



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño y manufactura de un
amortiguador electromagnético
implementado en robots
cableados**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniera mecánica

P R E S E N T A

Mercedes Ximena Zepeda Fuentes

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Diego Armando Zamora García



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2021

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica (CDMIT) por abrirme sus puertas para ser parte de tan grandioso equipo de trabajo.

A Diego y Luis, por todo el apoyo que me brindaron, por todas las enseñanzas, por impulsar y motivarme en mis ideas, por toda la confianza que depositaron en mí.

Al Dr. Alejandro, por cimentar el gusto hacia la investigación y la generación de conocimiento, por incentivar la exploración de nuevos conceptos, así como por coadyuvar en el desarrollo de mi trabajo.

A mi familia, porque he contado con todos y cada uno de ellos, por los consejos y el soporte brindado en todo momento.

A Saúl, por crecer juntos personal y profesionalmente, por el increíble dúo que formamos, por estar ahí en todo momento y por apoyarnos en alcanzar nuestros logros y objetivos.

A Fer, por su constante motivación durante la realización de este escrito y su contribución como revisora de este.

A Helgi, por sus observaciones y la recíproca retroalimentación y apoyo a lo largo de la escritura de nuestras respectivas investigaciones.

A mi hermano.

Resumen

Se han estudiado diversos fenómenos vibratorios que se presentan en los cable robots de configuración plana, así como los problemas que se originan en los sistemas a causa de estos fenómenos y las posibles soluciones a estos. Uno de estos problemas es la presencia de vibraciones fuera del plano de trabajo, ya que el efector final de dichas máquinas o arreglos cableados no cuentan con una restricción mecánica en dirección ortogonal al plano de trabajo.

Para esta investigación en particular se requirió el diseño de un amortiguador electromagnético de un grado de libertad para propósito especial debido a los requerimientos particulares de la máquina, dicho dispositivo comprende dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y conversión de energía. Como punto de partida, se indagó en los tipos de amortiguadores electromagnéticos y sus aplicaciones físicas y analíticas.

Posterior a ello, para su desarrollo se hizo uso de conceptos tales como diseño cinemático y mecánica de precisión, así como de elementos de diferentes metodologías, por ejemplo, la metodología de diseño funcional. Con base en esto y haciendo uso de modelado geométrico, análisis por elemento finito, criterios de selección y procesos iterativos, se diseñaron, caracterizaron, adquirieron, evaluaron, caracterizaron y después, por medio de distintos métodos de manufactura como fueron maquinado por arranque de viruta y manufactura aditiva, se fabricaron cada uno de los elementos que conformaron dicho dispositivo, entre los cuales destacan: soportes, ejes circulares, buje, resortes, bobina de cobre, imanes de neodimio, así como piezas complementarias para acoplar las piezas. Cabe mencionar que este proceso se realizó de manera iterativa para lograr los resultados óptimos esperados.

Posterior al diseño y manufactura de los elementos, el ensamble final se sometió a pruebas experimentales de vibración libre bajo dos casos de estudio, el primero, donde el amortiguador electromagnético (AE) estuvo funcionando como tal, es decir, con una resistencia eléctrica conectada a las terminales de la bobina; y el segundo, donde dicha resistencia no estuviera conectada a la bobina, de tal modo que el circuito estuviera abierto. Las pruebas consistieron en el lanzamiento del AE desde una distancia de 30 mm fuera del plano de trabajo, de este modo se registró y capturó el desplazamiento con respecto al tiempo que describió sobre ese eje.

Ambos casos de estudio sirvieron para comparar el comportamiento del dispositivo e identificar la influencia obtenida en el tiempo de asentamiento y en la amplitud vibratoria. En virtud de los resultados obtenidos con dichas pruebas, se comprobó que el diseño propuesto del Amortiguador Electromagnético es válido y funcional para los propósitos de dicha investigación.

