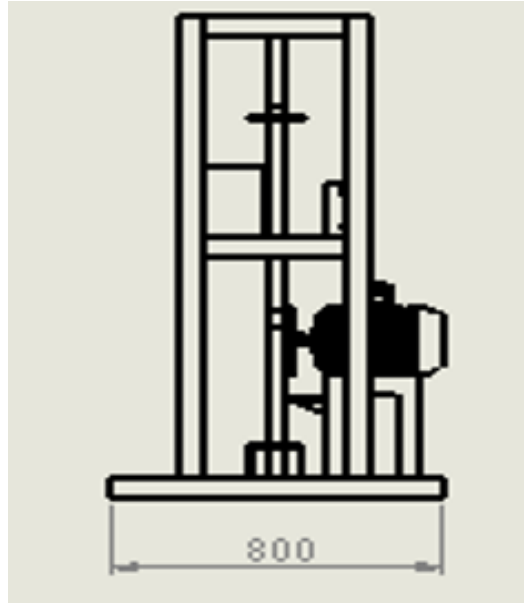


Figura 64: Vista lateral del banco de pruebas
Fuente: Soto W. (2020)

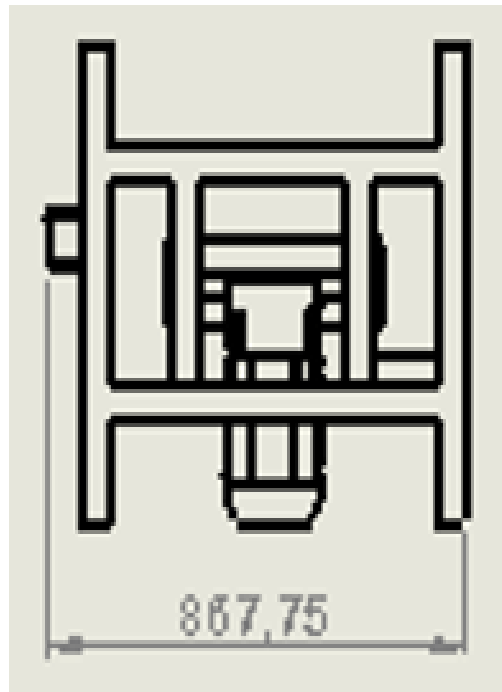


Figura 65: Vista superior del banco de pruebas
Fuente: Soto W. (2020)

Bancada (armazón)

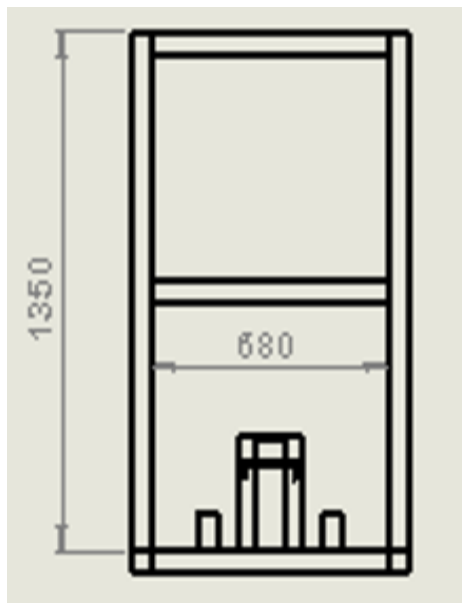


Figura 66: Vista frontal de la bancada (armazón)
Fuente: Soto W. (2020)

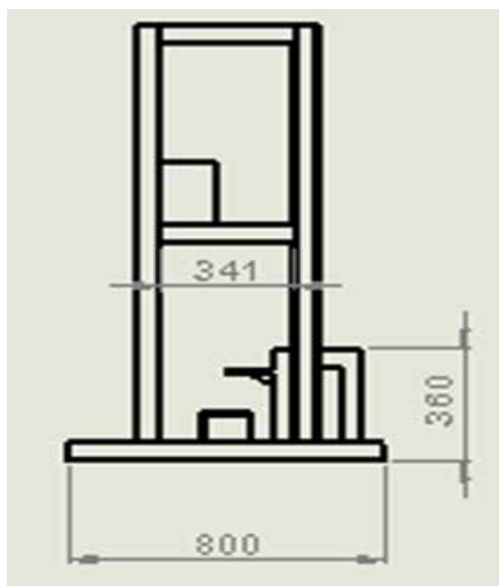


Figura 67: Vista lateral de la bancada (armazón)
Fuente: Soto W. (2020)

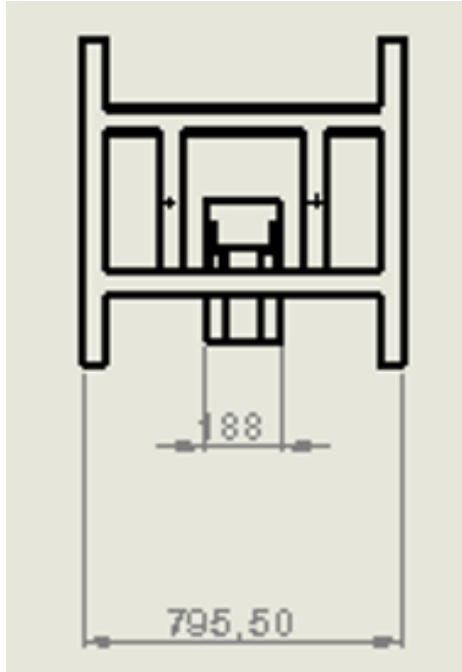


Figura 68: Vista superior de la bancada (armazón)

Fuente: Soto W. (2020)

Perfiles estructurales

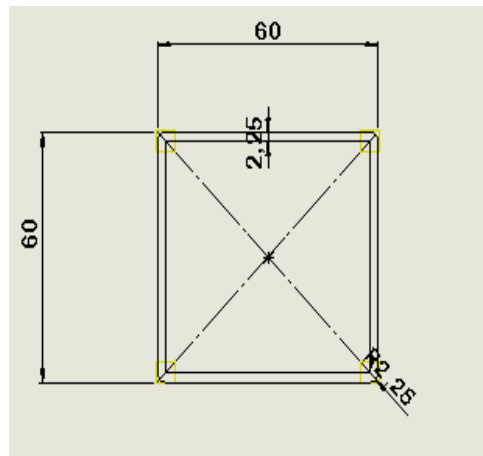


Figura 69: Tubería cuadrada 60x60 de 2,25mm ASTM A36

Fuente: Soto W. (2020)

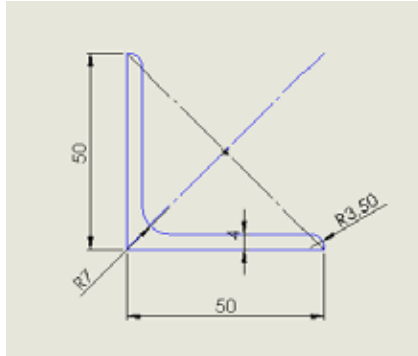


Figura 70: Angulo 50x50 de 4 mm ASTM A36

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.8 Análisis de diseño

La figura 71 muestra una vista del dispositivo tal como será diseñado. Se realizarán análisis de esfuerzos en ciertos elementos estructurales importantes de la máquina. La estructura está diseñada con tuberías cuadradas de acero ASTM A36 siendo uno de los aceros estructurales de carbono más utilizados en el mercado nacional.



Figura 71: Banco de pruebas diseñado

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.8.1 Calculo del mecanismo biela-manivela

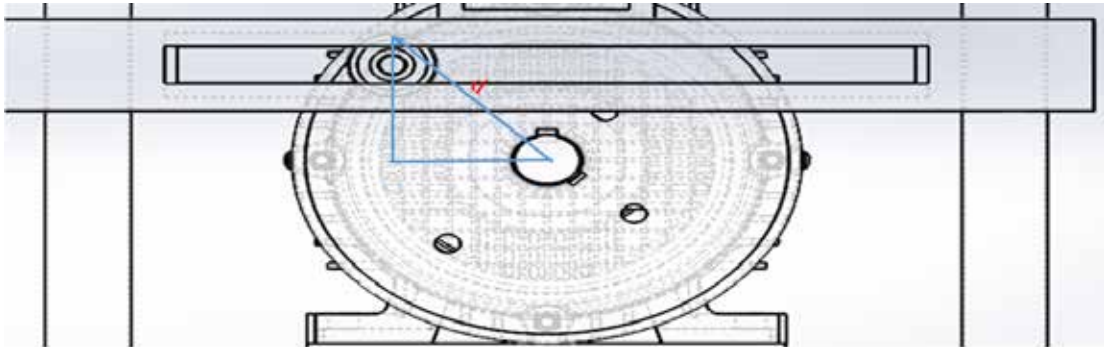


Figura 72: Desplazamiento del mecanismo biela-manivela

Fuente: Soto W. (2020)

El análisis parte desde el punto centro de la masa excéntrica y el radio de la misma, con la ecuación (32), se obtiene el desplazamiento.

$$d = \sqrt{(0,08m)^2 + 2(0,08m) \text{Sen}\beta(0,0175m) + (0,0175m)^2}$$

Siendo:

$e=0,08m$ (Excentricidad)

β : (Ángulo variable respecto al desplazamiento)

$R=0,0175m$ (Radio del rodamiento excéntrico)

$$d = 0,0975m \quad ^\circ)$$

$$d = 0,0625m \quad ^\circ)$$

Seguidamente, se procede a calcular las revoluciones por minuto (rpm) que necesita el motor del banco de pruebas partiendo de que la experiencia muestra que en los vehículos livianos la velocidad máxima de amortiguamiento que alcanzan en condiciones normales de uso es del orden de $0,3^m_s$ a 1^m_s , pero es necesario tener la capacidad de trabajar bajo condiciones críticas por lo mismo, se asume una velocidad máxima en el orden de 1^m_s . Para determinar este cálculo se emplea la ecuación (45):

$$\omega = \frac{60(1^m_s)}{2\pi(0,08m)}$$

Siendo:

$e=0,08m$ (Excentricidad)

$v_t=1 \text{ m/s}$ (Velocidad tangencial)

$$\omega = 119,36rpm$$

$$\omega = 120rpm$$

Con este análisis se obtuvo las revoluciones necesarias que debe tener el motor a la hora de realizar las pruebas en los amortiguadores. Del mismo modo, para conseguir la velocidad tangencial máxima en la componente Y se utiliza la ecuación (46) sabiendo que la velocidad es máxima cuando 90° y mínima cuando 0° obteniendo:

$$v_{tymax} = \frac{2\pi}{60} e\omega \text{Sen}\beta$$

Con valores de:

v_{tymax} : Velocidad tangencial máxima en la componente Y (m/s)

$e=0,08m$ (Excentricidad)

$\omega=120rpm$ (Velocidad angular)

β : (Ángulo variable respecto al desplazamiento)

$$v_{tymax} = \frac{2\pi}{60} (0,08m) (120rpm) \text{Sen}90^\circ = 1 \text{ m/s}$$

$$v_{tymax} = \frac{2\pi}{60} (0,08m) (120rpm) \text{Sen}0^\circ = 0$$

Posteriormente, para conseguir la aceleración en el sistema se necesita el tiempo el cual se calcula a partir del número de vueltas que realiza la excéntrica, haciendo una regla de tres se tiene que en 1min el mecanismo da 120rpm, dando como resultado que el tiempo es 0,008min en una revolución (una vuelta).

El tiempo (t) de acción se divide en dos, debido a que el trabajo del amortiguador se ejecuta en compresión y tracción lo cual cumple con un ciclo de trabajo, con la ecuación (47) se consigue la aceleración:

$$a = \frac{v_t}{t}$$

Siendo:

$v_t=1\text{ m/s}$ máxima y 0 mínima (Variación de la velocidad tangencial Y)

$t=0,004\text{ min}=0,24\text{ s}$ (Tiempo)

Sustituyendo se tiene:

$$a = \frac{1\text{ m/s}}{0,24\text{ s}} = 4,17\text{ m/s}^2$$

Para calcular la fuerza del amortiguador se necesita la masa que va a soportar el mismos y de la aceleración, con la ecuación (43) se calcula la fuerza que soporta un amortiguador en un vehículo liviano.

$$F_a = (450\text{ Kg}) (4,17\text{ m/s}^2) = 1876,50\text{ N} = 1,8765\text{ kN}$$

Siendo:

F_a : Fuerza del amortiguador (N)

$m=450\text{ Kg}$ (Masa del vehículo repartida en un amortiguador)

$a=4,17\text{ m/s}^2$ (Aceleración)

A continuación, en la tabla 15 se detallan los diversos valores que se pueden obtener al variar la velocidad máxima de amortiguamiento, entre un rango comprendido de ($0,3\text{ m/s}$ a 1 m/s).

