

Universidad Internacional del Ecuador



Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz

Trabajo de Integración Curricular

**Artículo de Investigación para la obtención del Título de Ingeniería en Mecánica
Automotriz**

**ESTUDIO COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA DE LOS AMORTIGUADORES EN UN
VEHICULO N1.**

Montaño Sánchez Joel David, Castillo Romero Mario Adrián

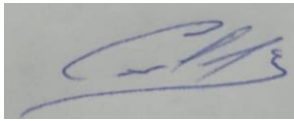
Director: Ing. Miguel Granja

Quito, Febrero 2023

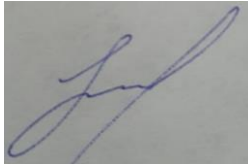
CERTIFICACIÓN

Nosotros, Mario Adrián Castillo Romero, Joel David Montaña Sánchez, declaramos bajo juramento, que el trabajo descrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía de forma detallada.

Cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de propiedad Intelectual, reglamento y leyes.



Mario Adrián Castillo Romero



Joel David Montaña Sánchez

Yo, Granja Paredes Miguel Estuardo, certifico que conozco a los autores del presente trabajo siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.



Granja Paredes Miguel Estuardo

DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTO

“El presente trabajo está dedicado a mi familia por haber sido mi apoyo a lo largo de toda mi carrera universitaria y a lo largo de mi vida. A todas las personas especiales que me acompañaron en esta etapa, aportando a mi formación tanto profesional y como ser humano.

A mi familia, por haberme dado la oportunidad de formarme en esta prestigiosa universidad y haber sido mi apoyo durante todo este tiempo.

De manera especial a mi tutor de tesis, por haberme guiado, no solo en la elaboración de este trabajo de titulación, sino a lo largo de mi carrera universitaria y haberme brindado el apoyo para desarrollarme profesionalmente y seguir cultivando mis valores.

A la Universidad Internacional del Ecuador, por haberme brindado tantas oportunidades y enriquecerme en conocimiento.”

Joel Montaña.

“Dedico el siguiente trabajo a mi familia, por ser el pilar fundamental de mi vida y el motivo por el cual he salido adelante siempre, a todos mis amigos por apoyarme a lo largo de mi carrera y a mis profesores que me han enseñado tanto.

Agradezco profundamente a mis padres, Amparito Romero y Alexander Paredes, los cuales a través de toda mi vida me han enseñado valores fundamentales, me han brindado todo su amor y la fuerza para siempre avanzar a lo largo de mi vida y mis estudios, también quiero agradecer a mis profesores y a la Universidad Internacional del Ecuador por llevarme por este camino que tanto me ha gustado.”

Mario Castillo

INDICE

DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTO.....1

ESTUDIO COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA DE LOS AMORTIGUADORES EN UN VEHICULO NI.3

Palabras clave Amortiguador, suspensión, histéresis del ciclo, frecuencia, rendimiento.3

Introducción.....5

Marco Teórico.....5

Elementos elásticos.8

Resortes de ballesta9

Resortes helicoidales.....11

Materiales y métodos13

Metodología.....17

Resultados18

Conclusiones25

ESTUDIO COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA DE LOS AMORTIGUADORES EN UN VEHICULO N1.

Joel Montaña, Mario Castillo

Resumen:

El objetivo de la siguiente investigación científica es determinar la eficiencia de los amortiguadores en un vehículo N1, mediante un estudio comparativo donde tenemos como punto principal detallar la importancia de la suspensión en este tipo de vehículo, para aquello se implementó la aplicación de un procedimiento de pruebas en un banco de amortiguadores con la finalidad de poder determinar la conducta de los mismos en ciertos rangos de frecuencias, tales que a frecuencias de altos rangos pudimos observar que su comportamiento era muy semejante, pero al ser sometidos a frecuencias de bajo rango sucedió lo contrario, puesto que se obtuvo una variación de pendientes en zonas de compresión y extensión en donde se observó una respuesta inesperada de la histéresis del ciclo, en este caso, la histéresis detalla que el comportamiento de suspensión de los resortes de acero puede verse influenciada por la fricción externa, lo que va dificultar la recuperación de sus elementos a su estado original. Entonces cuando estos elementos son sometidos a bajas frecuencias de excitación, el aceite no pudo alcanzar la fuerza hidráulica necesaria para que el fluido hidráulico circule con normalidad mediante el conjunto de válvulas de apertura por sección y por la entre fase entre cilindro-pistón. Y en base a los resultados detallados en las tablas y graficas de variaciones logramos demostrar la autenticidad del modelo desarrollado para cualquier rango de velocidades en la eficiencia de los amortiguadores para un vehículo N1.

Palabras clave Amortiguador, suspensión, histéresis del ciclo, frecuencia, rendimiento.

Summary:

The objective of the following scientific investigation of the project is to determine the efficiency of the shock absorbers in an N1 vehicle, through a comparative study where our main point is to detail the importance of the suspension in this type of vehicle, for which the application of a test procedure in a bank of shock absorbers in order to be able to determine their behavior in certain frequency ranges, such that at high-range frequencies we could observe that their behavior was very similar, but when subjected to low-range frequencies The opposite happened, since a variation of slopes was obtained in compression and extension zones where an unexpected response of the hysteresis of the cycle was observed, where the hysteresis details that the suspension behavior of steel springs can be influenced by the external friction, which will make it difficult to recover the same elements at your disposal. do original, this change of state occurred in this mechanism is called hysteresis. So, when these elements are subjected to low excitation frequencies, the oil could not reach the necessary hydraulic force for the hydraulic fluid to circulate normally through the set of opening valves per section and through the cylinder-piston interface. And based on the results detailed in the tables and graphs of variations, we were able to demonstrate the authenticity of the model developed for any range of speeds in the efficiency of the shock absorbers for an N1 vehicle.

Keywords Shock absorber, suspension, cycle hysteresis, frequency, performance.

Introducción

En base al siguiente trabajo se pretende desarrollar un modelo que de tal manera detalle la conducta de una parte fundamental del vehículo como lo es el amortiguador. (Online, 2022)

De esta manera con los cálculos computacionales del modelo presentado, obtendremos un ejemplar lo más liviano posible, así como también se buscará que sea lo más apropiado a los fenómenos de histéresis, a continuación, detallaremos el modelo que se realizará con todas las singularidades referentes para su análisis, los impactos que tengan relación con la temperatura no ha sido considerado debido a que se desarrollará con una temperatura controlada y de esta manera no se percibirá variaciones muy pronunciadas. (Romero & Díaz, 2008)



Figura 1: Estructura del amortiguador

Marco Teórico

Los amortiguadores son elementos dinámicos del vehículo que se encuentra fijos a la carrocería de este y su función principal es absorber las irregularidades de superficie en lo posible para que no sean transferidas a la cabina. (Ángel Guillermo Masaquiza-Yanzapanta, 2021)

Su funcionamiento se basa en la circulación de aceite mineral con bases parafínicas o nafticas entre los dispositivos internos mediante un conjunto de válvulas las cuales suscitan cierta oposición al paso de este entre las cámaras del amortiguador, de modo que se pueden dirigir las oscilaciones de la suspensión.

Por un lado, tenemos lo que es la expansión, que permite que el amortiguador abra el pistón y esto se logra solamente si el aceite que se localiza arriba del pistón circula a través de este, para lograr dirigir el paso del aceite se encuentran barrenos que se ubican en el cuello del pistón y la ranuras que se conciben en el asiento de la válvula de expansión. Además de las ranuras de los barrenos, se converge el resorte de expansión el cual sostiene la válvula bajo presión controlada, al intervenir estos tres elementos se otorgan las fuerzas del amortiguador necesarias, las cuales son conocidas como resistencias hidráulicas. (Ángel Guillermo Masaquiza-Yanzapanta, 2021)

Por otra parte, la compresión produce que el amortiguador se obstruya, para que esto pueda suceder el pistón necesita bajar y esto es posible solo si el aceite que se ubica en la parte inferior del pistón circula a través de este, y para el paso controlado del mismo están los barrenos los cuales se ubican en el cuerpo del pistón y las ranuras se hacen en la cabeza de la compresión donde se sitúa la válvula de

reposición, a parte de las ranuras y los barrenos, se encuentra también el resorte de presión que se ubica en la cabeza de compresión que conserva la válvula controlada. Todos estos elementos antes mencionados en la expansión también producen fuerzas del amortiguador llamadas resistencias hidráulicas. (Ángel Guillermo Masaquiza-Yanzapanta, 2021)

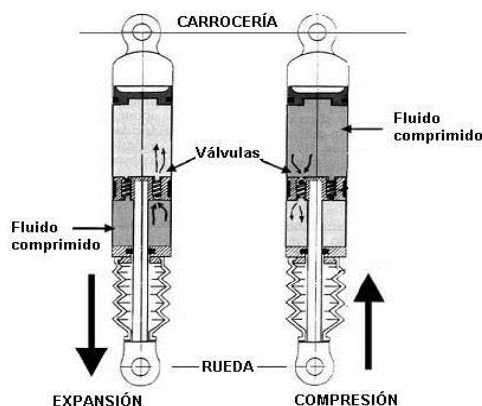


Figura 2: Expansión y compresión del amortiguador

Elementos elásticos.

El resorte o componente elástico de la suspensión es aquel que realiza el efecto el cual le da el nombre, esta pieza que de manera literal tiene suspendido sobre él a todo el tronco del vehículo, es por ello por lo que se le conoce como masa suspendida, además de sostener el peso del vehículo también

tiene la función de captar la energía producida cuando la rueda es desplazada de manera vertical, para conseguir descargar esa energía con la finalidad de retornar la rueda a su posición original. (Alamo-Viera, 2006).

Mediante los movimientos del resorte se configura la rigidez y trayectoria para alcanzar un mejor dominio de la rueda y carrocería, este elemento también influye en el control del balance y ofrece un mayor confort. Estos movimientos son analizados por los bancos de pruebas para así establecer su eficiencia, uno de los conceptos mas utilizados dentro de los resortes de los amortiguadores es su constante elástica. Si el muelle se estira o se comprime una pequeña distancia x respecto de su estado de equilibrio (no deformado) la fuerza que hay que ejercer es proporcional a x . Esta expresión de la fuerza se conoce como ley de Hooke la cual nos afirma que: La fuerza que ejerce un muelle es proporcional a su deformación.

Por otra parte, a continuación, presentaremos algunos de los elementos elásticos más utilizados en las suspensiones.

Resortes de ballesta

Estos resortes de ballesta están conformados mediante una serie de láminas denominadas hojas, que son compuestas por acero resistente y elástico. En la siguiente imagen se encuentran los principales elementos que conforman una ballesta evidenciados mediante letras. (Alamo-Viera, 2006)

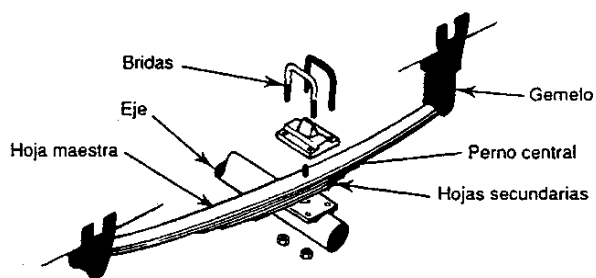


Figura 3: Elementos del resorte de ballesta

Se puede visualizar en la imagen la hoja maestra, cuya terminación se da en dos encorvaduras por las cuales y mediante casquillos de bronce se acopla al chasis. Tenemos además las hojas secundarias, la primera posee longitud similar a la de la hoja maestra, sin embargo, el resto disminuyen su tamaño y aumentan su curvatura. (Alamo-Viera, 2006)

Las hojas son ajustadas entre ellas mediante un perno central y son alineadas por abrazaderas evitando que se abran en abanico. La ballesta es fijada por medio de bridas en base a su configuración ya sea que va al eje o ajustadas mediante tuercas, de acuerdo con la curvatura de la ballesta existe una variación en su longitud, por ende, uno de sus extremos es articulado por medio del llamado “gemelo” o “biela de suspensión” que admite el alargamiento de la ballesta debido a su oscilación. (Alamo-Viera, 2006)

Resortes helicoidales

Conformando por un alambre enrollado en espiral que funciona a torsión y comprensión de su hélice en el sentido de su eje longitudinal. Su estructura más usual para la forma de la sección transversal de dicho alambre es la circular a pesar de que hay hilos en sección elíptica o rectangular. De igual manera, el área de esta sección es constante o decreciente a lo largo de su longitud. (Alamo-Viera, 2006)

La dureza del resorte tiene naturaleza lineal y proporcional a la deflexión longitudinal del muelle, lo cual le permite tener cierta constante de rigidez que dependerá de su cantidad de espirales, así como también de su diámetro y del material del que sea forjado, sus características las podemos visualizar en la siguiente figura. (Alamo-Viera, 2006)

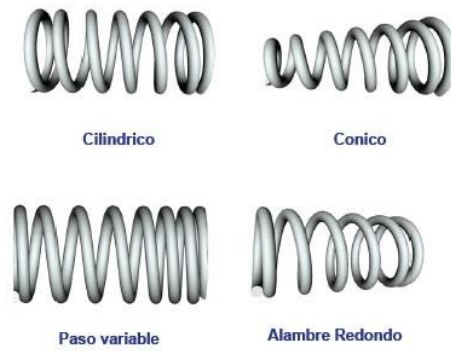


Figura 4: Tipos de resortes helicoidales.

Los resortes helicoidales poseen una capacidad de absorción elástica de energía semejante al de la barra de torsión. Es denominado uno de los sistemas más ligeros. (Alamo-Viera, 2006)

Materiales y métodos

Los amortiguadores al ser bastante ligeros y de muy buena calidad nos brindan una mayor protección de golpes, vibraciones e impactos y nos permiten brindar mayor comodidad tanto al conductor como a los pasajeros.

Los resortes helicoidales son elementos mecánicos que se acoplan entre dos partes mecánicas de una maquina con la finalidad de amortiguar los impactos o de almacenar energía y devolverla cuando sea necesario, es decir, los resortes nos servirán como un medio de reacción a la acción realizada por el amortiguador. Las ventajas que estos nos proporcionan son estabilidad, manejo placentero, altura del vehículo, capacidad de soporte de peso y absorción de impactos.

La importancia de utilizar buenos amortiguadores en el campo automotriz es que nos ayuda a tener un buen control y dominio del vehículo sobre la carretera brindando una mayor seguridad y confort en el manejo diario. Además de que este tipo de resortes en la suspensión son más económicos y de fácil mantenimiento para los usuarios.



Figura 5: Resorte helicoidal automotriz

Los resortes de ballesta son elementos constituidos por un conjunto de láminas superpuestas que son elaboradas de un acero especial para muelles. Además del vigor, estas son excelentes absorbiendo los impactos ocasionados por baches y otras irregularidades en la calzada o superficie.

Estos componentes del sistema de suspensión son más frecuentes en vehículos cuyos ejes soportan cargas altas. Su uso se ve principalmente en vehículos militares, camiones (en la parte delantera cuando son pesados) o en automóviles (para la parte trasera dependiendo de su uso), entre otros.

Debido a las ventajas que presenta su mantenimiento con respecto a otro tipo de resortes, los de ballesta tienen un amplio uso en lugares donde existen niveles de conocimiento básico en la intervención

y cuidado de los vehículos. Sus características geométricas y de mantenimiento, hacen que este elemento tenga todavía un interés práctico real.



Figura 6: Resorte de ballesta

Los equipos de protección deben ser utilizados en el desarrollo del estudio ya que nos brindan mejores condiciones para mantener seguro al equipo de trabajo y precautelar su integridad. Es por ello por lo que es de gran importancia identificar los riesgos que existan al momento de trabajar con partes mecánicas del auto, así como también capacitar al equipo en base a la función de cada uno de ellos.



Figura 7: Equipos de protección personal

El Banco de ensayo servo hidráulico es un laboratorio que nos permite elaborar ensayos estructurales que tiene una distribución hidráulica que nos permite transportar diferentes caudales por medio de cierta presión de funcionamiento. Este tipo de sistemas son robustos y compactos que suministran energía hidráulica y nos brinda la funcionalidad de un sistema hidráulico.

En los materiales como caso particular utilizaremos unos amortiguadores especialmente para un automóvil pequeño N1.

Para el análisis de los resortes del automotor se utilizó equipos de protección, así como también herramientas aptas disponibles en el taller automotriz tales como llaves, tubos de torque, copas para las tuercas del neumático, una computadora, banco de ensayo y el vehículo. (DOMÍNGUEZ, 2011)

Para el estudio se utilizó un banco de ensayo servo hidráulico, que está compuesto por máquinas de ensayo dotadas con uno o más actuadores servos hidráulicos que proporcionan una mayor fuerza que las electromecánicas. Al ser máquinas muy versátiles nos permiten realizar ensayos de extenuación y dinámicos con ciertas sollicitaciones en tracción, compresión y flexión. (Alamo-Viera, 2006).



Figura 8: Banco de prueba de suspensión

Metodología

El método utilizado es el método inductivo, el cual nos dice que se aplica el razonamiento para llegar a las conclusiones, partiendo de hechos más pequeños o particulares aceptados como validos previamente hasta alcanzar dichas conclusiones generales para postularse como fundamentos de una teoría.

Es por eso que en base al concepto de la metodología aplicada, podemos sacar de los datos obtenidos en el banco de pruebas de amortiguadores elementos particulares, con la finalidad de poder sacar una conclusión general en base a los resultados y a lo que se está demostrando mediante el diseño de tablas graficas.

Resultados

Al momento de colocar el vehículo N1 (figura 9) en el banco de pruebas de suspensión, procedemos a que la máquina de manera automatizada envíe frecuencias de movimientos a las ruedas y por ende a

la suspensión, esta máquina nos arroja diferentes datos necesarios para la investigación los cuales serán mostrados en la computadora (figura 10).



Figura 9: Vehículo N1 utilizado



Figura 10: Funcionamiento de la computadora

Antes de evidenciar la comparativa de datos que arrojó el modelo y los datos experimentales, es indispensable mostrar los diferentes comportamientos que existen al instante de disminuir la frecuencia de excitación de los amortiguadores. En las figuras 11 y 12 se puede observar las respuestas del mismo recogidas en el banco de ensayo.

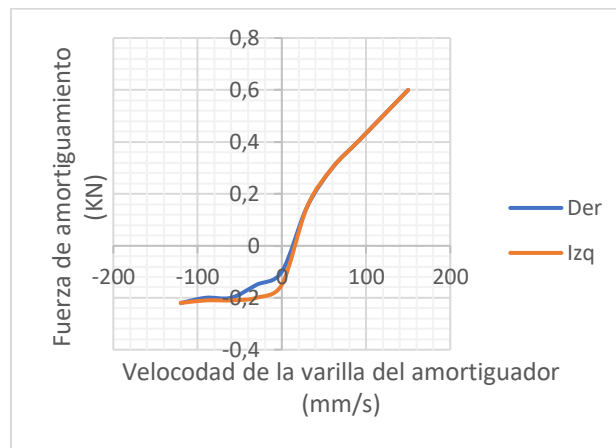


Figura 11: Prueba con 0.5 Hz

La ligera variación presente en la figura 11, nos muestra un pequeño desfase en el amortiguador derecho, esto debido a la posición del motor el cual aplicara más peso a ese lado debido a su ubicación.

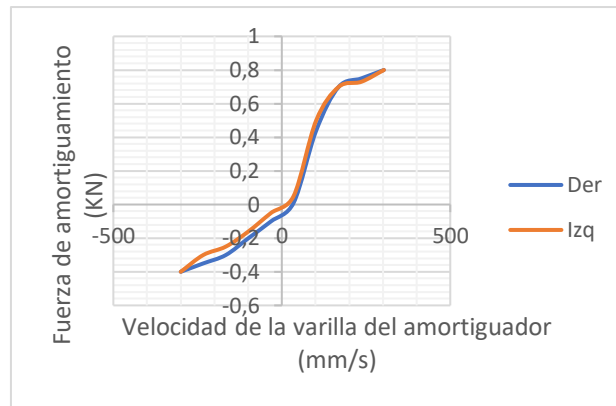


Figura 12: Prueba con 1Hz

Estas figuras representan las frecuencias de menor rango (figuras 11 y 12) se obtiene una variación de un 14% a 0.5Hz y 8% a 1Hz en sus pendientes en zonas de la compresión y extensión.

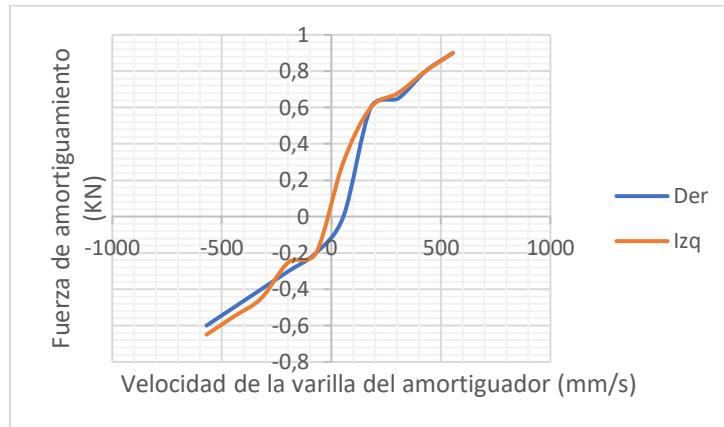


Figura 13: Prueba con 2 Hz

La pequeña variación que se presenta en la figura 13 no supera el 10% de diferencia, lo cual presenta un correcto funcionamiento ya que no excede el 20% de diferencia que está permitido entre un amortiguador sobre el otro.

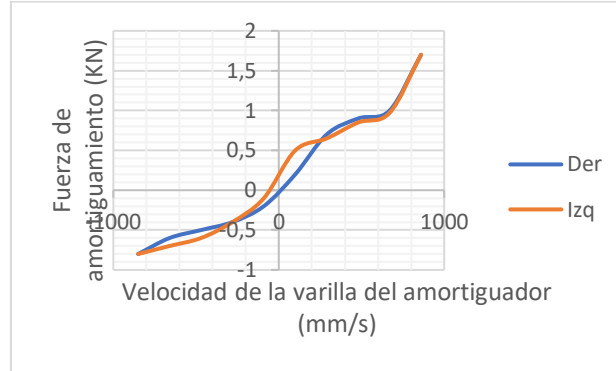


Figura 14: Prueba con 3Hz

En las gráficas anteriores se puede observar que, en las frecuencias de mayor rango (figuras 13 y 14), la conducta de los amortiguadores es semejante en ambos casos con un 12% a 2Hz y 10% a 3Hz.

Como producto de las bajas frecuencias de excitación, no se le permite al aceite alcanzar la fuerza hidráulica necesaria para circular por medio de las válvulas de apertura por presión en la entre fase cilindro-pistón.

Debido al modelo que se implementó, no se consideró el hecho de que la valvulería interna de los amortiguadores no trabaja a frecuencias bajas de mejor manera, las curvas de interés tomadas para realizar la comparación son las que se obtuvieron mediante la excitación bajo las frecuencias de 2 y 3 Hz.

Conclusiones

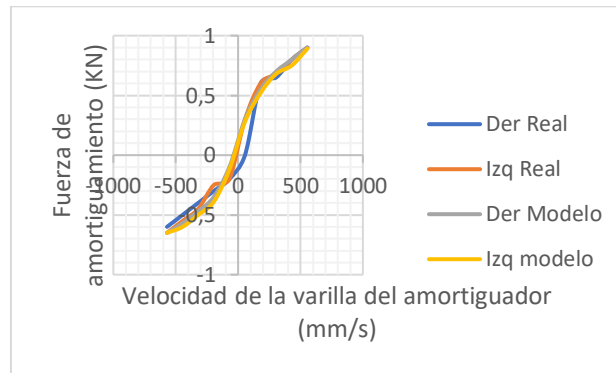


Figura 15: Comparativa de datos

En la figura 15 se da la comparativa de los datos obtenidos mediante el modelo y datos experimentales recolectados por medio del banco de ensayos con una señal de entrada de frecuencia de 2 Hz. Podemos evidenciar que existe una correcta correlación entre las 2 curvas, dando lugar a un ajuste más o menos perfecto si se varia con la frecuencia de excitación a los 3 Hz, como se indica en la figura 16.

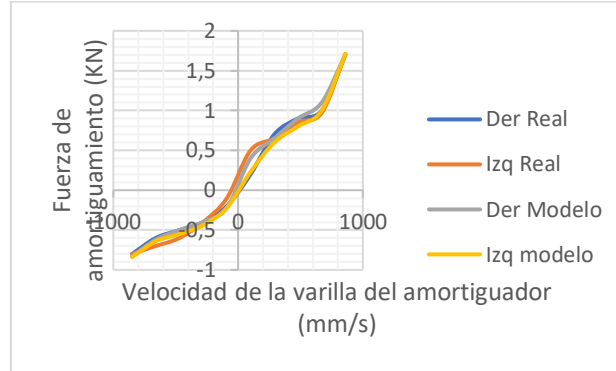


Figura 16: Frecuencia de excitación de 3Hz

La grafica antes indicada nos muestra la autenticidad del modelo que se desarrolló para determinar el comportamiento de los amortiguadores en todo el rango de velocidades, de igual manera, podemos definir el comportamiento de las histéresis presentes en las ondas correspondientes al inicio o al final de los ciclos de extensión y compresión.

Podemos concluir con los resultados obtenidos que, los amortiguadores poseen aun la capacidad para cumplir su objetivo puesto que sus diferencias no superan los rangos de porcentaje necesarias para un mal funcionamiento, además, los objetivos presentados al inicio del presente documento se han podido realizar de manera satisfactoria ya que hemos alcanzado el desarrollo de un modelo sencillo y elemental

de implementar en cuanto a análisis de su funcionamiento se refiere, los parámetros seleccionados para verificar si los amortiguadores realizaron su trabajo de funcionamiento mediante los datos obtenidos de las medidas experimentales en el banco de ensayo.

La histéresis en bajas velocidades se introdujo en el modelo con resultados satisfactorios, de igual manera las desviaciones de los resultados con respecto a los datos de experimentación son bajos, que nos permite demostrar y verificar un correcto funcionamiento y la veracidad en los resultados obtenidos.

Las ligeras variaciones presentadas en los gráficos se deben a factores simples externos de peso tales como la posición del motor del vehículo o incluso el chofer y otros pasajeros que pueden estar ubicados a la izquierda o derecha del vehículo.

Bibliografía

Online, A. (2022). *Automocion Online*. Obtenido de <https://automociononline.com/formacion-online/amortiguadores/>

Romero, J., & Díaz, S. (2008). Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador para un vehículo fórmula SAE. *Ciencia e Ingeniería*, 29(2), 3.

Ángel Guillermo Masaquiza-Yanzapanta, J. G.-L.-R.-H. (2021). Estudio de características e innovaciones tecnológicas del amortiguador de sistema de suspensión para vehículos. *DOMINIOS DE LAS CIENCIAS*, 7(1). Obtenido de Estudio de características e innovaciones tecnológicas del amortiguador de sistema de suspensión para vehículos

DOMÍNGUEZ, R. O. (2011). *INGEMECANICA*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut73/anx1tut73.pdf>

Alamo-Viera, M. (2006). *MODELACIÓN Y CONTROL DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN SEMIACTIVA CON AMORTIGUADOR MAGNETORREOLÓGICO*. Obtenido de https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/2705/MAS_IME_AUT_011.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Yanis Emilio Alvarado-Soshina, M. V.-G.-Y.-C. (2022). Evolución de los amortiguadores para vehículos. Una revisión sistemática. *POLO DEL CONOCIMIENTO*.

Anexos

**BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE AMORTIGUADORES
NEUMÁTICOS Y DE FRICCIÓN SECA.**

KEVIN SEBASTIÁN CÁCERES MOJICA

BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE AMORTIGUADORES
NEUMÁTICOS Y DE FRICCIÓN SECA.

KEVIN SEBASTIÁN CÁCERES MOJICA

PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA

Directora
M.Sc Jessica Gisela Maradey Lázaro
Ingeniera Mecánica

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico a mi Dios quién supo guiarme por el buen camino, darme fuerzas para seguir adelante y no desmayar en los problemas que se presentaban, enseñándome a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento.

A mi maravillosa familia, quienes han creído en mí siempre, dándome el mejor ejemplo de superación, humildad y sacrificio; enseñándome a valorar todo lo que tengo. Me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios, mi carácter, mi empeño, mi perseverancia, mi coraje para conseguir mis objetivos.

A todos ellos dedico el presente trabajo, porque han fomentado en mí, el deseo de superación y de triunfo en la vida el cual ha contribuido a la consecución de este logro. Espero siempre contar con su valioso e incondicional apoyo.