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN	8
a.	Contexto	8
b.	Planteamiento del problema	12
c.	Objetivo general	12
d.	Objetivos específicos	12
e.	Preguntas de investigación	12
f.	Hipótesis	12
2.	ESTADO DEL ARTE.....	13
a.	Amortiguadores electromagnéticos	13
a.1.	Aplicaciones.....	15
b.	Mecánica de precisión	18
c.	Diseño cinemático.....	21
c.1.	Restricciones y sobre restricciones.....	22
c.2.	Aplicaciones: Acoplamientos cinemáticos.....	23
d.	Fricción: Fricción viscosa y fricción seca (Coulomb).....	27
3.	METODOLOGÍA.....	31
a.	Modelo matemático.....	31
b.	Diseño conceptual.....	32
b.1.	Diagrama funcional.....	32
b.2.	Planteamiento de conceptos	35
b.3.	Selección de conceptos	35
b.3.1.	Variar masa.....	35
b.3.2.	Variar constante de rigidez k del resorte.....	37
b.3.3.	Variar campo magnético.....	37
b.3.4.	Variar resistencia eléctrica.....	38
b.3.5.	Desplazar linealmente la masa	38
c.	Diseño y fabricación de elementos.....	38
c.1.	Soportes.....	39
c.1.1.	Soporte en "T" Versión 1 (<i>1° iteración</i>)	41
c.1.2.	Soporte en "T" Versión 2 (<i>2° iteración</i>)	44

c.1.3. Soporte en "T" Versión 3 (3° iteración)	48
c.1.4. Soporte en "T" Versión 4 (4° iteración)	56
c.2. Resortes	61
c.3. Masa osciladora (Grado de libertad)	66
c.3.1. Placas de latón.....	66
c.3.2. Buje.....	68
c.3.3. Soporte de bobina	69
c.3.4. Unión cinemática	72
c.4. Subensamble para campo magnético	76
d. Protocolo experimental	78
4. RESULTADOS.....	80
a. Prototipo armado	80
a.1. Ensamble completo del modelo geométrico (CAD)	80
a.2. Prototipo físico.....	83
b. Vibración con masa.....	87
c. Vibración con masa y resistencia.....	88
d. Comparación de vibraciones	89
5. CONCLUSIONES.....	92
a. Conclusiones generales y particulares	92
b. Trabajo a futuro.....	94
6. REFERENCIAS	96
7. ANEXO	100
a. Planos de componentes.....	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Espacio de trabajo en el arreglo cableado	9
Figura 2. (A) AE de gran escala aplicado en un turbo generador [20]; (B) AE aplicado para el estudio de un rotor de masas múltiples [18].	18
Figura 3. Grados de libertad de un sistema	22
Figura 4. Restricción en el eje Z y desplazamientos permitidos	22
Figura 5. Sobre restricción en X.....	23
Figura 6. (A) Acoplamiento cinemático de tres ranuras; (B) Mordaza de Kelvin [32]	25
Figura 7. (A, B y C) Propuestas de diseño cinemático aplicado en una guía lineal [25]	26
Figura 8. Oscilador lineal.....	31
Figura 9. Amortiguador electromagnético	32
Figura 10. Resistencia eléctrica comercial de 220 Ω	38
Figura 11. Guía lineal cuadrada.....	38
Figura 12. Cubo formado por aristas de aluminio (modelo geométrico CAD).....	39
Figura 13. Soporte en "T" Versión 1	41
Figura 14. Aplicación de una fuerza puntual y restricciones cinemáticas.....	42
Figura 15. Vista superior de la versión 1	43
Figura 16. (A) Vista isométrica V1; (B) Acercamiento V1	43
Figura 17. Soporte en T Versión 2.....	45
Figura 18. Restricciones cinemáticas sobre el eje X.....	46
Figura 19. Vista superior versión 2	47
Figura 20. (A) Vista isométrica V2; (B) Acercamiento V2	47
Figura 21. Soporte en "T" Versión 3, Soporte fijo	49
Figura 22. Vista superior V3, Soporte fijo.....	51
Figura 23. Soporte fijo (A) Vista isométrica; (B) Acercamiento V3.....	51
Figura 24. Soporte en "T" Versión 3, Soporte ajustable.....	52
Figura 25. Vista superior V3, Soporte ajustable.....	53
Figura 26. Soporte ajustable (A) Vista isométrica V3; (B) Acercamiento V3	54
Figura 27. Condición ideal y real de paralelismo entre bujes.....	55
Figura 28. Soporte en "T" Versión 4.....	57
Figura 29. Restricciones cinemáticas sobre los ejes X y Y.....	58
Figura 30. Vista superior V4.....	59