Tabla 15: Variación de la velocidad máxima de amortiguamiento

$v_t(\text{m/s})$	$\omega(\text{rpm})$	$a(\text{m/s}^2)$	$F_a(\text{N})$
0,3	36	0,36	162
0,4	48	0,66	297
0,5	60	0,98	441

0,6	72	1,43	643,50
0,7	84	1,94	873
0,8	96	2,67	1201,50
0,9	108	3,33	1498,50
1	120	4,17	1876,50

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.8.2 Selección del rodamiento

Una vez establecida la fuerza máxima que ejerce el amortiguador se procede a seleccionar el tipo de rodamiento a utilizar siendo los rodamientos rígidos de bolas los que soportan cargas radiales y axiales, además poseen baja fricción y son los más utilizados para este tipo de aplicaciones. Finalmente, para esta selección se aplicó el criterio de carga dinámica utilizando la fuerza de amortiguamiento como la carga máxima radial que debe soportar en su condición de trabajo y según las dimensiones para su colocación. (Ver Anexo E)

4.4.8.3 Calculo del torque

Para obtener el torque aplica se utiliza la expresión (30):

$$T = 1876,50N(0,0975m) = 182,96Nm$$

Con valores de:

$$F=F_a=1876,50N \text{ (Fuerza del amortiguador)}$$

$$d = 0,0975m \text{ (Desplazamiento máximo de la excéntrica)}$$

4.4.8.4 Calculo de la Potencia

Se calcula la potencia a partir de la ecuación (48) una vez conocido el torque:

$$P = \frac{182,96Nm(120rpm)}{7200} = 3Hp$$

Con valores de:

$T = 182,96 Nm$ (Torque)

$\omega = 120 rpm$ (Velocidad angular)

4.4.8.5 Cálculos principales de elementos estructurales

Calculo de pandeo en las columnas

En la figura 73 se puede observar las cargas que inciden en cada columna que se usa como base para la colocación del motor eléctrico las cuales están doblemente empotradas dando como condiciones de extremo $C = 4$. Seguidamente, se calcula la relación de esbeltez real y la esbeltez límite para conocer el tipo de columna, para un ángulo de acero de alas iguales ASTM A36 con límite elástico de 320 MPa y esfuerzo último de 400 MPa de sección 50 mm x 50 mm de espesor de 4 mm con área $A = 3,89 cm^2$ ($3,89 \times 10^{-4} m^2$), inercia del eje es $I = 14,20 cm^4$ ($1,42 \times 10^{-7} m^4$) (Ver Anexo A) con lo que la relación de esbeltez límite es:

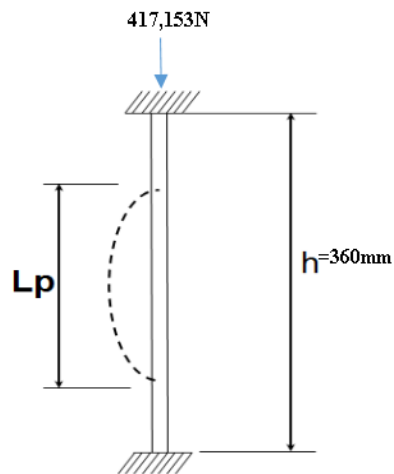


Figura 73: Fuerza que actúa sobre la base del motor

Fuente: Soto W. (2020)

$$\frac{\sigma}{R} \Big|_{lim} = \bar{\lambda} = \pi \sqrt{\frac{2(4)(206,8 \times 10^9 Pa)}{(400 \times 10^6 Pa)}} = 202,04$$

Seguidamente se determina el radio de giro

$$R = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{(1,42 \times 10^{-7} m^4)}{(3,89 \times 10^{-4} m^2)}} = 0,019$$

Para obtener la relacion de esbeltez real la cual es:

$$\frac{h}{R} = \frac{0,36}{0,019} = 18,95$$

Finalmente, debido a que $\frac{h}{R} < 20 < \frac{h}{R} | \text{lim}$ se trata de un elemento de maquinas corto y no falla por pandeo.

Calculo de soldadura

En esta parte se realiza un calculó para verificar el esfuerzo a compresión que se genera en la unión soldada que corresponde al punto crítico del análisis estático, el cual a su vez corresponde a la base que soporta el motor constituida por una unión a tope soldada en esquina en dicho punto aplicando la carga máxima sobre la unión de modo de establecer una condición crítica de falla lo cual se puede apreciar en la siguiente figura. (Ver figura 74)

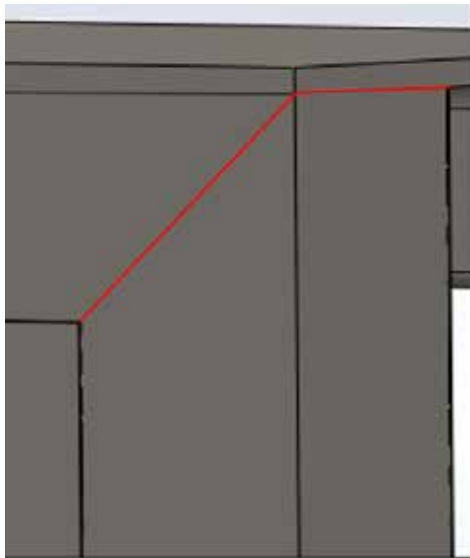


Figura 74: Esquema del cordón de soldadura

Fuente: Soto W. (2020)

Aplicando la ecuación (13) y considerando que el área resistente es dos veces la longitud del ala del perfil:

$$\sigma = \frac{P}{L_e(\text{esp.})} = \frac{417,53N}{2(50\text{mm})(4\text{mm})} = 1,04\text{Mpa}$$

Aplicando el criterio de factor de seguridad se tiene:

$$\frac{S_y}{\sigma} > 1 \text{ (No falla la soldadura)}$$

$$\frac{S_y}{\sigma} < 1 \text{ (Falla la soldadura)}$$

4.4.9 Detalles de instrumentos a utilizar

4.4.9.1 Microcontrolador (Tarjeta Arduino MEGA 2560)

Arduino Mega 2560 es una placa basada en un microcontrolador Atmega 2560. Los microcontroladores son circuitos integrados en los que se pueden grabar instrucciones, las cuales las escribes con el lenguaje de programación que puedes utilizar en el entorno Arduino IDE. Estas instrucciones permiten crear programas que interactúan con los circuitos de la placa.

El microcontrolador de Arduino posee lo que se llama una interfaz de entrada, que es una conexión en la que podemos conectar en la placa diferentes tipos de periféricos en este caso el sensor de desplazamiento y la celda de carga. La información de estos periféricos que conectes se trasladará al microcontrolador, el cual se encargará de procesar los datos que le lleguen a través de ellos. Del mismo modo, cuenta con una interfaz de salida, que es la que se encarga de llevar la información que se ha procesado en el arduino a otros periféricos u ordenadores.

Cabe mencionar, que arduino puede ser conectado a un software como LabView para esto se necesita una programación que pueda ser interpretada conjuntamente con los datos que se obtienen a través de sus entradas lógicas y digitales. Además, es compatible con sistemas operativos como Windows, interactúa con el entorno de entrada y salida analógica. (Ver figura 75)

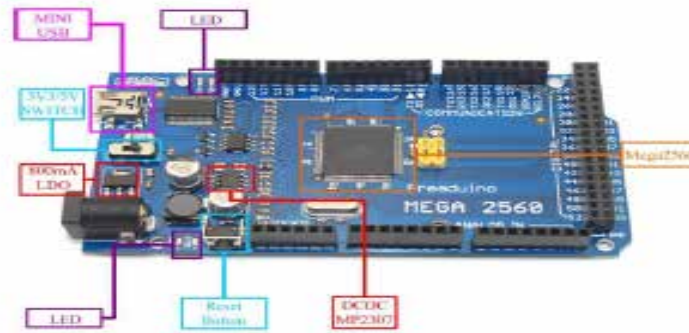


Figura 75: Arduino Mega 2560

Fuente: <https://www.electrontools.com/Home/WP/2018/06/19/arduino-mega-2560-caracteristicas/>

Especificaciones:

Microcontrolador (ATmega2560).

Voltaje operativo 5V.

USB (establece la comunicación entre la tarjeta arduino y la computadora).

Pines digitales de Entrada/Salida 54.

Corriente DC por cada Pin Entrada/Salida (40 mA).

Corriente DC entregada en el Pin 3.3V (50 mA).

Reset.

LED.

4.4.9.2 Sensor de distancia GP2D120

En el banco de pruebas se utiliza un sensor infrarrojo de proximidad marca Sharp modelo GP2D120 el cual identificara la longitud de trabajo del amortiguador (carrera), este es capaz de medir la distancia entre él y un objeto, para esto el sensor cuenta con la ayuda de un emisor infrarrojo y un receptor que miden la distancia usando triangulación. El método de triangulación consiste en medir uno de los ángulos que forma el triángulo emisor-objeto-receptor, el receptor es un PSD (Position Sensitive Detector) que detecta el punto de incidencia el cual depende del ángulo y a su vez de la distancia del objeto. (Ver figura 76)

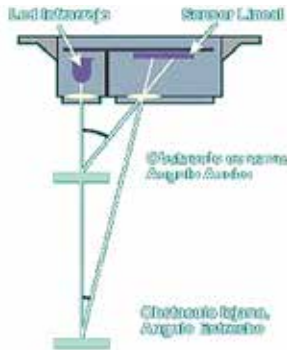


Figura 76: Método de triangulación en el Sensor de distancia GP2D120
Fuente: https://naylampmechatronics.com/blog/55_tutorial-sensor-de-distancia-sharp.html

Por otra parte, este tipo de sensor tiene muchas aplicaciones, entre ellas 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 tipo de circuito para generar señal ya que este lo procesa internamente generando una gráfica de funcionamiento. Igualmente, se tiene que para el sensor escogido por medio de la salida analógica la distancia varia de 3,30v en 4cm a 0,3v en 30cm dicha tensión de salida es de forma no lineal cuando se detecta un objeto. (Ver figura 77)

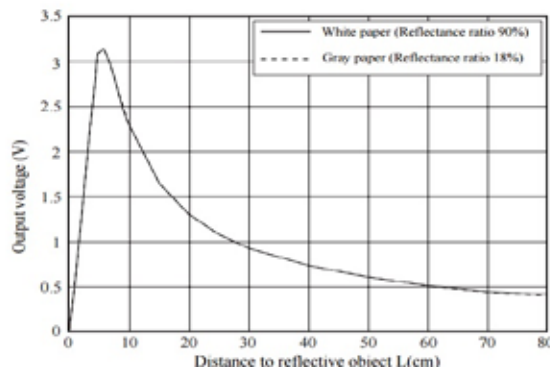


Figura 77: Variación del voltaje con respecto a la distancia en el Sensor GP2D120
Fuente: https://naylampmechatronics.com/blog/55_tutorial-sensor-de-distancia-sharp.html

La conexión hecha con el microcontrolador (arduino) es muy sencilla, el sensor utiliza solo una línea de salida para comunicarse con el interfaz y utiliza una fuente de alimentación de 5v. (Ver figura 78)

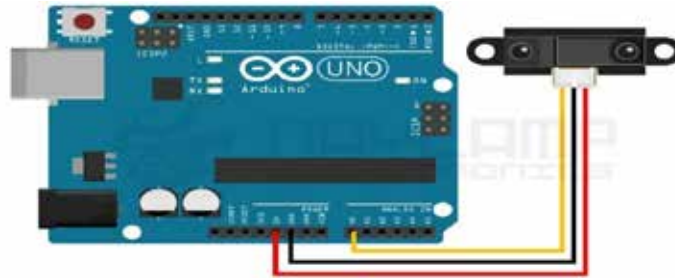


Figura 78: Esquema de instalación del Sensor GP2D120 con Arduino
Fuente: https://naylampmechatronics.com/blog/55_tutorial-sensor-de-distancia-sharp.html

4.4.9.3 Celda de carga

Se utiliza en el banco de pruebas una celda de carga marca Sensortronics tipo S modelo 60001 la cual tiene una capacidad de carga de 1000kg, este instrumento nos sirve para medir la cantidad de fuerza que opone el amortiguador en su trabajo diseñado para medir cargas individuales y en conjunto. Está fabricada de acero con aleación al níquel para ser más resistente a la corrosión siendo adecuada para el uso en ambientes húmedos. (Ver figura 79)



Figura 79: Celda de Carga 60001

Fuente: <https://www.ispc.com.mx/productos/catalogo/producto/celda-de-carga-60001>

Tabla 16: Especificaciones de la celda de carga

Modelo	Qut Put	Capacidad Máxima
60001A5	3,450mV	1000Kg

Fuente: Soto W. (2020)

En la tabla anterior, se detallan los datos técnicos como: el modelo, la capacidad de carga máxima y el rango de trabajo en mili-voltios. El campo de trabajo de este

sensor es muy amplio ya que está diseñado para soportar cargas de compresión, tensión y flexión, en cuyo interior se encuentra uno o varios sensores de deformación que detectan los valores obtenidos en el ensayo. El funcionamiento de esta celda de carga toma como base el puente wheatston por la producción de una diferencia de voltaje que realiza dos resistencias, una de sus principales características en el campo de trabajo es que permite medir la fuerza ejercida en cada uno de sus puntos de unión, necesita de un amplificador direccional para amplificar su voltaje medido en mili-voltios.

4.4.9.4 Variador de frecuencia

Un variador de frecuencia VFD (Variable Frequency Drive) es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. El motor usado en un sistema VFD es normalmente un motor de inducción trifásico. (Ver figura 80)



Figura 80: Variador de frecuencia

Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Variador_de_frecuencia

4.4.10 LabView

LabView (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) es un sistema de programación grafica para aplicaciones que involucren adquisición, control, análisis y presentación de datos. El lenguaje que se utiliza en este programa se denomina lenguaje G donde G simboliza que es un lenguaje gráfico.

Es una plataforma que sirve para programar sistemas de control, con un lenguaje

de programación visual de forma simulada o real. Los programas desarrollados mediante este LabView se denominan instrumentos virtuales (VIs) porque su apariencia y funcionamiento imitan los de un instrumento real, estos tienen un panel frontal y un diagrama de bloques que facilita la comprensión del usuario para poder desarrollar un proyecto. (Ver figura 81)



Figura: 81 LabView

Fuente: <https://www.ni.com/es-cr/shop/labview/labview-details.html>

4.4.11 Inspección del amortiguador

En esta parte se plantean las siguientes recomendaciones antes de realizar el ensayo con el objetivo de evitar cualquier incidente durante la operación del banco de pruebas:

No posea fugas de aceite.

No presente ninguna deformación eviten en sus componentes.

No presente ningún tipo de fisura o rotura en los componentes de su estructura.

4.4.12 Medidas de seguridad para la realización de ensayos en el banco

En esta sección, se mencionan algunos aspectos relevantes con relación a la seguridad en el manejo del banco de pruebas, entre las cuales se tiene:

Se deben utilizar equipos de protección personal (guantes, lentes y zapatos de seguridad).

El trabajador debe conocer la operación del banco.

Se debe utilizar las herramientas adecuadas en función de la actividad que se va a realizar.

Antes de accionar la maquina el operador debe asegurarse que estén cerradas las puertas de seguridad.