TABLA DE CONTENIDO

1	Introducción.....	10
1.1	Descripción breve del problema	10
1.2	Justificación del problema	10
1.3	Objetivos	11
1.3.1	Objetivo general	11
1.3.2	Objetivos específicos.....	11
1.4	Metodología	11
1.5	Actividades a desarrollar	13
1.6	Resultados esperados.....	14
2	Marco teórico.....	15
2.1	Clasificación de las suspensiones según su geometría	16
2.1.1	Suspensión de eje rígido.....	16
2.1.2	Suspensión semirrígida.....	16
2.1.3	Suspensión independiente.	17
2.2	Clasificación de las suspensiones según su sistema de control	19
2.3	El amortiguador.....	21
2.3.1	Amortiguadores de fricción seca	21
2.3.2	Amortiguadores neumáticos.....	22
3	Caracterización dinámica de los amortiguadores	23
3.1	Norma NTC 1711	25
4	Estado del arte	27
5	Alternativas de diseño mecánico y estructural	30
5.1	Bancos electromecánicos.....	30
5.2	Bancos servo-hidráulicos.....	30
5.3	Mecanismo biela manivela.	31
5.4	Mecanismo yugo escocés.	32
6	Selección del motor, amortiguadores y componentes	38
6.1	Selección del motor.....	39
6.2	Selección de la instrumentación para la adquisición de datos	44
6.3	Selección de los sensores.....	45

7 Análisis del diseño estructural del banco de pruebas y elementos finitos.....49

8 Construcción del banco.....	58
9 Modelo matemático del motor	65
9.1 Modelo de caja blanca	67
9.2 Modelo de caja negra.....	70
10 Sistema de control en lazo cerrado	73
11 Adquisición de datos e interfaz HMI	74
12 Análisis de los resultados obtenidos	76
13 Discusión de los datos obtenidos de acuerdo a la norma	79
14 Protocolo de pruebas y mantenimiento	80
15 Conclusiones	82
16 Observaciones y recomendaciones	84
Bibliografía	85
Anexo A. Plano Ensamblaje del banco.	88
Anexo B. Plano soporte inferior	89
Anexo C. Plano soporte superior.....	90
Anexo D. Plano soporte estructura.....	91
Anexo E. Plano manivela.....	92
Anexo F. Plano biela.	93
Anexo G. Plano base superior.	94
Anexo H. Plano base inferior	95
Anexo I. Plano eje principal del banco.....	96
Anexo J. Plano disco de la biela.	97
Anexo K. Código de calibración celda de carga.....	98
Anexo L. Código de adquisición de datos en Arduino	99

Anexo M. Código de la HMI en Visual Studio.	100
Anexo N. Circuito electrónico de la instrumentación empleada.....	102

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Actividades a realizar.....	14
Tabla 2. Tipos de amortiguadores por su tamaño según NTC 1711	25
Tabla 3. Fuerza de amortiguamiento en compresión según NTC 1711.	26
Tabla 4. Fuerza de amortiguamiento en extensión según NTC 1711.....	26
Tabla 5. Matriz de comparación para la selección del banco.....	33
Tabla 6. Matriz de comparación para la selección del mecanismo del banco.	34
Tabla 7. Características del amortiguador neumático.....	38
Tabla 8. Características del amortiguador de fricción	39
Tabla 9. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela	40
Tabla 10. Parámetros del mecanismo biela-manivela.....	41
Tabla 11. Datos obtenido mediante la ecuación de torque.....	42
Tabla 12. Características principales del Arduino UNO.....	45
Tabla 13. Factor de calibración de la celda de carga	47
Tabla 14. Valores para la calibración del sensor LVDT.....	48
Tabla 15. Parámetros del motor	68
Tabla 16. Valores de las constantes del motor.....	69

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Metodología de desarrollo aplicada al proyecto.	13
Ilustración 2. Clasificación de la suspensiones.....	15
Ilustración 3. Suspensión de eje rígido.....	16
Ilustración 4. Suspensión semirrígida.....	16
Ilustración 5. Suspensión independiente.	17
Ilustración 6. Suspensión de eje oscilante.	17
Ilustración 7. Suspensión de brazos tirados.....	18
Ilustración 8. Suspensión McPherson.....	18
Ilustración 9. Suspensión de paralelogramo deformable.	19
Ilustración 10. Suspensión hidroneumática.	19
Ilustración 11. Elementos en sistemas de suspensión.....	20
Ilustración 12. Amortiguador de fricción seca.....	22
Ilustración 13. Amortiguador neumático.....	22
Ilustración 14. Coeficiente de amortiguamiento.....	23
Ilustración 15. Fuerza de amortiguamiento Vs. desplazamiento del amortiguador.....	24
Ilustración 16. Fuerza de amortiguamiento Vs. velocidad del amortiguador.....	25
Ilustración 17. Banco de pruebas diseñado por Aduco, Maximiliano.....	27
Ilustración 18. Banco de pruebas para muelles diseñado por Luna y Vallejo.	28
Ilustración 19. Banco de pruebas diseñado por Ruiz, Christian.....	29
Ilustración 20. Banco de pruebas de Rotronics.....	30
Ilustración 21. Banco de pruebas servo-hidráulico.....	31
Ilustración 22. Mecanismo biela-manivela.....	32
Ilustración 23. Comportamiento del mecanismo biela-manivela.	32
Ilustración 24. Mecanismo yugo-escocés.	32
Ilustración 25. Comportamiento del mecanismo yugo-escocés.....	33
Ilustración 26. Simulación de vibraciones del mecanismo yugo-escocés	(a) frecuencia
32.405, (b) frecuencia 39.405, (c) 43.279, (d) 60.263, (e) 80.722.....	35

Ilustración 27. Listado de frecuencias del mecanismo yugo-escocés.	35
Ilustración 28. Simulación de vibraciones del mecanismo biela-manivela (a) frecuencia 3.981, (b) frecuencia 4.048, (c) 6.265, (d) 9.697, (e) 9.960.....	36
Ilustración 29. Listado de frecuencias del mecanismo biela-manivela.	37
Ilustración 30. Amortiguador neumático	38
Ilustración 31. Amortiguador de fricción seca.....	39
Ilustración 32. Diagrama de fuerzas del mecanismo biela-manivela.	40
Ilustración 33. Torque requerido por el motor en diferentes ángulos.	42
Ilustración 34. Motor y caja reductora empleados en el banco de pruebas	44
Ilustración 35. Comunicación DAQ.....	44
Ilustración 36. Arduino UNO.....	45
Ilustración 37. Celda de carga en forma de S	45
Ilustración 38. Diagrama de flujo para la calibración de la celda de carga en Arduino	46
Ilustración 39. Sensor LVDT.	47
Ilustración 40. Funcionamiento del sensor LVDT.....	47
Ilustración 41. Circuito de acondicionamiento de señal para el sensor LVDT.	48
Ilustración 42. Vista en SolidWorks del banco de pruebas.....	49
Ilustración 43. Vistas del banco de pruebas en SolidWorks, (a) lateral, (b) trasera, (c) superior.....	50
Ilustración 44. Tensiones en la biela del sistema de transmisión	51

Ilustración 45. Desplazamientos en la biela del sistema de transmisión	52
Ilustración 46. Deformación unitaria en la biela del sistema de transmisión	52
Ilustración 47. Factor de seguridad de la biela del sistema de transmisión	53
Ilustración 48. Tensiones en la manivela del mecanismo.	53
Ilustración 49. Desplazamiento en la manivela del mecanismo.....	54
Ilustración 50. Deformación unitaria en la manivela del mecanismo	54
Ilustración 51. Factor de seguridad en la manivela del mecanismo	55
Ilustración 52. Tensiones en el soporte inferior.....	55
Ilustración 53. Desplazamientos en el soporte inferior.....	56
Ilustración 54. Deformación unitaria en el soporte inferior.	56
Ilustración 55. Factor de seguridad en el soporte inferior.....	57
Ilustración 56. Ensamblaje de los ejes de ½ in con las láminas superior e inferior.....	58
Ilustración 57. Soporte inferior del amortiguador en el banco.....	59
Ilustración 58. Amortiguador neumático en el banco.	59
Ilustración 59. Celda de carga tipo S en el banco	60
Ilustración 60. Calibración del sensor LVDT.....	60
Ilustración 61. Mecanismo biela-manivela en el banco	61
Ilustración 62. Motor en el banco.....	61
Ilustración 63. Adecuación de una segunda biela para el mecanismo del banco	62
Ilustración 64. Caja reductora y acople del motor	62
Ilustración 65. Disco de acero para la biela del mecanismo del banco.	63
Ilustración 66. Ensamblaje completo del banco de pruebas	63
Ilustración 67. Sensor LVDT en el banco de pruebas.....	64
Ilustración 68. Diagrama de bloques para el modelado del motor	65
Ilustración 69. Datos identificación de (a) la señal de control y de (b) la señal de retroalimentación	66
Ilustración 70. Datos validación de (a) la señal de control y de (b) la señal de retroalimentación...	66
Ilustración 71. (a) Datos validación y (b) datos identificación de la señal de retroalimentación con el filtro.....	67

Ilustración 72. Comparación de los (a) datos identificación y de los (b) datos validación con el modelo de caja blanca.....	69
Ilustración 73. Respuesta transitoria del modelo de caja blanca.	70
Ilustración 74. Comparación de los (a) datos identificación y de los (b) datos validación con el modelo de caja negra Process Model.....	70
Ilustración 75. Respuesta transitoria modelo de caja negra ProccesModel.....	71
Ilustración 76. Comparación de los (a) datos identificación y de los (b) datos validación con el modelo de caja negra Transfer Function.....	72
Ilustración 77. Respuesta transitoria modelo de caja negra TranferFunction.....	72
Ilustración 78. Sistema de control en lazo cerrado de los 3 modelos.....	73
Ilustración 79. Interfaz HMI.....	74
Ilustración 80. Diagrama de flujo de la interfaz HMI y la adquisición de datos.	75
Ilustración 81. Grafica fuerza VS desplazamiento del amortiguador neumático.	76
Ilustración 82. Grafica de fuerza Vs velocidad del amortiguador neumático.....	77
Ilustración 83. Gráfica fuerza Vs. Desplazamiento del amortiguador de fricción.....	77
Ilustración 84. Gráfica fuerza Vs. Velocidad del amortiguador de fricción.....	78

1.1 Descripción breve del problema

El sistema de suspensión de un vehículo cumple con el principal objetivo de ofrecer comodidad y control, funciones esenciales que permiten un buen desempeño mecánico del automotor. Sin embargo, este sistema suele pasar inadvertido comúnmente por el conductor ya que el deterioro de sus componentes se comporta de forma silenciosa y es difícil de percibir. Esto ocurre porque el conductor se acostumbra día a día al fallo progresivo de la amortiguación del vehículo, a tal punto de generar daños irreparables y sumamente costosos. También hay que sumar el mal estado en el que se encuentra la gran parte de las vías del territorio nacional ya que cerca del 34,28% de las carreteras del país se encuentran en estado regular, y el 17,68% en estado muy malo [1]. Todo esto conlleva un mayor desgaste, principalmente en los amortiguadores. Todo esto genera la necesidad de realizar un mantenimiento preventivo de forma que se pueda corregir a tiempo algún imprevisto en el sistema de suspensión, permitiendo reducir costos a mediano y largo plazo.

1.2 Justificación del problema

Según datos del Foro Económico Mundial 2017-2018, Colombia ocupa el puesto número 110 en calidad de vías a nivel global [2]. Estos datos sitúan a los transportadores colombianos en una posición de desventaja puesto que sus vehículos son los más afectados, haciéndoles cubrir cuantiosos gastos por cuidado y reparación de sus sistemas de suspensión. Debido a que el daño muchas veces no es detectado a tiempo, los conductores deben liquidar más dinero del que pudieron haber pagado si el mantenimiento hubiese sido preventivo y no correctivo. Todas estas irregularidades e imperfecciones en las vías causan que, por ejemplo, el automóvil hale hacia la derecha o la izquierda cuando se suelta el volante por unos segundos, para esto solo se necesita verificar la alineación del vehículo. Si se nota que el volante vibra o el automóvil tiene ruidos a determinadas velocidades, precisa verificar el balanceo de las ruedas. Estos problemas son fáciles de solucionar gracias a que son percibidos generalmente a tiempo, en cambio la amortiguación de un vehículo no cuenta con una identificación como las anteriormente mencionadas. Contemplando esta situación se propone un banco de pruebas que permita analizar el comportamiento dinámico y diagnosticar el estado en el que se encuentre el amortiguador, de forma que pueda prestarse un mantenimiento preventivo a bajo costo y sumamente verídico.

Por otro lado, si bien es cierto la venta de vehículos en el país ha venido decayendo los últimos años desde 2014, este porcentaje se ha recortado poco a poco puesto que en 2017 solo decayó un 6,1% con respecto al año 2016, vendiéndose en total 238000 unidades en este último año (BBVA Research con datos de Fenalco y ANDI)

[1]. Todas estas cifras postulan una industria automotriz prometedora en nuestro país, ya que para el año 2019 se espera que la venta crezca en un 9.6% (BBVA Research, Fenalco, ANDI y proyecciones propias) [1], por esta razón es importante que los ingenieros UNAB fortalezcan su saber en esta área mediante prácticas de laboratorio que permitan desarrollar y caracterizar partes automotrices como es el caso del presente proyecto que pretende abordar la temática de amortiguadores y sistemas de suspensión de manera que pueda ser capaz de ofrecer soluciones reales a la industria automotriz nacional.

Con esto se contribuye a la misión de la Universidad Autónoma de Bucaramanga que tiene como pilar fundamental el compromiso ético y responsable en la investigación y adecuación de conocimientos, para formar así agentes transformadores en el proceso de desarrollo del país.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Construir un banco de pruebas que permita caracterizar el estado de amortiguadores neumáticos y de fricción seca mediante la simulación de las condiciones normales de uso y la adquisición de datos en tiempo real.

1.3.2 Objetivos específicos

- Diseñar modelo CAD del banco de pruebas para amortiguadores.
- Diseñar un sistema de control de velocidad para el motor del banco de pruebas enlazo cerrado.
- Realizar un sistema de obtención de datos que exponga las gráficas de fuerza Vs. Desplazamiento y fuerza Vs. Velocidad mediante una interfaz HMI.
- Caracterizar dinámicamente cada uno de los amortiguadores por medio del banco de pruebas.
- Comparar los resultados de pruebas en el banco con las curvas características de los amortiguadores según la norma.

1.4 Metodología

La metodología describe, valida, y en cierto modo, prescribe un conjunto de reglas que el investigador debe considerar para construir y validar conocimientos científicos [3].

Para este trabajo de grado se decidió realizar la metodología del proceso de construcción y pruebas mediante el modelo V o modelo en cuatro niveles. Este es un modelo empleado en diversos procesos de desarrollo, por ejemplo, en el desarrollo de software y en la construcción de máquinas. Para los años 90 apareció

su primera versión, pero con el tiempo se ha ido perfeccionando y adaptando a los métodos modernos de desarrollo [4] [5].

Es clave mencionar las fases más importantes de este tipo de metodología las cuales comprenden la planeación, la ejecución y la comunicación. En la primera fase se da paso a la preparación del proyecto lo cual incluye la definición del diseño o protocolo. En la segunda fase es donde se lleva a cabo la investigación realizada, es decir, se procede a realizar las actividades de construcción del banco de pruebas y el desarrollo de software. Finalmente se llega a la fase de comunicación en donde se exponen los conocimientos obtenidos [6] [7] [8].

Lo que se busca con este proyecto es aumentar los conocimientos prácticos sobre amortiguadores en estudiantes de la UNAB. Y de igual forma se busca identificar de forma temprana las fallas en los amortiguadores.

En cuanto a las especificaciones de las funciones se tienen los siguientes puntos:

- Investigación y revisión de la literatura en amortiguadores automotrices.
- Consulta e investigación de la norma NTC 1711.
- Implementación de diagramas tales como QFD (despliegue de la función de calidad, por sus siglas en inglés), marco lógico y DOFA (fortalezas, oportunidades, debilidades, amenazas)

Para las especificaciones del sistema se menciona lo siguiente:

- Diagnosticar el estado en el que se encuentran los amortiguadores.
- Simular diferentes estados de las carreteras o vías.
- Simular el uso de amortiguadores en diferentes posiciones.

Posterior a esto se procede a definir los subsistemas:

- Implementación de la estrategia de control de velocidad del motor.
- Interfaz HMI virtual.
- Resistencia de la estructura del banco de pruebas.
- Fuente de alimentación.
- Botonería correspondiente.

Como parte final de esta fase se proceden a definir los componentes:

- Sensores de fuerza, velocidad y posición.
- Actuator motor AC.
- Componentes eléctricos y de potencia.
- Software para adquisición de datos y HMI.

Se tiene en cuenta entonces la primera fase de validación correspondiente a la de los componentes:

- Pruebas del correcto funcionamiento de los componentes.

En cuanto a la validación de los subsistemas se encuentra lo siguiente:

- Validar el funcionamiento de la interfaz HMI y la correcta adquisición de datos del sistema.
- Validar la estrategia de control de velocidad del motor.
- Pruebas de resistencia del banco.

Para la validación del sistema se propone:

- La puesta en marcha del banco de pruebas para amortiguadores.

Y finalmente se proceden a validar las funciones:

- Validar el cumplimiento de los requisitos del cliente y verificar el correcto diagnóstico del estado del amortiguador.

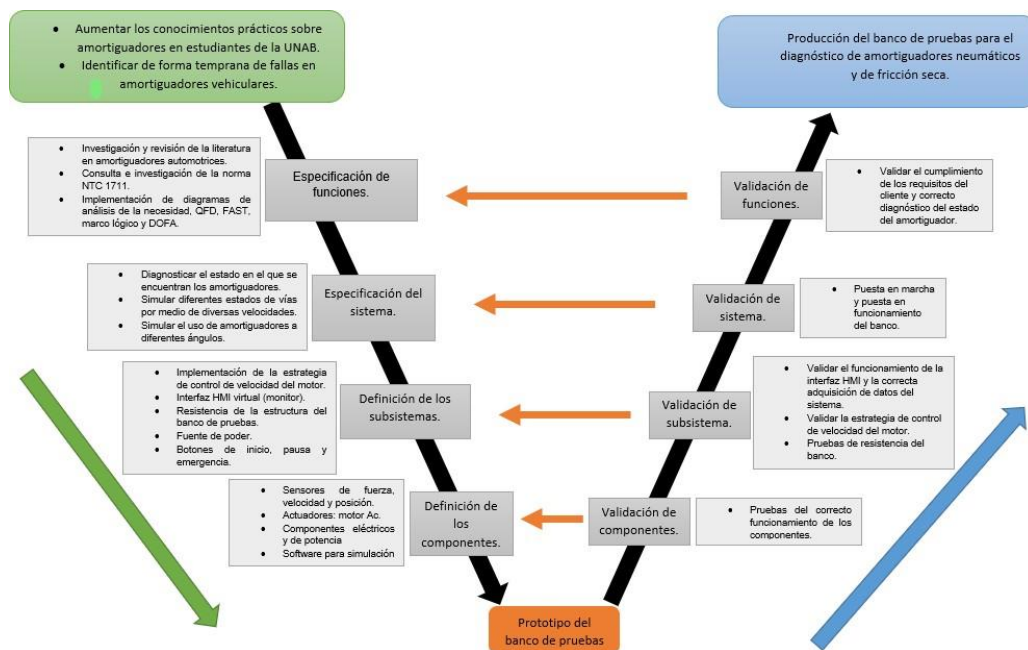


Ilustración 1. Metodología de desarrollo aplicada al proyecto.

1.5 Actividades a desarrollar

No.	ACTIVIDAD	DESCRIPCIÓN
1	Recolección bibliográfica	Se realiza la investigación sobre todo lo relacionado con amortiguadores neumáticos y de fricción seca, así como también de bancos de prueba donde se diagnostique el estado de estos.
2	Realización del anteproyecto	Se desarrolla el documento correspondiente al anteproyecto del banco de pruebas en donde se plasma todo lo relacionado con estado del arte marco

		teórico, justificación e identificación del problema o necesidad, etc.
3	Selección de componentes	Se realizan los estudios e investigaciones para conocer cuales componentes le convienen más al proyecto, tales como sensores, actuadores, estructura, el material, etc.
4	Realización de cotizaciones	Se hace la investigación correspondiente para conocer proveedores en la región que puedan suplir la necesidad de componentes para el proyecto.
5	Diseños en modelo CAD	Se realizan los diseños de modelado y planos correspondientes a cada una de las piezas del banco de pruebas en el software SolidWorks®.
6	Documentación correspondiente	Se hace la respectiva documentación de cada una de estas, plasmando los detalles de la primera parte de la elaboración del proyecto.
7	Construcción del prototipo	Durante todo el segundo semestre
8	Desarrollo de la HMI	Se procede al diseño de la interfaz y se ejecuta una vez se tiene el prototipo funcional.
9	Validación del prototipo	Finalmente se inicia la última etapa del proyecto realizando las pruebas de funcionamiento correspondientes.

Tabla 1. Actividades a realizar.

1.6 Resultados esperados

- Planos de construcción del banco de pruebas para el diagnóstico de amortiguadores neumáticos y de fricción seca junto con los esquemas de circuitos.
- Sistema de obtención de datos que exponga las gráficas de fuerza Vs. Desplazamiento y fuerza Vs. Velocidad mediante una interfaz HMI.
- Prototipo construido del banco de pruebas para el diagnóstico de amortiguadores neumáticos y de fricción seca.
- Caracterización dinámica de cada uno de los amortiguadores mediante el banco de pruebas.
- Validación y comparación de los resultados del banco de pruebas con las curvas características de los amortiguadores según la norma.
- Manual de usuario del banco de pruebas para el diagnóstico de amortiguadores neumáticos y de fricción seca.
- Artículo científico donde se evidencia todo el proceso desde la concepción hasta la puesta en marcha del banco pruebas para el diagnóstico de amortiguadores neumáticos y de fricción seca.

El hecho de que los vehículos deban funcionar de forma óptima por distintos terrenos exige un sistema de seguridad activa y confort capaz de absorber con flexibilidad las irregularidades de la calzada. El sistema de suspensión cubre esta exigencia garantizando el contacto de las ruedas con la calzada y absorbiendo los esfuerzos transversales, longitudinales y verticales de la carrocería. [9]

Las vibraciones del vehículo son provocadas fundamentalmente por tres tipos de acciones: irregularidades de la calzada, acción de masas giratorias (motor y transmisión) y acciones aerodinámicas, siendo las primeras las más importantes. El control de los movimientos vibratorios se realiza a través del sistema de suspensión intercalado entre las masas unidas a las ruedas (masas no suspendidas) y el cuerpo del vehículo (masa suspendida). Este sistema permite el desplazamiento entre ambas por medio de elementos elásticos (resortes) y produce una disipación de energía mediante elementos amortiguadores. [10]

Se dice entonces que la suspensión es el conjunto de elementos mecánicos del automóvil que tienen la misión de asegurar el contacto del neumático con el terreno, proporcionando estabilidad en la marcha del vehículo, al mismo tiempo que protegen a los ocupantes y al vehículo de las irregularidades del terreno y también mejorar el funcionamiento de la dirección. Los distintos ensayos realizados demuestran que el margen de comodidad para una persona está en torno a una oscilación por segundo. Una cifra superior excita el sistema nervioso y una cifra muy inferior provoca el mareo. Por tanto, para disponer de una suspensión ideal, el número de oscilaciones debe estar comprendido entre 30 y 60 oscilaciones por minuto. Para ello, se tienen en cuenta dos variables: El peso que soporta el elemento elástico y el coeficiente de elasticidad de este. [11]



Ilustración 2. Clasificación de la suspensiones.

2.1 Clasificación de las suspensiones según su geometría.

2.1.1 Suspensión de eje rígido.

También es denominada suspensión dependiente. En esta configuración las ruedas del mismo eje están conectadas mediante un elemento rígido, normalmente una barra. Como consecuencia de ello, todo el movimiento que afecta a una rueda se transmite a la otra del mismo eje [12].

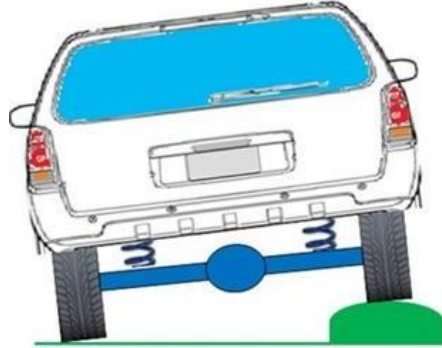


Ilustración 3. Suspensión de eje rígido [12].

2.1.2 Suspensión semirrígida.

Las suspensiones semirrígidas se diferencian de las suspensiones rígidas en que transmiten de forma parcial las irregularidades del terreno. En cualquier caso, aunque la suspensión no es rígida totalmente, tampoco es independiente. El eje torsional es un tipo de suspensión semirrígida muy utilizada en las suspensiones traseras, en vehículos de tracción delantera, tiene forma de U, por lo que es capaz de deformarse elásticamente un cierto ángulo cuando una de las ruedas sobrepasa un obstáculo. Este sistema mediante la torsión del puente permite una recuperación parcial del ángulo de caída de alto efecto de estabilización, características que, junto al bajo costo y al poco espacio que ocupan la hacen ideal para instalarla junto con otros componentes debajo del piso [13].



Ilustración 4. Suspensión semirrígida [13].

2.1.3 Suspensión independiente.

En la configuración de suspensión independiente las ruedas están conectadas al cuerpo del vehículo mediante un sistema articulado que les permite desplazarse verticalmente sin afectar a la rueda opuesta. Esto genera mayor estabilidad, adherencia al suelo y confort [12].

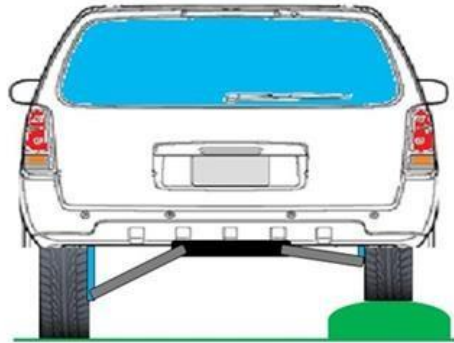


Ilustración 5. Suspensión independiente [12].

2.1.3.1 Tipos de suspensiones independientes.

Suspensión de eje oscilante: la peculiaridad de la suspensión mediante eje oscilante se encuentra en que el elemento de rodadura y el semieje son solidarios (salvo el giro de la rueda), de forma que el conjunto oscila alrededor de una articulación próxima al plano medio longitudinal del vehículo. Este tipo de suspensión no se puede usar como eje directriz puesto que en el movimiento oscilatorio de los semiejes altera notablemente la caída de las ruedas en las curvas [14].

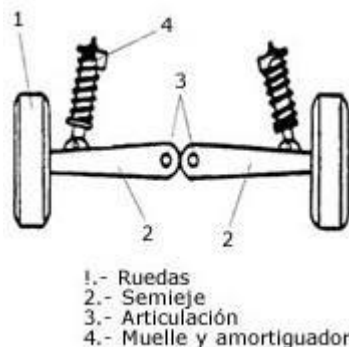


Ilustración 6. Suspensión de eje oscilante [14].

Suspensión de brazos tirados o arrastrados: La suspensión de brazos tirados realiza la unión de la rueda y el bastidor mediante una articulación por delante del eje, mediante un brazo que en su parte anterior está unido al bastidor y en la posterior

a la rueda. En cualquier caso, las ruedas son tiradas o arrastradas por los brazos longitudinales que pivotan en el anclaje de la carrocería [15].

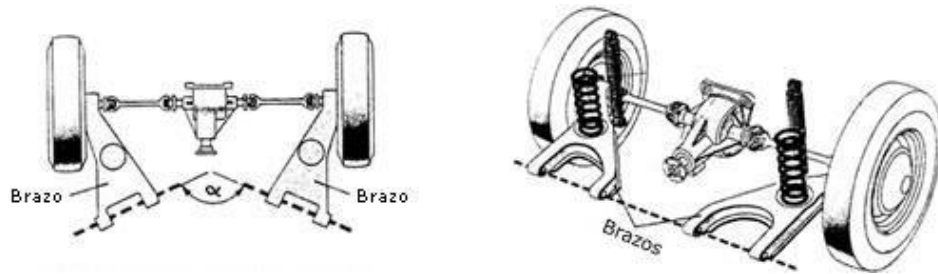


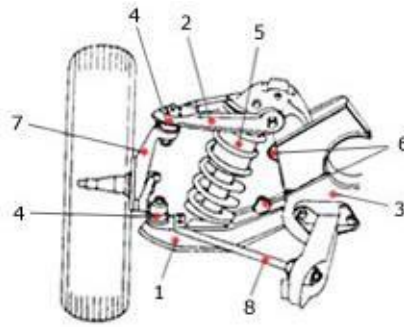
Ilustración 7. Suspensión de brazos tirados [15].

Suspensión McPherson: La suspensión McPherson fue desarrollada por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford del cual recibe su nombre. La suspensión McPherson es el sistema más compacto y liviano. Actualmente es el sistema de suspensión más utilizado en el eje delantero de los automóviles, permite un menor consumo de gasolina, un menor número de componentes en el sistema logrando así un ahorro de espacio del motor, por último, permite un sistema de tracción delantera más sencillo [16].



Ilustración 8. Suspensión McPherson [16].

Suspensión de paralelogramo deformable: La suspensión de paralelogramo deformable junto con la McPherson es la más utilizada en un gran número de automóviles tanto el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina: suspensión por trapecio articulado o suspensión de triángulos superpuestos [17].



- | | |
|-------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Trapecio o brazo inferior | 5.- Conjunto muelle-amortiguador |
| 2.- Trapecio o brazo superior | 6.- Topes de goma |
| 3.- Bastidor | 7.- Mangueta |
| 4.- Rótula | 8.- Barra estabilizadora |

Ilustración 9. Suspensión de paralelogramo deformable [17].

Suspensiones hidroneumáticas: La suspensión hidroneumática combina un sistema mixto de elementos hidráulicos y neumáticos que garantiza una suspensión suave y elásticas, facilitando además el reglaje y nivelación de la carrocería de forma automática. Esta suspensión proporciona la comfortable sensación de flotar, una gran estabilidad que hace que apenas se noten las desigualdades del terreno y también un notable agarre de las ruedas al mismo tiempo [18].

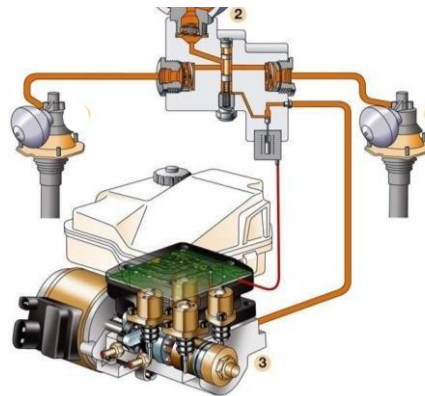


Ilustración 10. Suspensión hidroneumática [18].

2.2 Clasificación de las suspensiones según su sistema de control.

Suspensión pasiva: En la suspensión pasiva tiene cabida todos los sistemas de suspensiones convencionales o tradicionales. La característica principal de estos sistemas es que, una vez que están instalados en el vehículo, los parámetros de la suspensión (resistencia altura, etc.) no se pueden controlar desde fuera [19].

Suspensión activa: La suspensión activa surge como una respuesta a la necesidad para desarrollar vehículos seguros y capaces de combinas grandes niveles de

confort, control y maniobrabilidad. La capacidad de controlar el reparto de carga entre el eje delantero y trasero permite una mejor maniobrabilidad del vehículo. Estos sistemas disponen de un ordenador que indica a un dispositivo ubicado en cada rueda exactamente cuándo, de qué modo, a cuánta distancia y a qué velocidad debe moverse [19].

Suspensión semiactiva: La suspensión semiactiva fue propuesta en la década de los 70 para solucionar los problemas de sobrecoste que representaban las suspensiones activas. Estas suspensiones incorporan elementos activos para controlar las bajas frecuencias y pasivos para las altas frecuencias, consiguiendo optimizar el comportamiento del vehículo ante las irregularidades del terreno [19].

Elementos comunes en sistemas de suspensión [19]:

- Brazos de control: Conectan la articulación de la dirección, eje de la rueda, con la carrocería o chasis. Los brazos oscilan en ambos extremos, permitiendo movimientos hacia arriba y hacia abajo. Los extremos exteriores permiten acción oscilatoria para la conducción.
- Articulación de la dirección: forma del eje muñón o eje de rueda para soportar el cojinete y de la rueda.
- Bujes de hule: los bujes torsionales de caucho permiten la acción oscilatoria hacia arriba y hacia abajo, de los brazos de control.
- Rótulas: permiten la acción oscilatoria entre el extremo de los brazos de control, para el movimiento de la suspensión hacia arriba y hacia abajo para la acción de viraje del automóvil.
- Resortes: soportan el peso del automóvil. La flexión de los resortes en compresión y la extensión permiten que las ruedas se muevan hacia arriba y hacia abajo para amortiguar la conducción.
- Amortiguadores: amortiguan la acción de los resortes, impidiendo que la suspensión tenga una acción prolongada hacia arriba y abajo.

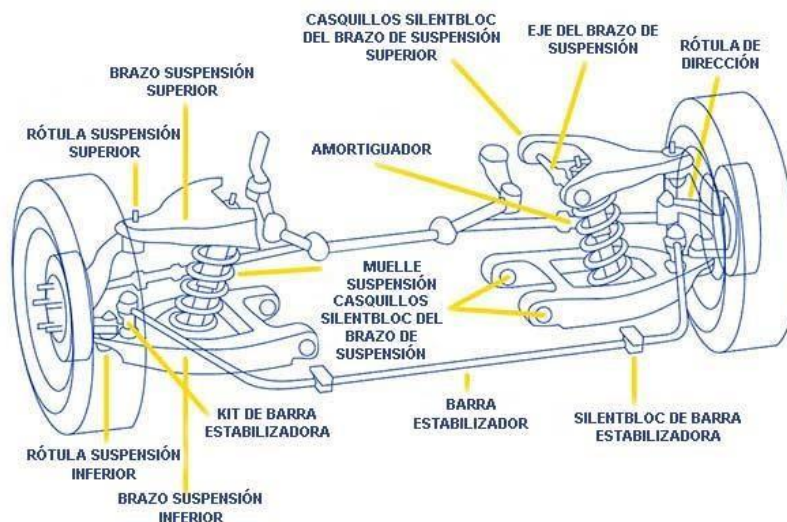


Ilustración 11. Elementos en sistemas de suspensión [20].

2.3 El amortiguador.

Una oscilación en las ruedas durante la conducción produce un movimiento vertical en la carrocería y la separación de las ruedas de la calzada. Esta situación provoca un aumento del desgaste de los neumáticos, incomodidad para los ocupantes y una conducción insegura. El amortiguador se encarga de transformar la energía cinética provocada por las oscilaciones de la rueda en calor. La transformación se realiza a través de la resistencia al flujo de los líquidos que actúa como un freno a las oscilaciones. El amortiguador debe cumplir con las siguientes funciones:

- Garantizar un buen contacto de las ruedas con la calzada.
- Asegurar la estabilidad de marcha, en especial en las curvas.
- Disminuir las oscilaciones.
- Evitar o disminuir el balanceo de la carrocería del vehículo.
- Disminuir el desgaste de los neumáticos y de los componentes del chasis.