Figura 31. (A) Vista isométrica V4; (B) Acercamiento V4	59
Figura 32. Soporte en "T" V4, fabricado en PLA, (A) Vista frontal; (B) Vista posterior	61
Figura 33. Diferentes resortes fabricados.....	63
Figura 34. Vista lateral de la ubicación de componentes. Uso de un solo resorte.....	64
Figura 35. Vista lateral de la ubicación de componentes. Uso de un resorte a cada extremo de la masa.....	64
Figura 36. Contrapesos (A) Placa 1; (B) Placa 2.....	66
Figura 37. (A) Placas terminadas; (B) Proceso de maquinado por arranque de viruta	67
Figura 38. Buje de aluminio	68
Figura 39. Proceso de maquinado y resultado final.....	69
Figura 40. Bobina de cobre	69
Figura 41. Soporte interno. (A) Vista isométrica; (B) Vista superior; (C) Vista frontal; (D) Vista lateral	70
Figura 42. Soporte interno para bobina fabricado en PLA. (A) Buje insertado por interferencia; (B) Vista superior; (C) Soporte y bobina con terminales conectadas; (D) Soporte, placas y bobina	71
Figura 43. Soporte con placas de latón (contrapesos)	71
Figura 44. Desplazamientos sobre el eje Z	72
Figura 45. Pieza para unión cinemática V1. (A) Vista frontal; (B) Vista isométrica; (C) Vista posterior	73
Figura 46. Ensamble con contrapesos y rodamientos metálicos.....	73
Figura 47. Pieza para unión cinemática V2. (A) Vista isométrica; (B) Vista posterior; (C) Vista frontal	74
Figura 48. Pieza para unión cinemática. (A) V1 con restricciones cinemáticas; (B) V2 con contrapesos.....	75
Figura 49. Pieza para unión cinemática V2. (A) Vista isométrica; (B) Vista posterior; (C) Vista frontal	76
Figura 50. Posición de imanes y campo magnético con respecto a la bobina de cobre	77
Figura 51. Sub ensamble para campo magnético.....	78
Figura 52. Ensamble del modelo geométrico del amortiguador electromagnético (Vista isométrica).....	80
Figura 53. Amortiguador electromagnético ensamblado. (A) Vista Superior; (B) Vista frontal	81
Figura 54. Amortiguador electromagnético ensamblado. Corte lateral	82
Figura 55. Amortiguador electromagnético ensamblado. Corte frontal	83
Figura 56. AE Prototipo físico.....	84
Figura 57. AE Prototipo físico. Vista frontal.....	85
Figura 58. AE Prototipo físico. Vista superior	86
Figura 59. AE Prototipo físico. Vista lateral	87
Figura 60. Propuesta para reducir el efecto de la fricción	94

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Solución subamortiguada [38].....	28
Gráfica 2. Movimiento de la masa con amortiguamiento de Coulomb [38]	29
Gráfica 3. Caracterización del resorte 1.....	65
Gráfica 4. Caracterización del resorte 2.....	65
Gráfica 5. Vibración de la masa osciladora sin resistencia eléctrica	88
Gráfica 6. Vibración de la masa osciladora con resistencia eléctrica	89
Gráfica 7. Promedios de la vibración son y sin resistencia eléctrica	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Soluciones físicas para las funciones.....	35
Tabla 2. Variación de masa.....	36
Tabla 3. Comparación de densidad de materiales.....	37
Tabla 4. Matriz de decisión para la selección del material de las placas intercambiables.....	37
Tabla 5. Propiedades físicas y mecánicas del poliláctico (PLA) [49] y [50]	40
Tabla 6. Parámetros de manufactura aditiva.....	41
Tabla 7. Resultados del análisis estructural.....	60
Tabla 8. Comparación de resortes.....	61
Tabla 9. Variables fijas en la fabricación de resortes	63
Tabla 10. Componentes del sub ensamble magnético	77
Tabla 11. Comparación de valores mínimos, máximos y tiempo de asentamiento.....	91