4.4.13 Resultados de la comparación del ángulo variable de desplazamiento con respecto a distintas velocidades de amortiguamiento

En las tablas 17, 18 y 19 se compara el ángulo de desplazamiento del mecanismo biela-manivela con respecto a distintos valores de velocidad ($0,3\text{m}_s$ - $0,6\text{m}_s$ - 1m_s) obteniendo datos en diferentes puntos tales como: el desplazamiento máximo, la velocidad máxima de amortiguamiento y la fuerza.

Tabla 17: Valores obtenidos con una velocidad máxima de $0,3\text{m}_s$

θ	d(m)	$v_{tymax}(\text{m}_s)$	$F_a(\text{N})$
15	0,086	0,08	40
30	0,090	0,15	75
45	0,093	0,21	105
60	0,095	0,26	130
75	0,097	0,29	145
90	0,0975	0,30	150
105	0,097	0,29	145
120	0,095	0,26	130
135	0,093	0,21	105
150	0,090	0,15	75
165	0,086	0,08	40
180	0,082	0	0
195	0,077	-0,08	-40
210	0,073	-0,15	-75

225	0,069	-0,21	-105
240	0,065	-0,26	-130
255	0,063	-0,29	-145
270	0,0625	-0,30	-150
285	0,063	-0,29	-145
300	0,065	-0,26	-130
315	0,069	-0,21	-105
330	0,073	-0,15	-75
345	0,077	-0,08	-40
360	0,082	0	0

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 18: Valores obtenidos con una velocidad máxima de $0,6^m_s$

°	d(m)	$v_{tymax}(^m_s)$	$F_a(N)$
15	0,086	0,16	171,43
30	0,090	0,30	321,43
45	0,093	0,43	460,71
60	0,095	0,52	557,14
75	0,097	0,58	621,43
90	0,0975	0,60	643,50
105	0,097	0,58	621,43
120	0,095	0,52	557,14
135	0,093	0,43	460,71
150	0,090	0,30	321,43
165	0,086	0,16	171,43
180	0,082	0	0
195	0,077	-0,16	-171,43

210	0,073	-0,30	-321,43
225	0,069	-0,43	-460,71
240	0,065	-0,52	-557,14
255	0,063	-0,58	-621,43
270	0,0625	-0,60	-643,50
285	0,063	-0,58	-621,43
300	0,065	-0,52	-557,14
315	0,069	-0,43	-460,71
330	0,073	-0,30	-321,43
345	0,077	-0,16	-171,43
360	0,082	0	0

Fuente: Soto W. (2020)

Tabla 19: Valores obtenidos con una velocidad máxima de 1^m_s

\circ	d(m)	$v_{tymax}(^m_s)$	$F_a(N)$
15	0,086	0,26	487,50
30	0,090	0,50	937,50
45	0,093	0,71	1331,25
60	0,095	0,87	1631,25
75	0,097	0,97	1818,75
90	0,0975	1	1876,50
105	0,097	0,97	1818,75
120	0,095	0,87	1631,25
135	0,093	0,71	1331,25
150	0,090	0,50	937,50
165	0,086	0,26	487,50
180	0,082	0	0

195	0,077	-0,26	-487,50
210	0,073	-0,50	-937,50
225	0,069	-0,71	-1331,25
240	0,065	-0,87	-1631,25
255	0,063	-0,97	-1818,75
270	0,0625	-1	-1876,50
285	0,063	-0,97	-1818,75
300	0,065	-0,87	-1631,25
315	0,069	-0,71	-1331,25
330	0,073	-0,50	-937,50
345	0,077	-0,26	-487,50
360	0,082	0	0

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.14 Elaboración de las graficas

En este apartado se elaboran las gráficas de comportamiento teórico (fuerza/velocidad) del amortiguador que corresponden al diseño del banco de pruebas a partir de las tablas 17,18,19 utilizando la herramienta de gráficos de la hoja de cálculos de Excel, estos gráficos constituyen el patrón de referencia contra las cuales deben ser comparadas las curvas características de los amortiguadores probados en el banco (curvas con datos experimentales) obtenidas a través del software LabView una vez realizada la construcción del mismos.

El software LabView interactúa mediante dispositivos de control como lo son sensores y microcontroladores de esta manera se observa cómo trabaja el amortiguador en cada una de sus fases como son las etapas de extensión y compresión. Para poder desarrollar un sistema de control se necesita de dos partes primordiales como son el hardware (sensor de distancia, celda de carga, microcontrolador y un ordenador) y software (LabView), los cuales permiten obtener resultados de lo que se quiere medir

a partir de señales que generan los sensores y son captadas por el microcontrolador enviando dicha información al ordenador donde LabView permite la representación de los datos en forma gráfica u otra que se requiera.

Por otra parte, lo que se propone es comparar las curvas experimentales con respecto a las curvas teóricas generadas con los datos correspondientes al diseño del banco, y establecer si estas se encuentran dentro de los parámetros de funcionamiento que se consideran correctos o normales para el amortiguador, de este modo queda establecido un criterio que permita determinar el óptimo funcionamiento de los amortiguadores en los vehículos livianos.

4.4.15 Resultados y criterios de funcionamiento

El correcto funcionamiento se determina utilizando la gráfica (fuerza/velocidad) la cual es la herramienta más empleada para caracterizar el comportamiento del amortiguador. Por lo tanto, se establece como criterio para el correcto funcionamiento de un amortiguador ensayado en el banco, que la gráfica experimental (fuerza/velocidad) del mismo se encuentre ubicada en el intervalo de velocidad comprendido entre $0,3m_s$ a $1m_s$ en cuyo caso se puede asegurar que este elemento se encuentra en un estado óptimo de funcionamiento. (Ver figura 85)

El comportamiento del amortiguador en un ciclo de trabajo, se representa en las figuras 82, 83, y 84 donde:

El punto A: Corresponde a la compresión máxima del amortiguador

El punto B: La velocidad es máxima y corresponde al punto de origen en la gráficas de coordenadas y comienza incrementarse en sentido negativo hasta llegar al punto C.

El punto C: Corresponde a la extensión máxima del amortiguador.

El punto D: La velocidad es máxima y corresponde al punto de origen en la gráficas de coordenadas y comienza incrementarse en sentido positivo hasta llegar al punto A. Donde finaliza el ciclo de trabajo para el amortiguador.

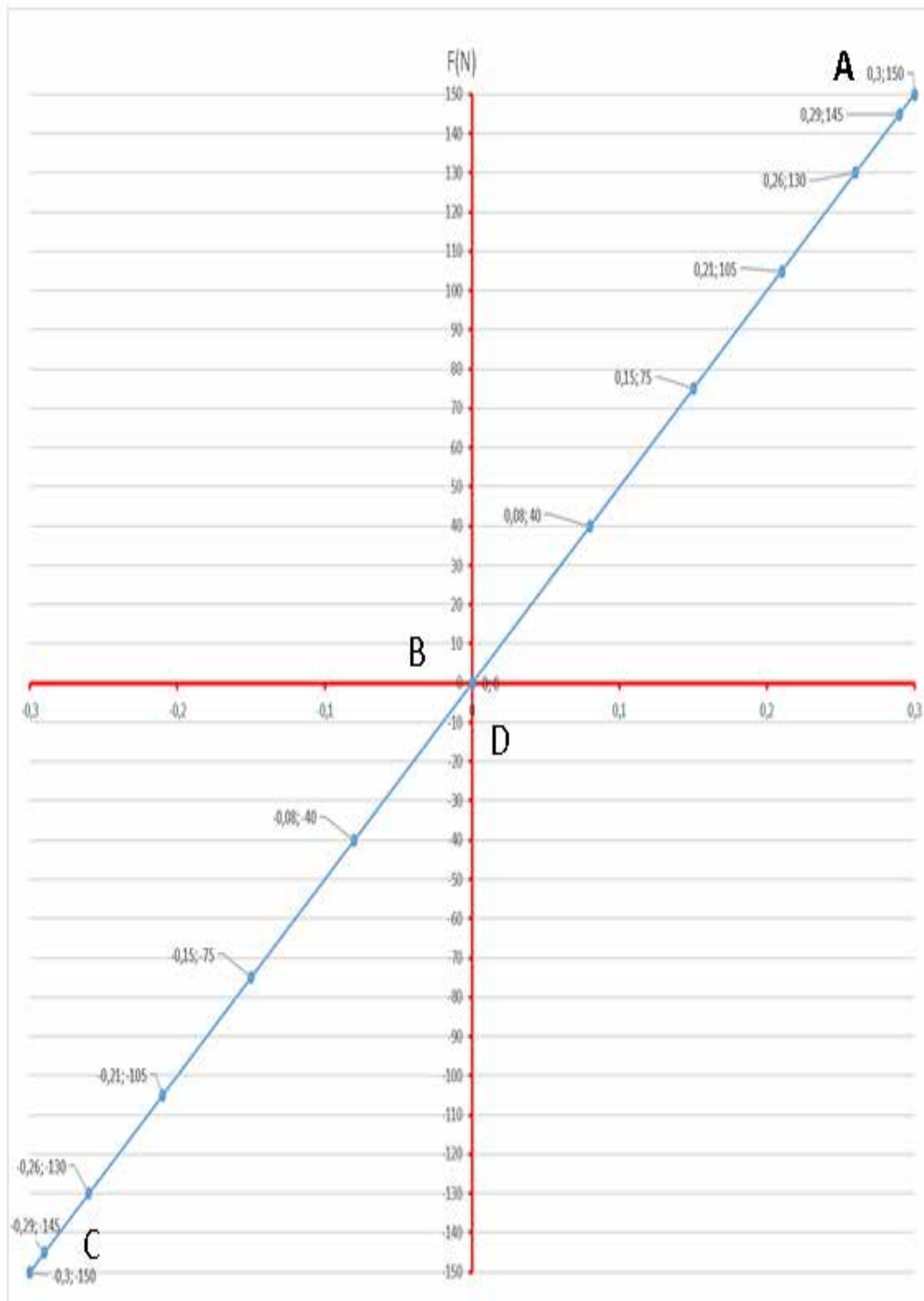


Figura 82: Grafica Fuerza/Velocidad (prueba a una velocidad constante de $0,3\text{ m/s}$)
Fuente: Soto W. (2020)

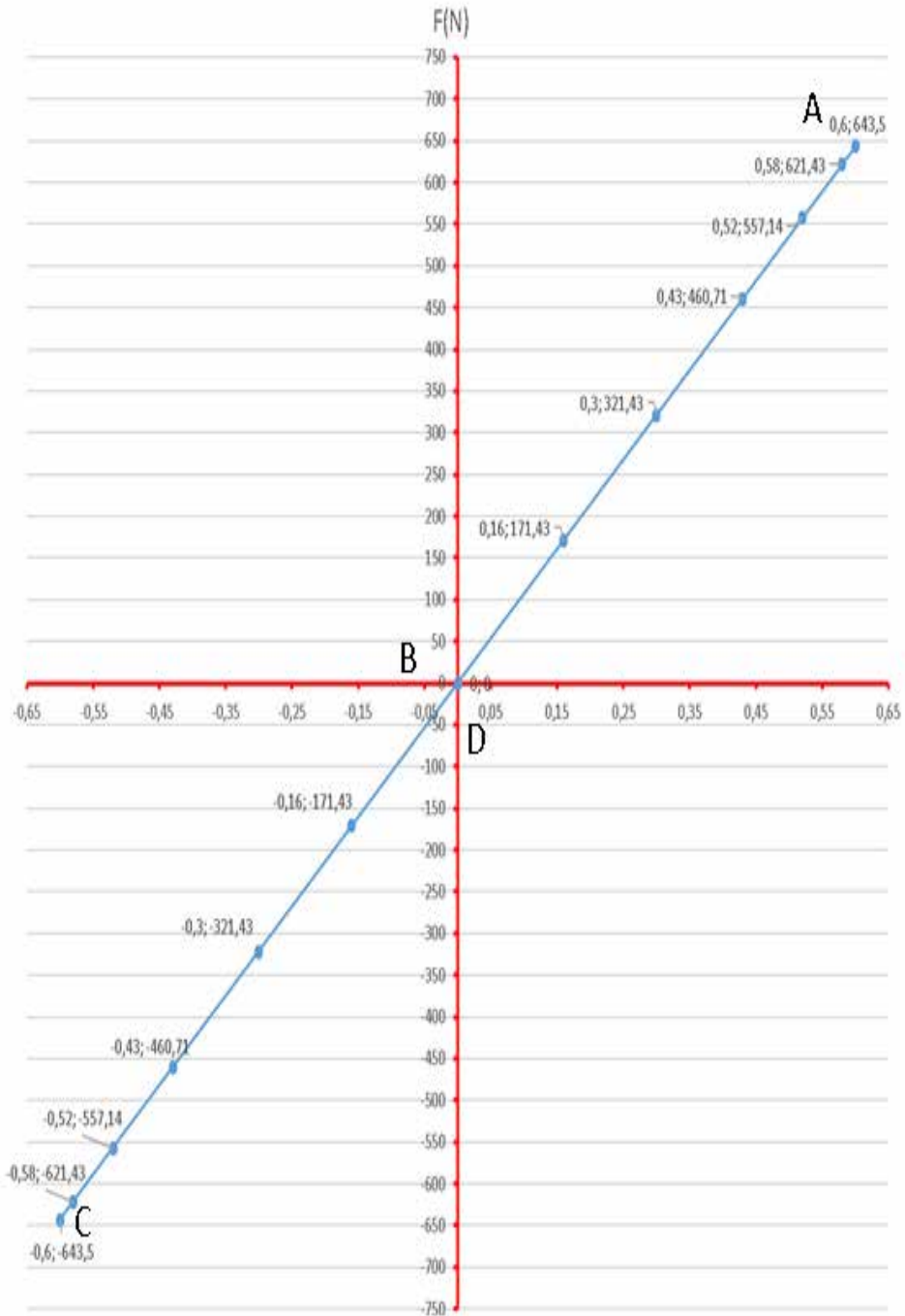


Figura 83: Grafica Fuerza/Velocidad (prueba a una velocidad constante de $0,6 \text{ m/s}$)
Fuente: Soto W. (2020)