Cuando el vehículo pasa por un bache, los neumáticos y los muelles se comprimen y amortiguan el movimiento. El vehículo sube ligeramente pero no tanto como la deflexión del muelle. Cuando se termina de pasar sobre el bache, los muelles vuelven a su estado natural y garantizan que se mantenga un buen contacto de las ruedas con la calzada [9].

2.3.1 Amortiguadores de fricción seca.

Un FD se compone esencialmente de un actuador con una almohadilla de fricción y una placa metálica, conectada a una masa con un movimiento relativo al actuador. El actuador aplica una fuerza normal externa a la masa a través de la almohadilla y, en consecuencia, debido al movimiento relativo, se produce una fuerza de amortiguación por fricción. Los FD se pueden encontrar en aplicaciones estructurales, en suspensiones de trenes de carga y en algunas máquinas rotativas. En general, estos no están controlados (es decir, no hay control externo de la fuerza de fricción). Con un FD controlado, es posible un rango más amplio de áreas de aplicación, incluida la rotación de maquinaria, suspensiones de asientos y suspensiones para vehículos agrícolas. Además, los sistemas existentes basados en amortiguadores de fricción podrían ser actualizados con un sistema de control de circuito cerrado, con una mejora neta en el rendimiento. Para el caso específico donde se emplea el accionamiento hidráulico, el actuador está controlado por presión. Esto significa que la fuerza de fricción se puede programar en función de las señales del sensor de realimentación, y por lo tanto es posible obtener cualquier tipo de características de amortiguamiento generalizadas deseadas en función de cualquier combinación de desplazamiento, velocidad y aceleración [14].

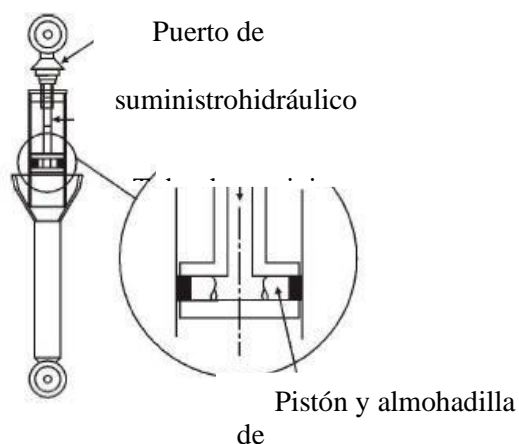


Ilustración 12. Amortiguador de fricción seca [21].

2.3.2 Amortiguadores neumáticos.

Los cilindros que tienen amortiguador neumático tienen dos salidas de aire. Una corresponde a un orificio de regulación y la otra a uno de escape. Durante todo el recorrido del vástago, el aire se escapa por los dos orificios hasta que se acerca al extremo del cilindro taponando internamente, el vástago impide la salida del aire por el orificio de escape, permitiendo así solo el vaciado del aire por el orificio regulable, reduciendo considerablemente tanto la capacidad de evacuación del aire de la cámara como la velocidad de desplazamiento del vástago [22].

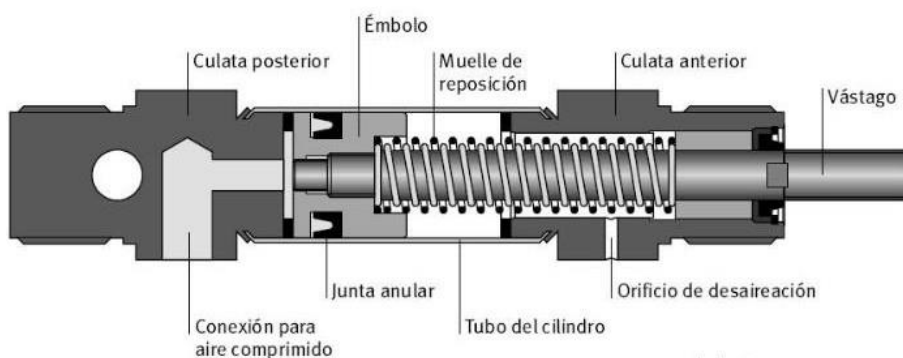


Ilustración 13. Amortiguador neumático [23].

Existen tres formas de caracterizar dinámicamente el comportamiento de un amortiguador. La primera consiste en determinar el coeficiente de amortiguamiento, la segunda en representar gráficamente la fuerza generada con respecto a la posición relativa del pistón y la tercera en plantear la dependencia de la fuerza con la velocidad relativa de sus partes [24].

Coeficiente de amortiguamiento:

Corresponde a la menos usada en la industria, y consiste en generar una constante de proporcionalidad entre la fuerza generada y la velocidad del pistón [24].

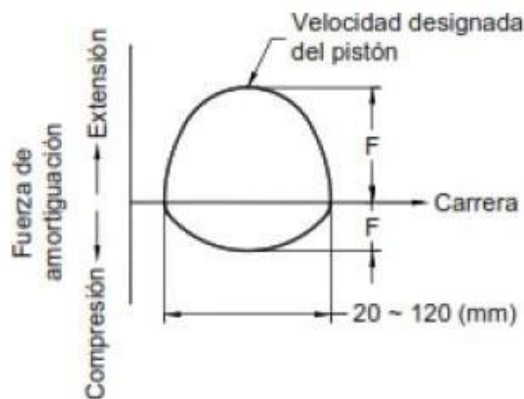


Ilustración 14. Coeficiente de amortiguamiento [24].

El resultado puede representarse entonces mediante el diagrama de Lissajous, en donde el valor de F se define como la fuerza de amortiguación [24].

Gráfico fuerza-posición:

Aquí se presenta una gran ventaja con respecto al método de caracterización anterior, puesto que la gráfica de fuerza-posición me permite determinar la fuerza de amortiguamiento al mismo tiempo que me permite observar los momentos de apertura y cierre de las válvulas limitadoras. Es importante que la fuerza de amortiguamiento sea una función de la velocidad debido a que es esta quien determina los caudales circulantes por las válvulas, por lo que la desventaja de este método obedece a no mostrar dicha variable de forma explícita, sin embargo, es deducible a partir de la frecuencia a la que se han obtenido los datos.

El diagrama de Lissajous permite la representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición del pistón de trabajo una vez escogido el nivel cero y para una velocidad dada, tal como se muestra en la ilustración posterior [24].

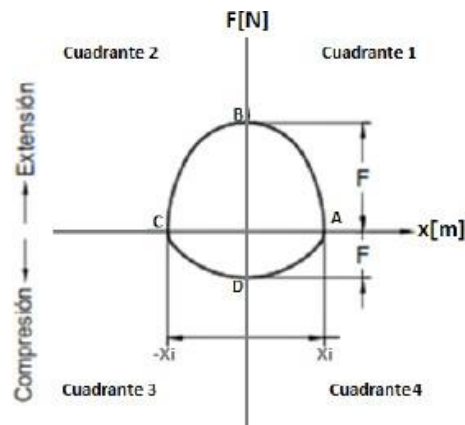


Ilustración 15. Fuerza de amortiguamiento Vs. desplazamiento del amortiguador [24].

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 el que la presión es suficiente para abrir las válvulas 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. En algún punto del segundo cuadrante se produce un cierre total de las limitadoras a tracción, por lo que nuevamente son los conductos de baja velocidad lo 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.

Finalmente, en el punto D se llega al momento de máxima velocidad de compresión y el comportamiento del amortiguador está definido tanto por las válvulas de baja como de alta velocidad. Nuevamente, en algún momento del cuarto cuadrante, las válvulas limitadoras a compresión se cierran y el comportamiento se encuentra impuesto por las válvulas de baja velocidad [24].

Gráfico fuerza-velocidad:

Es el método más empleado en la industria automotriz para la caracterización de amortiguadores puesto que permite visualizar de una forma directa la linealidad del amortiguador.

Este tipo de gráfico, al igual que lo hacía el de fuerza-posición, permite ver los momentos de apertura y cierre de las válvulas limitadoras, lo cual facilita su ajuste en el caso en que la unidad lo requiera [24].

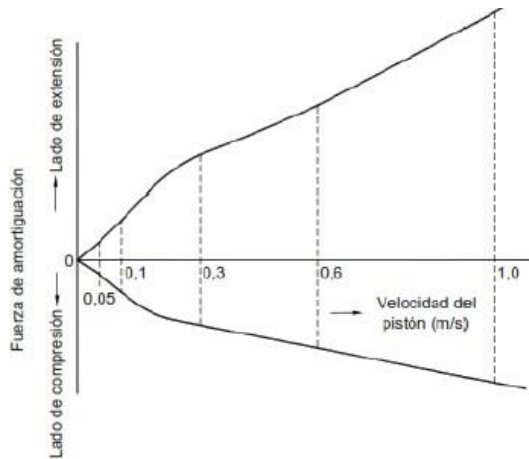


Ilustración 16. Fuerza de amortiguamiento Vs. velocidad del amortiguador [24].

3.1 Norma NTC 1711.

Esta norma especifica los amortiguadores telescópicos utilizados en sistemas de suspensión de todo tipo de vehículo automotor de carretera. Se mencionan puntos tales como definición, clasificación, requisitos de calidad, características de temperatura, fuerza de fricción, ruido en funcionamiento, aceleración del vástago del pistón y pruebas de durabilidad en laboratorio. Sin embargo, se tuvo en cuenta únicamente los criterios para la caracterización dinámica de un amortiguador mencionados anteriormente [24].

Según la norma NTC 1711, en la tabla 2 se presentan los tipos de amortiguadores clasificados según su longitud de extensión y compresión, esto con el fin de establecer la fuerza de amortiguación que debe tener cada uno.

Tipo		Tamaño del cuerpo nominal	Longitud en compresión [mm]	Longitud en extensión [mm]
Tipo estándar	Clase 1	S20, GS20, RS20, RGS20	200	400
	Clase 2	S25, GS25, RS25, RGS25	250	450
	Clase 3	S30, GS30, RS30, RGS30	300	500
	Clase 4	S35	350	550
	Clase 5	S40	400	600
	Clase 6	S50	500	700

Tabla 2. Tipos de amortiguadores por su tamaño según NTC 1711 [24].

Tamaño nominal del cuerpo	Fuerza de amortiguamiento en Compresión												
	-5	-20	-60	-80	-100	-120	-140	-160	-180	-200	-220	-240	-260 [N]
S20, GS20, RS20, RGS20	■	■											
S25, GS25, RS20, RGS25		■	■										
S30, GS30, RS30, RGS30			■	■									
S35				■	■	■							
S40					■	■	■	■					
S50						■	■	■	■	■	■	■	

Tabla 3. Fuerza de amortiguamiento en compresión según NTC 1711 [24].

Tamaño nominal del cuerpo	Fuerza de amortiguamiento en extensión												
	-10	10	30	50	70	90	110	130	150	170	190	210	230 [N]
S20, GS20, RS20, RGS20	■	■											
S25, GS25, RS20, RGS25		■	■										
S30, GS30, RS30, RGS30			■	■									
S35				■	■								
S40					■	■	■	■					
S50						■	■	■	■	■	■	■	

Tabla 4. Fuerza de amortiguamiento en extensión según NTC 1711 [24].

En cuanto a los requisitos de calidad se tienen los siguientes puntos:

- La fuerza de amortiguación en extensión se debe dar con velocidad constante del pistón y la fuerza de amortiguación en compresión debe estar acorde preferiblemente con las mismas condiciones. La fuerza de amortiguación para otras velocidades del pistón debe estar determinada mediante acuerdo cliente proveedor, sin embargo ya es un tema de diseño del amortiguador.
- La suma de la fuerza de amortiguación de extensión y de compresión a la velocidad constante del pistón, preferiblemente, no debe exceder los valores expuestos en la tabla 3 y en la tabla 4 para compresión y extensión respectivamente.

Con lo referente a las características de temperatura, resistencia a la fricción, ruido en funcionamiento, aceleración del vástago del pistón y prueba de durabilidad en laboratorio:

- Estos requisitos deben estar acordes con las especificaciones determinadas por las partes involucradas, es decir conforme al acuerdo cliente proveedor.

Se ha evidenciado que en los últimos años se han realizado algunos proyectos con el objetivo caracterizar dinámicamente amortiguadores de cualquier naturaleza, implementando diversas técnicas para realizar este tipo de análisis técnico en estos elementos de suspensión.

Con el fin de tener en cuenta toda esta información para el presente trabajo de grado se realizó una recopilación y clasificación de los trabajos que presentan mayor importancia frente al tema central de este proyecto. Cronológicamente se presentan los detalles de las investigaciones y proyectos realizados, a continuación:

En el año 2018 los autores Aduco, Maximiliano y Magri, Federico presentaron un proyecto final de carrera denominado “Banco de pruebas para amortiguadores” en la facultad regional concepción del Uruguay de la universidad Tecnológica Nacional. El problema central del proyecto radicó en que el mecánico de la ciudad de Herrera, ubicada en la provincia de Entre Ríos, República Argentina, Diego Fornasari, deseaba aumentar la productividad de sus tareas en lo relacionado a suspensiones de motos de competición, ya sea motocross, enduro o pista. Su interés era someter a los amortiguadores y/o conjuntos muelles amortiguador, dentro de su taller, a las mismas o similares condiciones a las que están expuestos en carrera, sin tener que montarlos en la moto e ir a probar a un circuito. Como solución, los autores propusieron el diseño y la construcción del banco de pruebas para amortiguadores en motocicletas y de esta forma se logró el diseño y la construcción del banco de pruebas para amortiguadores en motocicletas y así mejorar el rendimiento y productividad en el taller. La información que fue de gran importancia para este trabajo de grado fue la guía para el análisis mecánico y estructural tanto de las piezas del banco de pruebas por separado como del prototipo armado en conjunto.



Ilustración 17. Banco de pruebas diseñado por Aduco, Maximiliano [25].

En el año 2018 el autor Baez, Marcos planteó para su tesis doctoral el “Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo” para la universidad politécnica de Terrassa en Cataluña. Allí se estableció que son muchos los modelos de amortiguadores propuestos por diversos autores. Sin embargo, los modelos planteados no tienen en cuenta los efectos térmicos que aparecen en el amortiguador como consecuencia de la generación de calor producida por el trabajo realizado sobre el aceite. Como solución se propuso un modelo general de amortiguador que sea capaz de predecir el comportamiento mecánico del amortiguador teniendo en cuenta los efectos térmicos que tienen lugar como consecuencia de las condiciones de operación. De igual forma se afirmó entonces que la densidad del aceite tiene una influencia indiscutible en el comportamiento de la válvula, de donde se deduce que la compresibilidad del aceite que se utiliza en un amortiguador es un parámetro importante, como también lo es su coeficiente de dilatación térmica. De allí se tomó entonces para este trabajo de grado, la contemplación del aspecto térmico para el diseño y construcción del banco de pruebas ya que es un factor sumamente importante e interesante.

Ya para el año 2017 los autores Armas, A. Murillo, G. realizaron un “Diseño y construcción de un banco de pruebas de muelles y amortiguadores de un vehículo liviano”. Allí se planteó que el sistema de suspensión constituye un elemento de seguridad activa del vehículo que toman una gran relevancia ya que permite que el vehículo se desenvuelva en condiciones razonables de estabilidad y confort para los ocupantes de este. El problema es que no se está teniendo en cuenta estos aspectos tan importantes en el día a día. De esta forma se propuso entonces el diseño y construcción de un banco de pruebas de muelles y amortiguadores. Y la parte importante que se sustrajo de este proyecto fue la guía por medio de flujograma para el funcionamiento de las interfaces HMI y selección de componentes, de la misma manera se tuvo en cuenta cierta información sobre la discusión entre los amortiguadores trabajados sobre el banco del proyecto.



Ilustración 18. Banco de pruebas para muelles diseñado por Armas, A. Murillo, G [26].

Para el año 2015 los autores Tixi, Darío y Torres, Ángel plantearon el “diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores de vehículos livianos implementado en los talleres de la escuela de ingeniería automotriz”. Allí se estableció que el amortiguador es un elemento fundamental del sistema de suspensión. Su principal misión consiste en mantener los neumáticos en contacto con la calzada y controlar los movimientos oscilatorios producidos por los elementos elásticos tales como: frenos y neumáticos, formando el denominado triángulo de seguridad del automóvil. El desgaste casi imperceptible de estas piezas y el inadecuado mantenimiento resultan fatales para la conducción, provocando pérdida de control del vehículo, desgaste prematuro de los neumáticos y cabeceo. Se propone entonces un banco de pruebas que ayudará a visualizar la gráfica fuerza-desplazamiento de los distintos tipos de amortiguadores mediante un software, siendo esta gráfica un parámetro de vital importancia de su funcionamiento. Es importante mencionar que se analizaron y desarrollaron las diferentes cualidades y prestaciones que tienen los amortiguadores obteniendo sus curvas características. Se diseñó una estructura capaz de resistir fuerzas generadas por los amortiguadores, determinando su fuerza de extensión y compresión gracias a la celda de carga que soporta hasta una fuerza de 1000 lb. Se elaboró un software que permitió la obtención y comparación de datos de diferentes amortiguadores a los cuales se les hicieron las pruebas obteniendo resultados satisfactorios. Se construyó la estructura con los elementos y materiales de acuerdo con el diseño, constatando así su resistencia a los esfuerzos sometidos durante las pruebas.

De la misma forma para el año 2015 el autor Ruiz, Christian propuso la “Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos”. El problema principal radicó en la necesidad actual de implementar modelos que reproduzcan de forma fiel el comportamiento de cada componente del automóvil como herramienta imprescindible para disminuir los tiempos invertidos en las fases de diseño y desarrollo de nuevos productos. Con fin de dar solución se propuso desarrollar un modelo de simulación del comportamiento del amortiguador que reproduzca su comportamiento real lo más fielmente posible para poder implementarlo en un modelo de vehículo completo y analizar el comportamiento de este último ante distintas maniobras del conductor.



Ilustración 19. Banco de pruebas diseñado por Ruiz, Christian [27].

En primer lugar, se realizó una búsqueda de los tipos de bancos de amortiguadores que existen actualmente, con base a esto se encontró que en la industria se manejan bancos electromecánicos y bancos servo-hidráulicos. A continuación, se expone cada uno de ellos.

5.1 Bancos electromecánicos.

Corresponden a equipos cuya central de potencia consiste en un motor eléctrico que proporciona un giro al volante, el cual, mediante un mecanismo determinado, transforma el movimiento de rotación del motor a uno lineal, permitiendo simular diferentes condiciones de uso. Estos marcos de ensayo son los más escasos debido a que la fuerza suministrada por su central de potencia es menos que en el caso de las servo-hidráulicas. Sin embargo, este tipo de bancos me permiten caracterizar los amortiguadores mediante los 3 métodos expuestos por la norma técnica colombiana NTC 1711 (coeficiente de amortiguamiento, gráfica fuerza Vs posición y fuerza Vs velocidad). Otros tipos de bancos solo me permiten un método de caracterización. En la parte inferior se expone un ejemplo de banco de amortiguadores electromecánico [28].

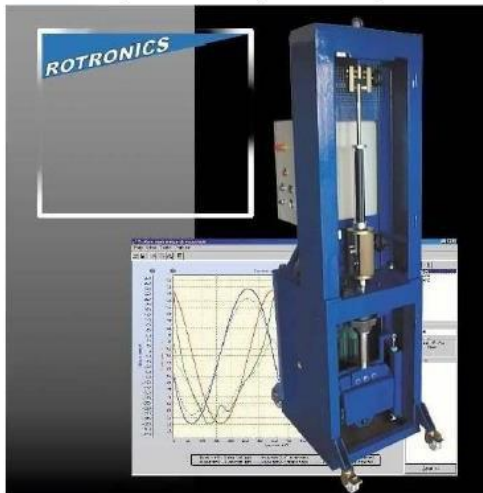


Ilustración 20. Banco de pruebas de Rotronics [28].

5.2 Bancos servo-hidráulicos.

Se trata de máquinas de ensayo dotadas de uno o varios actuadores servo-hidráulicos que proporcionan mayor fuerza que las electromecánicas. Generalmente son muy versátiles, ya que permiten ensayos de fatiga y dinámicos con sollicitaciones en tracción compresión y flexión. Este tiene la desventaja de que sólo brinda el gráfico Fuerza-Velocidad promedio, lo que lo hace útil para evaluar a

los amortiguadores mediante cálculo. Pero no permite detectar detalles mecánicos y fallas, ni tampoco evaluar la histéresis de este. A continuación, se hace una descripción mediante una imagen de las partes de un banco servo-hidráulico [29].

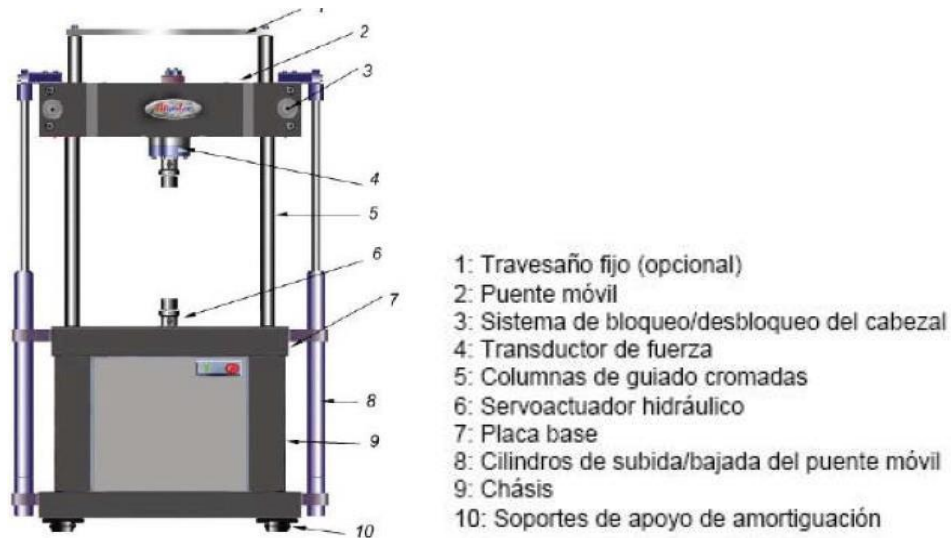


Ilustración 21. Banco de pruebas servo-hidráulico [29].

Ahora, si se elige el banco de pruebas electromecánico, este necesita de un mecanismo que le permita convertir el movimiento angular del motor a uno lineal lo cual se había expuesto anteriormente. Para esto se presentan entonces, una serie de posibles mecanismos a utilizar en el banco de pruebas electromecánico.

5.3 Mecanismo biela manivela.

El mecanismo está compuesto por la biela la cual debe ser capaz de absorber los esfuerzos de torsión que ejerce el eje del motor en esta pieza durante los ensayos, por eso no se le debe dar una longitud larga, para evitar así, crear mucho momento en el extremo. La manivela es el elemento circular con los distintos agujeros para controlar la longitud del movimiento rectilíneo. También hace de volante de inercia pequeño que accionado por el motor, este solo necesita alcanzar a la potencia media, aunque habrá variaciones de velocidad en la manivela. La ventaja principal de este mecanismo obedece a la aparición de las fuerzas laterales las cuales son necesarias para vencer el par resistente. El principal inconveniente es que se debe aumentar el volante de inercia, también habría que evitar variaciones de velocidad en los extremos críticos [30].

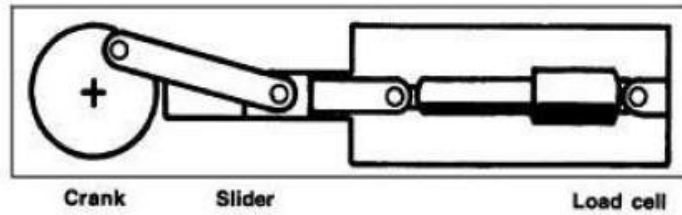


Ilustración 22. Mecanismo biela-manivela [30].

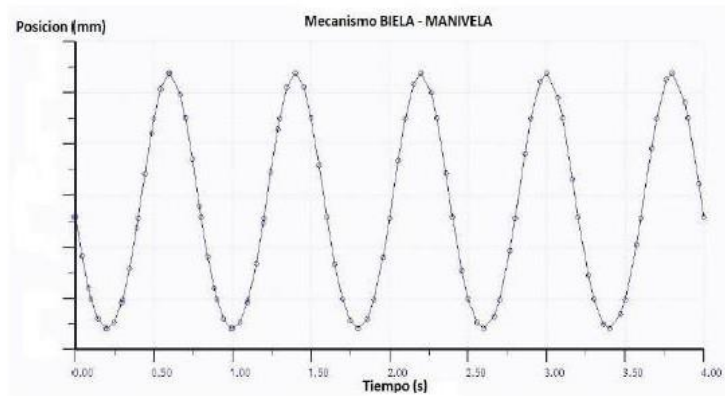


Ilustración 23. Comportamiento del mecanismo biela-manivela [30].

5.4 Mecanismo yugo escocés.

Este mecanismo está compuesto por una corredera que sirve como guía del eslabón fijado en la excéntrica y como elemento que transforma el movimiento angular en lineal, unido a la pinza de enganche a la suspensión. La principal ventaja de este mecanismo es que posee menos piezas móviles y no provoca una fuerza lateral. La principal desventaja obedece a que su funcionamiento es muy suave con aceleraciones pequeñas [31].

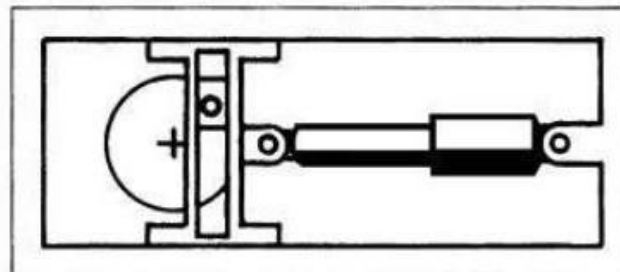


Ilustración 24. Mecanismo yugo-escocés [31].

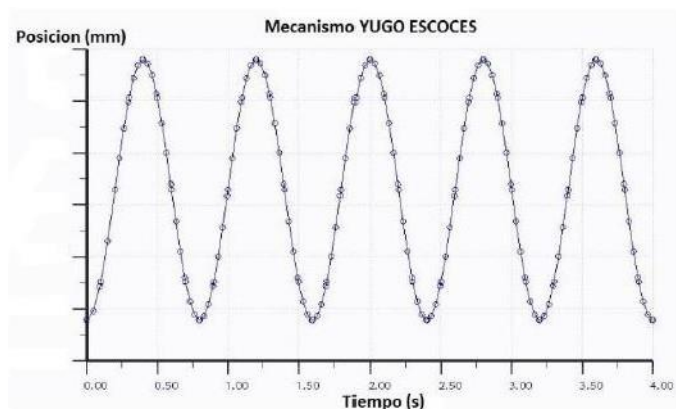


Ilustración 25. Comportamiento del mecanismo yugo-escocés [31].

Para realizar la elección del tipo de banco se procedió a realizar una comparación puntuada de 1 a 10 entre ambos, teniendo en cuenta diversas características importantes las cuales se relacionarán en el grafico a continuación:

Especificaciones	Banco de pruebas mecánico	Banco de pruebas servo-hidráulico
Implementación de controles	9	6
Materiales	7	5
Conocimientos previos	10	7
Aprovechamiento del espacio	5	8
Diversidad en la caracterización dinámica de los amortiguadores	10	6
Implementación de la norma NTC 1711	10	6
Dimensiones	5	10
Total	56	48

Tabla 5. Matriz de comparación para la selección del banco.

Por medio del análisis anterior se eligió realizar el banco de pruebas para amortiguadores de tecnología electromecánica, teniendo en cuenta la mayor implementación posible de las características mencionadas anteriormente. Con base a la anterior selección se procede entonces a realizar una nueva elección la cual corresponde al tipo de mecanismo a usar en el banco de pruebas electromecánico, para esto se procede a realizar una tabla comparativa con la

misma metodología de la tabla estrictamente anterior y de esta forma poder decidir entre el mecanismo más conveniente para el proyecto.

Especificaciones	Mecanismo Yugo-escocés	Mecanismo biela-manivela
Menor cantidad de piezas	10	7
Menor rigidez del mecanismo	6	8
Menor desgaste de las piezas	7	8
Aprovechamiento del espacio	10	6
Eficiencia a diferentes velocidades	8	7
Dimensiones y peso	7	5
Total	48	41

Tabla 6. Matriz de comparación para la selección del mecanismo del banco.

Por medio de la anterior tabla se procede a la elección del mecanismo yugo escocés para la transformación del movimiento angular del motor al lineal que requiere el amortiguador para la simulación de sus diferentes formas de uso.

Durante la construcción del banco y antes de llegar a la etapa de construcción del mecanismo, se decidió realizar un análisis más profundo de este con el fin de que el mecanismo seleccionado y posteriormente construido no fuera a presentar ningún tipo de inconvenientes mecánicos en el banco. Por esta razón se procedió a realizar un análisis de vibraciones en SolidWorks a la pieza que transmitiría el movimiento en el mecanismo yugo-escocés y estos fueron los resultados obtenidos. Es importante mencionar que un análisis de vibraciones es considerado suficiente para el diseño de una pieza cuando se analizan como mínimo las 5 primeras frecuencias naturales provenientes de diferentes amplitudes aleatorias suministradas por el software.

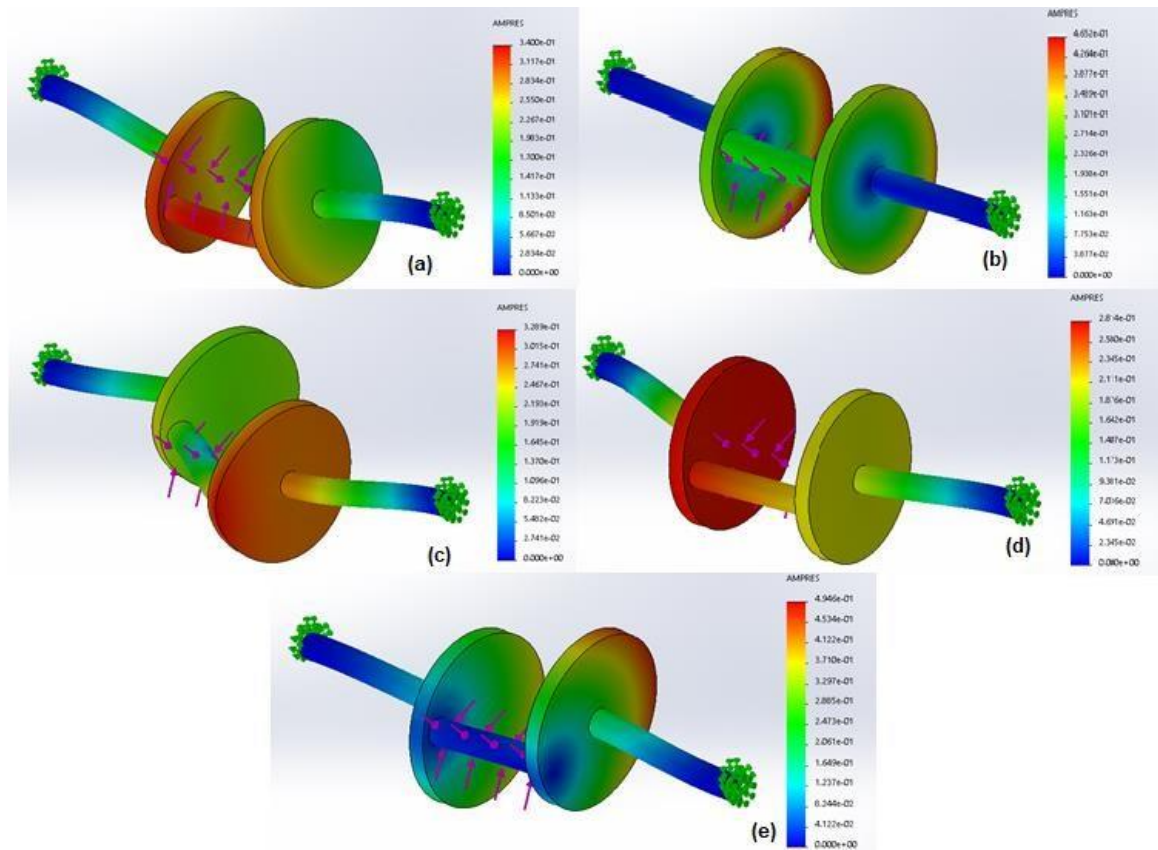


Ilustración 26. Simulación de vibraciones del mecanismo yugo-escocés (a) frecuencia 32.405, (b) frecuencia 39.405, (c) 43.279, (d) 60.263, (e) 80.722.