ÍNDICE DE DIAGRAMAS

Diagrama 1. Funciones principales del sistema	33
Diagrama 2. Funciones y subfunciones del sistema	34

1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se redacta el panorama general y el contexto de esta investigación, razones y motivaciones que dieron lugar a la misma, así como las problemáticas que se originan dentro del campo de análisis y estudio. De igual manera se exponen los estudios publicados precedentes derivados de proyectos los cuales dan surgimiento y sustento a esta investigación. Por último, se mencionan las metodologías de diseño aplicadas en las investigaciones previas, así como las que se utilizarán dentro de este análisis.

a. Contexto

Esta investigación se desarrolló en torno al PAPIIT UNAM no. 102318, el cual lleva por nombre “Investigación y análisis de la influencia del efecto de amortiguamiento electromagnético en la atenuación de vibraciones en sistemas actuados por tensores”. Este proyecto se ha desarrollado desde 2017 en el Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica (CDMIT) de la Facultad de Ingeniería que forma parte de la Universidad Nacional Autónoma de México.

Durante este periodo se han estudiado los fenómenos vibratorios que se presentan en los cable robots de configuración plana, así como los problemas que se originan en los sistemas a causa de estos fenómenos. Este arreglo presenta la peculiaridad de experimentar vibraciones de grandes amplitudes y prolongados tiempos de asentamiento que se presentan en la dirección perpendicular al plano de sujeción, o bien, fuera del plano de trabajo, ya que debido a su configuración no existe una restricción mecánica en esa dirección, por lo que su desplazamiento en dicha dirección puede llegar a ser inevitable, siendo un sistema susceptible a perturbaciones externas pudiendo incrementar o dar origen a las vibraciones imposibilitando la correcta operatividad de estas máquinas. De tal modo que la principal interrogante a resolver fue encontrar la manera en que estas vibraciones se vieran significativamente reducidas y a su vez, la energía cinética derivada de las vibraciones sea aprovechada para ser transformada en energía eléctrica.

Para resolver el problema de la vibración se propuso el uso de amortiguadores de masa sintonizada (AMS), los cuales utilizan la energía mecánica para que el dispositivo cumpla su función de amortiguador de las vibraciones por medio de una masa osciladora que se encuentra suspendida y que además, puede tener diversas configuraciones [1], por su parte, también se encuentran los amortiguadores electromagnéticos de masa sintonizada (AEMS) a los cuales se les agrega como parte de su configuración un circuito conformado por una resistencia y una bobina de inductancia L (R - L , donde R es la resistencia eléctrica y L es la inductancia de la bobina) y su principal característica es que poseen la capacidad de convertir la energía mecánica derivada de la vibración en energía eléctrica que puede ser aprovechada posteriormente [2], la forma en que se llevará a cabo esta transformación de energía será a partir de la aplicación de la Ley de Faraday [3].

Para alcanzar los propósitos de esta investigación se requirió el diseño de un amortiguador electromagnético de un grado de libertad para propósito especial debido a los requerimientos particulares

de la máquina, dicho dispositivo comprende dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y conversión de energía. Lo que resulta que su ensamble y ejecución tendrá que ajustarse a un espacio dado el cual consta de un cubo de 10 x 10 cm por lado formado únicamente por sus aristas, las cuales están hechas de aluminio, cada una de 10 mm de espesor, y se unen a través de vértices fabricados de un polímero conocido como poliácido láctico (PLA), también se necesitará hacer una correcta selección de los materiales con los que se fabricarán los componentes que lo conformarán, asimismo, el adecuado funcionamiento en conjunto de todos los elementos deberán garantizar la transformación de energía mecánica derivada de las vibraciones en energía eléctrica en una escala de mW, donde además, los componentes estarán previamente caracterizados y se tendrá un control de las variables que involucrará el diseño y el ensamble, de tal modo que, el diseño de cada componente, su ensamble correspondiente y su eficacia serán evaluados por medio de pruebas experimentales las cuales tienen el objetivo de esclarecer si la conversión de energía mecánica logra ser convertida en energía eléctrica así como el comportamiento obtenido con su implementación, por lo que se recurrirá a la comparación de gráficas con el fin de ser analizadas y encontrar el cambio más significativo antes y después de integrar la resistencia eléctrica propia del diseño del amortiguador electromagnético.