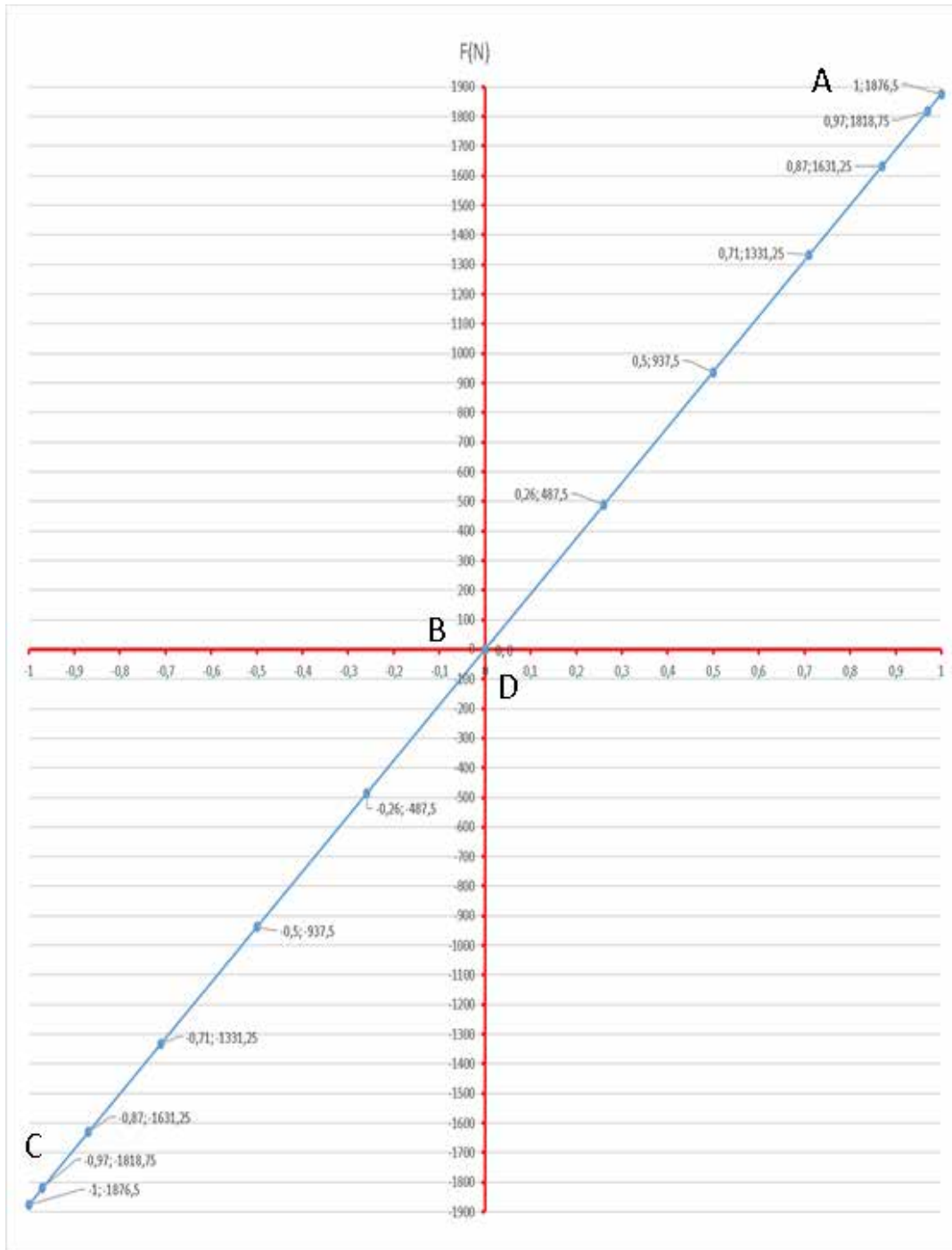


Figura 84: Grafica Fuerza/Velocidad (prueba a una velocidad constaste de 1 m/s)
Fuente: Soto W. (2020)

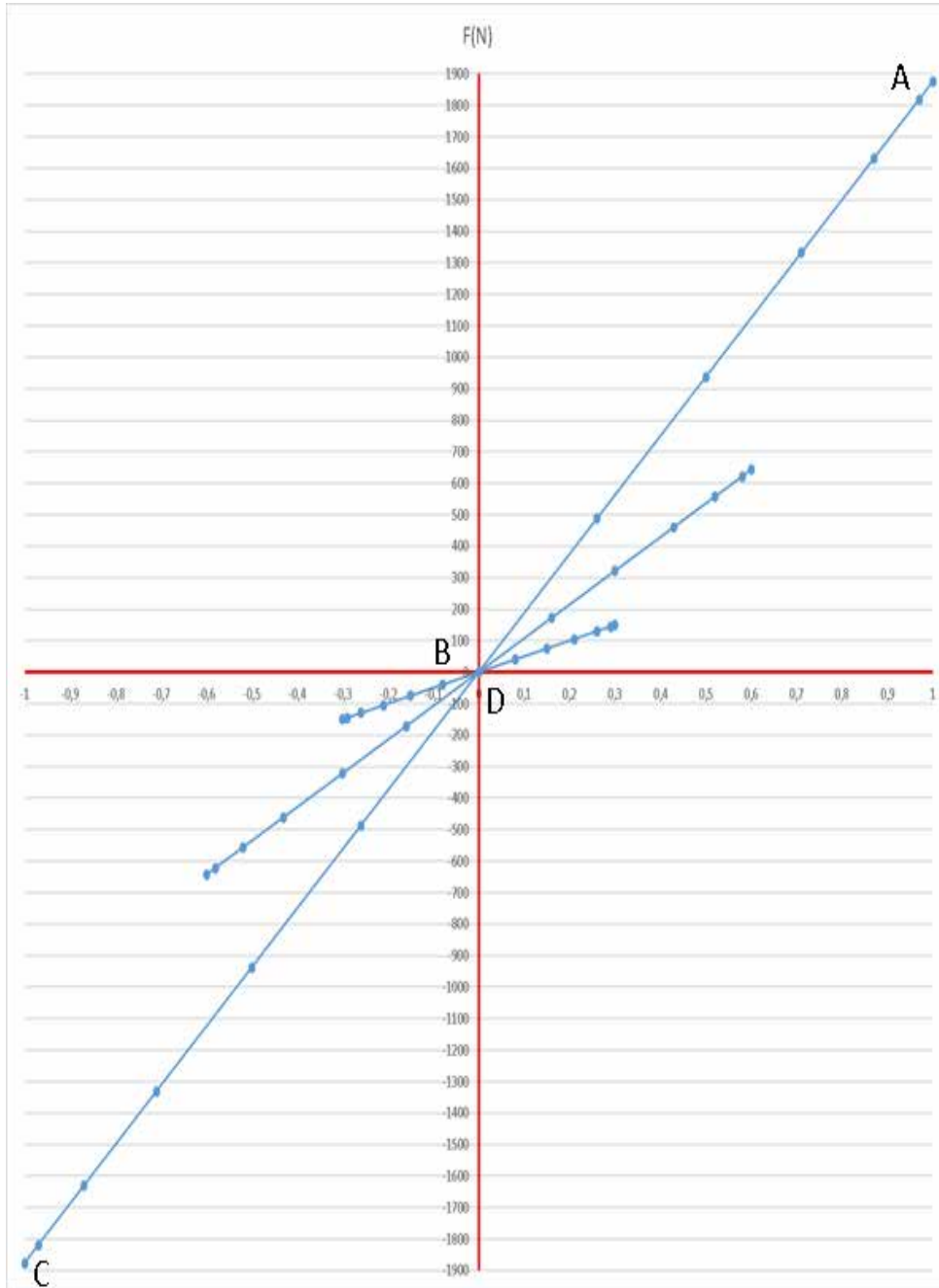


Figura 85: Grafica Fuerza/Velocidad (Rango óptimo de funcionamiento amortiguador)

Fuente: Soto W. (2020)

4.4.16 Estimación de costos del proyecto

En cuanto a los costos asociados al desarrollo de este proyecto se presenta un cuadro donde se muestran los costos de inversión necesario para la fabricación del banco, partiendo del diseño en el cual se contemplan los principales elementos estructurales, componentes mecánicos y de control.

Cuadro 2: Presupuesto

Descripción	Precio (\$)
Motor Eléctrico 3Hp	280\$
Variador de Frecuencia 2.2Kw (3Hp)	126\$
Sensor de distancia GP2D120	30\$
Celda de Carga Tipo S (Modelo 60001)	80\$
Tarjeta Arduino MEGA 2560	20\$
Cajetín	4\$
Bancada y elementos mecánicos	2.500\$
Total Inversión	3.040\$

Fuente: Soto W. (2020)

La mayoría de estos componentes están disponibles en el mercado nacional , siendo esto uno de los factores más importantes para la viabilidad de fabricación de un prototipo del banco.

CONCLUSIONES

El ámbito de desarrollo de este proyecto, se enmarca en el estudio de una de los principales elementos de la suspensión de un vehículo como lo es el amortiguador y está orientado específicamente hacia los amortiguadores hidráulicos telescópicos bitubo en los vehículos livianos. Estos elementos tienen vital importancia en el confort y seguridad del automóvil, su función principal consiste en garantizar el contacto de los neumáticos con el pavimento y disminuir parcial o totalmente un movimiento no deseado.

Los parámetros de funcionamiento para un amortiguador que se utilizan para caracterizar su comportamiento son: la fuerza de amortiguamiento, posición y la velocidad de amortiguamiento. Estos parámetros se interrelacionan en diferentes gráficos tales como: gráfico de coeficiente amortiguamiento, gráfico de fuerza-posición y gráfico fuerza-velocidad. Siendo el último la herramienta más utilizada para la caracterización del amortiguador.

Utilizando un software CAD en combinación con el método de ponderación de criterios para proyectos mecánicos se realizó el diseño de un banco de pruebas para amortiguadores, desarrollándose también las curvas teóricas de comportamiento correcto de los amortiguadores para vehículos livianos.

Finalmente, la viabilidad del proyecto se alcanza con la utilización de la gráfica (fuerza/velocidad) ya que permite determinar el funcionamiento correcto de los amortiguadores, resaltando que todo aquel elemento cuyas curvas experimentales se encuentren dentro del intervalo de funcionamiento de las curvas teóricas del banco diseñado, estarán dentro del rango de funcionamiento correcto.

RECOMENDACIONES

Debido al amplio campo de desarrollo que pueden alcanzar proyectos de este tipo se recomienda establecer la posibilidad de ampliar el alcance del estudio a otra clase de amortiguadores.

Establecer una línea de desarrollo tecnológico sobre este tema a través de los proyectos de grado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Jose Antonio Páez y que el mismo, sirva como antecedente para un proyecto que permita la construcción de un prototipo del banco de pruebas, a partir del cual se comience una serie de desarrollos para ampliar tanto en cantidad como en capacidad los amortiguadores que puedan ser estudiados.

Una vez desarrollado el prototipo, es conveniente establecer un procedimiento de trabajo para la realización de los ensayos al amortiguador, a través de un manual donde además se consideren los aspectos de seguridad y protección para el operador.

Establecer alianzas estratégicas de la universidad con los fabricantes de amortiguadores establecidos en el país, otras universidades o usuarios potenciales para desarrollar esta área de trabajo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

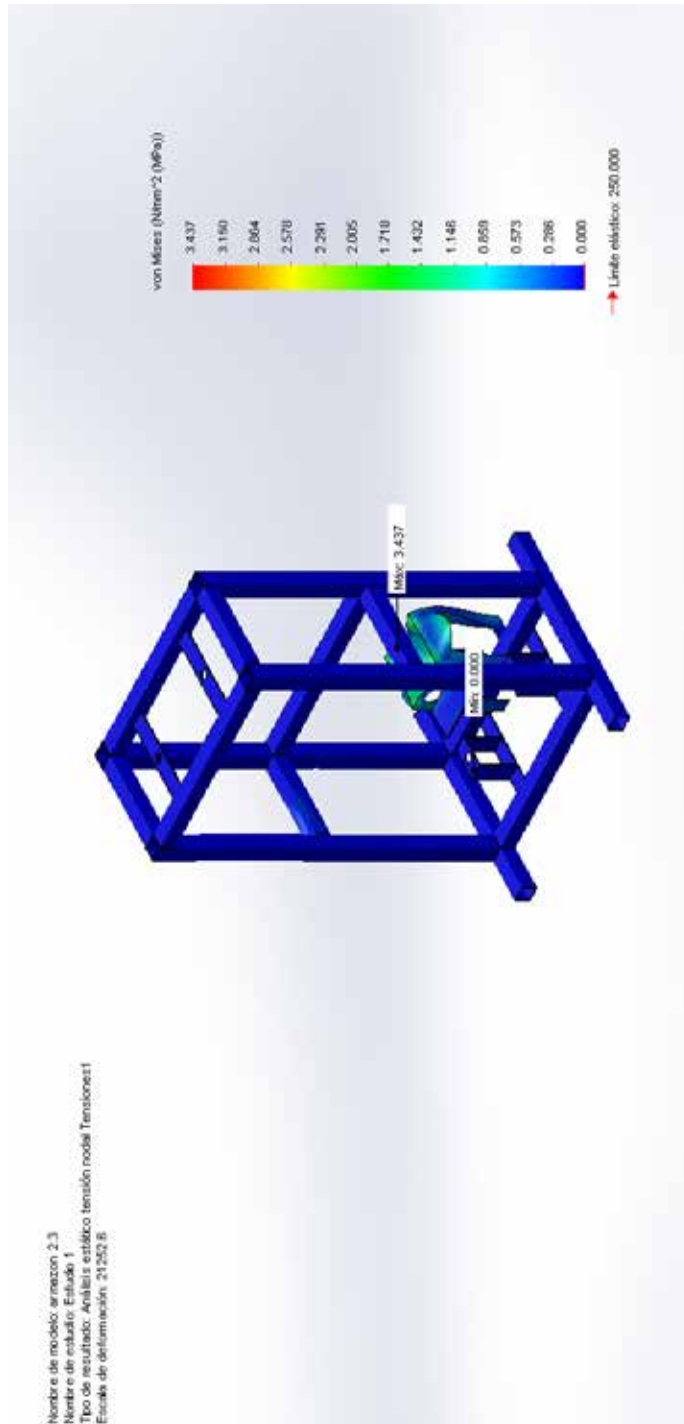
- American Welding Society (AWS). Disponible: www.aws.org
- American National Standards Institute (ANSI). Disponible: www.ansi.org
- American Society of Mechanical Engineers (ASME). Disponible: www.asme.org
- American Society for testing and materials (ASTM). Disponible: www.astm.org
- Alamo, M. (2019). **Diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores**. Piura, Perú. Universidad de Piura.
- Arias, F. (2006). **El proyecto de Investigación. Introducción a la metodología científica**. 5° edición. Caracas. Episteme C. A.
- Balestrini, M. (2002). **Como se elabora el proyecto de Investigación**. 6° edición. Caracas. BL Consultores Asociados. Servicio Editorial.
- Balseca, A. (2016), **Análisis comparativo del comportamiento dinámico de amortiguadores McPherson en el banco de pruebas soft-engine shock 3.0**. Latacunga, Ecuador. Departamento de ciencias de la energía y mecánica.
- Chacón, V. (2009). **Diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores**. Madrid. Diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores.
- Ferrer, C. (2012). **Diseño de banco para armado, desarmado y prueba de cilindros hidráulicos en la empresa de transporte Urdacol**. Carabobo, Venezuela. Universidad José Antonio Páez.
- Hurtado, J. (2006). **El proyecto de Investigación**. Bogotá. Sypal.
- Meléndez, J. (2014). **Diseño y construcción de un banco didáctico para amortiguadores con programación en labview, para el taller de la escuela de ingeniería automotriz**. Riobamba, Ecuador. Escuela superior politécnica de Chimborazo.
- Rodríguez, (2010). **Metodología de la Investigación**. México. Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.
- Romero, J. (2005). **Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador para un vehículo de formula SAE**. Sartenejas, Venezuela. Universidad Simón Bolívar.