Modos de lista

Nombre de estudio:Estudio de frecuencia 1

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	203.61	32.405	0.030859
2	247.71	39.424	0.025365
3	271.93	43.279	0.023106
4	378.64	60.263	0.016594
5	507.19	80.722	0.012388

Cerrar Guardar Ayuda

Ilustración 27. Listado de frecuencias del mecanismo yugo-escocés.

Finalmente se seleccionó un motor de 1800rpm que al dividirlo por 60 segundos se obtiene una frecuencia de trabajo de 30Hz lo cual implica que el motor como agente externo al sistema debe trabajar lo más alejado posible a este valor de frecuencia, de forma que no se produzcan resonancias o vibraciones en el banco. Como se

puede observarse en las gráficas anteriores, los dos primeros valores de frecuencia, correspondientes a los más bajos, son muy cercanos a 30Hz, por lo que fue pertinente cambiar el sistema de mecanismo para el banco ya que es muy importante que no existan vibraciones que puedan afectar el funcionamiento del mismo y la toma de datos.

Se procede entonces a cambiar el mecanismo por uno de biela-manivela y por su puesto se realiza un segundo estudio de frecuencias el cual se muestra a continuación:

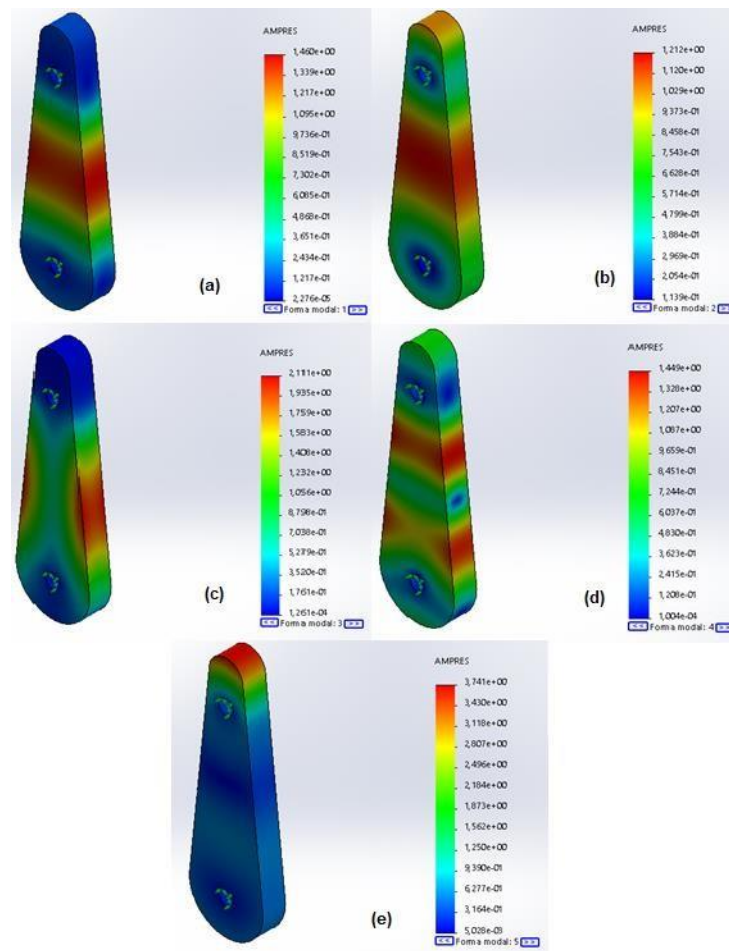


Ilustración 28. Simulación de vibraciones del mecanismo biela-manivela (a) frecuencia 3.981, (b) frecuencia 4.048, (c) 6.265, (d) 9.697, (e) 9.960.

Modos de lista

Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	25.014	3.981	0,00025119
2	25.437	4.048	0,00024701
3	39.368	6.265	0,0001596
4	60.929	9.697	0,00010312
5	62.585	9.960	0,00010039

< >

Cerrar Guardar Ayuda

Ilustración 29. Listado de frecuencias del mecanismo biela-manivela.

Lo que se puede observar con este nuevo análisis de frecuencia ejecutada en la pieza es que los valores arrojados con base a la simulación no son ni siquiera medianamente cercanos a 30Hz. Las frecuencias halladas en esta nueva simulación son menores a la frecuencia del motor por lo que no presenta ningún tipo de riesgo estructural para el banco de pruebas.

Se realizó una búsqueda de amortiguadores que cumplieran con las especificaciones y exigencias propuestas en el presente proyecto de las cuales se optó por elegir una muestra de cada naturaleza, es decir, un amortiguador neumático y uno de fricción seca.

En primer lugar, el amortiguador neumático que se seleccionó corresponde al Shock Fit 2006, de la camioneta Chevrolet Tahoe Suburban. Aspectos como la vigencia en el mercado, el material del cual está hecho este amortiguador, las dimensiones y el costo, fueron piezas claves para el momento en que se decidió usar este ejemplar para probar el banco de pruebas que se presenta en esta tesis de grado.



Ilustración 30. Amortiguador neumático.

Características del amortiguador	
Marca	Sensen
Ubicación en el vehículo	Trasera
Tipo de pieza	Kit de montaje de amortiguador y puntal
Garantía	De por vida
Clase según NTC1711	3

Tabla 7. Características del amortiguador neumático.

El amortiguador de fricción seca seleccionado obedece a uno de vibraciones con una longitud total variable para aplicaciones comerciales. Su diseño permite fabricar longitudes especiales para aplicaciones diversas. Este tipo de amortiguadores son usados comúnmente en carros de golf y carros de carga usados en los aeropuertos. Aspectos como los mencionados anteriormente fueron necesarios para la correcta selección de este tipo de amortiguador a usar en el banco de pruebas.



Ilustración 31. Amortiguador de fricción seca.

Características del amortiguador	
Marca	Suspa
Ubicación en el vehículo	Trasera
Tipo de pieza	Kit de montaje de amortiguador y puntal
Garantía	De por vida
Clase según NTC1711	2

Tabla 8. Características del amortiguador de fricción.

En cuanto a la selección de componentes se realizó una matriz de comparación, en donde se establecieron una serie de funciones principales y restrictivas del proyecto, tales como diagnosticar amortiguadores, caracterizar dinámicamente amortiguadores, constatar experimentalmente lo aprendido en clase teórica, permitir acceso y visualización de los datos. Las funciones restrictivas son conectarse a la red eléctrica, reducir la contaminación auditiva, ofrecer un entorno fuera de peligro con las correctas indicaciones, precio y dificultad. Con base a estas características entonces se compararon cada uno de los posibles componentes a usar en el banco de pruebas para amortiguadores, sin embargo, solo los que obtuvieron un mayor puntaje lograron quedar seleccionados.

6.1 Selección del motor.

Para seleccionar un motor que fuera capaz de mover todo el sistema sin ningún tipo de inconvenientes, se procedió a realizar una serie de cálculos que permitieran conocer, con base al mecanismo seleccionado, el torque mínimo que requeriría el banco para que este fuera libre de mover todo sistema sin contratiempos. Para ello fue necesario conocer algunos datos previos los cuales se muestran a continuación, es importante mencionar que la fuerza de rozamiento se obtuvo del catálogo SKF de los rodamientos lineales.

Fuerzas	Valor	Unidades
Fuerza del amortiguador FA	245.25	N
Peso W	78.48	N
Fuerza de rozamiento Fr	39.24	N
Sumatoria de fuerzas	362.97	N

Tabla 9. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela

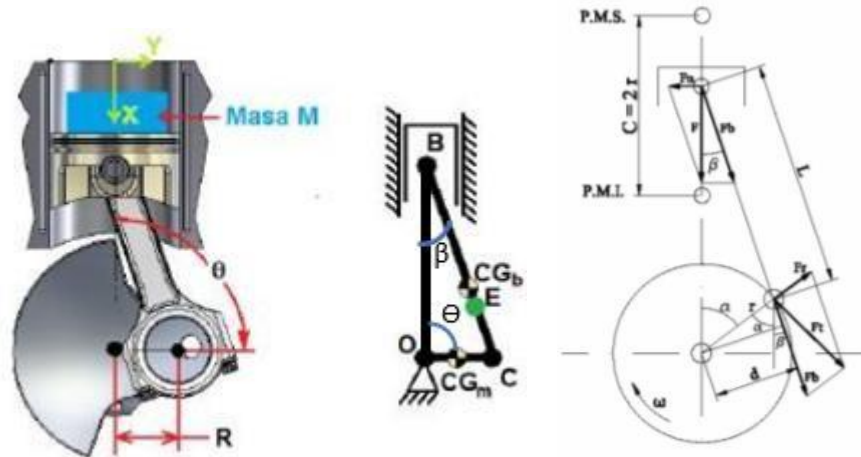


Ilustración 32. Diagrama de fuerzas del mecanismo biela-manivela [32].

Con base al diagrama de cuerpo libre propuesto en el mecanismo biela manivela se plantean las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 Pot &= Mt * w \\
 Mt &= F * r * \text{sen}(\theta + \beta) \\
 Mt &= \frac{(Ma + M)X * Fr}{\text{Cos}\beta} * r * \text{Sen}(\theta + \beta) \\
 Pot &= \frac{Fa + W + Fr}{\text{Cos}\beta} * r * \text{Sen}(\theta + \beta) * w \\
 \frac{\text{Sen}\theta}{BC} &= \frac{\text{Sen}\beta}{CO}
 \end{aligned}$$

Símbolo	Parámetro	Unidades
Pot	Potencia	W

Mt	Momento que se ejerce sobre el eje principal del mecanismo	$N * m$
------	--	---------

w	Velocidad angular	$\frac{rad}{seg}$
F	Sumatoria de fuerzas	N
r	Radio de la biela	m
θ	Ángulo de la vertical con la biela	Rad
β	Ángulo de la vertical con la manivela	Rad
Ma	Masa del amortiguador	Kg
M	Masa de la estructura	Kg
Fa	Fuerza del amortiguador	N
W	Fuerza que ejerce la estructura	N
X	Aceleración	$\frac{m}{s^2}$

Tabla 10. Parámetros del mecanismo biela-manivela.

En primer lugar se plantea la ecuación de potencia que es igual a un momento por la velocidad angular. Luego se procede a hallar M_t que corresponde al momento que se ejerce sobre el eje principal del mecanismo o lo que es igual a una fuerza F_b por una distancia r que a su vez es multiplicado por el seno de los ángulos en cuestión. Posterior a esto se procede a hallar las masas y la aceleración ya que el producto de estas es igual a fuerza, todo esto sobre el coseno de β y lo que a su vez es multiplicado por la distancia r , el seno de α y θ y la velocidad angular. Es importante mencionar que para hallar los ángulos se empleó la ley de senos.

$$\begin{aligned}
 \text{sen}\beta &= \frac{CO * \text{Sen}\theta}{BC} \\
 \beta &= \text{Arcsen}\left(\frac{CO * \text{Sen}\theta}{BC}\right) \\
 \text{Pot} &= \frac{Fa + W + Fr}{\text{CO} * \text{Sen}\theta} * r * \text{Sen}(\theta + \text{Arcsen}\left(\frac{CO * \text{Sen}\theta}{BC}\right)) * w \\
 &\quad \text{Cos}[\text{Arcsen}\left(\frac{CO * \text{Sen}\theta}{BC}\right)]
 \end{aligned}$$

La tabla 7 muestra los valores correspondientes a los ángulos, de forma que se tuvieron en cuenta todos los datos de la circunferencia por la que se mueve el mecanismo biela manivela, desde 0 hasta 2π .

θ	$\text{sen } \theta$	$\text{sen } \beta$	β	Torque
0	0	0	0	0
$\frac{\pi}{4}$	0,707106781	0,18856181	0,18969748	12,23754267
$\frac{\pi}{2}$	1	0,26666667	0,2699328	14,5188
$\frac{3\pi}{4}$	0,707106781	0,18856181	0,18969748	8,295141204
π	1,22515E-16	3,2671E-17	3,2671E-17	1,77877E-15
$\frac{5\pi}{4}$	-0,70710678	-0,18856181	-0,1896974	-8,2951412
$\frac{3\pi}{2}$	-1	-0,26666667	-0,2699328	-14,5188
$\frac{7\pi}{4}$	-0,70710678	-0,18856181	-0,1896974	-12,2375427
2π	-2,4503E-16	-6,5341E-17	-6,534E-17	-3,5575E-15

Tabla 11. Datos obtenidos mediante la ecuación de torque.

Como se puede apreciar en la tabla anterior, se requiere un torque mínimo de 14.5188 N*m para que el motor sea capaz de mover todo el sistema. Los resultados se pueden apreciar mejor en la siguiente gráfica. Es importante mencionar que estos valores de torque son positivos y negativos ya que la biela al dar una circunferencia los valores de la mitad para arriba son representados como positivos y de la mitad para abajo como negativos.

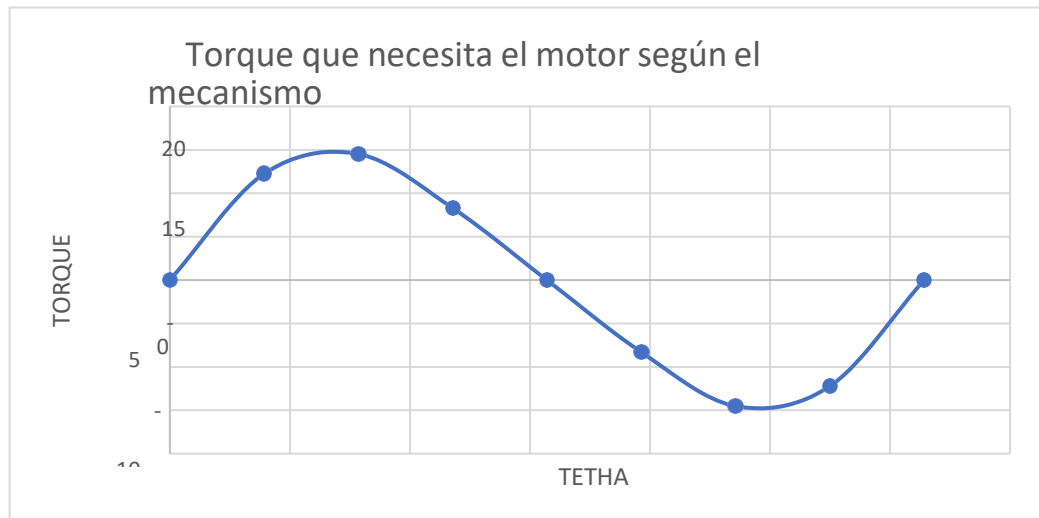


Ilustración 33. Torque requerido por el motor en diferentes ángulos.

Una vez se conoce que el valor mínimo requerido de torque es 14.5188 N*m, se procede a realizar los cálculos para conocer el motor capaz de mover todo el sistema sin contratiempos. Es clave mencionar que la formula de torque maneja una constante exacta correspondiente a 716 la cual se debe tener en cuenta para hallar dicho valor.

$$T = \frac{HP * 716}{RPM} [Kg * m]$$

$$T = \frac{2.6 * 716}{1800} = 1.03422 [Kg * m]$$

$$1.03422 [Kg * m] = 10.1422 [N * m]$$

$$T = \frac{2.6 * 716}{1800/16} = 16.54 [Kg * m]$$

$$16.54 [Kg * m] = 162.201 [N * m]$$

Con base a los cálculos anteriores se tiene que un motor de 2.6Hp y con una velocidad de 1800Rpm se obtiene un torque de 10.1422N*m. De lo anterior se puede deducir que ese valor de torque no es suficiente para el mínimo que se requiere ya que es menor a 14.5188N*m, por lo que se procedió a adaptar una caja reductora con una relación 1:16. Con este nuevo dato el motor junto con la caja reductora arroja un torque máximo de 162.201N*m, un valor lo suficientemente bueno como para mover todo el sistema sin ningún tipo de inconvenientes.

Desde un principio se pensó en adaptar al banco un motor con una caja reductora ya que lo que se buscaba era un actuador de fuerza mas no de velocidad. Gracias a la Universidad Autónoma de Bucaramanga que contaba con este único motor y su caja reductora fue posible reunir la fuerza suficiente para vencer el torque hallado, y de esta manera hacer mover todo el mecanismo biela manivela del banco de pruebas. La caja reductora corresponde a la marca Siemens referencia UAA244. Cabe mencionar que no se contaban con los recursos económicos para obtener un motor con caja reductora con recursos propios.

A continuación, se muestra el motor con caja reductora que se empleó para el banco:



Ilustración 34. Motor y caja reductora empleados en el banco de pruebas.

6.2 Selección de la instrumentación para la adquisición de datos.

La adquisición de datos es el proceso de medir con una PC un fenómeno eléctrico o físico como voltaje, corriente, temperatura, presión o sonido, en este caso se procederá a medir fuerza mediante una lectura análoga de voltaje. Un sistema DAQ consiste en sensores, hardware de medidas DAQ y una PC con software programable. Comparados con los sistemas de medidas tradicionales, los sistemas DAQ basados en PC aprovechan la potencia del procesamiento, la productividad, la visualización y las habilidades de conectividad de las PCs estándares en la industria proporcionando una solución de medidas más potente, flexible y rentable.



Ilustración 35. Comunicación DAQ [33].

Además, se optó por una tarjeta Arduino Uno es una placa de microcontrolador de código abierto basado en el microchip ATmega328P y desarrollado por Arduino.cc. La placa está equipada con conjuntos de pines de E/S digitales y analógicas que pueden conectarse a varias placas de expansión y otros circuitos.

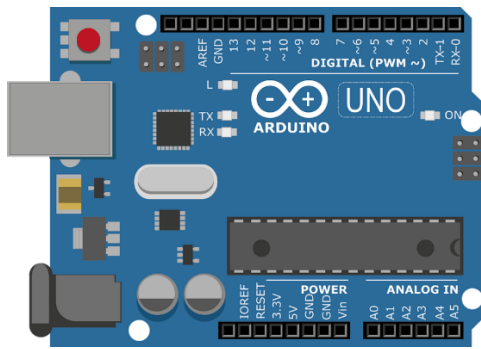


Ilustración 36. Arduino UNO [34].

Características principales del Arduino UNO	
Microcontrolador	ATmega 328P
Velocidad de reloj	16MHz
Voltaje de funcionamiento	5V
Pines de E/S digitales	14 (6 para PWM)
Pines de entrada analógica	6
Corriente continua por pin	20mA
Corriente CC para 3.3V por pin	50mA
Memoria Flash	32KB
SRAM	2KB
EEPROM	1KB

Tabla 12. Características principales del Arduino UNO.

6.3 Selección de los sensores.

El sensor principal, el cual mide la fuerza con la que el amortiguador es tirado hacia abajo, lleva el nombre de celda de carga tipo S, esto debido a que posee una forma similar a esta letra la cual permite anclar fácilmente el amortiguador permitiendo una alta precisión en cuanto a la tensión y comprensión que se aplica en el dispositivo sensor. Las aplicaciones incluyen nivel de tanque, tolvas y básculas para camión. Ofrecen un rechazo superior a la carga lateral.



Ilustración 37. Celda de carga en forma de S [35].

Una célula de carga (o celda de carga) es un transductor que convierte la fuerza aplicada sobre ella en una señal eléctrica medible. A pesar de existir varios tipos de sensores, las células de carga son el sensor de fuerza más común del mercado. Los diseños de células de carga se pueden distinguir de acuerdo con el tipo de señal de salida generada (neumático, hidráulico, eléctrico) o de acuerdo con la forma en que detectan el peso (flexión, cizalladura, compresión, tensión, etc) [omega].

Para calibrar el sensor se realizó un código en Arduino el cual mediante el monitor serial permite modificar un peso conocido puesto en la celda de carga. De esta manera se obtiene un factor de calibración calculado en el código con tan solo cuadrar dicho valor conocido de peso. El código se encuentra en el anexo K.

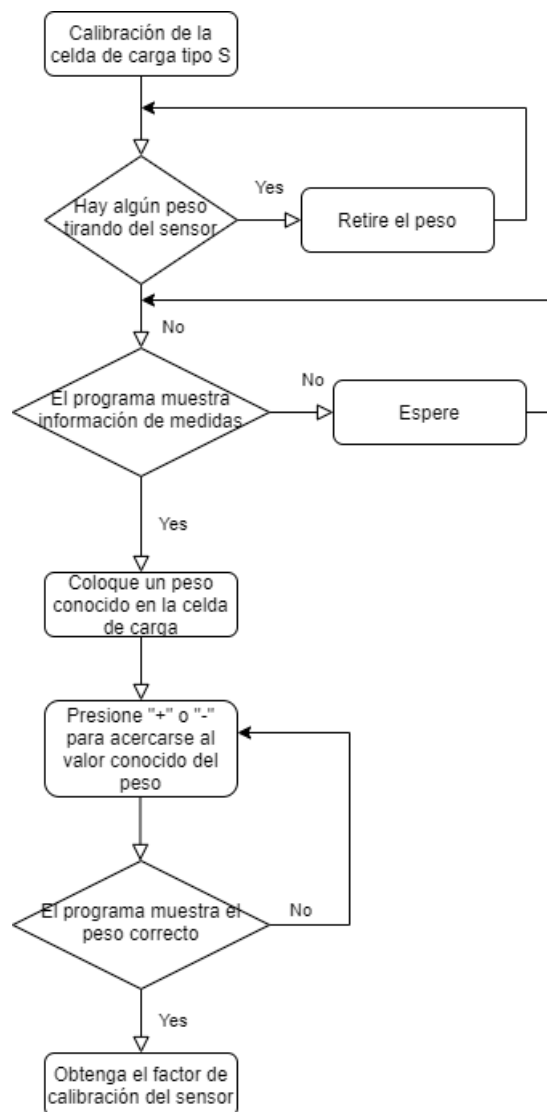


Ilustración 38. Diagrama de flujo para la calibración de la celda de carga en Arduino.

Peso conocido	Factor de calibración
17.4 Kg	15290

Tabla 13. Factor de calibración de la celda de carga.

El factor de calibración obtenido corresponde a una constante utilizada en el código de adquisición de datos del sensor con el fin de establecer una medida correcta por parte de la celda de carga, en este caso este factor fue de 15290, sin embargo, este valor es simplemente una constante.

Un LVDT es un dispositivo electromecánico utilizado para convertir vibraciones o movimiento mecánico, específicamente movimiento rectilíneo, en corriente eléctrica, tensión o señales eléctricas variables, y viceversa. Estos mecanismos de accionamiento se utilizan principalmente en sistemas de control automático o como sensores de movimiento mecánico en el ámbito de las tecnologías de medición. La clasificación de los transductores electromecánicos incluye principios de conversión o tipos de señales de salida.



Ilustración 39. Sensor LVDT [36].

Un transductor de desplazamiento lineal es básicamente un pequeño transformador que tiene un arrollamiento primario, dos bobinas secundarias enrolladas simétricamente y un núcleo de armazón que puede moverse libremente a lo largo de su eje lineal en guías de rodamientos de precisión. Una varilla de empuje conecta el componente monitorizado con el núcleo del armazón, de tal forma que el desplazamiento de este componente desplaza, a su vez, al núcleo fuera del centro.

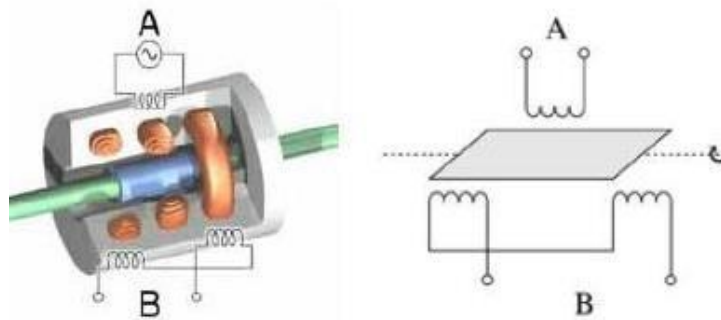


Ilustración 40. Funcionamiento del sensor LVDT [36].

La señal de salida de este LVDT es de -5V a 5V por lo cual fue necesario que la señal de salida del LVDT se tuviera que adecuar de forma que saliera una tensión de 0V a 5V puesto que el Arduino recibe una entrada analógica de voltaje de 0V a 5V. El circuito de acondicionamiento de señal se muestra a continuación:

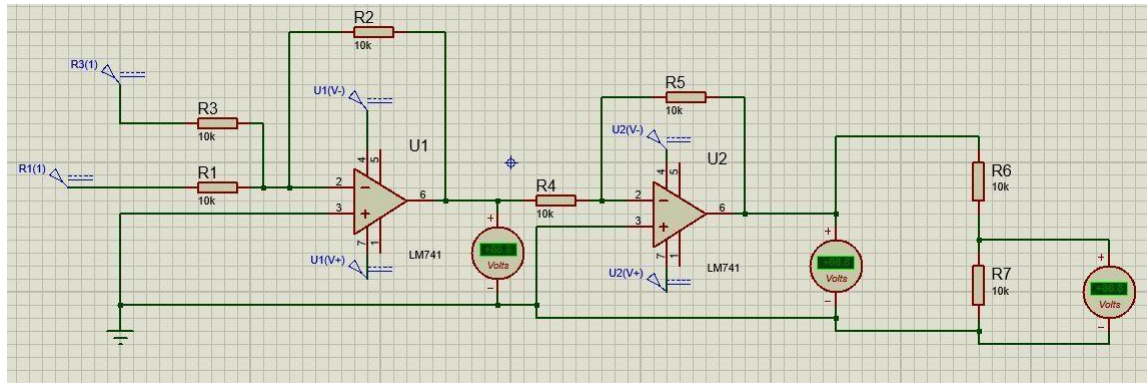


Ilustración 41. Circuito de acondicionamiento de señal para el sensor LVDT.

En este circuito se usaron dos amplificadores operacionales, un sumador primeramente ya que al haber una salida de -5V a 5V la única forma de evitar los valores negativos es sumándole 5V y que de esta manera se tenga una salida de 0V a 10V y un inversor ya que el sumador arroja valores negativos, es decir, de 0V a -10V. Finalmente se hace uso de un divisor de tensión con resistencias de precisión para obtener una salida de 0V a 5V.

Para la calibración se tuvo en cuenta el valor mostrado en el monitor serial del Arduino frente a una entrada analógica:

Posición [cm]	Señal de salida [Arduino]
0	958
2	820
4	700
6	570
8	420
10	300
12	190
14	57

Tabla 14. Valores para la calibración del sensor LVDT.

$$y = 0.046x + 13.9$$

$$R^2 = 0.9991$$

7 Análisis del diseño estructural del banco de pruebas y elementos finitos

Por medio del software Solidworks se diseñó la estructura y el sistema mecánico del banco de pruebas para amortiguadores. Este consta de un motor trifásico asíncrono el cual se encuentra anclado a un eje que forma parte del sistema seleccionado anteriormente denominado biela-manivela. A su vez el eje va anclado a la biela, de forma que cuando el primer eje comience a girar, mueva esta pieza que al mismo tiempo hace direccionar la manivela anclada al soporte inferior, permitiendo realizar las veces de compresión y tensión del elemento de suspensión.



Ilustración 42. Vista en SolidWorks del banco de pruebas.

Además, el diseño estructural del banco de pruebas consta de un soporte superior adaptable, es decir, que puede moverse y asegurarse en diferentes puntos de los ejes verticales, esto se diseñó con el fin de poder hacer pruebas a diversos amortiguadores sin importar su longitud o carrera de tensión.

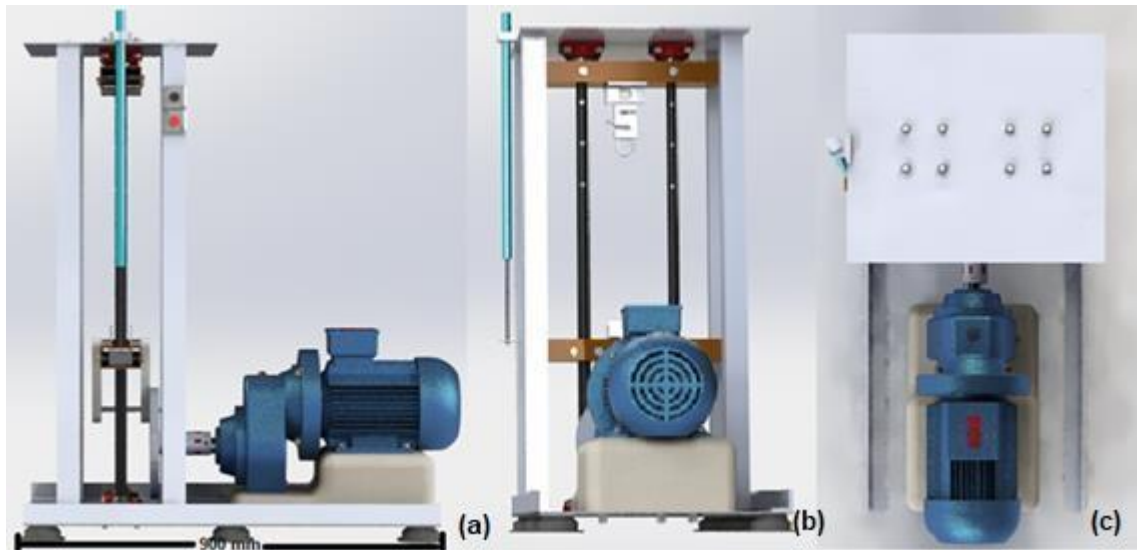


Ilustración 43. Vistas del banco de pruebas en SolidWorks, (a) lateral, (b) trasera, (c) superior.

Se diseñaron cuatro soportes tubulares de forma rectangular para sostener la estructura y darle rigidez a la misma, de forma que no se presenten vibraciones que puedan afectar la toma de dato. De la misma forma se calculó una carrera específica en el mecanismo para que el amortiguador pudiera sacar su pistón hasta un punto considerable, puesto que el soporte superior ajustable no es apto para modificar la carrera de tensión del amortiguador, sin embargo, si es útil, como se mencionaba anteriormente, para acondicionar el mayor número de referencias de amortiguadores.

Los materiales con los cuales se realizaron los diseños y los análisis estáticos y estructurales son en mayor parte aluminio aleado, acero AISI 1020 y polietileno de alta densidad, ya que los materiales para el banco deben ser resistentes y además versen bien. De forma que arrojaron factores de seguridad muy confiables en cada uno de los componentes o piezas analizadas.

Como bien ya se mencionó anteriormente, el mecanismo usado para convertir el movimiento angular del motor al movimiento lineal que necesita el amortiguador para simular su tensión y compresión en un automóvil fue el biela-manivela. Se diseñó un acople para el eje del motor y el eje del mecanismo. Este acople direcciona el movimiento mediante el mecanismo, haciendo que el amortiguador en estudio viva las condiciones normales de uso y sea posible su análisis basado en la realidad.

Lo siguiente que se simuló en el banco de pruebas fue el análisis estático de cada una de las piezas más importantes. Primero se seleccionó el material del cual

estaría hecha la pieza, luego se establecieron las sujeciones o restricciones, es decir, las partes de la pieza que ofrecen la estabilidad a través de condiciones de contacto y conectores, vinculando la pieza al suelo o en su defecto a otros objetos. Lo siguiente que se definió fueron las fuerzas externas, que en su mayor parte correspondieron a presiones sobre unas superficies específicas. Finalmente, el software SolidWorks generó una malla en toda la pieza con el objetivo de ejecutar el estudio completo.