Figura 1. Espacio de trabajo en el arreglo cableado

El equipo de investigación ha realizado contribuciones en el estudio de los fenómenos vibratorios en sistemas cableados bajo configuración plana. En el 2019 se publicó un estudio [4] en el cual se analizó la implementación de un amortiguador de masa sintonizada para la reducción del tiempo de asentamiento de las vibraciones no lineales presentes en los cable robots planos. En este estudio se efectuaron simulaciones numéricas que permitieron la identificación de parámetros de diseño, a su vez, se evaluó el comportamiento de un AMS optimizado en diferentes puntos del plano de trabajo. Las simulaciones concluyeron que el uso de este elemento optimizado reduce ampliamente los tiempos de asentamiento del sistema bajo una configuración y dimensiones determinadas. Ese mismo año, se publicó un segundo artículo enfocado en el análisis del comportamiento viscoelástico axial de cables de acero trenzado de tal modo que se pudieran determinar los parámetros de viscosidad y elasticidad de los cables como una función de la longitud de estos en dirección axial [5]. Al implementar cables en diferentes mecanismos y

máquinas se presentan muchas ventajas como la disminución del peso de los elementos en movimiento provocando una menor inercia, lo cual repercute en un menor consumo energético y la obtención de mayores velocidades y aceleraciones. Asimismo, se abren más posibilidades en cuanto al espacio de trabajo dada la versatilidad que ofrecen los cables. Por último, existen una disminución en los costos de diseño y manufactura. En dicho estudio [5], se demostró que los cables de acero trenzado analizados presentan un comportamiento viscoelástico que puede ser determinado por medio del modelo de Kelvin-Voigt. Este comportamiento axial de los cables de acero trenzado se evaluó experimentalmente realizando una prueba de vibración libre en una máquina de propósito especial denominada como banco de pruebas por gravedad.

Finalmente, se desarrolló una investigación [6] en la cual se presentó el concepto de un amortiguador de masa sintonizada basado en cable con no linealidades geométricas donde se analizó su efectividad para disminuir el tiempo de asentamiento de la vibración libre de una estructura en particular en la que se implementó este arreglo así como disminuir la amplitud vibratoria resultante de la aplicación de una fuerza sinusoidal en la misma estructura. Se planteó el modelo matemático que lo describiera y realizaron simulaciones por computadora de este. Se concluyó que este arreglo no contribuye a reducir el tiempo de asentamiento de las vibraciones libres de oscilaciones lineales de un grado de libertad, por el contrario, presenta un aumento del tiempo de asentamiento. Por su parte, al analizar el comportamiento de la vibración estructural por entrada forzada, se concluyó que el AMS basado en cable es viable para la reducción de la amplitud vibratoria bajo cierta configuración.

Algunas de las metodologías de diseño que se han utilizado en el desarrollo de estas investigaciones han sido la metodología de análisis funcional propuesta por Pahl y Beitz [7], la cual permite abstraer las funciones principales del elemento a diseñar, así como de las funciones auxiliares en las que se apoya. Esta metodología además permite identificar la dirección de las entradas y salidas que se presentarán correspondientes a materia, energía y señales. Por su parte, se hace uso de algunos elementos de la metodología planteada por Ulrich y Eppinger [8] en la que por medio de un proceso iterativo de 5 fases se desarrolla un producto en particular, esta metodología está ampliamente enfocada en conocer al usuario y brindarle una experiencia con el elemento a diseñar. En resumen, para el desarrollo de esta investigación se hará uso de los elementos más característicos de ambas metodologías. Por mencionar alguno, ambos involucran procesos iterativos, en este caso, para el diseño de los diferentes elementos que conformen el amortiguador electromagnético se efectuaron iteraciones las cuales permitieron reconocer deficiencias y errores que fueron modificados y ajustados para la obtención de la mejor versión del elemento en cuestión. Por último, con el Amortiguador Electromagnético (AE) manufacturado y ensamblado en su totalidad, se realizaron pruebas experimentales que permitieron analizar su comportamiento en un par de situaciones: cerrando el circuito eléctrico al conectar una resistencia eléctrica y con el circuito abierto, es decir, sin la conexión de dicha resistencia.