- Ruiz, C. (2010). **Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos**. Madrid. Universidad Carlos III de Madrid.
- Sabino, C. (2002). **El proceso de Investigación**. Caracas. Editorial Panapo De Venezuela.
- Salazar D. y Calero D. (2008). **Análisis y simulación del comportamiento mecánico de un amortiguador telescópico hidráulico como elemento de un pórtico sometido a cargas sísmicas**. Sangolquí, Ecuador. Departamento de ciencias de la energía y mecánica.
- Tassoni, D. y Pizzella, G. (2006), **Elementos de Máquina**. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- Tamayo y Tamayo, M. (2004). **El Proceso de Investigación Científica**. México. Limusa.
- Universidad José Antonio Páez. (2007). **Normas para Elaboración y Presentación de los Anteproyectos, Proyectos y Trabajos de Grado**. San Diego, Carabobo, Venezuela.
- Universidad Pedagógica Experimental Libertador UPEL (2006) **Manual de trabajos de grado, de especialización, maestría y tesis doctorales**. 4º edición. Caracas. Fedeupel.

APÉNDICES

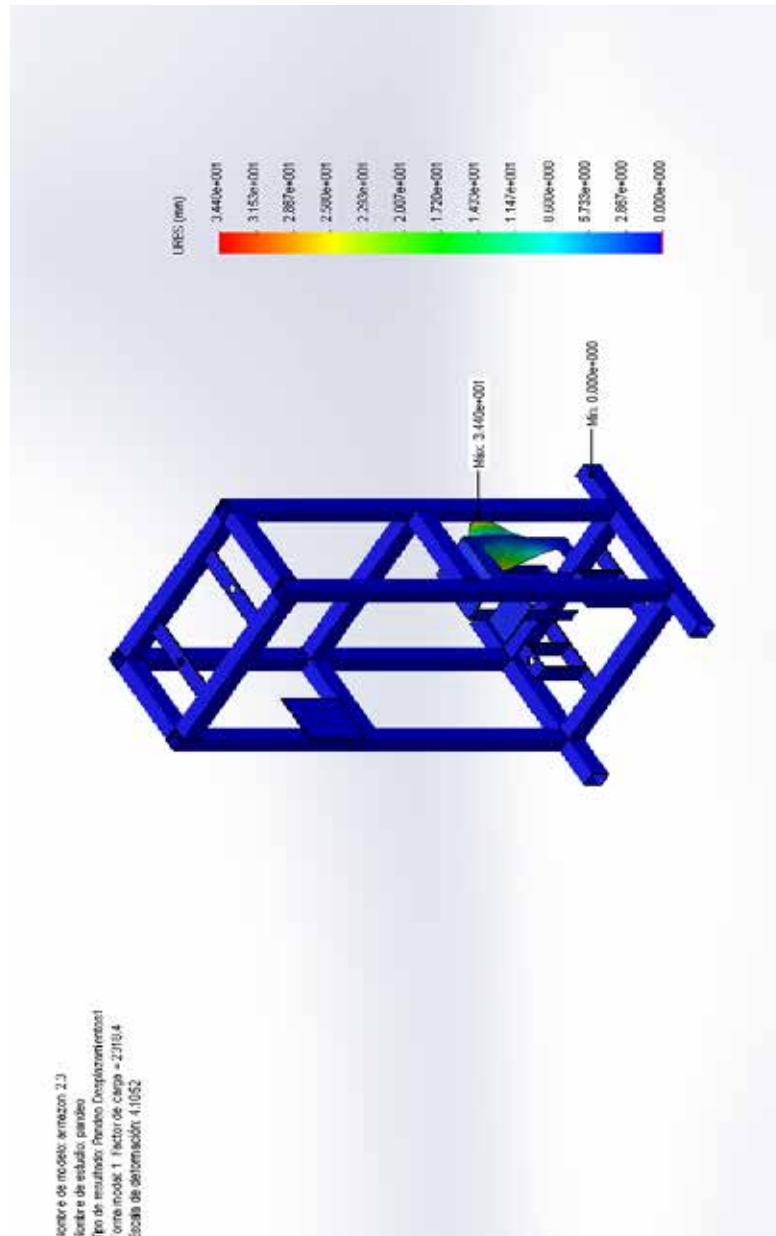
Apéndice 1: Análisis estático en la bancada