La primera pieza que se analizó fue la biela del mecanismo el cual transmite el movimiento angular del motor y lo convierte en movimiento lineal. El material que se asignó fue el acero AISI 1020. En la ilustración 44 se pueden observar las tensiones a las cuales se encuentra sometida esta pieza, debido a la presión que ejerce el mecanismo del banco sobre esta. El Límite elástico que soporta el acero 1020 es de 206.8 MPa, y el valor máximo de tensión que se ejerce sobre el soportes de 30.36 MPa. Es decir, que el valor máximo de tensión al cual estará sometida la pieza no sobrepasa el límite elástico, por lo tanto, no existirán complicaciones en el correcto funcionamiento de la pieza en cuanto se refiere a fuerzas de tensión.

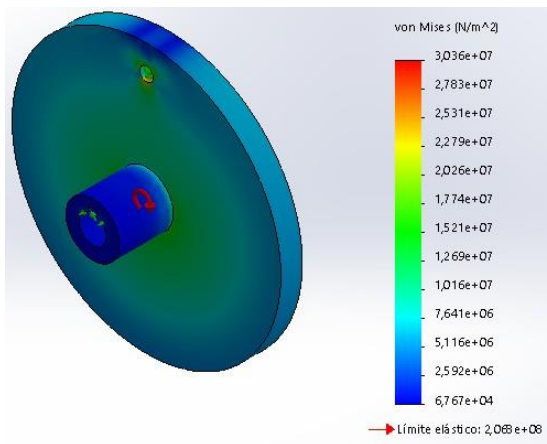


Ilustración 44. Tensiones en la biela del sistema de transmisión.

La ilustración 45 indica los desplazamientos sobre la biela, la zona en la cual existe mayor desplazamiento y la zona en la cual existe un mínimo desplazamiento. El valor máximo de desplazamiento indicado en la zona roja del soporte es de 0.0049 mm, siendo este un valor que no influirá en el adecuado funcionamiento de la pieza. Por lo tanto, el diseño de este es correcto y no tendrá problemas en cuanto se refiere a las fuerzas de desplazamiento.

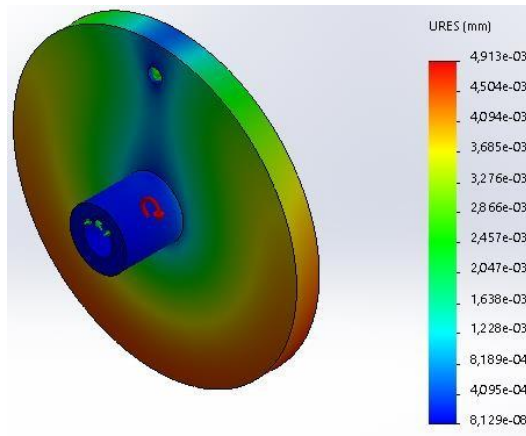


Ilustración 45. Desplazamientos en la biela del sistema de transmisión.

La siguiente ilustración correspondiente a la ilustración número 46 corresponde a la deformación unitaria de la pieza, en este caso de la biela, lo que significa la razón con la que la longitud de la pieza se deforma o cambia su apariencia, en la ilustración se puede apreciar que estos valores de deformación unitaria son sumamente pequeños por lo que no representan una amenaza en el diseño de este. Cabe mencionar que esta medida carece de unidades.

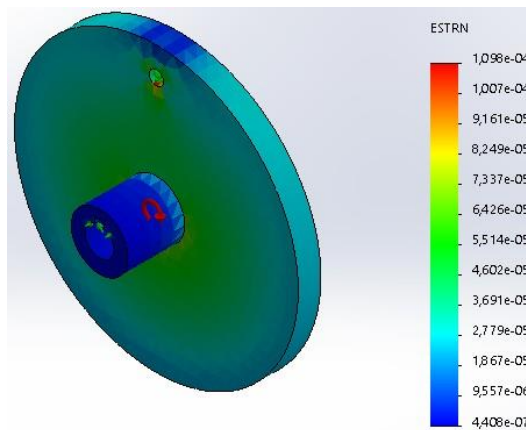


Ilustración 46. Deformación unitaria en la biela del sistema de transmisión.

El factor de seguridad que se muestra en la ilustración 47 muestra si el diseño soportará las fuerzas a las cuales va a ser sometido, en caso de fallar el factor de seguridad sería inferior a 1, por precaución se trabaja con un factor de seguridad mayor a 2, y cómo se puede observar en la gráfica, el valor mínimo de factor de seguridad de la biela se establece en 6.8.

En conclusión, el diseño de la biela del sistema de transmisión es correcto y puede tolerar las fuerzas externas, por lo que es adecuada la construcción del mismo.

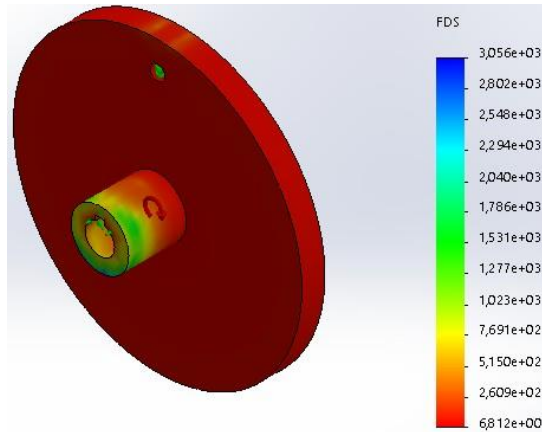


Ilustración 47. Factor de seguridad de la biela del sistema de transmisión.

La segunda pieza que se analizó fue la manivela que transmite el movimiento angular del motor y lo convierte en un desplazamiento lineal, soportando el amortiguador. El material que se asignó fue polietileno de alta densidad. En la ilustración 48 se pueden observar las tensiones a las cuales se encuentra sometida la manivela, debido a la presión que ejerce el amortiguador sobre él. El Límite elástico que soporta el polietileno de alta densidad es de 45 MPa, y el valor máximo de tensión que se ejerce sobre la manivela es de 5.36 MPa. Es decir que el valor máximo de tensión al cual estará sometida la biela no sobrepasa el límite elástico, por lo tanto, no existirán complicaciones en el correcto funcionamiento de la pieza en cuanto se refiere a fuerzas de tensión.

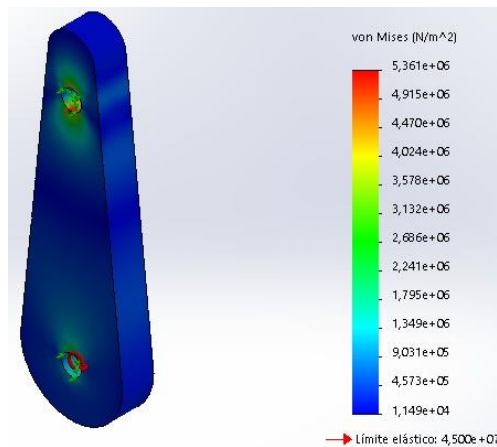


Ilustración 48. Tensiones en la manivela del mecanismo.

La ilustración 49 indica los desplazamientos sobre la biela. El valor máximo de desplazamiento indicado en la zona roja del eje es de 0.078 mm, siendo este un

valor que no permitirá errores en el adecuado funcionamiento de la pieza. Por lo tanto, el diseño de este es correcto y no tendrá problemas en cuanto se refiere a las fuerzas de desplazamiento.

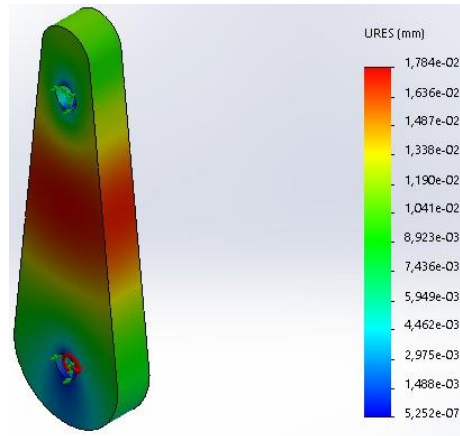


Ilustración 49. Desplazamiento en la manivela del mecanismo.

La siguiente ilustración correspondiente a la ilustración número 50 corresponde a la deformación unitaria de la pieza, en este caso de la biela del mecanismo, en la ilustración se puede apreciar que estos valores de deformación unitaria son sumamente pequeños por lo que no representan una amenaza en el diseño de este.

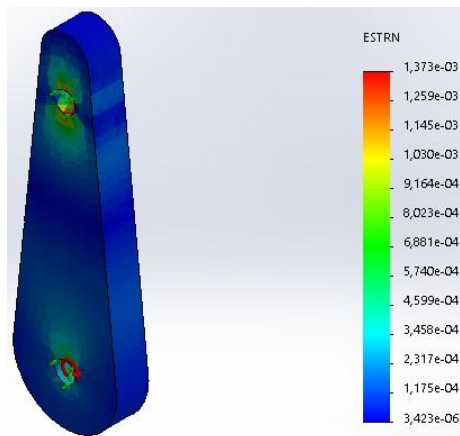


Ilustración 50. Deformación unitaria en la manivela del mecanismo.

El factor de seguridad que se muestra en la ilustración 51 muestra si el diseño soportará las fuerzas a las cuales va a ser sometido, en caso de fallar el factor de seguridad sería inferior a 1, y cómo se puede observar en la gráfica, el valor mínimo de factor de seguridad de la biela se establece en 8.3.

En conclusión, el diseño de la biela es correcto y puede tolerar las fuerzas causadas por el amortiguador, por lo que es adecuada la construcción del mismo.

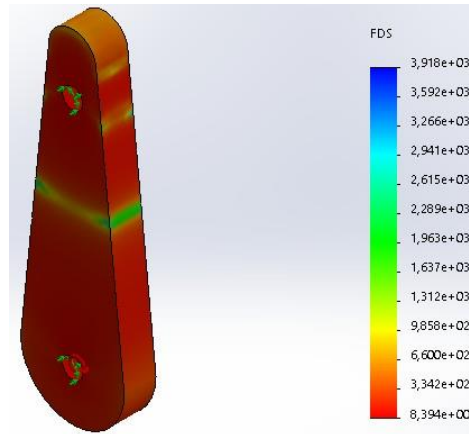


Ilustración 51. Factor de seguridad en la manivela del mecanismo.

La tercera pieza que se analizó fue el soporte inferior del banco que sostiene y mueve el amortiguador desde abajo. El material que se asignó fue aluminio aleado. En la ilustración 52 se pueden observar las tensiones a las cuales se encuentra sometido el soporte, debido a la presión que ejerce el amortiguador sobre él. El Límite elástico que soporta es de 27.5 MPa, y el valor máximo de tensión que se ejerce sobre el soporte es de 3.4 MPa. Es decir que el valor máximo de tensión al cual estará sometido el soporte no sobrepasa el límite elástico, por lo tanto, no existirán complicaciones en el correcto funcionamiento de la pieza en cuanto se refiere a fuerzas de tensión.

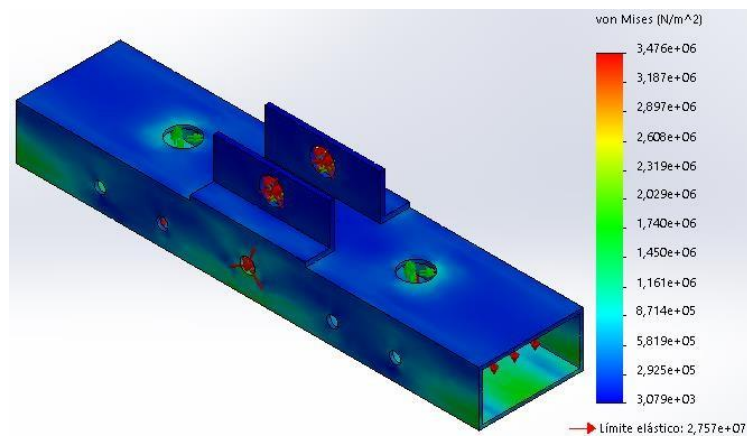


Ilustración 52. Tensiones en el soporte inferior.

La ilustración 53 indica los desplazamientos sobre el soporte inferior. El valor máximo de desplazamiento indicado en la zona roja del eje es de 0.015 mm, siendo este un valor que no permitirá errores en el adecuado funcionamiento del soporte.

Por lo tanto, el diseño de este es correcto y no tendrá problemas en cuanto se refiere a las fuerzas de desplazamiento.

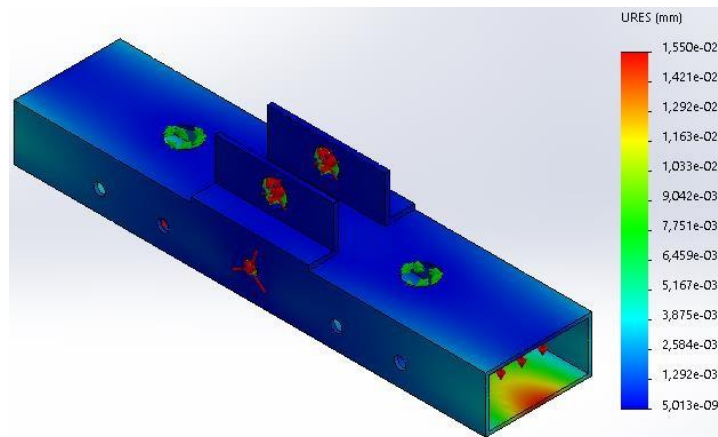


Ilustración 53. Desplazamientos en el soporte inferior.

La siguiente ilustración correspondiente a la ilustración número 54 corresponde a la deformación unitaria de la pieza, en este caso del soporte inferior del banco, en la ilustración se puede apreciar que estos valores de deformación unitaria son sumamente pequeños por lo que no representan una amenaza en el diseño de este.

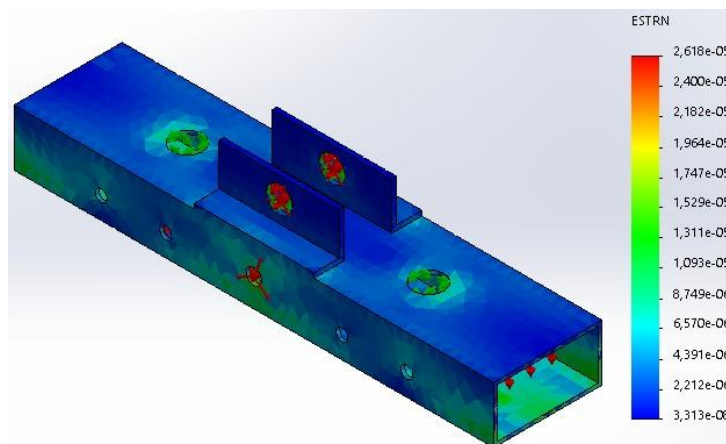


Ilustración 54. Deformación unitaria en el soporte inferior.

El factor de seguridad que se muestra en la ilustración 55 muestra si el diseño soportará las fuerzas a las cuales va a ser sometido, en caso de fallar el factor de seguridad sería inferior a 1, y cómo se puede observar en la gráfica, el valor mínimo de factor de seguridad del soporte inferior del banco se establece en 7.9.

En conclusión, el diseño del soporte inferior es correcto y puede tolerar las fuerzas causadas por el amortiguador, por lo que es adecuada la construcción del mismo.

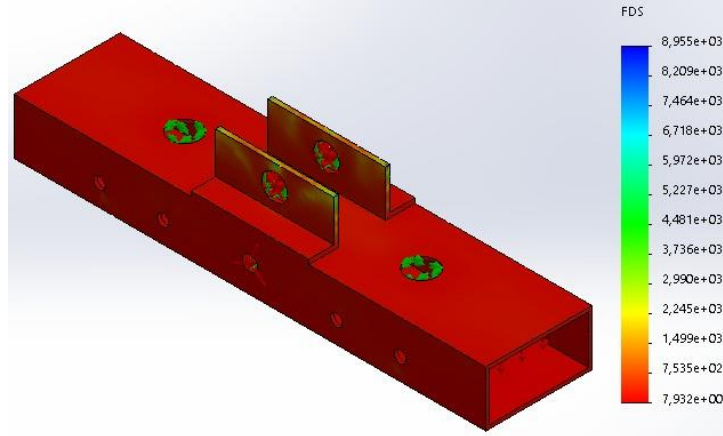


Ilustración 55. Factor de seguridad en el soporte inferior.

Es oportuno mencionar que no fue posible realizar un análisis de elementos finitos del ensamblaje de banco ya que el software SolidWorks no lo permite, sin embargo, si fue posible realizar este análisis a las piezas claves con el fin de establecer una durabilidad prolongada en el banco de pruebas.

Las primeras perforaciones y cortes se realizaron en la lámina superior (1) o tapa del banco, se establecieron los 4 ejes de media pulgada (2) que soportan la estructura, uno a cada esquina y estos mismos se anclaron a la lamina inferior (3), mas grande que la superior, puesto que allí va el motor también. De igual forma se perforó el soporte inferior (4) y se adecuaron los rodamientos lineales para que este soporte se mueva libremente por los dos ejes principales de 1 pulgada (5).

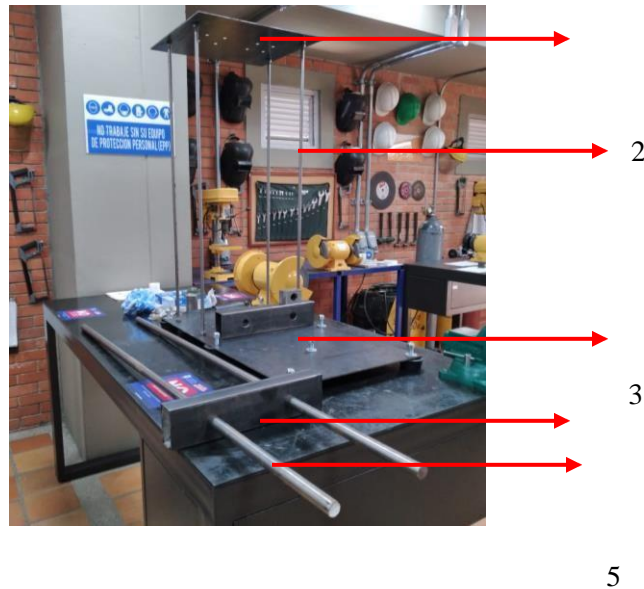


Ilustración 56. Ensamblaje de los ejes de $\frac{1}{2}$ in con las láminas superior e inferior.

Una vez terminadas las tareas anteriormente mencionadas, se procedió a anclar los dos ejes principales de 1 pulgada (5) mediante 4 chumaceras de parche (6) o también conocidas como horquillas, dos arriba y dos abajo. También se instalaron 6 bases de caucho (7) debajo de la lamina inferior que sostiene el banco y el motor con el fin de dar altura al banco.

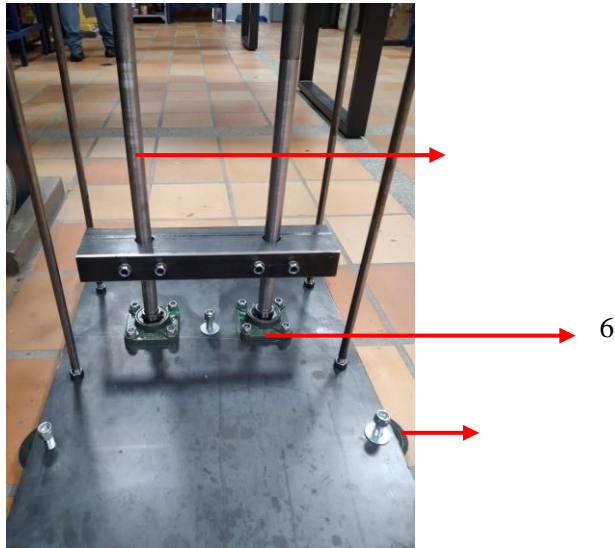


Ilustración 57. Soporte inferior del amortiguador en el banco.

Posterior a esto se instaló el soporte superior que sostiene el amortiguador desde arriba, y de la misma manera se soldaron dos ángulos debajo de este soporte con el fin de sostener la celda de carga tipo S (8). También se adecuó un gancho con el objetivo de sostener la parte superior del amortiguador (9).

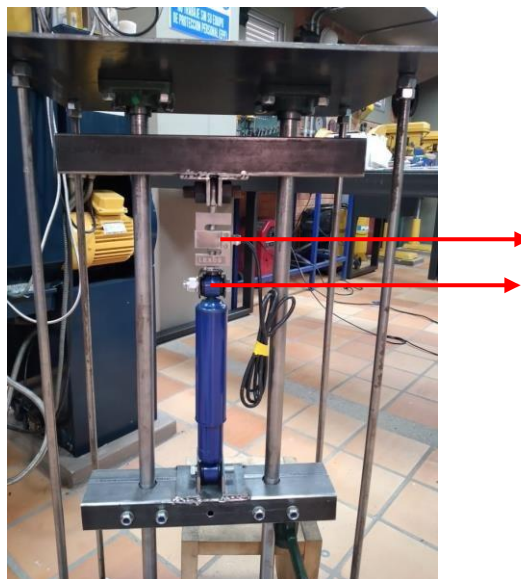


Ilustración 58. Amortiguador neumático en el banco.

En esta imagen se puede observar de una forma más detallada como se sostiene la celda de carga tipo S desde arriba (10) y desde abajo (11). Mediante dos anillos

con rosca se logró adecuar una fijación rígida lo cual era necesario para que este sensor tomara las medidas sin ningún inconveniente.

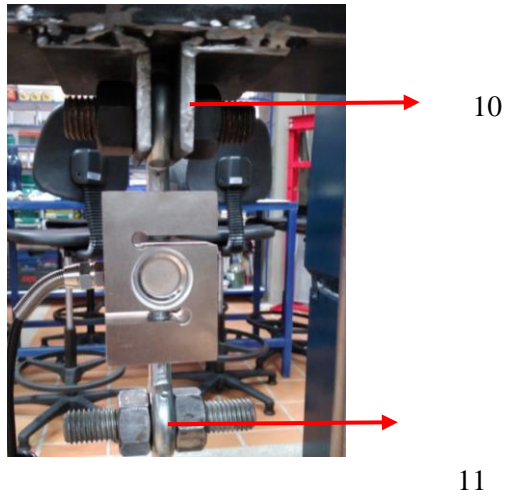


Ilustración 59. Celda de carga tipo S en el banco.

Una vez puesto el sensor de fuerza se procedió a adecuar el sensor de distancia LVDT (12) por lo que fue necesario realizar un circuito de adecuación de señal y calibrarlo respectivamente.

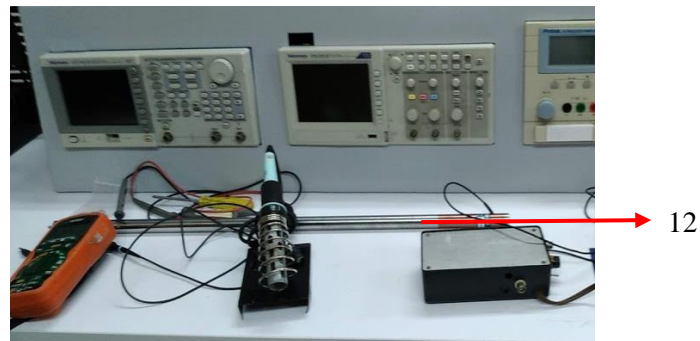


Ilustración 60. Calibración del sensor LVDT.

Luego se empezó a adecuar el motor el cual daría movimiento al sistema. Se instalaron dos bases de polietileno de alta densidad debajo del motor y de adecuó la biela (13) y la manivela (14) de sistema de transmisión de movimiento. En la ilustración 61 se puede observar el amortiguador neumático sostenido desde el soporte inferior del banco.

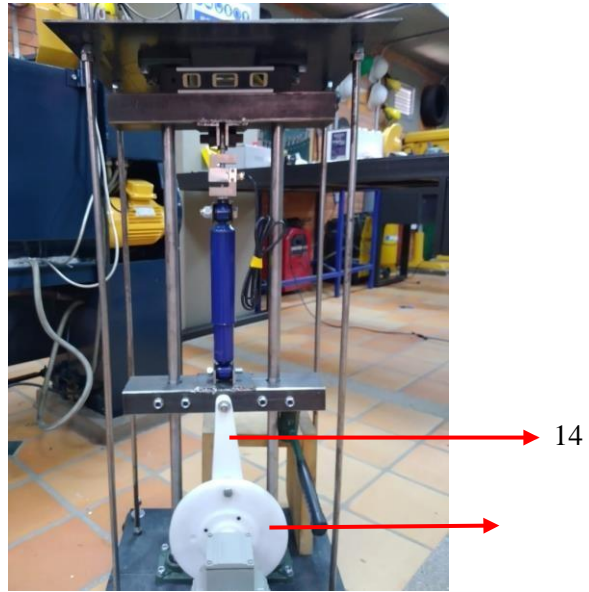


Ilustración 61. Mecanismo biela-manivela en el banco.

En la siguiente ilustración se puede observar el nuevo motor (15) que se adecuó para el banco de pruebas el cual luego de los cálculos respectivos logró mover el sistema sin ningún problema.

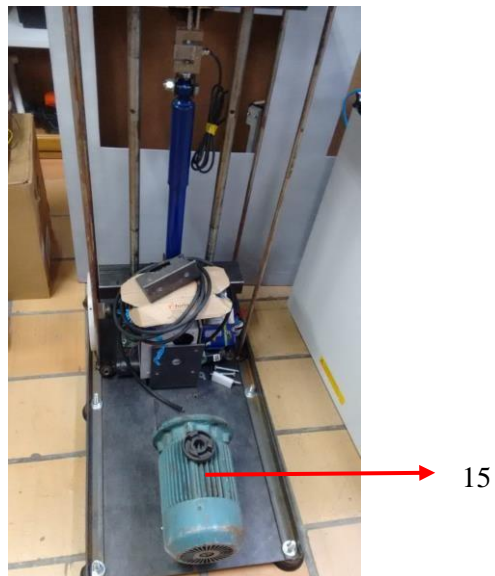


Ilustración 62. Motor en el banco.

También se decidió añadir una manivela secundaria (16) en la parte trasera del banco con el fin de dar mas soporte al movimiento de la transmisión. Esto mejoró

considerablemente el sistema y a futuro previno cualquier tipo de rupturas o deflexiones.



Ilustración 63. Adecuación de una segunda biela para el mecanismo del banco.

En esta ilustración se observa la caja reductora (17) y el acople (18) que se fabricó para transmitir el movimiento angular del motor al mecanismo biela-manivela. Este acople se hizo a la medida del eje del motor y se aseguró con prisioneros.

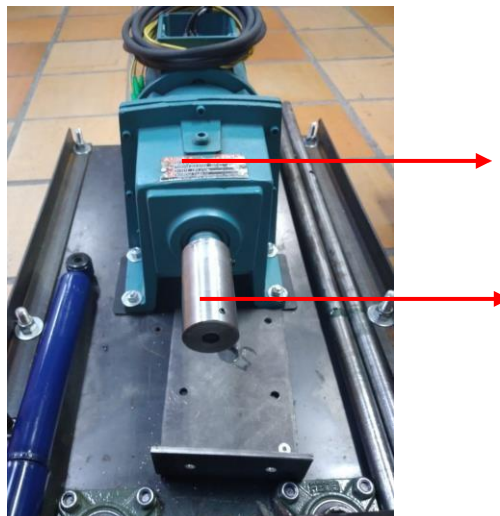


Ilustración 64. Caja reductora y acople del motor.

Se decidió recubrir la biela del mecanismo con dos platos de acero (19) para dar más dureza a esta pieza.

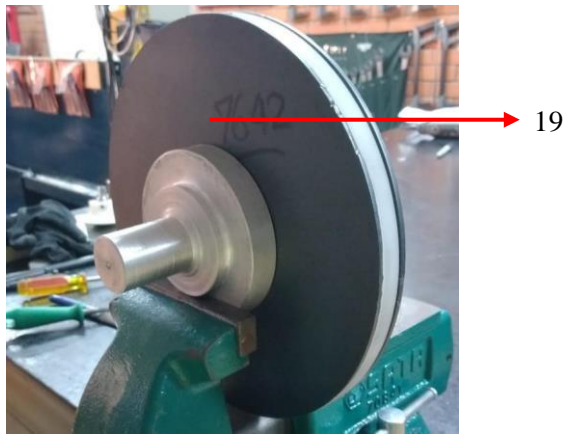


Ilustración 65. Disco de acero para la biela del mecanismo del banco.

Finalmente se obtiene una primera vista de lo que sería el banco de pruebas para amortiguadores propuesto en esta tesis de grado. En la siguiente ilustración se puede observar el soporte superior (21), la celda de carga (22), el eje de $\frac{1}{2}$ in (23), el amortiguador (24), el eje de 1 in (25), el soporte inferior (26), la manivela (27), la biela (28), la caja reductora (29) y el motor (30).

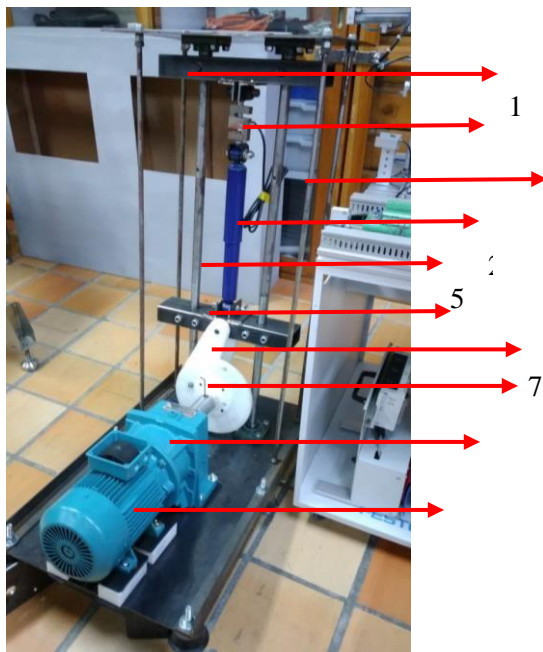


Ilustración 66. Ensamblaje completo del banco de pruebas.

En la siguiente ilustración se puede observar el banco de pruebas un poco más completo con los sensores de fuerza y distancia LVDT (31) y allí se toman los

primeros datos y gráficas de fuerza, posición y velocidad. También se añadieron los cuatro tubos rectangulares los cuales sirven para darle soporte y rigidez al banco.



31

Ilustración 67. Sensor LVDT en el banco de pruebas.

Uno de los objetivos específicos de este proyecto de grado es diseñar un controlador mediante una estrategia de control para un motor monofásico asíncrono, esto con el fin de poder variar la velocidad de motor y que de esta forma se pueda regular la velocidad a la que el amortiguador pueda ser caracterizado dinámicamente.

Si bien es cierto, para poder diseñar un controlador el primer paso es conocer la planta por medio de una función de transferencia que la describa. En este caso la planta del motor puede hallarse de dos formas, se puede hacer uso de un modelo de caja blanca o un modelo de caja negra. En el presente capítulo se exponen cada uno de los modelos para posteriormente elegir el que más describa a la planta con un mayor best-fit.

Se realizaron cambios aleatorios en la señal de PWM variando la tensión de entrada del motor, registrando el comportamiento transitorio de esta señal y la variable de retroalimentación. Estos datos se almacenaron en dos grupos diferentes, al primer grupo se le asignó el nombre de datos-identificación y al segundo grupo datos-validación.