La estructura con la que está conformada este trabajo de investigación consta de cinco secciones principales, siendo la primera parte donde se incluye el planteamiento del problema y el lugar en que se

identificaron los objetivos a alcanzar, así como las hipótesis propuestas con las que se buscó dar respuesta a las preguntas de investigación descritas e incluidas en dicha sección.

La segunda sección abarca todo lo relacionado al Estado del Arte, es acá donde se priorizó la explicación y descripción del funcionamiento, aplicaciones, alcances y características de los amortiguadores electromagnéticos reportados en la literatura y la importancia de estudiar este tipo de dispositivos. Asimismo, se investigó acerca de la mecánica de precisión, su surgimiento, importancia histórica y el impacto que ha tenido hasta nuestros días. A partir de esto, es de donde surge el concepto de diseño cinemático, el cual permite conocer los grados de libertad que tiene un sistema, y de acuerdo con la aplicación deseada, permite restringir dicho sistema correctamente para evitar sobre restricciones, o bien, proveer al diseño de los grados de libertad necesarios para cumplir su función. Para terminar esta sección, se abordaron los temas de fricción seca y de Coulomb, ya que ambos son fenómenos que estuvieron presentes al analizar el comportamiento del dispositivo diseñado.

La sección tercera compete todo lo relacionado a la metodología empleada para desarrollar la investigación, partiendo del modelo matemático, posteriormente, se desarrolló el diagrama funcional que identifica las funciones principales del amortiguador en cuestión, con ello se propuso el planteamiento y la selección de los conceptos sustentados por el diagrama funcional previo. Con lo anterior correctamente establecido e identificado, se procedió a diseñar, fabricar y caracterizar cada uno de los elementos que conformaron al AE, tales como soportes, resortes, piezas complementarias para la bobina, soportes para colocar los imanes, entre otros.

La cuarta sección se presentan los resultados obtenidos, esto incluyó a los prototipos armados, es decir, la versión del modelo geométrico (CAD) y el prototipo físico. También contiene los resultados de las pruebas realizadas conectando una resistencia eléctrica a la bobina y sin conectar dicha resistencia, es decir, con el circuito abierto y cerrado; las diferencias entre estos dos casos de estudios se presentaron en una gráfica comparativa, en esta es donde se observó el cambio en el tiempo de asentamiento entre ambos casos de estudio propuestos.

La última sección de este trabajo de investigación incluye las conclusiones generales y particulares que se obtuvieron, los descubrimientos encontrados, los objetivos alcanzados, las hipótesis que fueron validadas, la utilidad que tuvo para solventar paralelamente la investigación en la cual se implementará el amortiguador electromagnético, así como algunas propuestas para trabajo a futuro y puntos a mejorar. Posterior a las conclusiones se encuentran las referencias a toda la literatura consultada, así como los planos de los elementos que conformaron al dispositivo diseñado.

b. Planteamiento del problema

Un amortiguador electromagnético es un dispositivo capaz de convertir la energía mecánica en energía eléctrica. Por medio de elementos de la metodología de diseño funcional se requiere diseñar, fabricar y validar un dispositivo de este tipo de baja potencia que pueda ser implementado en una máquina de propósito especial (cable robot plano), el cual permita variar los parámetros propios de un oscilador lineal ($m-k-b$), así como los que se integran en un amortiguador electromagnético ($R-L$).

c. Objetivo general

Diseñar, manufacturar y analizar el comportamiento de un amortiguador electromagnético de un grado de libertad para la validación de su utilización en una máquina de propósito especial (robot cableado).