Fuente: Solidworks

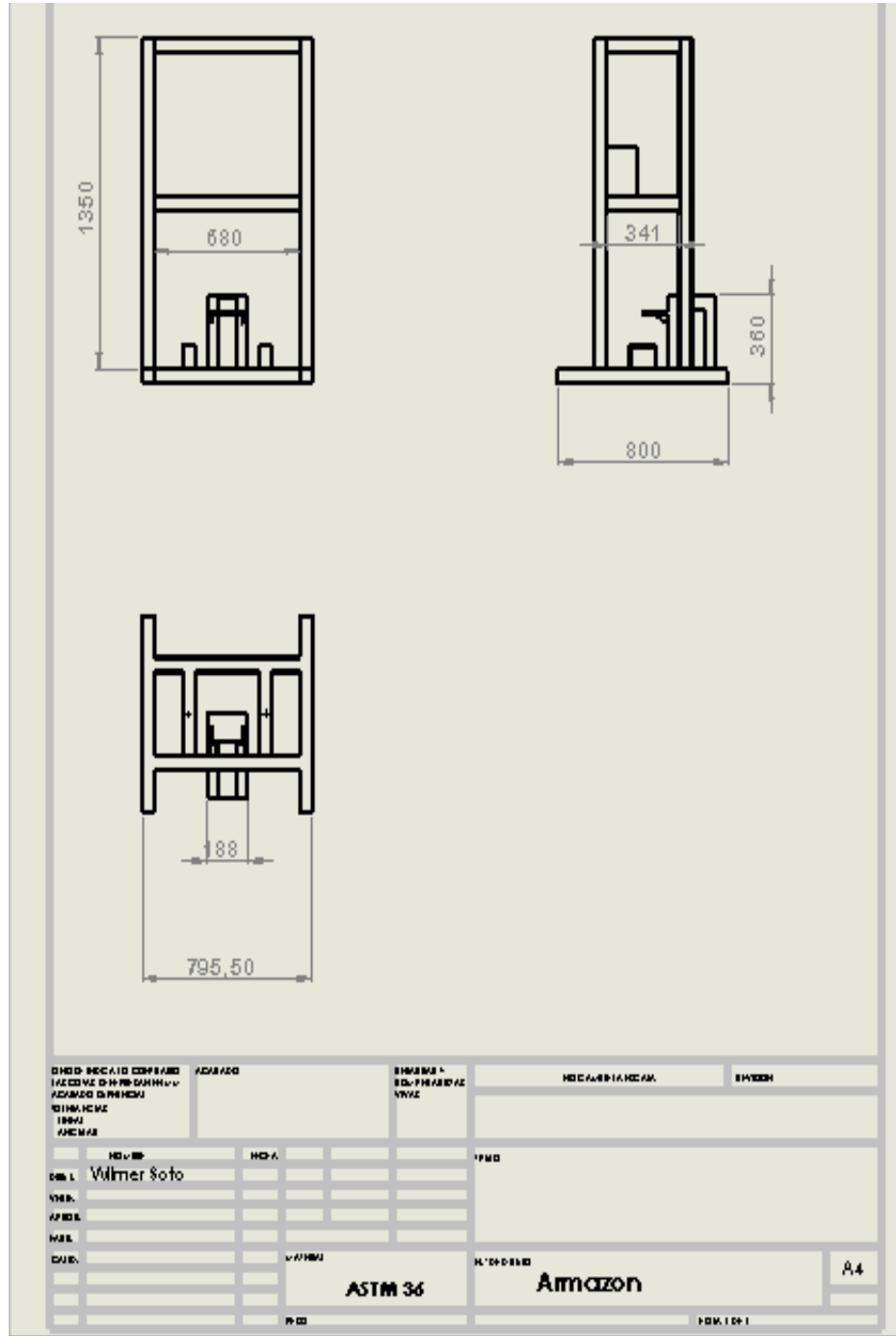


Apéndice 2: Análisis de pandeo en la bancada

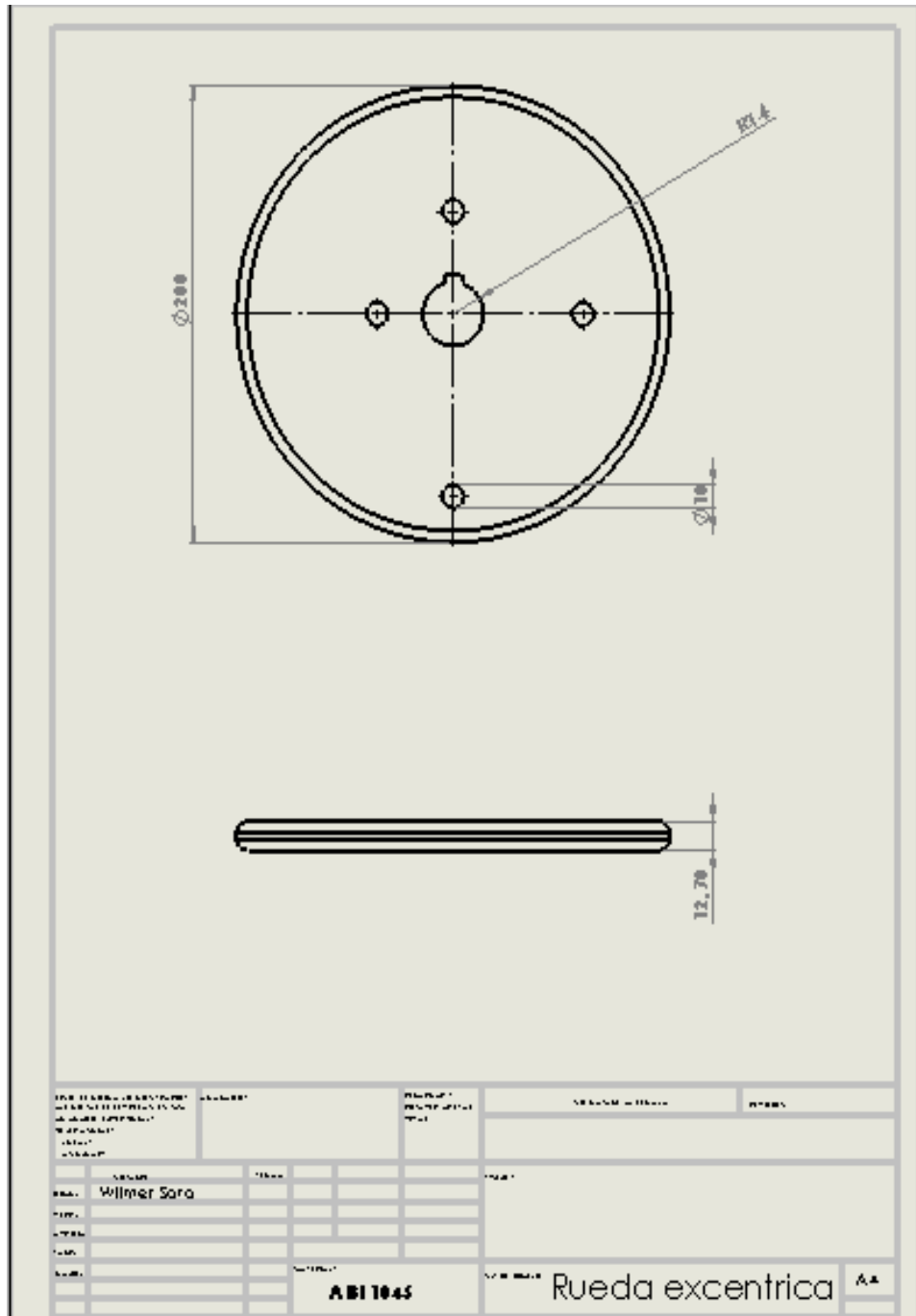
Fuente: Solidworks



Apéndice 4: Planos de la bancada (armazón)
 Fuente: Solidworks



Apéndice 6: Plano rueda excéntrica
Fuente: Solidworks

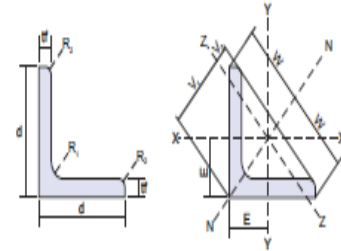


ANEXOS

Anexo A: Propiedades de materiales estructurales



ANGULOS DE ALAS IGUALES



DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO

Designación	Dimensiones				Distancia de los ejes				Área	Peso	Propiedades Estáticas en Relación a los Ejes								Superficie
	mm				cm						X-X		Y-Y		N-N		Z-Z		
Ld x d x tf mm x mm x mm	d	tf	R1	R2	Y	W	V1	V2	A	P	I _x	S _x	r _x	I _y	r _y	I _z	S _z	r _z	m ² /m
L20x20x3	20	3	3,5	2,0	0,60	1,41	0,85	0,70	1,12	0,88	0,39	0,28	0,59	0,62	0,74	0,15	0,18	0,4	
x4	4	4	3,5	2,0	0,64	1,41	0,90	0,71	1,45	1,14	0,48	0,35	0,58	0,77	0,73	0,19	0,21	0,36	0,077
L25x25x3	25	3	3,5	2,0	0,73	1,77	1,03	0,87	1,42	1,12	0,79	0,45	0,75	1,27	0,95	0,31	0,30	0,47	0,097
x4	4	4	3,5	2,0	0,76	1,77	1,08	0,89	1,85	1,45	1,01	0,58	0,74	1,61	0,93	0,40	0,37	0,47	0,097
L30x30x3	30	3	5,0	2,5	0,84	2,12	1,18	1,04	1,74	1,36	1,41	0,65	0,90	2,24	1,14	0,57	0,48	0,57	0,116
x5	30	5	5,0	2,5	0,92	2,12	1,30	1,07	2,78	2,18	2,16	1,04	0,88	3,41	1,11	0,91	0,70	0,57	0,116
L35x35x4	35	4	5,0	2,5	1,00	2,47	1,41	1,24	2,67	2,10	2,96	1,18	1,05	4,68	1,33	1,24	0,88	0,68	0,136
x6	35	6	5,0	2,5	1,08	2,47	1,53	1,27	3,87	3,04	4,14	1,71	1,04	6,50	1,30	1,77	1,16	0,68	0,136
L40x40x4	40	4	6,0	3,0	1,12	2,83	1,58	1,40	3,08	2,42	4,48	1,56	1,21	7,09	1,52	1,86	1,18	0,78	0,155
x6	40	6	6,0	3,0	1,20	2,83	1,70	1,43	4,48	3,52	6,33	2,26	1,19	9,98	1,49	2,67	1,57	0,77	0,155
L50x50x4	50	4	7,0	3,5	1,36	3,54	1,92	1,75	3,89	3,06	8,97	2,46	1,52	14,20	1,91	3,73	1,94	0,98	0,194
x5	50	5	7,0	3,5	1,40	3,54	1,98	1,76	4,80	3,72	11,00	3,05	1,51	17,40	1,90	4,59	2,32	0,98	0,194
x7	50	7	7,0	3,5	1,40	3,54	2,11	1,78	6,56	5,15	14,60	4,15	1,49	23,10	1,88	6,02	2,85	0,98	0,194
L65x65x5	65	5	9,0	4,0	1,75	4,60	2,49	2,28	6,35	4,98	24,96	5,27	1,98	39,91	2,53	10,00	4,00	1,27	0,252
x6	65	6	9,0	4,5	1,80	4,60	2,55	2,28	7,53	5,91	29,20	6,21	1,97	46,30	2,48	12,10	4,74	1,27	0,252
x7	65	7	9,0	4,5	1,85	4,60	2,62	2,29	8,70	6,83	33,40	7,18	1,96	53,00	2,47	13,80	5,27	1,26	0,252
L75x75x7	75	7	10,0	5,0	2,09	5,30	2,95	2,63	10,10	7,94	52,40	9,67	2,28	83,60	2,88	21,10	7,15	1,45	0,291
x8	75	8	10,0	5,0	2,13	5,30	3,01	2,65	11,50	9,03	58,90	11,00	2,26	93,30	2,85	24,40	8,11	1,46	0,291
L90x90x7	90	7	11,0	5,5	2,45	6,36	3,46	3,17	12,24	9,62	92,57	14,13	2,75	147,00	3,46	38,00	11,00	1,77	0,351
L100x100x8	100	8	12,0	6,0	2,74	7,07	3,87	3,52	15,50	12,20	145,00	19,90	3,06	230,00	3,85	59,90	15,50	1,96	0,390
x10	100	10	12,0	6,0	2,82	7,07	3,99	3,54	19,20	15,10	177,00	24,70	3,04	280,00	3,82	73,30	18,40	1,95	0,390
L110x110x8	110	8	12,0	6,0	2,98	7,78	4,22	3,87	17,11	13,43	195,20	24,40	3,38	310,00	4,26	80,52	19,10	2,17	0,430
x10	110	10	12,0	6,0	3,07	7,78	4,34	3,89	21,20	16,60	239,00	30,10	3,36	379,00	4,23	98,60	22,70	2,16	0,430
L120x120x10	120	10	13,0	6,5	23,18	8,48	4,68	4,24	23,18	18,20	313,00	36,00	3,68	497,00	4,73	129,00	27,60	2,37	0,469
x12	120	12	13,0	6,5	27,50	8,49	4,80	4,26	27,50	21,60	368,00	42,70	3,65	584,00	4,60	152,00	31,60	2,35	0,469

Notación según norma COVENIN 1036-86



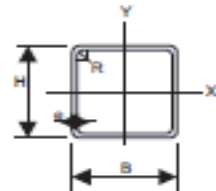
Una empresa de Acero

Anexo A.1: Angulo de alas iguales.

Fuente: Catalogo Maploca C



TUBERÍA ESTRUCTURAL CUADRADA



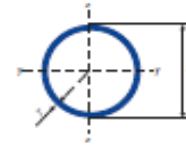
Diámetro Nominal	Dimensiones		Sección	Peso	Propiedades Estáticas		
	H x B	e	R		A	I	S
mm	mm		cm ²	kgf/m	cm ⁴	cm ³	cm
60 x 60	2,25	2,25	5,07	3,98	27,80	9,26	2,34
70 x 70	2,25	2,25	5,97	4,68	45,10	12,90	2,75
90 x 90	2,50	2,50	8,59	6,74	108,00	24,10	3,55
100 x 100	3,00	3,00	11,40	8,96	177,00	35,40	3,94
110 x 110	3,40	3,40	14,20	11,20	266,00	48,30	4,33
120 x 120*	4,00	6,00	18,20	14,30	407,00	67,30	4,74
135 x 135	4,30	8,60	21,70	17,00	604,00	89,50	5,28
155 x 155	4,50	9,00	26,20	20,60	971,00	125,00	6,09
175 x 175	5,50	11,00	36,00	28,30	1.690,00	193,00	6,85
200 x 200	5,50	8,25	41,75	32,77	2.597,67	259,77	7,89
*200 x 200	7,00	10,50	52,36	41,10	3.194,10	319,41	7,81
220 x 220	7,00	14,00	57,50	45,20	4.260,00	387,00	8,60
*220 x 220	9,00	13,50	73,18	57,45	5.317,27	483,39	8,52
260 x 260	9,00	18,00	86,90	68,20	8.920,00	686,00	10,10
*260 x 260	11,00	16,50	105,41	82,74	10.656,87	819,76	10,06

Anexo A.2: Tubería cuadrada

Fuente: Catálogo Maploca C.A

Gama de producto: FRÍO

GAMA DE TUBO ACABADO EN FRÍO



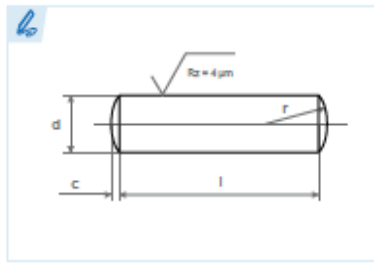
Gama perfil tubular en frío - redondo

DÍAMETRO EXTERIOR ESPESOR	ESPE-OR	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA	RADIO DE GIRO	MÓDULO ELÁSTICO	MÓDULO PLÁSTICO	MOMENTO DE INERCIA DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNO DE LOS EJES	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
D	T	M	A	I	i	W _e	W _p	I _t	C _t	A _s	m	A _e
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m	m ²
17,2	1,5	0,581	0,740	0,230	0,558	0,267	0,371	0,460	0,535	0,054	1,722	730
17,2	2	0,750	0,955	0,281	0,542	0,326	0,465	0,561	0,653	0,054	1,334	566
17,2	2,3	0,845	1,08	0,306	0,533	0,356	0,515	0,612	0,711	0,054	1,183	502
17,2	2,5	0,906	1,15	0,321	0,527	0,373	0,545	0,642	0,746	0,054	1,103	468
21,3	1,5	0,732	0,933	0,460	0,702	0,432	0,589	0,920	0,864	0,067	1,365	717
21,3	2	0,952	1,21	0,571	0,686	0,536	0,748	1,14	1,07	0,067	1,050	552
21,3	2,3	1,08	1,37	0,629	0,677	0,590	0,834	1,26	1,18	0,067	928	487
21,3	2,5	1,16	1,48	0,664	0,671	0,623	0,889	1,33	1,25	0,067	863	453
21,3	2,9	1,32	1,68	0,727	0,659	0,683	0,990	1,45	1,37	0,067	760	399
21,3	3	1,35	1,72	0,741	0,656	0,696	1,01	1,48	1,39	0,067	739	388
25	1,5	0,869	1,11	0,768	0,833	0,614	0,830	1,54	1,23	0,079	1,150	709
25	2	1,13	1,45	0,963	0,816	0,770	1,06	1,93	1,54	0,079	882	543
25	2,3	1,29	1,64	1,07	0,807	0,854	1,19	2,13	1,71	0,079	777	479
25	2,5	1,39	1,77	1,13	0,800	0,906	1,27	2,26	1,81	0,079	721	444
25	2,9	1,58	2,01	1,25	0,788	1,00	1,42	2,50	2,00	0,079	633	390
25	3	1,63	2,07	1,28	0,785	1,02	1,46	2,56	2,04	0,079	614	379
26,9	1,5	0,940	1,20	0,969	0,900	0,720	0,969	1,94	1,44	0,085	1,064	706
26,9	2	1,23	1,56	1,22	0,883	0,907	1,24	2,44	1,81	0,085	814	540
26,9	2,3	1,40	1,78	1,36	0,874	1,01	1,40	2,71	2,02	0,085	717	475
26,9	2,5	1,50	1,92	1,44	0,867	1,07	1,49	2,88	2,14	0,085	665	441
26,9	2,9	1,72	2,19	1,60	0,855	1,19	1,68	3,19	2,38	0,085	583	386
26,9	3	1,77	2,25	1,63	0,852	1,21	1,72	3,27	2,43	0,085	566	375
28	1,5	0,980	1,25	1,10	0,938	0,786	1,05	2,20	1,57	0,088	1,020	704
28	2	1,28	1,63	1,39	0,922	0,992	1,35	2,78	1,98	0,088	780	538
28	2,3	1,46	1,86	1,55	0,912	1,10	1,52	3,09	2,21	0,088	686	474
28	2,5	1,57	2,00	1,64	0,906	1,17	1,63	3,29	2,35	0,088	636	439
28	2,9	1,80	2,29	1,82	0,893	1,30	1,84	3,65	2,61	0,088	557	385
28	3	1,85	2,36	1,87	0,890	1,33	1,88	3,73	2,67	0,088	541	373
30	1,5	1,05	1,34	1,37	1,01	0,912	1,22	2,73	1,82	0,094	949	702
30	2	1,38	1,76	1,73	0,992	1,16	1,57	3,47	2,31	0,094	724	536
30	2,3	1,57	2,00	1,93	0,983	1,29	1,77	3,87	2,58	0,094	636	471
30	2,5	1,70	2,16	2,06	0,976	1,37	1,90	4,12	2,74	0,094	590	436
30	2,9	1,94	2,47	2,29	0,964	1,53	2,14	4,59	3,06	0,094	516	382
30	3	2,00	2,54	2,35	0,960	1,56	2,20	4,69	3,13	0,094	501	370
32	1,5	1,13	1,44	1,68	1,08	1,05	1,40	3,35	2,09	0,101	886	699
32	2	1,48	1,88	2,13	1,06	1,33	1,80	4,26	2,66	0,101	676	533
32	2,3	1,68	2,15	2,38	1,05	1,49	2,03	4,76	2,98	0,101	594	468
32	2,5	1,82	2,32	2,54	1,05	1,59	2,18	5,08	3,17	0,101	550	434
32	2,9	2,08	2,65	2,83	1,03	1,77	2,46	5,67	3,54	0,101	480	379
32	3	2,15	2,73	2,90	1,03	1,82	2,53	5,81	3,63	0,101	466	368
33,7	1,5	1,19	1,52	1,97	1,14	1,17	1,56	3,94	2,34	0,106	840	698
33,7	2	1,56	1,99	2,51	1,12	1,49	2,01	5,02	2,98	0,106	640	532
33,7	2,3	1,78	2,27	2,81	1,11	1,67	2,27	5,62	3,34	0,106	561	467
33,7	2,5	1,92	2,45	3,00	1,11	1,78	2,44	6,00	3,56	0,106	520	432

Posibilidad de fabricar otras medidas y en otros aceros. Bajo consulta.