A continuación, se muestra un diagrama de bloques del experimento para su comprensión:

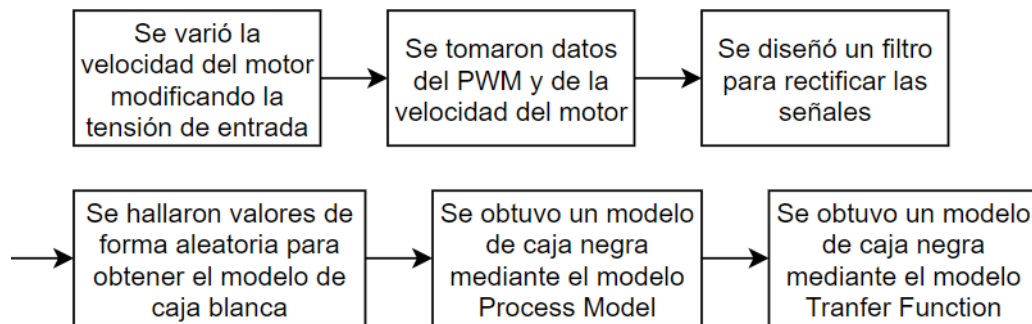


Ilustración 68. Diagrama de bloques para el modelado del motor.

La ilustración 69 muestra los cambios aleatorios que se le realizaron a la señal de entrada del motor (tensión), estos valores corresponden a los datos identificación de la señal de control (a), y a los datos identificación de la señal de retroalimentación (b).

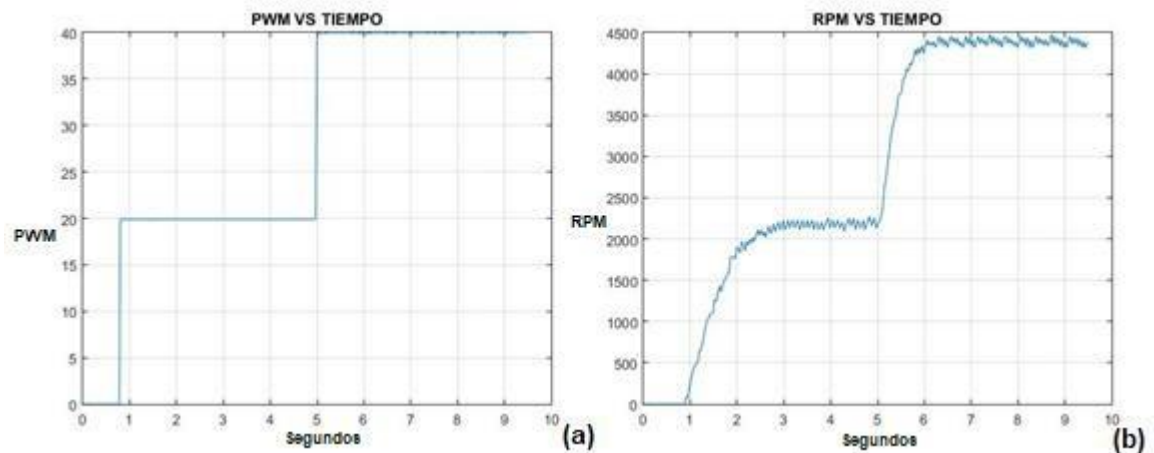


Ilustración 69. Datos identificación de (a) la señal de control y de (b) la señal de retroalimentación.

Ahora se muestra en la ilustración 70 la los datos validación de la señal de control (a), y de la señal de retroalimentación (b) .

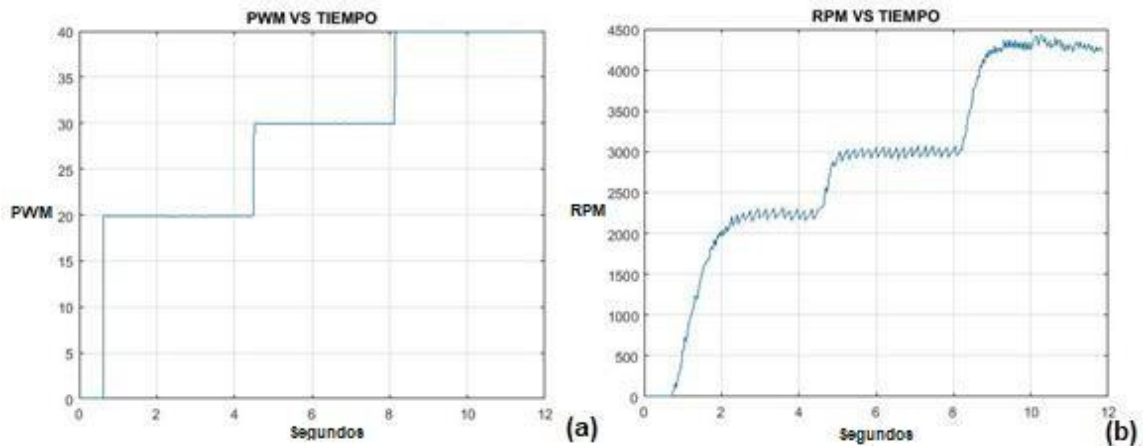


Ilustración 70. Datos validación de (a) la señal de control y de (b) la señal de retroalimentación.

Como se observan en las ilustraciones anteriores se hizo necesario diseñar un filtro digital pasa-bajos Butterworth para que la señal de retroalimentación tuviera trazos limpios y con el menor ruido posible. Este filtro se halló con una frecuencia que fuera capaz de rectificar la señal hasta un punto aceptable, en este caso tuvo una frecuencia de $100 \frac{Hz}{seg}$.

$$G_{filtro} = \frac{39.48}{s^2 + 8.886 * s + 39.48}$$

La ilustración 71 corresponde a los datos identificación de la señal de retroalimentación con el filtro (a) y a los datos validación de la misma señal (b), se puede observar entonces una señal sin tanto ruido y más definida.

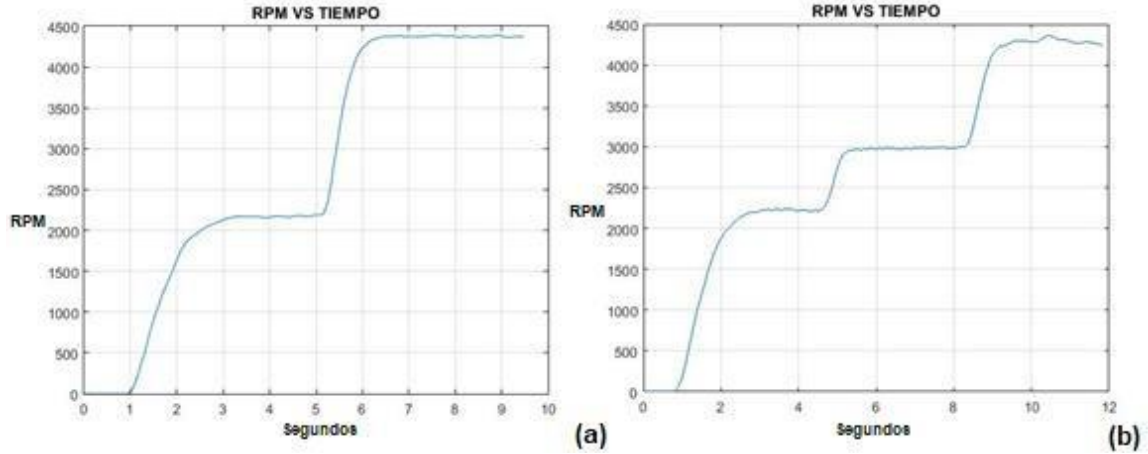


Ilustración 71. (a) Datos validación y (b) datos identificación de la señal de retroalimentación con el filtro.

9.1 Modelo de caja blanca

Los modelos de caja blanca describen el sistema desde el interior de este, de acuerdo al conocimiento de las leyes que rigen su comportamiento, esta propiedad, hace que también se denominen como modelos internos. Para implementar este modelo es necesario conocer el modelo matemático del motor. Cabe mencionar que el motor monofásico asíncrono universal se puede describir como un motor DC, y es por esta razón que las ecuaciones que se describen a continuación tienen similitud a las de un motor de corriente continua [41].

$$V_{in} = (R_a + R_f)I_a(t) + \frac{(L_a + L_f)dI_a(t)}{dt} + K_v * w(t)$$

$$T_m = K_i I_a(t)$$

$$T_m - B_m * w * T_l = J_m * \frac{dw}{dt}$$

$$V_{in}(s) = (R_a + R_f) * I_a(s) + (L_a + L_f) * (sI_a(s) - I_a(t_0)) + K_v * w(s)$$

$$T_m(s) = K_i * I_a(s)$$

$$I_a(s) - B_m * w(s) - T_l(s) = J_m(s * w(s) - w(t_0))$$

$$w(s) = G(s) * V_{in}(s) + P(s) * T_l(s)$$

$$G(s) = \frac{w(s)}{V_{in}(s)} \quad T_l(s) = 0$$

in

$$P(s) = \frac{w(s)}{T(s)} V_{in}(s) = 0$$

$$T_l(s) = 0$$

$$K_i * I_a(s) - B_m * w(s) = J_m * s * w(s)$$

$$I_a(s) = \frac{(V_{in}(s) - K_i * w(s))}{R_a + R_f + L_a + L_f}$$

$$K_i \left(\frac{V_{in}(s) - K_v * w(s)}{R_a + R_f + (L_a + L_f) * s} \right) = w(s) (J_m * s + B_m)$$

$$V_{in} * \frac{K_i}{R_a + R_f + (L_a + L_f) * s} = w(s) (J_m * s + B_m + K_v * \frac{K_i}{R_a + R_f + (L_a + L_f) * s})$$

$$G(s) = \frac{w}{V_{in}} = \frac{K_i}{(J_m * s + B_m) * (R_a + R_f + (L_a + L_f) * s) + K_i * K_v}$$

Símbolo	Parámetro	Unidades
V_{in}	Voltaje de entrada	V
R_a	Resistencia del rotor	Ω
R_f	Resistencia del devanado de campo	Ω
I_a	Corriente del rotor	A
L_a	Inductancia del rotor	H
L_f	Inductancia del devanado de campo	H
K_v	Constante de par del motor	<i>Sin unidades</i>
w	Velocidad angular	RPM
T_m	Torque del motor	$N * m$
K_i	Constante de la fuerza electromotriz generada	<i>Sin unidades</i>
B_m	Coefficiente de fricción viscosa	<i>Sin unidades</i>
T_l	Trabajo del motor	W
J_m	Inercia del motor	N
P	Potencia del motor	W

Tabla 15. Parámetros del motor.

Los valores que se obtuvieron de cada una de las constantes se relacionan a continuación. El valor de estas constantes se obtuvo aleatoriamente hasta que la curva experimental fuera lo mayor posible a la curva teórica hallada anteriormente arrojando un best-fit medianamente alto. Es importante mencionar que estos valores

se iteraron en promedio 6 veces para cada parámetro.

Símbolo	Valor	Unidades
R_a	135	Ω
R_f	100	Ω
L_a	0.087	H
L_f	0.045	H
K_v	0.019	<i>Sin unidades</i>
K_i	300	<i>Sin unidades</i>
B_m	0.01	<i>Sin unidades</i>
J_m	0.03	N

Tabla 16. Valores de las constantes del motor.

En la ilustración 72 se muestra la gráfica en la que se comparan los datos identificación (a) y los datos validación (b) con los datos obtenidos mediante el modelo de caja blanca. Esta primera gráfica arrojó un best-fit de 63.86% y de 51.36% para los datos identificación y validación respectivamente.

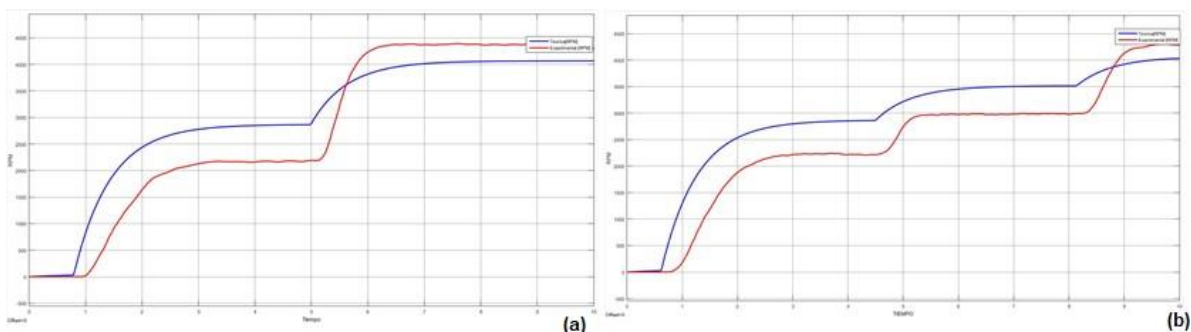


Ilustración 72. Comparación de los (a) datos identificación y de los (b) datos validación con el modelo de caja blanca.

Finalmente se reemplazaron los valores de las constantes halladas en la ecuación final del modelo matemático y se obtuvo la función de transferencia que representa el sistema del motor mediante modelo de caja blanca.

$$G_{caja_blanca} = \frac{300}{0.00396 * s^2 + 7.051 * s + 8.05}$$

La ilustración 73 muestra la respuesta transitoria frente a una entrada escalón de la planta hallada por medio del modelo de caja blanca.

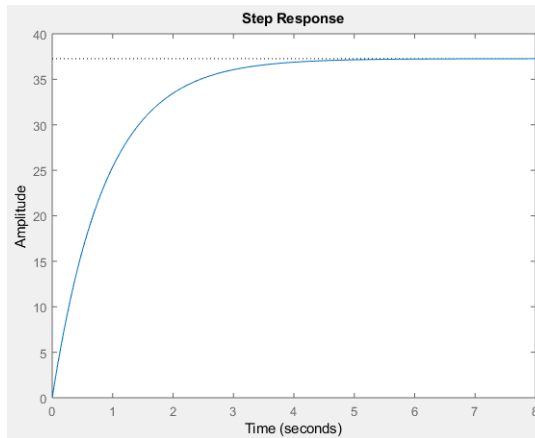


Ilustración 73. Respuesta transitoria del modelo de caja blanca.

9.2 Modelo de caja negra

Los modelos de caja negra, no se centran en el interior del sistema como lo hacen los modelos de caja blanca, sino en su comportamiento respecto al entorno. Con frecuencia son llamados modelos de tipo entrada-salida.

En la ilustración 74 se relacionan los datos-identificación con los datos obtenidos por medio de la toolbox Ident de Matlab, opción ProcessModels. Esta opción de Matlab representa una función de transferencia de tiempo continuo que describe la dinámica del sistema lineal en términos de ganancia estática, constantes de tiempo y retardo de entrada-salida. Utiliza datos de dominio de tiempo y de dominio de frecuencia muestreados regularmente, y datos de dominio de frecuencia de tiempo continuo. Se empleó ya que se tenía conocimiento de este modelado de caja negra. Esta comparación arrojó un best-fit de 89.12% y 83.91% para los datos identificación y validación respectivamente.

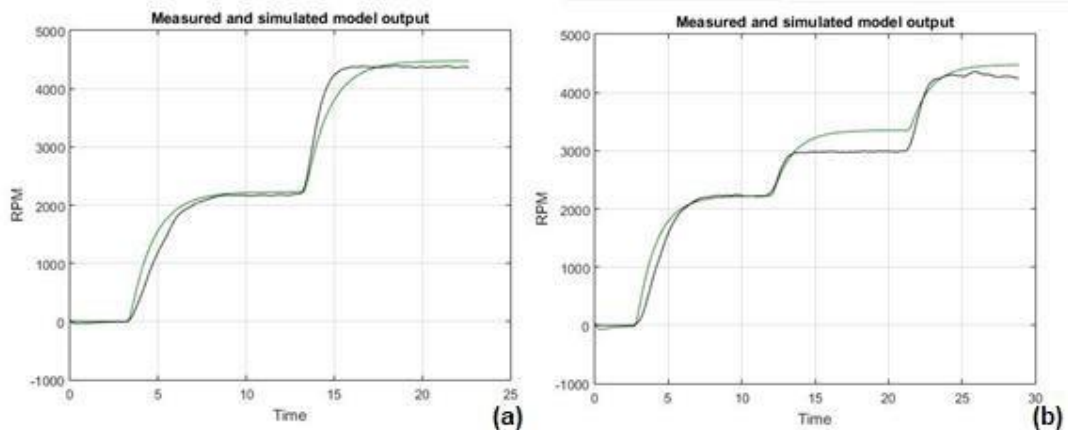


Ilustración 74. Comparación de los (a) datos identificación y de los (b) datos validación con el modelo de caja negra Process Model.

Finalmente se reemplazaron los valores de las constantes halladas en la ecuación final del modelo matemático y se obtuvo la función de transferencia que representa el sistema del motor mediante modelo de caja negra, opción ProccesModel.

$$G_{\text{caja_negra_procces_model}} = e^{-0.945*s} \frac{43.51}{0.3838 * s^2 + 3.87 * s + 1}$$

La ilustración 75 muestra la respuesta transitoria frente a una entrada escalón de la planta hallada por medio del modelo de caja negra, opción ProccesModel.

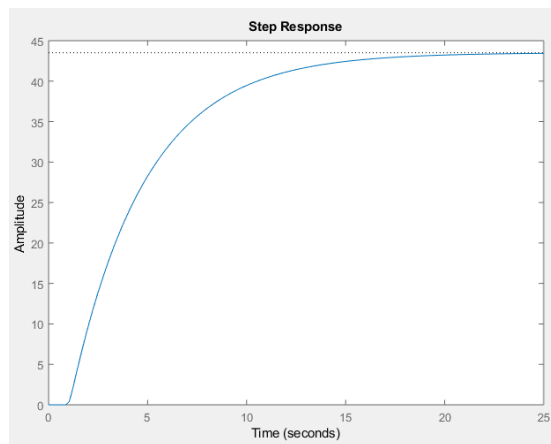


Ilustración 75. Respuesta transitoria modelo de caja negra ProccesModel.

En la ilustración 76 se relacionan los datos identificación y los datos validación con los datos obtenidos por medio de la toolbox Ident de Matlab, opción TranferFunctions. Este modelo corresponde a una representación en el dominio de la frecuencia de sistemas lineales invariantes en el tiempo. Se usa para crear modelos de función de transferencia de valor real o de valor complejo, o para convertir modelos de sistemas dinámicos a la forma de función de transferencia. Esta comparación arrojó un best-fit de 88.76% y 83.9% para los datos validación e identificación respectivamente.

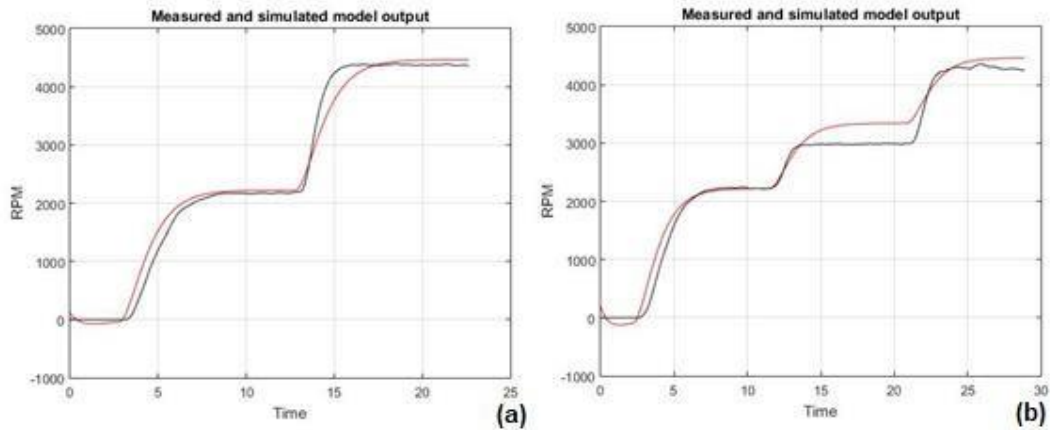


Ilustración 76. Comparación de los (a) datos identificación y de los (b) datos validación con el modelo de caja negra Transfer Function.

Finalmente se reemplazaron los valores de las constantes halladas en la ecuación final del modelo matemático y se obtuvo la función de transferencia que representa el sistema del motor mediante modelo de caja negra, opción TransferFunction.

$$G_{\text{caja_negra_transfer_function}} = \frac{131.5}{s^2 + 2.166 * s + 1.178}$$

La ilustración 77 muestra la respuesta transitoria frente a una entrada escalón de la planta hallada por medio del modelo de caja negra, opción TransferFunction.

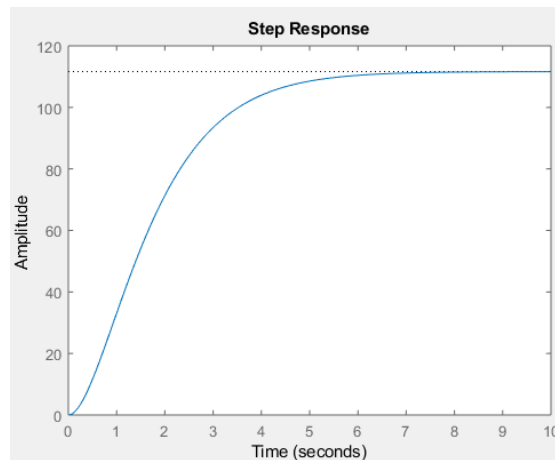


Ilustración 77. Respuesta transitoria modelo de caja negra TransferFunction.

Una vez analizados los sistemas de control propuestos en la sección anterior, se procede a seleccionar el mejor de ellos. Este sistema de control se ve reflejado en el modelo de caja negra TransferFunction el cual arrojó un best-fit de 88.76%. El comportamiento de este modelo se ve reflejado en la tercera fila de la ilustración 78.

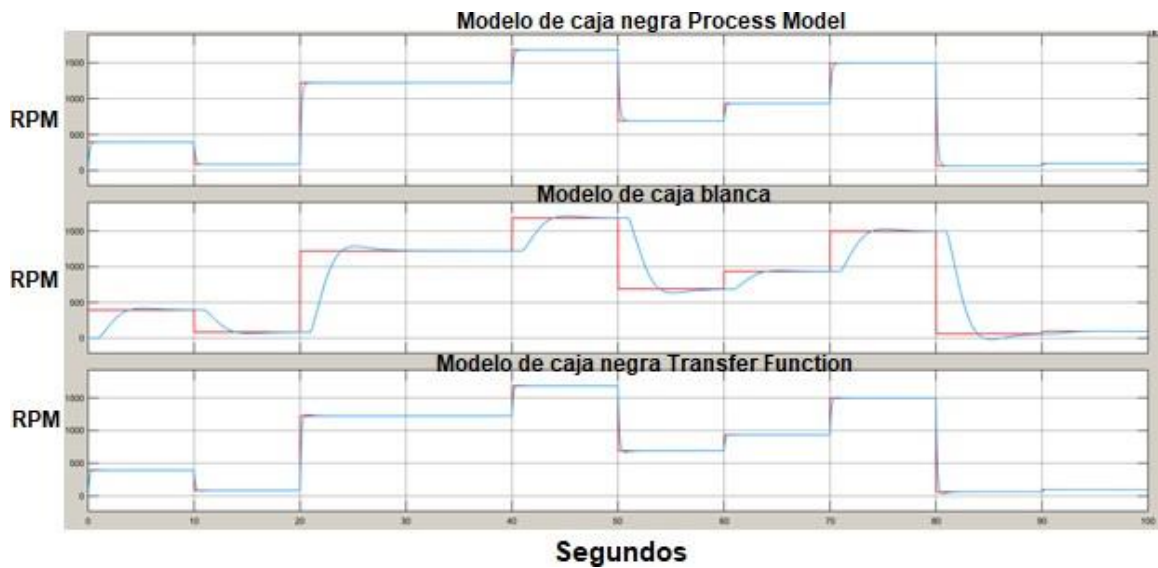


Ilustración 78. Sistema de control en lazo cerrado de los 3 modelos.

El modelo de caja blanca expuesto en la segunda fila de la ilustración anterior presenta un tiempo de establecimiento muy grande y eso afecta la respuesta que se espera de un sistema de control, por esta razón no se tuvo en cuenta esta opción. En la primera línea de la ilustración 78 se puede observar la respuesta del sistema de control correspondiente al modelo ProccesModel, la cual no es para nada despreciable, sin embargo, no se tuvo en cuenta ya que se tenía una mejor respuesta la cual si fue seleccionada, el modelo Transfer Function.

Como ya se había mencionado anteriormente, para la adquisición de datos se hizo uso de Arduino. Se elaboró un código que recogiera tanto los datos análogos de la celda de carga tipo S como del sensor de posición LVDT. Una vez calibrados los sensores y derivada la posición para obtener la velocidad, se procedió al diseño de una interfaz que permitiera mostrar en tiempo real las gráficas de fuerza Vs. Posición y fuerza Vs. Velocidad.

Se procede entonces a correr el código anterior con el Arduino ya cargado y automáticamente se muestra en pantalla la interfaz HMI. En la parte superior se muestra la gráfica fuerza Vs. Velocidad (4) y en la parte inferior se muestra la gráfica fuerza Vs. Posición (5). En el costado derecho se muestra el puerto COM (3) por donde se conecta el Arduino y se dispone de dos botones para conectar (1) y desconectar (2) el mismo, es decir, cuando se quieran iniciar las gráficas se presiona “conectar” y cuando se quiera dejar de graficar se presiona “desconectar”. A continuación, se muestra la interfaz HMI con gráficas trazadas:

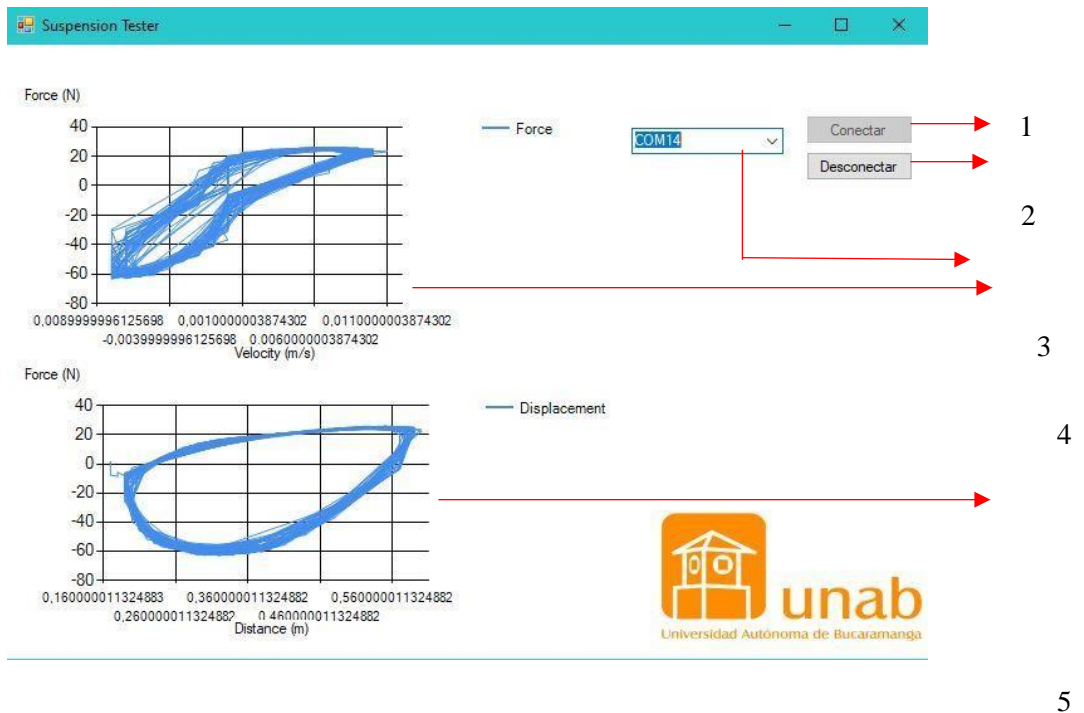


Ilustración 79. Interfaz HMI.

Es importante mencionar que el HX711 corresponde a una biblioteca de Arduino para conectar el convertidor analógico a digital (ADC) de 24 bits para leer celdas de carga o básculas.

El software empleado para el diseño y ejecución de la interfaz HMI fue Microsoft Visual Studio el cual permite realizar programas mediante la combinación de

comandos y de herramientas como botones, caja de texto, etiquetas, entre otros. Los lenguajes de programación son Visual C#, Visual Basic, Visual C++ y Visual F#. Además, este software permite un buen diseño gráfico y lo más importante, se puede conectar con Arduino mediante puerto serial, de forma que el IDE de Visual Studio recibe los datos leídos y transformados por el IDE de Arduino.

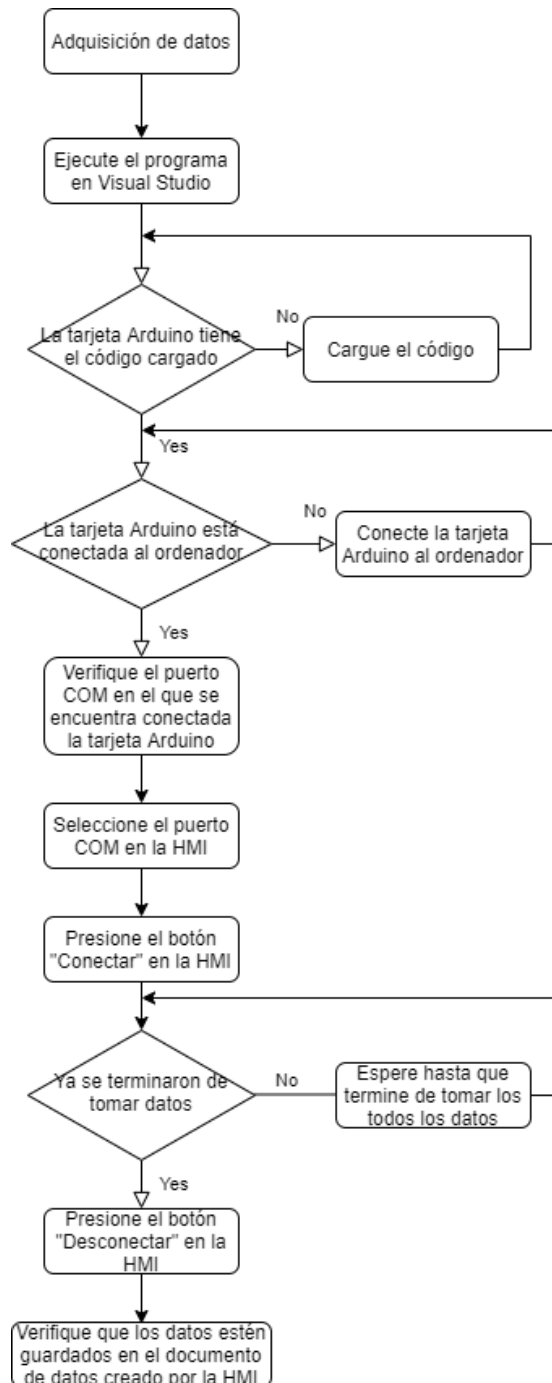


Ilustración 80. Diagrama de flujo de la interfaz HMI y la adquisición de datos.

Teniendo en cuenta la posición de la celda de carga en el banco de pruebas es importante mencionar que los datos obtenidos como positivos corresponden al ciclo de extensión del amortiguador y los datos obtenidos como negativos corresponden al ciclo de compresión de este. Para la realización de las gráficas se tuvo en cuenta varios ciclos de trabajo del amortiguador, esto con el fin de verificar la repetibilidad de los parámetros adquiridos por los sensores, lo que quiere decir que estos sin importar cuantas veces pasen por los mismos ciclos, muestran un rango de valores muy cercanos entre sí, demostrando una excelente precisión de los sensores.

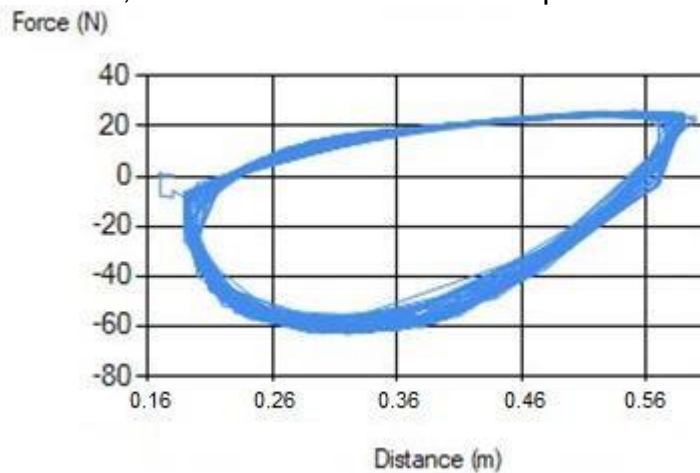


Ilustración 81. Grafica fuerza VS desplazamiento del amortiguador neumático.