d. Objetivos específicos

- Diseñar y manufacturar un amortiguador electromagnético de pequeña escala (mW) de un grado de libertad para su uso en atenuación de vibraciones de cable robots.
- Identificar las variables y funciones importantes para la correcta operación del amortiguador electromagnético.
- Aplicar metodologías de diseño comparativo y funcional en la creación del amortiguador electromagnético.
- Manufacturar el amortiguador electromagnético y probar su funcionamiento en la aplicación de cable robots.
- Analizar el comportamiento del amortiguador electromagnético con el circuito eléctrico cerrado y abierto, es decir, con una resistencia eléctrica conectada y sin conectar.

e. Preguntas de investigación

- ¿Cuáles son las variables importantes por tomar en cuenta para el diseño de AE de baja potencia (mW)?
- ¿Cuál es la configuración mecánica adecuada para el amortiguador electromagnético?
- ¿Cómo afecta en el comportamiento del AE al tener el circuito eléctrico abierto y cerrado?

f. Hipótesis

- Las variables más importantes en el diseño son el desplazamiento lineal, magnitud del campo magnético, número de espiras del imán, materiales no magnéticos.
- La configuración adecuada funcionará con una sola guía lineal cuadrada que restrinja cinco grados de libertad. Tendrá soportes en los extremos. El imán se desplazará por la guía lineal.
- El tiempo de asentamiento del amortiguador electromagnético se reducirá cuando se cierre el circuito con la conexión de una resistencia eléctrica.

2. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se presenta el estado del arte, en el cual se comienza hablando de los amortiguadores electromagnéticos, qué son, cómo funcionan, así como diversas aplicaciones que se tienen en la industria y diferentes investigaciones analizando sus funciones. Después, se habla de la mecánica de precisión, su importancia y aplicaciones en componentes mecánicos. Luego, se plantea el concepto de diseño cinemático, dentro del cual se aborda el tema de diseño de restricción exacto, su aplicación en acoplamientos cinemáticos y su importancia en esta investigación. Finalmente, se estudia el tema de la fricción en sus dos casos: fricción viscosa y fricción seca, esta última también conocida como fricción de Coulomb.

a. Amortiguadores electromagnéticos

Los dispositivos electromagnéticos tienen la capacidad de convertir la energía mecánica en energía eléctrica, una rápida reacción en el tiempo, bajo consumo de energía y alta fuerza de accionamiento, por ello, son muy usados en la generación y almacenamiento de la misma, igualmente, la conversión de electricidad evita los problemas de sobrecalentamiento comunes asociados con los amortiguadores de fluidos convencionales [9], [10] y [11]. Por su parte, los amortiguadores se utilizan ampliamente en máquinas rotativas de alta velocidad para mejorar la estabilidad del sistema [12]. Al unir estos dos conceptos se encontró que las ventajas que presentan los amortiguadores electromagnéticos con respecto a los viscosos, viscoelásticos y piezoeléctricos es la ausencia de contacto mecánico, alta estabilidad térmica y alta fiabilidad, pero se requiere de una masa y volumen determinados para alcanzar una determinada amortiguación [13], siendo muy versátiles en cuanto sus aplicaciones.

Asimismo, el concepto de Amortiguador Electromagnético (AE) es inspirado a partir del amortiguador de derivación piezoeléctrico [9], ya que hace tres décadas se realizaron experimentos con el propósito de buscar sistemas de mejora de energía cinética y de deformación para estructuras y se descubrió que la implementación piezoeléctrica derivada resonante aumenta la amortiguación de la estructura con respecto a las demás propuestas [14]. Propiamente, Palomera [15] define al amortiguador electromagnético como un dispositivo de autoexcitación que proporciona una fuerza de reacción a un movimiento aplicado, asimismo, menciona que dicho dispositivo generalmente consta de imanes permanentes y bobinas que tienen un movimiento relativo entre sí. Se ha demostrado en [16] que este dispositivo al ser aplicado como un sistema de control activo innovador para reducir la vibración estructural ofrece muchas ventajas sobre los sistemas de control de amortiguación convencionales, ya que es un dispositivo que permite convertir la energía cinética en energía eléctrica, ya no sólo en calor o en deformaciones del material [15].