DIN 7



Pasador cilíndrico

Paralle pins
Goupille cylindrique
Cavilha cilíndrica

Material: 95MnPb28K

Materiale: 95MnPb28K
Matière: 95MnPb28K
Material: 95MnPb28K

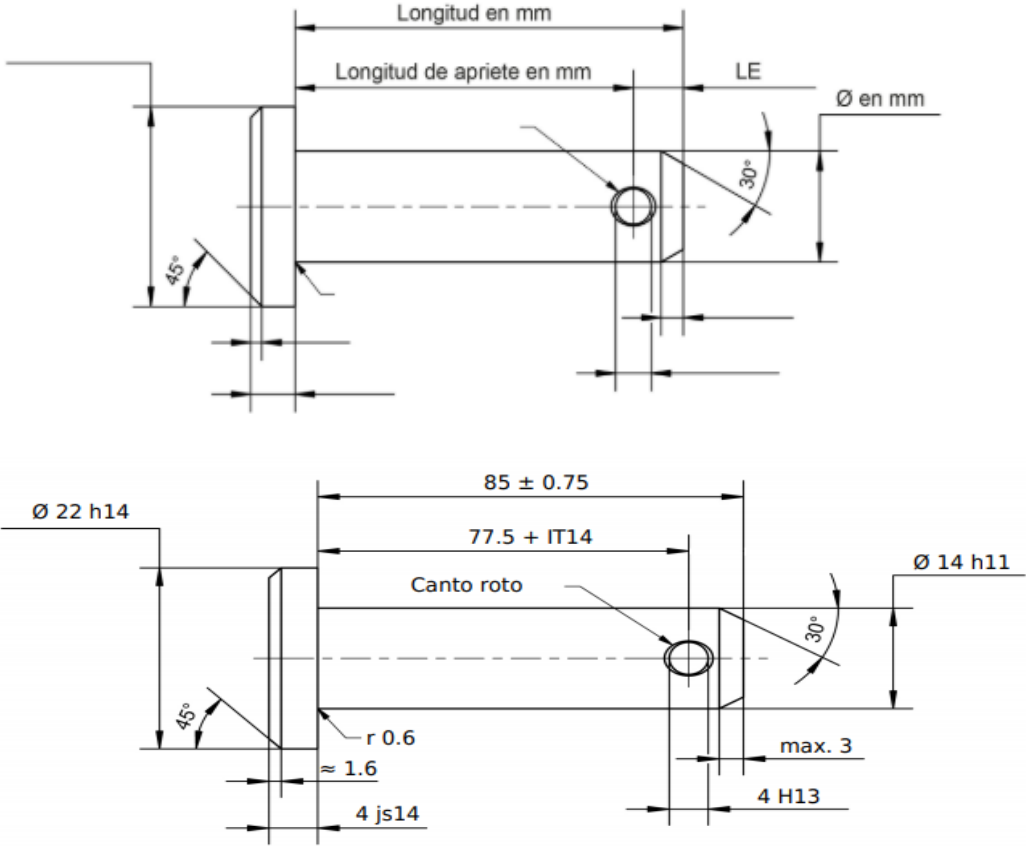
Tolerancia: m6

Tolerance: m6
Tolérance: m6
Tolerância: m6

d	m6	0,8*	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20	25	30	40	50	m6	d
c	max.	0,12	0,15	0,18	0,23	0,3	0,4	0,45	0,6	0,75	0,9	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	4	4,5	6	7,5	max.	c
r	=	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	16	20	25	32	40	50	=	r
	02	03	03	03	04	04	04	05	05	06	08	08	10	10	14	16	20	24	32	40	50		
	03	04	04	04	05	05	05	06	06	08	08	10	12	12	16	18	-22	28	36	45	55		
	04	05	05	05	06	06	06	08	08	08	10	12	14	14	18	20	24	32	40	50	60		
	05	06	06	06	06	06	06	10	10	10	12	14	16	18	18	20	-22	-28	38	45	55		70
	06	08	08	08	10	10	10	12	12	14	16	18	18	18	-22	24	28	40	50	60	80		
	08	10	10	10	12	12	12	14	14	16	18	18	20	20	24	-28	-30	46	55	70	90		
	12	12	12	14	14	14	16	18	18	18	20	20	-22	-22	-28	28	32	60	60	80	100		
	-14	14	14	16	16	16	18	18	18	20	20	-22	24	24	28	-30	38	66	70	90	120		
	-18	18	18	18	18	18	20	20	20	-22	24	-28	-28	-30	32	40	80	80	100	140			
	-18	-18	20	20	20	-22	-22	24	24	-28	28	28	32	38	46	70	90	120	160				
	-20	-20	-22	-22	-22	24	24	-28	28	-30	30	38	40	60	80	100	140	180					
	-22	-24	24	24	-28	-28	28	-30	32	32	40	46	66	80	120	160	200						
	-24	-25	-28	-28	28	28	-30	32	38	38	46	60	80	100	140	180							
	-25	-28	-28	28	-30	-30	32	38	40	40	60	66	70	120	160	200							
	-28	-30	-30	-30	32	32	38	40	46	46	66	80	80	140	180								
	-30	-32	-32	32	38	38	40	46	60	60	80	70	80	-160	200								
	-32	-35	-38	40	40	46	60	66	66	70	80	100	160										
	-40	-40	-46	46	60	66	80	80	120	180													
	-45	-60	60	66	80	70	80	80	100	140	200												
	-60	-66	-66	80	70	80	80	100	120	160													
-55	-80	-80	-70	80	80	90	120	140	180														
-60	-70	-70	-80	-80	100	100	140	150	200														
-80	-80	-80	-100	-120	120	160	180																
-80	-90	-100	-120																				
-100	-100																						

Anexo A.3: Pasador cilíndrico
Fuente: Catálogo Opac compone

Pernos con cabeza DIN EN 22341 / ISO 2341



Anexo A.4: Perno con cabeza ISO 2341

Fuente: <https://www.mbo-osswald.de/es/configuradores/pernos-segun-din-en-iso/pernos-din-en-22341/iso-2341-forma-b?number=411400850775013>



VENTAJAS Y BENEFICIOS	GAMA DE PRODUCTO	ESPEORES Y CARACTERÍSTICAS FÍSICAS	MATERIAIMIENTO	GAL FRÍA DE FOTOS
Espesor (mm)	Peso (kg/m ²)	LT % Cristal (D010)	Medidas estándar* (ancho x largo)	Valor U*** (W/m ² K)
3	3.4	88	1.22 x 2.44 1.83 x 2.44	5.0
4.5	5.4	87		5.2
6	7.2	86		5
7.5	11.4	86		4.4
12.7	15.2	81		4.2

Anexo A.5: Laminas de policarbonato

Fuente: <http://www.stabilit.com/es/Marca/laminas-de-policarbonato-macrolux-solid>

Bisagras reforzadas para gran carga

Tipo: sin taladros - para soldar



- nudos de 30 mm
- tiras de 3.500 mm o cortadas a medida

Acero inoxidable (pasador de inox)

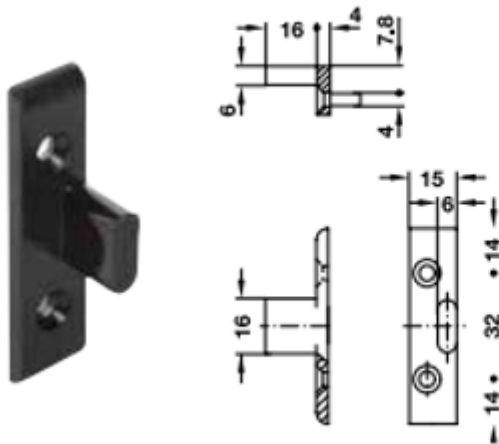
Grosor chapa	eje / pasador Ø	ancho / alas abiertas / mm							Ref. #
		32	40	45	50	60	70	80	
1,25 mm	2,50 mm	0874	0876	0881	0885	0889			
1,25 mm	6,00 mm		0877	0882					
1,50 mm	3,00 mm	0875	0878	0883	0886	0890	0893	9996	
2,00 mm	4,00 mm		9869	7431	7264	12993			
2,00 mm	6,00 mm		0879	0884	0887	0891	0894	0896	
3,00 mm	6,00 mm		0880		0888	0892	0895	0897	
3,00 mm	*10,00 mm					*10384	*12077	*12078	

Anexo A.6: Bisagras reforzadas

Fuente: Catalogó Franz Holz GmbH

Herraje de unión para tableros Keku

Pieza para marco EH para atornillar a la estructura base

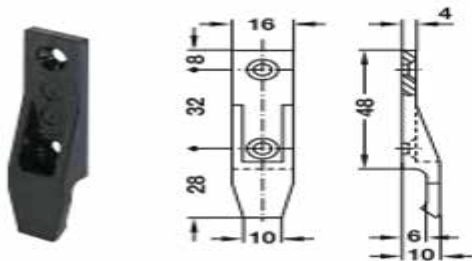


Montaje

Con tornillos con cabeza avellanada para tableros de aglomerado de 4 mm de diámetro

Pieza para tablero

→ Con pestaña de enclavamiento



Montaje

Con tornillos con cabeza avellanada para tableros de aglomerado de 4 mm de diámetro

Anexo A.7: Ganchos o herrajes de unión de aluminio 1050
Fuente: Catálogo Keku

Anexo B: Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		ksi	MPa	ksi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	17	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Anexo B.1: Propiedades del Acero AISI 1045

Anexo C: Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

Datos provenientes de varias fuentes.* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ	Densidad de masa ρ	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	Mg/m ³	
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
→ Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Anexo C: Propiedades físicas de los materiales

Anexo D: Motor eléctrico trifásico marca Weg modelo W21

MOTORES TRIFASICOS DE EFICIENCIA ESTANDAR



CARACTERISTICAS TIPICAS

Potencia	Carcasa EC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento nominal Cn Nm	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cm Nm	Rendimiento η %			Factor de potencia Cos φ			Factor de servicio ES	Momento de inercia J kgm²	Tiempo máximo con rotor bloqueado en caliente/ frío (s)	Peso aprox. (kg)
								% de la potencia nominal									
								50	75	100	50	75	100				

1200 RPM - 60 Hz

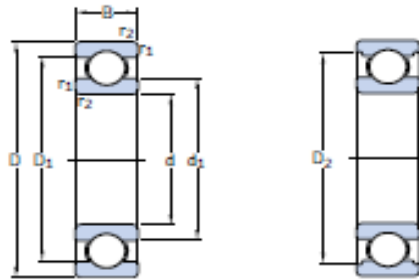
0,16	0,12	63	1130	1,17	3,30	1,01	2,4	2,4	36,0	42,0	46,3	0,46	0,52	0,58	1,15	0,00067	16/35	8
0,25	0,18	71	1090	1,35	3,00	1,58	2,0	2,0	45,0	51,0	56,4	0,46	0,54	0,62	1,15	0,00056	40/88	10
0,33	0,25	71	1100	1,85	3,30	2,17	2,2	2,3	50,0	56,0	58,1	0,45	0,54	0,61	1,15	0,00079	28/62	11
0,5	0,37	80	1150	2,51	4,30	3,07	2,6	2,8	46,0	55,4	62,3	0,44	0,53	0,62	1,15	0,00242	10/22	14
0,75	0,55	80	1150	3,49	4,90	4,57	3,0	3,1	56,0	63,3	65,6	0,44	0,54	0,63	1,15	0,00328	10/22	16
1	0,75	90S	1130	3,77	5,30	6,34	2,4	2,7	70,0	73,5	74,5	0,48	0,61	0,70	1,15	0,00504	14/31	19
1,5	1,1	90S	1130	5,50	5,30	9,30	2,5	2,7	70,0	73,0	75,0	0,48	0,60	0,70	1,15	0,00560	9/20	20
2	1,5	100L	1150	7,21	5,80	12,5	2,4	2,8	75,0	76,5	78,0	0,48	0,61	0,70	1,15	0,01121	14/31	29
3	2,2	100L	1140	10,2	5,50	18,4	2,4	2,7	75,0	77,0	78,5	0,54	0,64	0,72	1,15	0,01289	10/22	34
4	3	112M	1145	12,8	5,80	25,0	2,1	2,4	78,0	80,5	81,0	0,59	0,69	0,76	1,15	0,02243	7/15	42
5	3,7	132S	1160	15,4	6,80	30,5	2,0	2,4	82,5	84,0	84,0	0,55	0,66	0,75	1,15	0,04264	10/22	62
6	4,5	132S	1160	18,7	6,70	37,1	2,1	2,6	83,0	84,0	84,0	0,57	0,69	0,75	1,15	0,05039	9/20	65
7,5	5,5	132M	1160	22,1	7,00	45,3	2,2	2,6	83,0	84,5	85,0	0,58	0,70	0,77	1,15	0,05815	12/26	75
10	7,5	132M	1160	30,4	7,50	61,8	2,4	2,8	83,0	85,7	86,3	0,56	0,68	0,75	1,15	0,06590	8/18	76
12,5	9,2	160M	1160	33,5	6,00	75,8	2,3	2,5	86,0	87,0	88,0	0,66	0,77	0,82	1,15	0,12209	11/24	102
15	11	160M	1170	40,3	6,50	89,8	2,5	2,8	88,0	89,0	89,5	0,62	0,74	0,80	1,15	0,16518	9/20	125
20	15	160L	1170	56,4	7,50	122	2,6	2,9	88,5	89,0	89,5	0,60	0,72	0,78	1,15	0,18673	6/13	139
25	18,5	180L	1165	59,8	7,90	152	2,6	2,8	89,0	89,6	90,2	0,79	0,87	0,90	1,15	0,30337	7/15	180
30	22	200L	1175	74,6	6,00	179	2,1	2,3	89,5	90,7	91,0	0,75	0,81	0,85	1,15	0,41258	22/48	227
40	30	200L	1175	102	6,50	244	2,3	2,4	90,0	91,0	91,7	0,71	0,80	0,84	1,15	0,50227	18/40	260
50	37	225S/M	1180	126	8,40	300	3,2	3,3	88,0	90,8	91,7	0,71	0,79	0,84	1,00	1,08256	17/37	390
60	45	250S/M	1180	148	7,80	364	2,9	2,8	90,0	91,2	91,7	0,79	0,85	0,87	1,00	1,22377	17/37	438
75	55	250S/M	1185	183	7,60	443	3,0	3,0	90,5	92,0	93,0	0,71	0,80	0,85	1,00	1,55324	18/40	510
100	75	280S/M	1185	255	6,50	605	2,4	2,5	90,2	92,2	93,0	0,67	0,78	0,83	1,00	2,64298	28/62	651
125	90	280S/M	1185	302	6,00	726	2,3	2,4	91,5	92,5	93,0	0,70	0,80	0,84	1,00	3,10263	34/75	705
150	110	315S/M	1185	370	7,00	887	2,5	2,5	91,5	93,0	94,1	0,68	0,78	0,83	1,00	4,59649	31/68	950
175	132	315S/M	1185	449	7,00	1064	2,6	2,6	92,0	93,4	94,1	0,67	0,78	0,82	1,00	5,28596	25/55	987
200	150	315S/M	1185	516	7,60	1209	2,8	2,8	91,0	93,0	94,1	0,62	0,74	0,81	1,00	5,28596	21/46	992
250	185	315B	1190	603	5,80	1485	1,6	2,2	94,5	95,0	94,7	0,73	0,82	0,85	1,00	6,69185	33/72	1188
250	185	355M/L	1190	638	6,20	1485	1,9	2,1	92,7	93,7	94,0	0,69	0,78	0,81	1,00	9,53128	74/163	1480
270	200	315B	1190	651	6,10	1606	1,7	2,4	94,7	95,1	94,9	0,73	0,82	0,85	1,00	7,26544	14/31	1260
300	220	315B	1190	716	6,10	1766	1,7	2,4	94,9	95,2	94,9	0,74	0,82	0,85	1,00	8,03022	11/25	1350
300	220	355M/L	1190	754	6,90	1766	1,8	2,2	93,0	94,5	94,5	0,66	0,76	0,81	1,00	10,9610	64/141	1590
350	260	315B	1190	853	7,10	2088	2,0	2,7	94,8	95,3	95,2	0,70	0,80	0,84	1,00	9,36859	10/22	1519
350	260	355M/L	1190	910	6,50	2088	2,0	2,1	93,0	94,7	94,9	0,62	0,73	0,79	1,00	13,8204	73/161	1795
400	300	315B	1190	971	7,20	2409	2,0	2,7	95,1	95,6	95,4	0,72	0,81	0,85	1,00	10,7070	9/20	1685
*400	300	355M/L	1190	1000	6,30	2409	1,7	2,1	93,7	94,5	94,7	0,71	0,79	0,83	1,00	14,7735	63/139	1860
*450	330	355M/L	1190	1130	6,20	2650	1,6	1,9	93,9	94,7	95,0	0,68	0,76	0,81	1,00	14,7735	58/128	1915