Según los datos adquiridos en las pruebas del amortiguador neumático se puede observar en la gráfica 109 el estado en el que se encuentra dicho amortiguador. Esta gráfica correspondiente a la de fuerza Vs. Desplazamiento muestra un mayor esfuerzo en el ciclo negativo que en el ciclo positivo y teniendo en cuenta que la celda de carga muestra valores negativos en el ciclo de compresión del amortiguador, se permite interpretar que este amortiguador posee resistencia al impacto lo cual caracteriza principalmente a un amortiguador. Aproximadamente en la mitad de la distancia recorrida por el amortiguador cuando este se encuentra realizando el ciclo de compresión se puede observar el mayor esfuerzo del mismo y en cuanto al ciclo de extensión se observa el mayor esfuerzo cuando el amortiguador se encuentra iniciando dicho ciclo. También es importante mencionar que el ciclo de extensión presenta un menor esfuerzo ya que la naturaleza de este amortiguador es neumática y esto quiere decir que una vez comprimido el amortiguador el nitrógeno dentro de este ayuda a expulsar el mismo. Esta característica es la que hace que las ruedas del automóvil, cuando este ha pasado por un bache, lleguen lo antes posible al suelo evitando movimientos bruscos y perjudiciales tanto para el auto como para sus ocupantes.

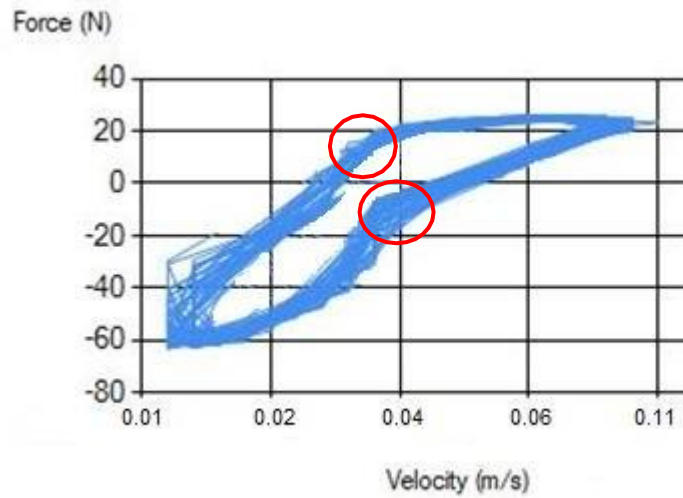


Ilustración 82. Grafica de fuerza Vs velocidad del amortiguador neumático.

Mediante la gráfica anterior correspondiente a la de fuerza Vs. Velocidad, se puede observar que las características referentes a las restricciones entre el vástago y el cuerpo del amortiguador generan un número mayor de fuerzas restrictivas conforme va aumentando la velocidad. Estas características son las principales causantes de los cambios de pendiente observados en la gráfica anterior. De igual forma se puede apreciar que en el ciclo de extensión se genera una fuerza constante desde la velocidad máxima del amortiguador hasta aproximadamente la velocidad media del mismo, esto se presenta cuando la rueda ha perdido total contacto con el suelo y para no generar una caída abrupta del automóvil el amortiguador se extiende a una fuerza constante hasta que con ayuda del muelle el vehículo logra estabilizarse nuevamente en la carretera.

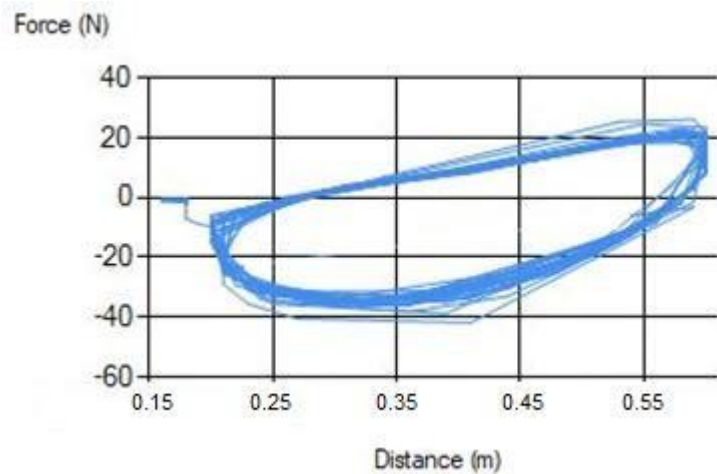


Ilustración 83. Gráfica fuerza Vs. Desplazamiento del amortiguador de fricción.

En cuanto a la anterior gráfica correspondiente a la de Fuerza Vs. Desplazamiento del amortiguador de fricción, es importante mencionar que, a diferencia del anterior amortiguador, este en su etapa negativa, es decir, en su ciclo de compresión presenta un menor esfuerzo, y esto ocurre debido a que este tipo de amortiguador cuenta con un menor número de fuerzas restrictivas. Esto traducido a la práctica se ve reflejado a que en comparación con el amortiguador neumático, este tipo de amortiguador es más sensible y es más fácil de desplazar frente a un bache o hueco en carretera, sin embargo, también se puede observar que presenta un buen comportamiento al momento de realizar el ciclo de extensión, evidenciando un mayor esfuerzo al iniciar esta etapa y permitiéndolo llegar a un esfuerzo cero cuando la rueda ya ha tocado el suelo nuevamente, esto ocurre de manera proporcional.

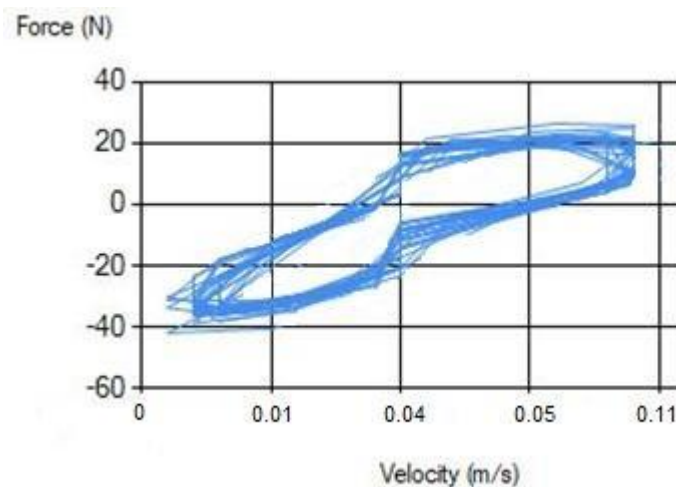


Ilustración 84. Gráfica fuerza Vs. Velocidad del amortiguador de fricción.

De acuerdo con la gráfica anterior correspondiente a la de fuerza Vs. Velocidad del amortiguador de fricción se puede apreciar que cuando la velocidad es máxima iniciando el ciclo de extensión, el esfuerzo que se presenta es un poco menos constante que en el amortiguador neumático, es decir, su esfuerzo si va decayendo progresivamente hasta cero. Esto quiere decir que este tipo de amortiguador tiene una menor resistencia. Es importante mencionar que este amortiguador el cual se usó para esta prueba ya se encontraba un poco en uso, sin embargo, no estaba en falla, por lo que es entendible que esta resistencia a la fuerza no sea la esperada, no obstante, no significa que el amortiguador deba ser reemplazado por otro, sencillamente ya tiene algo de uso. Por esta razón se empleó un amortiguador en estas condiciones, con el fin de observar su comportamiento frente a otro completamente nuevo.

Finalmente, es importante mencionar que para cada gráfica se tomaron entre 8 y 10 ciclos de funcionamiento de cada amortiguador lo cual indican suficientes datos para poder analizar el comportamiento de cada elemento de suspensión.

En esta sección del libro se propone cumplir un resultado esperado el cual consiste en comparar las gráficas obtenidas mediante el banco de pruebas para amortiguadores con las figuras que muestra la norma NTC 1711. En dicha norma se exponen gráficas tales como fuerza Vs desplazamiento y fuerza Vs velocidad, las mismas que se obtuvieron del sistema de adquisición de datos del banco.

En primer lugar, es pertinente mencionar que las figuras graficadas no tienen ejes correspondientes a variables crecientes infinitas como el tiempo por lo que se puede observar en las gráficas varios trazos uno sobre otro. Al tener un movimiento repetitivo en el amortiguador de compresión y extensión así mismo se forman trazos repetitivos en las gráficas obtenidas y esto no demuestra más que una buena precisión de la instrumentación empleada.

De igual forma se puede apreciar en la grafica fuerza Vs. Velocidad, trazos repetitivos uno sobre el otro. Sin embargo, en la norma se muestra solo el inicio del ciclo del amortiguador, no obstante en este trabajo se ha decidido mostrar varios ciclos de trabajo del amortiguador y en este caso se observan solamente los trazos correspondientes al inicio del ciclo ya que ellos son los que muestran la proporcionalidad de las fuerzas restrictivas con el aumento de la velocidad en el amortiguador.

En pocas palabras es posible afirmar que las gráficas obtenidas corresponden a una fiel representación de la norma técnica 1711, recalcando la confiabilidad y veracidad de los datos obtenidos mediante el banco de pruebas para amortiguadores.

En esta sección se proponen una serie de pasos, antes, durante y después de operar el banco de pruebas con el fin de evitar contratiempos y errores humanos que puedan afectar el buen uso de la máquina. Es importante mencionar que las pruebas que se realizaron tuvieron una duración cada una de 1 minuto, periodo en el cual se adquirieron los datos del amortiguador tanto en ciclos de compresión como de extensión.

En primer lugar, se proponen una serie de pasos antes de operar el banco de pruebas, estos son los siguientes:

- Verificar que tanto la base superior como la base inferior, las cuatro columnas de apoyo, el motor, el sensor de posición y el sensor de distancia se encuentren completamente ajustados y rígidos. Que la estructura no tenga ningún tipo de vaivén, y que por lo contrario el banco no tenga ningún tipo de movimiento hacia ningún lado.
- Comprobar que las conexiones de los sensores hacia el controlador y hacia el ordenador se encuentren perfectas y sin ningún tipo de anomalía.
- Revisar que en el lugar donde se vaya a operar el banco se cuenta con una conexión de alimentación trifásica de 220V.
- Montar el amortiguador que se vaya a estudiar en el banco de pruebas y ajustarlo muy bien tanto de la parte inferior como de la superior. Es importante no dejar apretados estos puntos, pero si muy bien ajustados.
- Es importante revisar que los rodamientos del soporte inferior del banco de pruebas tengan aceite para que estos se puedan deslizar libremente por los ejes correspondientes.

Durante la operación del sistema también es importante tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Se debe correr el código en Arduino y se debe verificar que por el Monitor Serial se muestren tres valores correspondientes a la fuerza, el desplazamiento y la velocidad, esto se hace sin encender el banco todavía.
- Se debe verificar el puerto COM por el cual el Arduino se encuentra adquiriendo datos.
- Se debe ejecutar la interfaz HMI desde el ejecutable del Visual Studio y se debe seleccionar el puerto COM anteriormente indicado.
- Una vez se ha realizado lo anterior se procede a encender el banco y dependiendo de los ciclos de trabajo que se deseen observar del amortiguador será el tiempo de operación del banco de pruebas.
- Tan pronto se encienda el banco se debe ir a la interfaz HMI y se debe presionar el botón “Conectar” de esta forma se irán graficando los respectivos datos.

Finalmente, lo que se debe tener en cuenta posterior al ciclo de operación del banco son los siguientes puntos:

- En la interfaz HMI asegúrese de guardar los datos en un archivo TXT para su posterior análisis.
- Suelte el amortiguador montado en el banco quitando los apoyos tanto en la zona superior como en la zona inferior.
- Cierre la interfaz desde el Visual Studio.
- Desconecte el banco de pruebas y todos los elementos de instrumentación.

Tanto el diseño como la construcción del banco de pruebas para la caracterización de amortiguadores se llevó a cabo teniendo como eje central la norma técnica colombiana NTC 1711, de donde se obtuvieron instrucciones acerca de la caracterización dinámica de los amortiguadores e ideas de las gráficas características de estos mismos.

El sistema de adquisición de datos mediante una fusión entre Arduino y Visual Studio permitió caracterizar el estado y el comportamiento de los amortiguadores analizados por medio de la realización de las gráficas fuerza Vs. Velocidad y fuerza Vs. Desplazamiento de los mismos.

Según la norma NTC 1711 un amortiguador se encuentra en buen estado si su rango de fuerza se ubica dentro de los establecidos allí. Para el caso del amortiguador neumático, en compresión se encuentra desde -10N hasta -60N, y en extensión desde -10N hasta 20N, y ya que estos valores se encuentran dentro de la norma para este tipo de amortiguador S30 es posible afirmar que el elemento de suspensión se encuentra en buenas condiciones. Lo mismo sucede con el amortiguador de fricción el cual en su ciclo de extensión ubica sus valores de fuerza desde -10N hasta 20N y en su ciclo de compresión desde -10N hasta -40N, y ya que estos valores se encuentran dentro de la norma para este tipo de amortiguador S25 es posible afirmar que el elemento de suspensión se encuentra en buenas condiciones

El banco de pruebas se encuentra delimitado por el tamaño del amortiguador que se desee analizar, en este caso el banco es apto para caracterizar amortiguadores clase 1, clase 2 y clase 3 según indica la tabla 2 correspondiente a la norma NTC 1711.

Se llevaron a cabo los ensayos correspondientes a la caracterización de los amortiguadores de naturaleza neumática y de fricción seca mostrando que el primero presenta una mayor resistencia al impacto que el segundo, sin embargo, esto no quiere decir que los amortiguadores de fricción seca no sirvan, sencillamente estos amortiguadores tienen uso en vehículos con menos exigencias, tales como carros de equipaje en aeropuertos o carros de golf.

En un principio se creyó encontrar algún tipo de grafica teórica en las hojas técnicas de los amortiguadores que describieran el comportamiento de los mismos, lo cual se ha hecho en este trabajo de grado, sin embargo se llegó a la conclusión de que los fabricantes no incluyen este tipo de gráficas en estas hojas de datos por lo que la única manera para conocer el estado y comportamiento de estos elementos de la suspensión es mediante un banco de pruebas que permita caracterizarlos

dinamicamente.

Finalmente, se pudo afirmar que, mediante las gráficas obtenidas correspondientes a la caracterización de los amortiguadores, es posible revisar el estado en el que se encuentra el elemento de suspensión. Esto con el fin de diagnosticar el pronóstico de deterioro del amortiguador y de poder implementar de esta manera soluciones de forma correctiva, evitando también graves daños a futuro del automóvil.

Durante la construcción del banco de pruebas para amortiguadores, se planteó la idea de incluir un parámetro importante para la caracterización dinámica de amortiguadores como lo es la temperatura de trabajo en estos elementos, sin embargo, este ítem no lo maneja la norma y también por falta de tiempo y presupuesto no se incluyó en este trabajo de grado. No obstante, a futuro este sería un factor para considerar y que de esta forma se pueda tener un análisis más completo de los amortiguadores. El sensor de temperatura que se emplee para esta aplicación deberá

Si bien es cierto, los amortiguadores empleados en este trabajo de grado se limitaron a ser de naturaleza neumática y de fricción, sin embargo la idea de caracterizar dinámicamente otro tipo de amortiguadores como los magnetorreológicos también es una realidad que no puede ser pasada por alto, es por esta razón que se recomienda a futuro realizar los análisis correspondientes con todo tipo de amortiguadores, aprovechando que el banco de pruebas permite adaptar cualquier tamaño comercial de amortiguadores. Siempre y cuando cumplan con la delimitación mencionada anteriormente se podrá analizar estos tipos de amortiguadores (clase 1, clase 2, clase 3).

Se recomienda adaptar una pantalla HMI al banco de pruebas con puerto USB, para que de esta manera no se requiera de un ordenador que realice el trabajo de adquisición de datos, sino que sencillamente se puedan visualizar las gráficas correspondientes a los análisis directamente en dicha pantalla y en caso de requerir acceso a los datos, se inserte un dispositivo USB para que se guarden allí los valores adquiridos por el banco de pruebas para amortiguadores. Es importante mencionar que los datos obtenidos se guardan en un documento de texto y en este formato quedaría guardado en una USB.

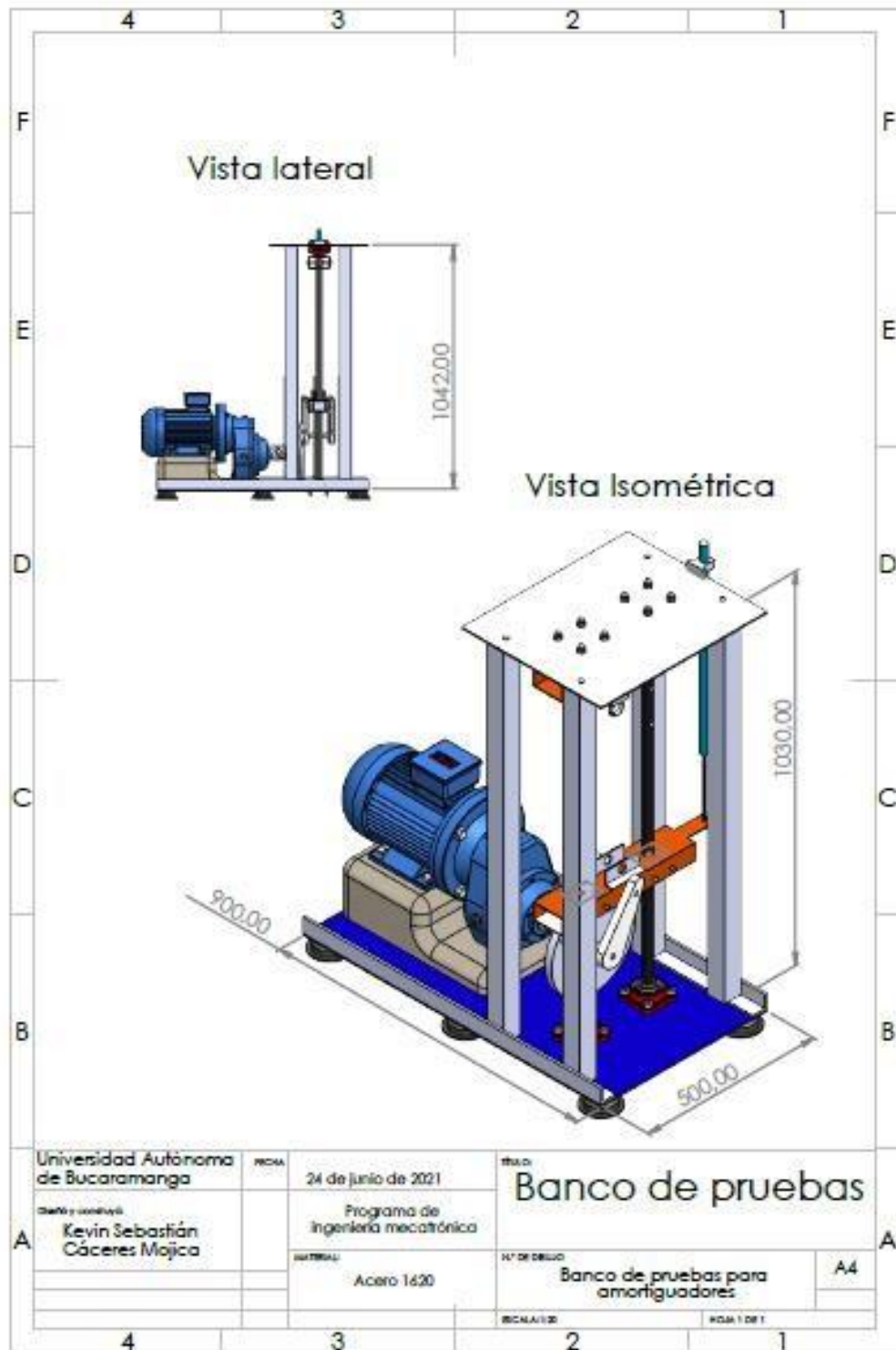
Bibliografía

- [1] BBVA Research “Situación automotriz 2018 Colombia”. (2018). El mercado automotor colombiano: características actuales y determinantes de demanda. 09-15.
- [2] Instituto Nacional de Vías INVIAS “información sectorizada por Direcciones Territoriales para la Red Vial Nacional a cargo de INVIAS”. (2019). Informe anual de vías en Colombia. 11-13.
- [3] Vélez, A. (2011). Metodología de la investigación. Medellín: EAFIT.
- [4] Campos, A. (2009) Métodos mixtos de investigación. Integración de la investigación cuantitativa y la investigación cualitativa. Bogotá: Editorial Magisterio.
- [5] Estévez, M., Arroyo, M., & González C. (2004). La investigación Científica en la Actividad Física: su Metodología. Ciudad de la Habana: Editorial Deportes.
- [6] Hernández, R., Fernández, C., Baptista, P. (2010) Metodología de la Investigación. 5ta Edición. México, México D.F.: Editorial McGraw Hill.
- [7] Farrell, G.E., Egaña, E. & Fernández, F. (2003). Investigación científica y nuevas tecnologías. Ciudad de la Habana: Editorial Científico Técnica.
- [8] Secretaría de Educación de Medellín. Revista Experiencias con Sentido Pedagógico. (2008)
- [9] Domínguez, E. Ferrer, J. (2011) Circuitos de Fluidos, Suspensión y Dirección. 1 edición. Madrid, España: MACMILLAN profesional. 150.
- [10] Karnopp, D. (2012). Active damping in road vehicle suspension systems. Vehicle System Dynamics, 12(6), 291-311.
- [11] Theunissen, J., Sorniotti, A., Gruber, P., Fallah, S., Ricco, M., Kvasnica, M., & Dhaens, M. (2019). Regionless explicit model predictive control of active suspension systems with preview. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 67(6), 4877-4888.
- [12] Vílchez, J. (2020). Correcto funcionamiento y secretos de la suspensión trasera de un vehículo. Mecánica Nitro. Perú.
- [13] Rodríguez J. (2021). Sistema de suspensión: Rígida y semirrígida. Universidad nacional de Colombia. Colombia.
- [14] Gavilanez Endara, C. (2016). Análisis e Importancia de Sistema de Suspensión de Vehículos Livianos Mediante Modelo Digital (Bachelor's thesis, Quito: USFQ, 2016).
- [15] Mateos Ramírez, J. A. (2014). Estudio del comportamiento del sistema de suspensión y dirección de un vehículo eléctrico.

- [16] Mesa Fernández, D. (2011). Simulación virtual de una suspensión McPherson en entorno VRML (Bachelor's thesis).
- [17] Arzola, N., & Rojas, G. (2013). Análisis del comportamiento dinámico de un vehículo con suspensión independiente tipo paralelogramo deformable y barras de estabilidad transversal. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, (67), 112-125.
- [18] Heras Jiménez, S. A. D. L. (1997). Optimización de suspensiones hidroneumáticas con amortiguador integrado. *Universitat Politècnica de Catalunya*.
- [19] Amaya, C. Roxana, A. Jaimes, W. (2014) Diseño y construcción de un banco para la caracterización dinámica de amortiguadores Shibumi para vehículos. Proyecto de grado, Ingeniero mecánico, Universidad Industrial de Santander, Escuela de ingeniería mecánica. Bucaramanga, Colombia, 154-160.
- [20] Marcial Rodríguez, A. S., & Rosero Flores, D. F. (2012). Análisis mediante elementos finitos del sistema de suspensión de un automóvil liviano (Bachelor's thesis, QUITO, 2012.).
- [21] Mualla, I. H., & Belev, B. (2002). Performance of steel frames with a new friction damper device under earthquake excitation. *Engineering Structures*, 24(3), 365-371.
- [22] Alvarez, I. Ariaga, A. (2015). Prototipo de sistema de compensación de oleaje para perforación geotécnica desde barco. Trabajo fin de máster. Universidad de Oviedo, Escuela politécnica de ingeniería de Gijón, 58-63.
- [23] Correa Jáuregui, M. (2010). piezas de repuesto Sinotruk Amortiguador de muelle neumático Wg1664430201 en venta en el tratamiento de la disfunción sexual eréctil. *Revista Cubana de Medicina Militar*, 39(3-4), 255-264.
- [24] Norma técnica Colombia 1711. (2008). Amortiguadores hidráulicos telescópicos. Icontec internacional.
- [25] Aduco, M. Magri, F. (2018). Banco de pruebas para amortiguadores. Proyecto final decarrera Uruguay: Universidad tecnológica nacional.
- [26] Armas, A. Murillo, G. Diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores. Tesis de grado Ecuador: Escuela politécnica del ejército. 2009.
- [27] Ruiz, C. (2017). Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos. Tesis de grado España: Universidad Carlos III de Madrid.
- [28] Carrasco Núñez, J. L. (2020). Diseño de un banco de pruebas de amortiguadores MacPherson para determinar su capacidad de amortiguamiento.
- [29] Palomino Quispe, F. (2020). Optimización del control de una maquina servo-hidráulica para ensayos de fatiga utilizando inteligencia artificial.

- [30] Siqueiros, J. Z., López, R. A., Tapia, J. L., & Medellín, H. I. Diseño cinemático y construcción de un robot pez empleando un mecanismo doble de yugo escocés. In *Memorias del XVII Congreso Internacional Anual de la SOMIM* (pp. 147-155).
- [31] Shigley, J. E., Uicker, J. J., Pérez, J. H., & de Contín, H. C. (1983). *Teoría de máquinas y mecanismos* (No. TJ145. S54 1983.). México: McGraw-Hill.
- [32] Trejo-Aguirrea, J. E., Padilla-Iracheta, L. I., Rubio-Ochoa, E., & Avila-Delgado, A. SOLUCIONES DIRECTAS DE ANÁLISIS DE SOBREACELERACIÓN PARA MECANISMOS BÁSICOS. *Índice*, 15.
- [33] Jones, R., Kolos, S., Mapelli, L., & Ryabov, Y. (1999, June). Applications of CORBA in the ATLAS prototype DAQ. In *1999 IEEE Conference on Real-Time Computer Applications in Nuclear Particle and Plasma Physics. 11th IEEE NPSS Real Time Conference. Conference Record (Cat. No. 99EX295)* (pp. 469-474). IEEE.
- [34] Artero, Ó. T. (2013). *Arduino. Curso práctico de formación*. RC libros.
- [35] Flores, G. M., Hecker, R. L., Dalhaye, E., & Guzmán, J. (2006). Diseño Preliminar De Una Celda De Carga Para Maquinado. *Mecánica Computacional*, 1347-1356.
- [36] Tariq, H., Takamori, A., Vetrano, F., Wang, C., Bertolini, A., Calamai, G., ... & Stanga, R. (2002). The linear variable differential transformer (LVDT) position sensor for gravitational wave interferometer low-frequency controls. *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, 489(1-3), 570-576.
- [37] Mascarrel, A. (2008). Sistema de control y adquisición de datos para un banco de ensayos dinámicos de suspensiones de bicicletas de montaña y motocicletas. Proyecto de grado, España: Universidad politécnica de Valencia.
- [38] Melendez, J. (2014). Diseño y construcción de un banco didáctico para amortiguadores con programación en labview, para el taller de la escuela de ingeniería automotriz. Tesis de grado Ecuador: Escuela superior politécnica de Chimborazo.
- [39] Piqueras, V. (2016). Presión de trabajo de un cilindro neumático de doble efecto. Universidad politécnica de Valencia, España.
- [40] Fajardo, B. Cabrera, G. Pulido, A. Zamorín, M. (2015). Mecanismos de transformación del movimiento. España.
- [41] Pérez, R. Israel, C. (2015). Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos. Trabajo de grado Ingeniero Técnico Industrial. Madrid, España.: Universidad Carlos III. Escuela Politécnica Superior. Departamento de Ingeniería Mecánica, 158.

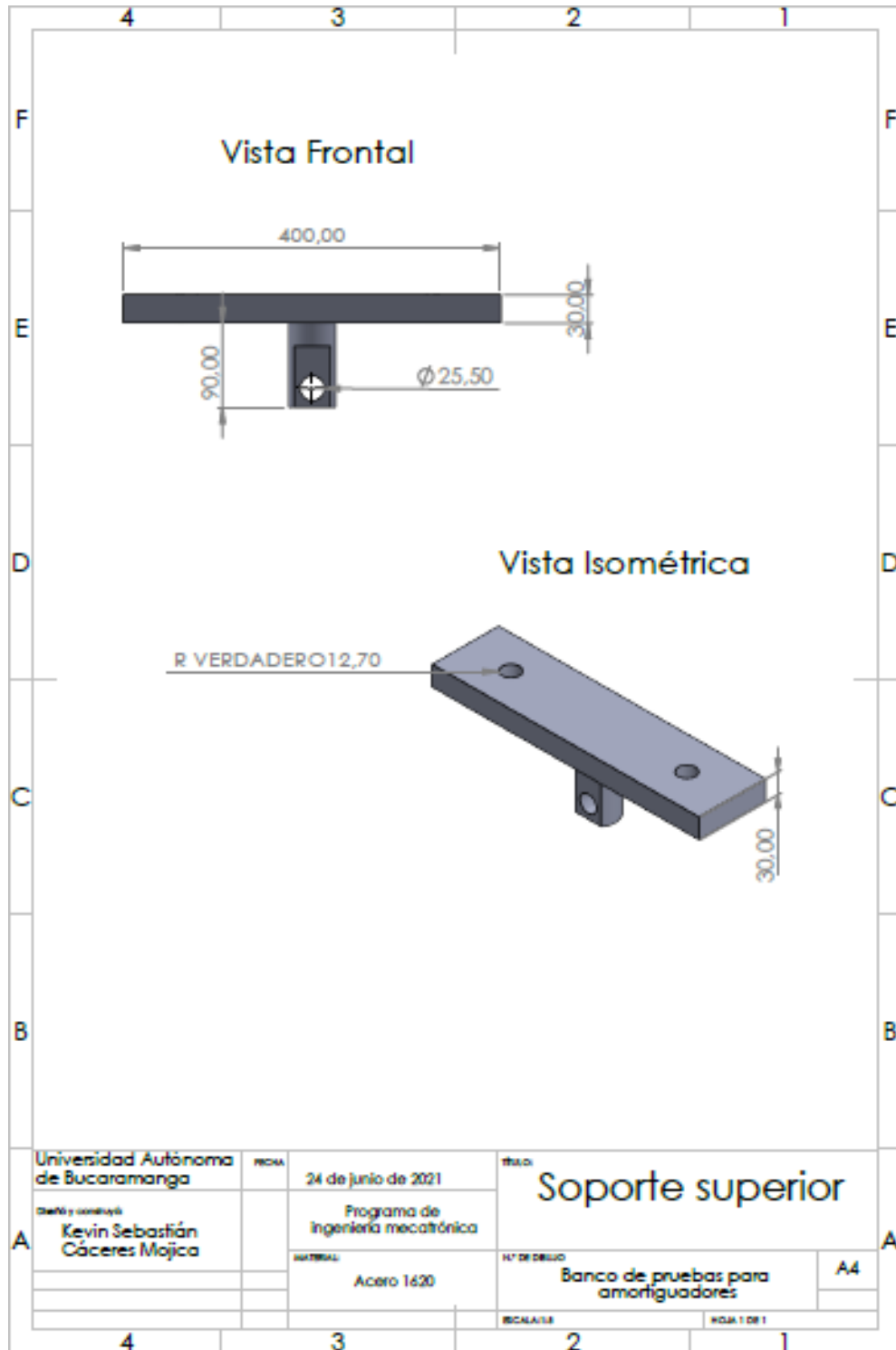
Anexo A. Plano Ensamblaje del banco.



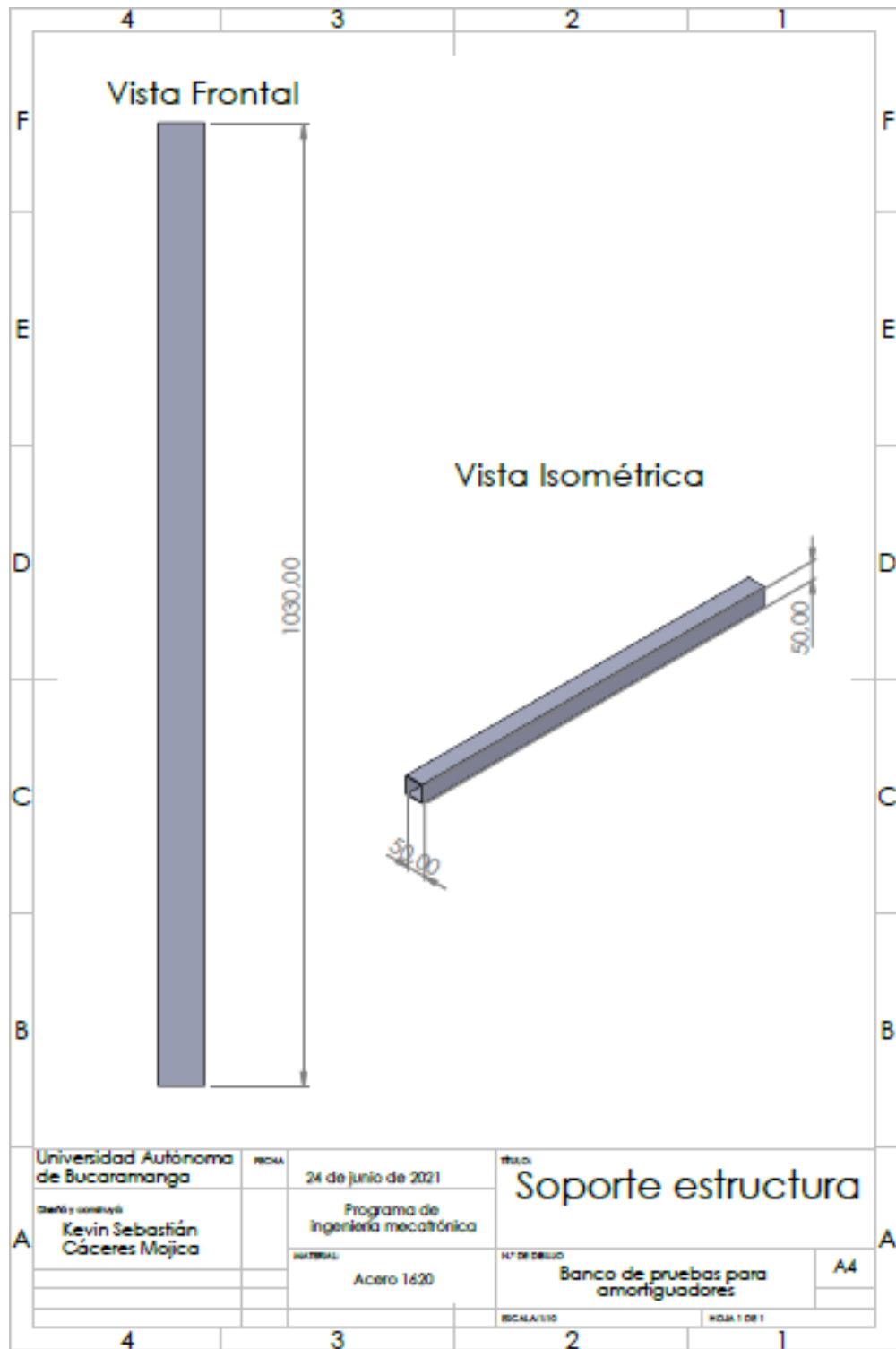
Anexo B. Plano soporte inferior.



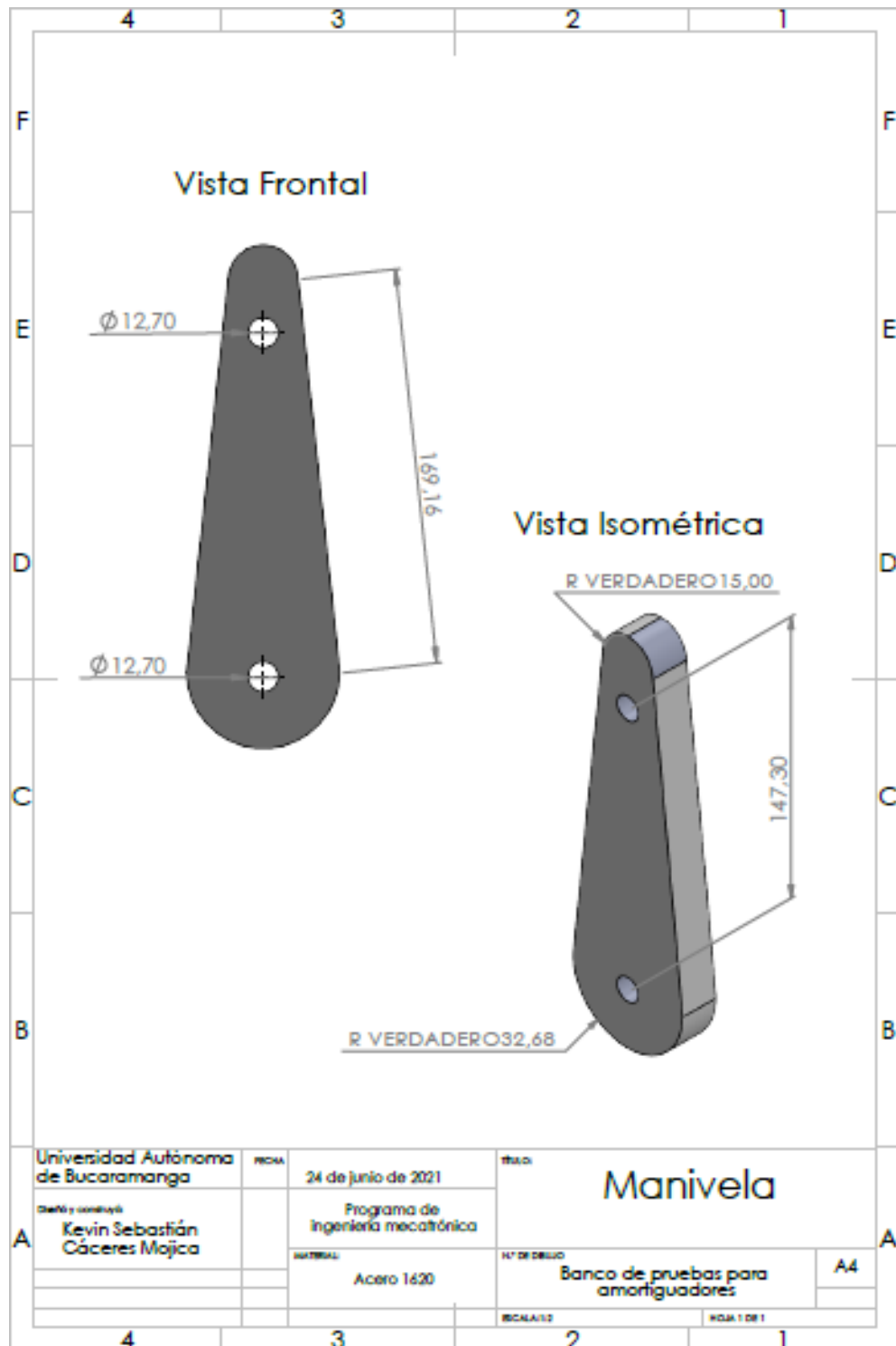
Anexo C. Plano soporte superior.



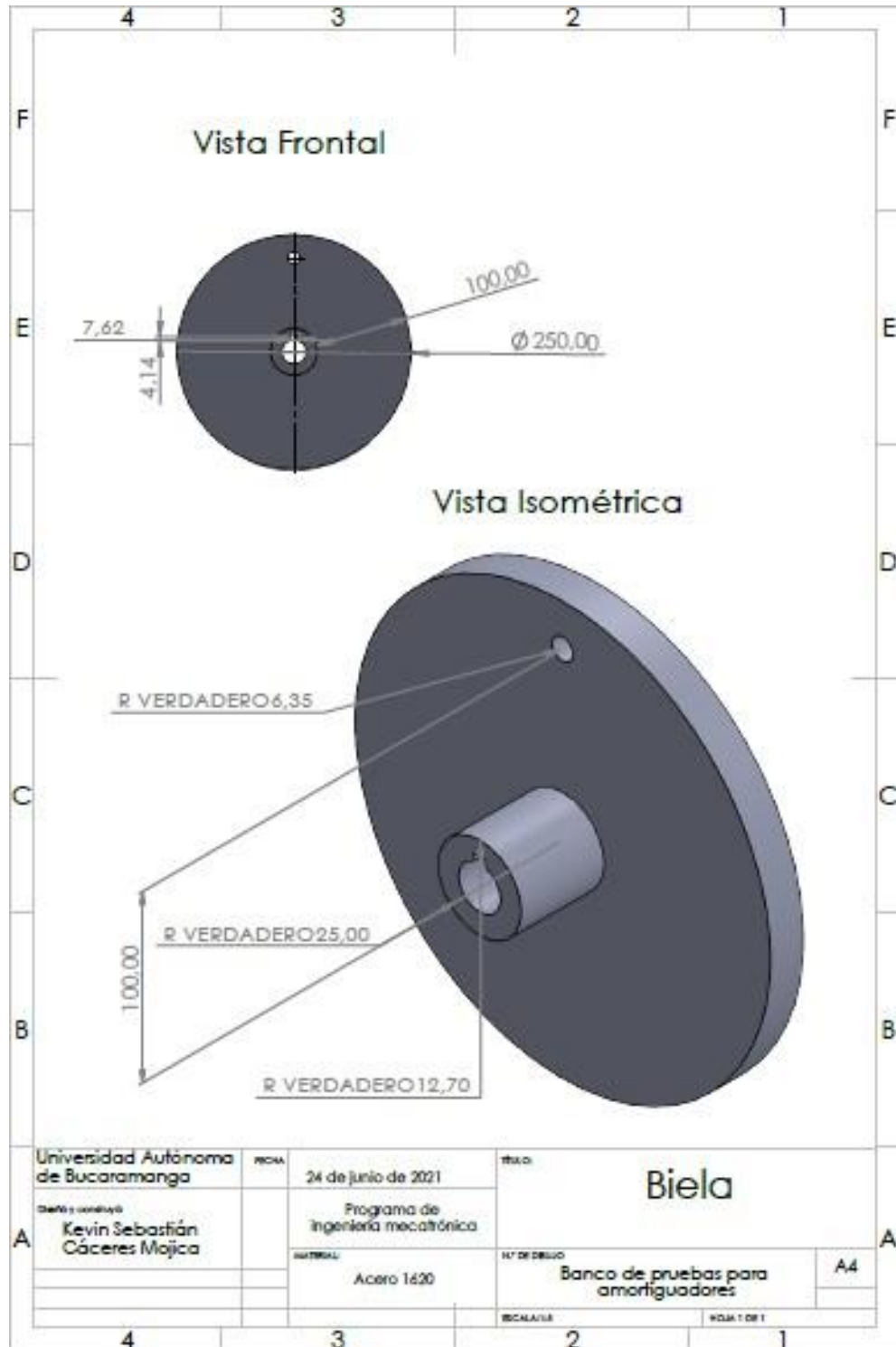
Anexo D. Plano soporte estructura.



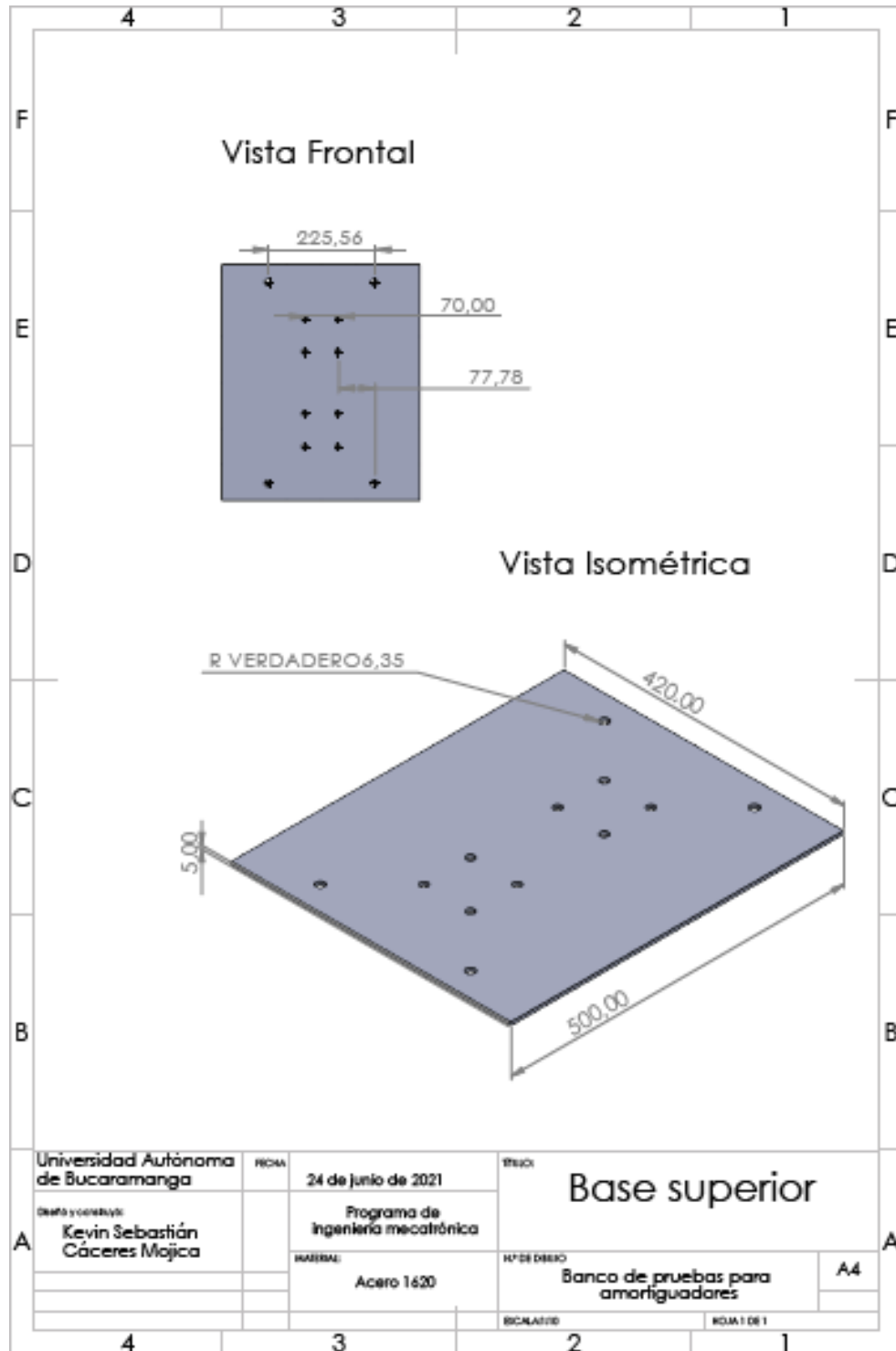
Anexo E. Plano manivela



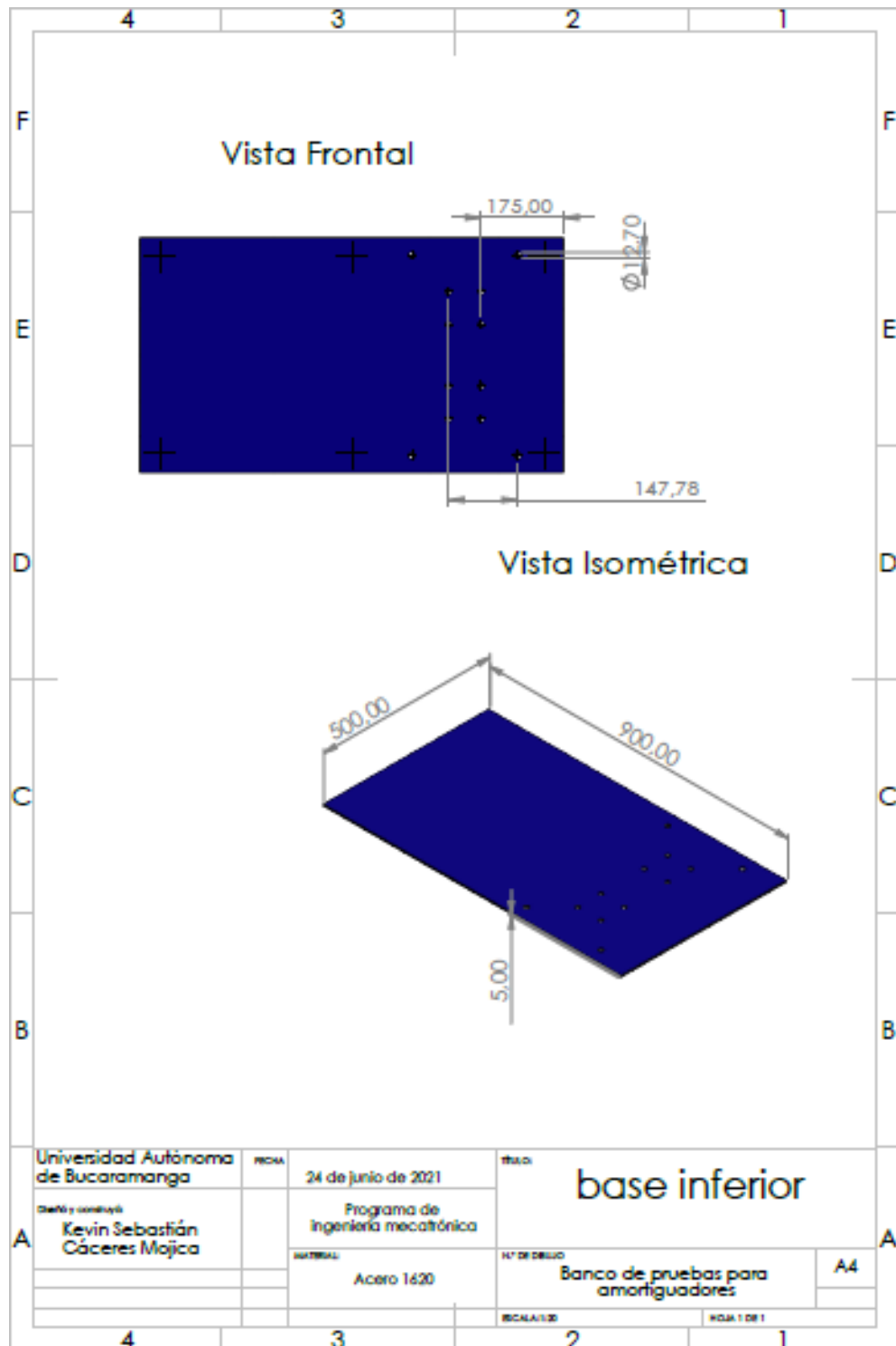
Anexo F. Plano biela.



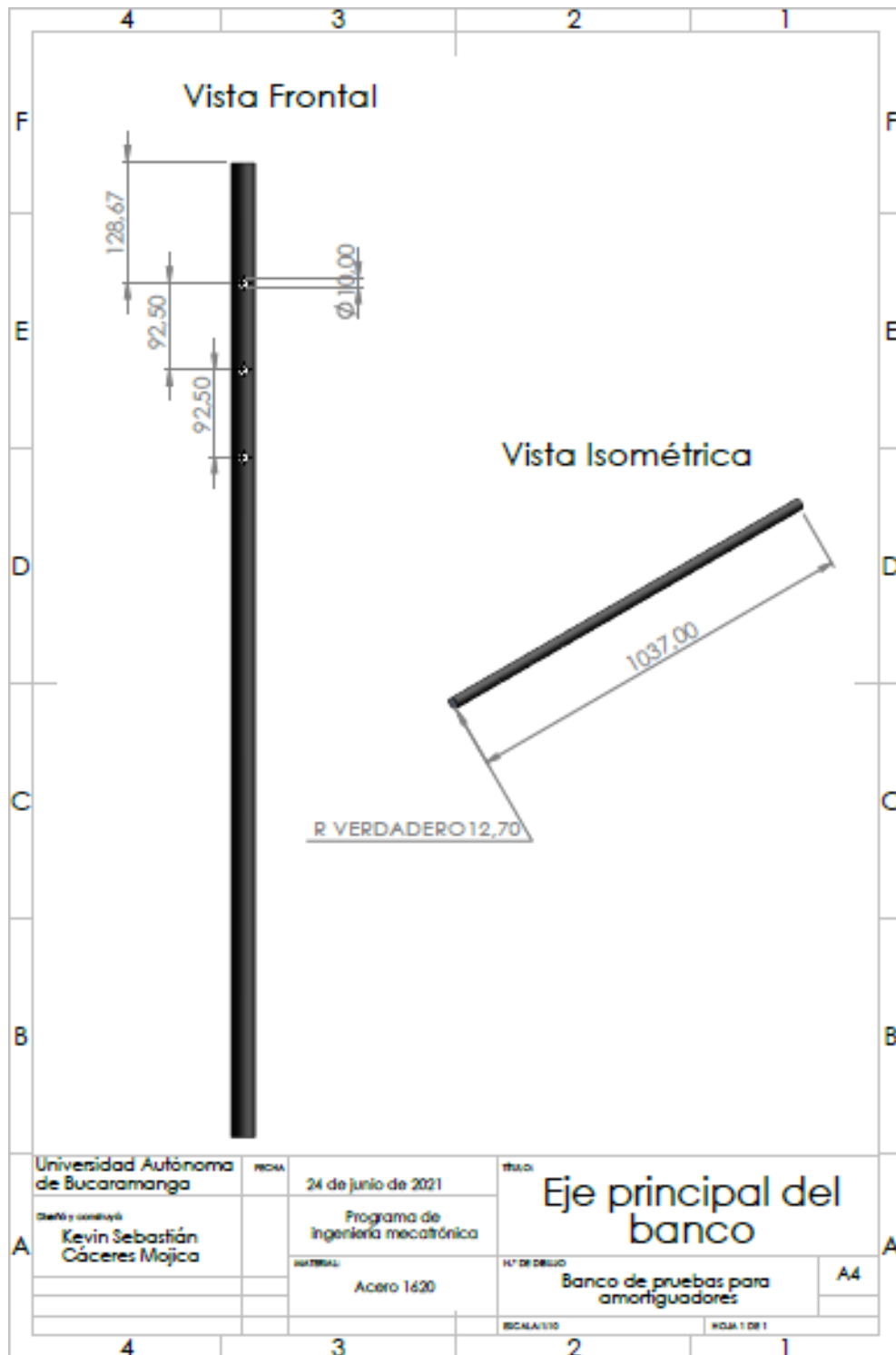
Anexo G. Plano base superior.



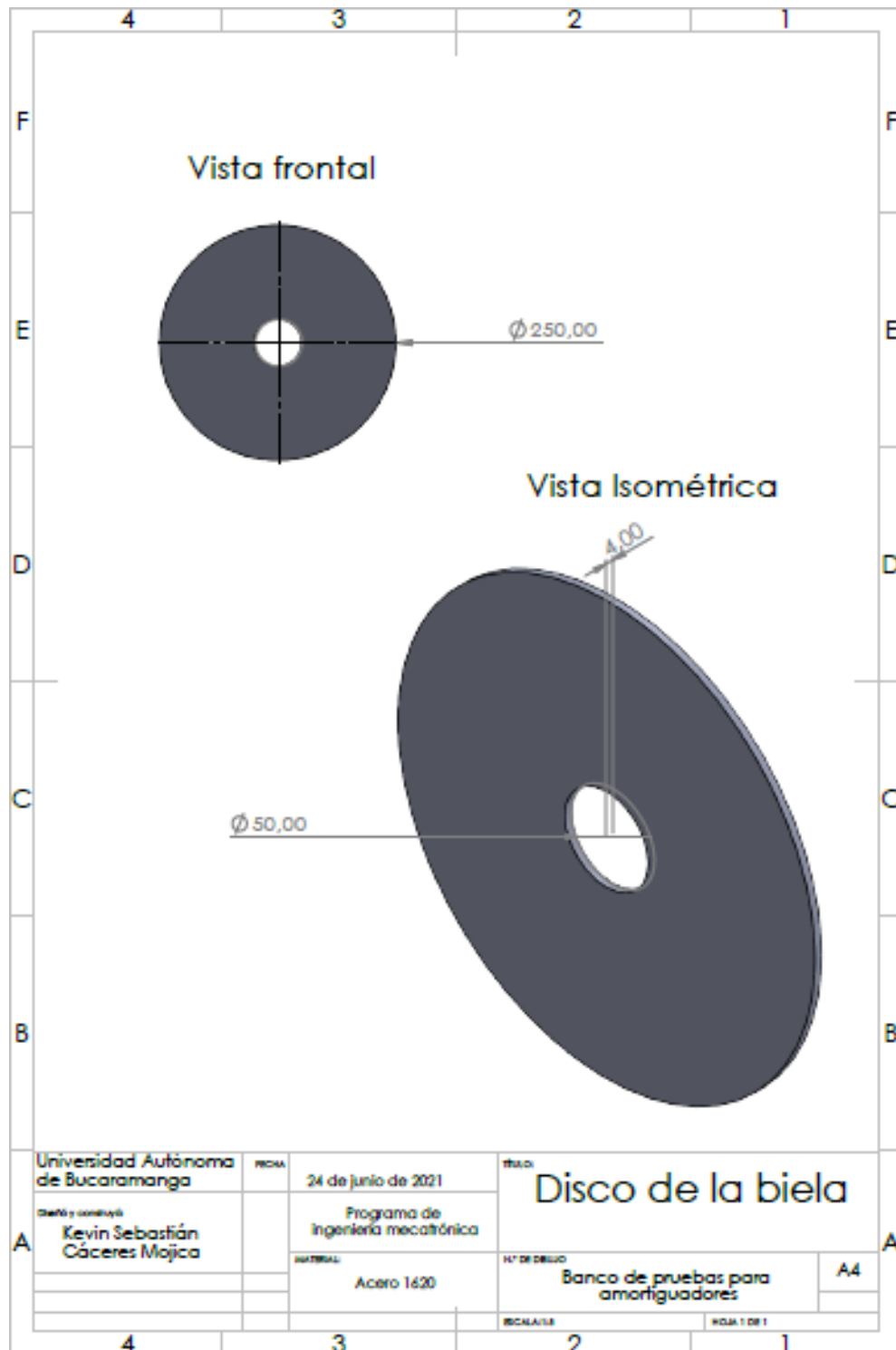
Anexo H. Plano base inferior.



Anexo I. Plano eje principal del banco.



Anexo J. Plano disco de la biela.



Anexo K. Código de calibración celda de carga.

```
#include "HX711.h"

// Pin de datos y de reloj
byte pinData = 3;
byte pinClk = 2;

HX711 bascula;

// Parámetro para calibrar el peso y el sensor
float factor_calibracion = 20780.0; //Este valor del factor de calibración es el que se debe modificar

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.println("HX711 programa de calibracion");
  Serial.println("Quita cualquier peso de la bascula");
  Serial.println("Una vez empiece a mostrar informacion de medidas, coloca un peso conocido encima de la bascula");
  Serial.println("Presiona + para incrementar el factor de calibracion");
  Serial.println("Presiona - para disminuir el factor de calibracion");

  // Iniciar sensor
  bascula.begin(pinData, pinClk);

  // Aplicar la calibración
  bascula.set_scale();
  // Iniciar la tara
  // No tiene que haber nada sobre el peso
  bascula.tare();

  // Obtener una lectura de referencia
  long zero_factor = bascula.read_average();
  // Mostrar la primera desviación
  Serial.print("Zero factor: ");
  Serial.println(zero_factor);
}

void loop() {

  // Aplicar calibración
  bascula.set_scale(factor_calibracion);

  // Mostrar la información para ajustar el factor de calibración
  Serial.print("Leyendo: ");
  Serial.print(bascula.get_units(), 1);
  Serial.print(" kgs");
  Serial.print(" factor_calibracion: ");
  Serial.print(factor_calibracion);
  Serial.println();

  // Obtener información desde el monitor serie
  if (Serial.available())
  {
    char temp = Serial.read();
    if (temp == '+')
      factor_calibracion += 10;
    else if (temp == '-')
      factor_calibracion -= 10;
  }
}
```

Anexo L. Código de adquisición de datos en Arduino.

```
// Inclusion de librerias
#include "HX711.h"

// Definicion de pines
#define pin_clk_balanza  A0
#define pin_out_balanza  A1
int sensorPin = A2;
int sensorValue;
int vel = 0;
int distancia_cm_l=0;
int millis_medicion=1000; //
#define factor_balanza  15290    // Factor de calibracion para balanza

// Declaracion de objetos
HX711 balanza;

// Declaracion de variables
float peso;
String cadena = "";
void setup() {

    // Iniciar comunicacion serial
    Serial.begin(9600);

    // Iniciar sensor de balanza
    balanza.begin(pin_out_balanza, pin_clk_balanza);
    balanza.set_scale(factor_balanza);
    balanza.tare(20);
void velocidad(){

    vel = distancia_cm-distancia_cm_l;
    cadena = int(peso);
    cadena = cadena+" ";
    cadena = cadena+int(distancia_cm);
    cadena = cadena+" ";
    cadena = cadena+vel;// Derivación
    distancia_cm_l=distancia_cm;
}
void loop() {

    sensorValue = analogRead(sensorPin);
    float distancia_cm = (0.046 * sensorValue) + (13.9); //Calibración LVDT
    peso = balanza.get_units(1);
    peso=peso*100;

    Serial.println(cadena);
    cadena = "";
    delay(10);
}
```

Anexo M. Código de la HMI en Visual Studio.

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.ComponentModel;
using System.Data;
using System.Drawing;
using System.Linq;
using System.Text;
using System.Threading.Tasks;
using System.Windows.Forms;
using System.IO;

namespace DataSuspension
{
    public partial class Form1 : Form
    {
        int cont = 0;
        String datosF;
        String datosD;
        String Lectura;

        String[] Datos = new string[2];
        float fuerza;
        float distancia;
        float velocidad;
        float t;
        Boolean able = false;
        public Form1()
        {
            InitializeComponent();
        }

        private void label1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
        }

        private void Form1_Load(object sender, EventArgs e)
        {
            comboBox1.DataSource = System.IO.Ports.SerialPort.GetPortNames();
            button2.Enabled = false;
        }

        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            serialPort1.PortName = comboBox1.SelectedItem.ToString();
            serialPort1.Open();
            button1.Enabled = false;
            button2.Enabled = true;
        }

        private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            serialPort1.Close();
            button2.Enabled = false;
            button1.Enabled = true;
        }

        private void serialPort1_DataReceived(object sender, System.IO.Ports.SerialDataReceivedEventArgs e)
        {
            able = true;
            Lectura = serialPort1.ReadLine();
            if (Lectura.Length>5) {
```

```

    Datos = Lectura.Split(' ');
    if (Datos.Length > 0) {
        fuerza = float.Parse(Datos[0])/98;
        distancia = float.Parse(Datos[1])/100;
        velocidad = float.Parse(Datos[2])/1000;
        t = cont / 10;
    }
}

private void timer1_Tick(object sender, EventArgs e)
{
    cont = cont + 1;

    if (able) {
        chart1.Series[0].Points.AddXY(distancia,fuerza);
        chart2.Series[0].Points.AddXY(velocidad,fuerza);
        datosF = t.ToString()+","+ fuerza.ToString()+"," + distancia.ToString() + "," + velocidad.ToString() + "\n";

        File.AppendAllText("datos.txt", datosF);
    }

    able = false;
}

private void button4_Click(object sender, EventArgs e)
{
}

private void label1_Click_1(object sender, EventArgs e)
{
}

private void label4_Click(object sender, EventArgs e)
{
}
}

```

Anexo N. Circuito electrónico de la instrumentación empleada.