Anexo D: Motor eléctrico trifásico modelo W21.

Fuente: Catalogo Weg

Anexo E: Rodamiento rígido de bola marca SKF

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 3 – 10 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	básica dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,54	0,18	0,007	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11	4	0,715	0,232	0,010	130 000	80 000	0,0017	619/4
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634
5	11	3	0,637	0,255	0,011	120 000	75 000	0,0012	618/5
	13	4	0,884	0,34	0,014	110 000	67 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0050	* 625
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0090	* 635
6	13	3,5	0,884	0,345	0,015	110 000	67 000	0,0020	618/6
	15	5	1,24	0,475	0,02	100 000	63 000	0,0039	619/6
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0084	* 626
7	14	3,5	0,956	0,4	0,017	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17	5	1,48	0,56	0,024	90 000	56 000	0,0049	619/7
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0075	* 607
	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,013	* 627
8	16	4	1,33	0,57	0,024	90 000	56 000	0,0030	618/8
	19	6	1,9	0,735	0,031	80 000	50 000	0,0071	619/8
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	* 608
	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,017	* 628
9	17	4	1,43	0,64	0,027	85 000	53 000	0,0034	618/9
	20	6	2,08	0,865	0,036	80 000	48 000	0,0076	619/9
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	43 000	0,014	* 609
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,020	* 629
10	19	5	1,38	0,585	0,025	80 000	48 000	0,0055	61800
	22	6	2,08	0,85	0,036	75 000	45 000	0,010	61900
	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	* 6000
	28	8	4,62	1,96	0,083	63 000	40 000	0,022	16100
	30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	34 000	0,032	* 6200
	35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	* 6300

* Rodamiento SKF Explorer

Anexo E: Rodamiento rígidos de bolas
Fuente: Catalogo SKF

Anexo F: Amortiguador hidráulico telescópico bitubo marca Gabriel

AMORTIGUADOR MAZDA 6 TODOS

Un amortiguador de alta calidad, que ofrece liderazgo en seguridad y manejo.

Marca **GABRIEL**

Referencia 69440



Ficha técnica

Segmento	Automóviles
Marca Vehículo	MAZDA
Línea	Amortiguadores
Modelo / Año	Â 07 En Adelante
Longitud Extendido	17.7 Pulg. (44.96 Cm)
Longitud Comprimido	11.7 Pulg. (29.72 Cm)
Terminal Superior	AGB24
Terminal Inferior	AGB24
Peso Neto	1.7 Kg.
Peso Bruto	2.0 Kg.

Anexo F: Amortiguador Mazda 6

Fuente: <https://tiendagabriel.somosgrupo-a.com/amortiguadores/4444-amortiguador-mazda-6-todos.html>

Anexo G: Variador de frecuencia

FTVOGUE 220 V Variador de frecuencia VFD Regulador de velocidad para motor trifásico 2,2 kW AC

Descripción del producto

Tensión nominal: AC220V (monofásico)
Potencia adecuada del motor: 2.2kW
Método de control: lazo cerrado V / F
Método ajustable de voltaje de salida: control PWM
Corriente nominal: 12A
Max. Rango de frecuencia de salida: 0 - 400Hz



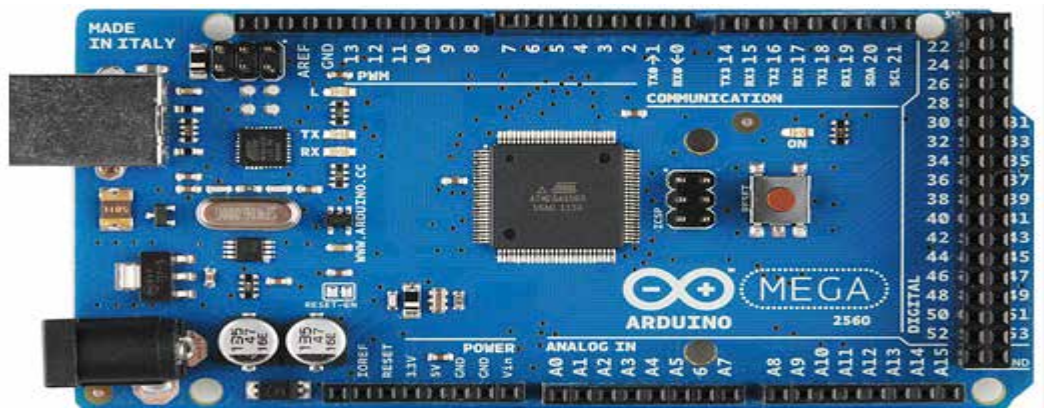
Anexo G: Variador de Frecuencia para motor trifásico 2.2Kw (3Hp)

Fuente: <https://latiendadelmotor.es/2019/05/25/ftvogue-220-v-variador-de-frecuencia-vfd-regulador-de-velocidad-para-motor-trifasico-22-kw-ac/>

Anexo H: Microcontrolador tarjeta

Arduino MEGA 2560

Arduino Mega 2560



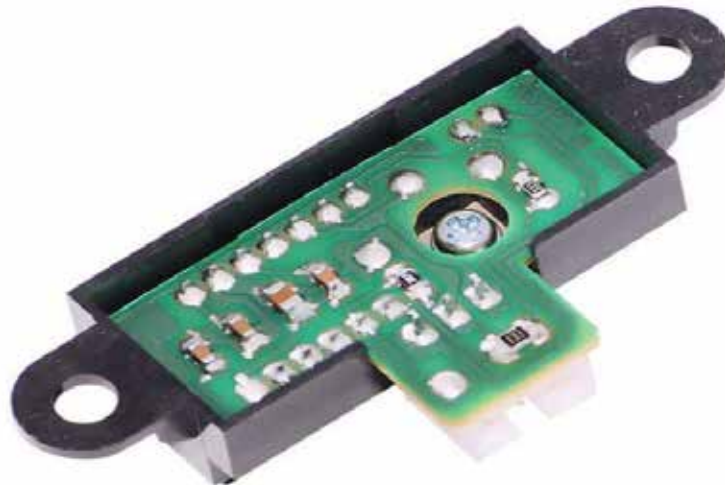
Especificaciones técnicas

Microcontrolador	ATmega2560
Tensión de trabajo	5V
Tensión de entrada (recomendada)	7-12V
Tensión de entrada (límite)	6-20V
Pines Digitales I/O	54 (de los cuales 15 proporcionan salida PWM)
Pines de entradas Analógicas	16
DC Corriente por Pin I/O	20 mA
DC Corriente por Pin 3.3V	50 mA
Memoria Flash	256 KB de los cuales 8 KB se usan por el bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Velocidad del reloj	16 MHz
Largo	101.52 mm
Anchu	53.3 mm
Peso	37 g

Anexo H: Microcontrolador Arduino Mega 2560

Fuente: <http://manueldelgadocrespo.blogspot.com/p/arduino-mega-2560.html>

Anexo I: Sensor de distancia infrarrojo GP2D120



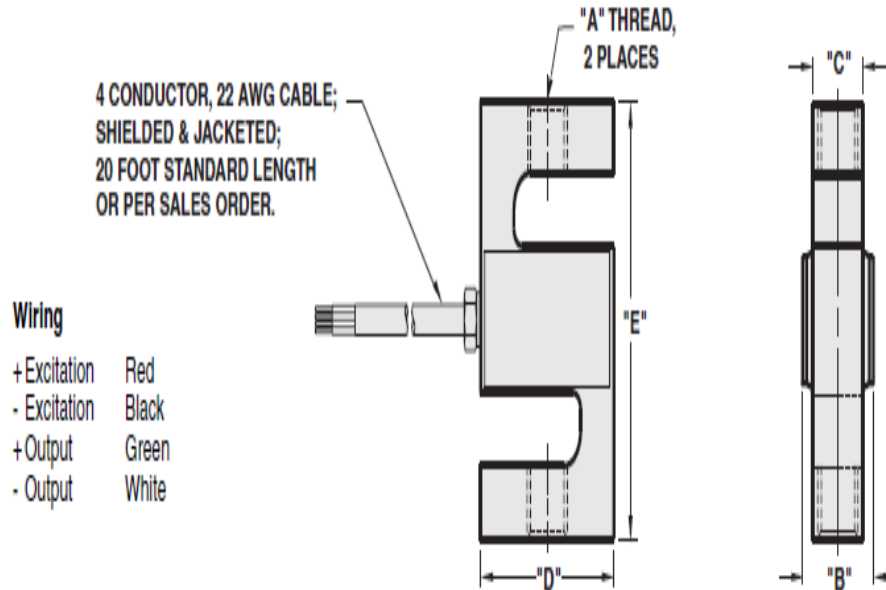
- Distancia de detección: 4 cm a 30 cm
- Profundidad externa: 18.9 mm
- Longitud exterior/altura: 13,5 mm
- Anchura exterior: 44.5 MM
- Corriente de funcionamiento DC: 22ma

Anexo I: Sensor de distancia infrarrojo GP2D120

Fuente: <https://www.amazon.es/GP2Y0A41SK0F-infrarrojos-Sensor-proximidad-gp2d120/dp/B00UYNC7B8#productDetails>

Anexo J: Celda de carga modelo 60001

OUTLINE DIMENSIONS in inches [mm]



CAPACITY	A	B	C	D	E	DEFLECTION	WEIGHT
25 - 200	1/4-28 UNF-2B	0.65	0.50	2.00	2.50	0.015 - 0.010	4.0
250 - 300	3/8-24 UNF-2B	0.75	0.50	2.00	3.00	0.010	4.0
500 - 2K	1/2-20 UNF-2B	1.00	0.75	2.00	3.00	0.010 - 0.012	6.5
2.5K - 4K	1/2-20 UNF-2B	1.25	1.00	2.00	3.00	0.012	6.5
5K	3/4-16 UNF-2B	1.25	1.00	3.00	4.25	0.017	6.5
10K	3/4-16 UNF-2B	1.25	1.00	3.50	4.75	0.025	6.5
15K	1-14 UNF-2-B	1.50	1.25	4.00	5.50	0.025	9.0
20K	1-1/4-12 UNF-2-B	2.25	2.00	5.00	7.00	0.025	9.0
[50 - 100kg]	M8.0 x 1.25-6H	[16.5]	[12.7]	[50.8]	[63.5]	[0.03 - 0.004]	[0.8]
[250kg - 1t]	M12 x 1.75-6H	[25.4]	[19.1]	[50.8]	[76.0]	[0.004]	[1.8]
[2.5t]	M20 x 1.5-6H	[31.8]	[25.4]	[76.2]	[108.0]	[0.008]	[2.9]
[5t]	M20 x 1.5-6H	[31.8]	[25.4]	[88.9]	[120.7]	[0.011]	[2.9]
[10t]	M30 x 2.0-6H	[57.2]	[50.8]	[127.0]	[177.8]	[0.011]	[4.0]

Anexo J: Celda de Carga 60001
Fuente: Sensortronics tipo S modelo 60001

Anexo K: Caja de Paso

Cajas de Paso y Cajetines



000101672 / 000101673 / 000101674 / 000101677

Cajas de Paso

Código	Descripción	Ref. Fabricante
000101672	Caja de Paso 15 x 15 x 10 cm.	91723
000101673	Caja de Paso 20 x 20 x 10 cm.	91745
000101674	Caja de Paso 25 x 25 x 10 cm.	91747
000101677	Caja de Paso 30 x 30 x 10 cm.	91748



ALPHATRADE - Catálogo Tableros, Cajetines y Cajas de Paso - Cajas de Paso

Anexo K: Caja de paso
Fuente: Catálogo APLPHATRADE