Kim et al. [17] redacta que existen situaciones en donde no es posible tener una fuente de alimentación adicional, por lo que este dispositivo es capaz de realizar tres funciones simultáneamente: control/amortiguamiento de vibraciones, recolección de energía y estimación de la tensión en casos particulares en donde se trabaja con cables y arreglos cableados. La recolección de energía a partir de la

vibración ambiental en un sistema cableado es una solución emergente y prometedora precisamente para remediar el problema asociado al suministro de energía ya que es posible alimentar a diferentes sensores que interactúan en el sistema o que se encuentren de manera autónoma [11]; dicha recolección puede ejercerse mediante condensadores y baterías recargables, siendo estas últimas las más utilizadas debido a su mayor densidad de potencia y menor tasa de auto descarga. Asimismo, Shen y Zhu [11] exponen que la inducción electromagnética es una herramienta muy prometedora cuando se trata de reducción de vibraciones, así como de recolección energética. Finalmente, de acuerdo con [16], otras ventajas que ofrece este arreglo es la reducción del contacto mecánico entre componentes, existe un bajo desgaste de las piezas de operación, alta eficiencia de trabajo, capacidad de respuesta rápida, suelen ser sistemas silenciosos y robustos, además, es un sistema que puede llegar a ser considerado amigable con el ambiente.

Se han efectuado varias investigaciones abordando el concepto del AE entre las cuales están la realizada por Toshihiko et al. [17], donde desarrolló un amortiguador de masa enfocado en el control de vibraciones estructurales cuya masa es impulsada activamente por una señal de amplitud modulada. Mientras tanto, Allaire et al. en [18] investigaron los efectos de este dispositivo en un rotor de tres masas el cual simularía el comportamiento dinámico de una turbina de vapor o bien, de un compresor, bajo parámetros de trabajo establecidos logró disminuir las vibraciones del sistema, se obtuvo un cambio en la frecuencia, también se aumentó la amplitud vibratoria así como la rigidez del sistema.

Existen diferentes tipos de sistemas con los que puede operar un AE, entre los que se encuentran los sistemas activos, pasivos e híbridos. Como se describen en [15], los sistemas pasivos no requieren de energía externa para mitigar los efectos de las perturbaciones. En contra parte, los sistemas activos usan energía externa para alimentar los actuadores que anulan las cargas dinámicas e igualmente utilizan sensores, asimismo, otra característica de esta estrategia es la retroalimentación constante que se tiene al sistema. Por último, los sistemas híbridos combinan ambas estrategias de tal forma que haya una complementación, por ejemplo, se puede usar el sistema activo para mejorar el desempeño del sistema pasivo, o bien, utilizar el sistema pasivo para reducir los requerimientos energéticos del sistema activo.

En ese sentido y tal como se ha estado mencionando previamente en [15], el AE pasivo es un dispositivo electromecánico que proporciona una fuerza opuesta al movimiento ejercido sin necesitar energía eléctrica externa el cual tiene la capacidad de convertir la energía cinética en energía eléctrica. Un ejemplo es el presentado por Zheng et al. [12], el cual lleva esta denominación ya que no necesita de sensores ni control dentro de un circuito cerrado, además, su configuración es similar a la de un cojinete electromagnético radial ya que fue aplicado en la validación de la reducción de la vibración de un rotor en donde los resultados experimentales mostraron que el uso de un par de amortiguadores electromagnéticos pasivos puede reducir la vibración y permite el paso a una velocidad crítica del sistema; además, encontraron que para trabajar en velocidades de rotación relativamente más altas, el coeficiente de amortiguación se puede aumentar agregando un circuito adicional. Por último, hay una última categoría que merece ser abordada, este es el caso de los dispositivos semiactivos, cuyos parámetros pueden

cambiarse activamente, con un aporte mínimo de energía, para adaptarse a los cambios en la naturaleza de la perturbación [15].

En cambio, Kasarda et al. [19] explican que los amortiguadores magnéticos activos son una tecnología prometedora para reducir considerablemente las vibraciones sub sincrónicas independientemente de la fuente de excitación. En su investigación se usaron junto con rodamientos de soporte convencionales, por tal motivo, un amortiguador magnético activo se localiza estratégicamente en el rotor para adicionar amortiguación de manera efectiva con o sin rigidez adicional para modificar la respuesta vibratoria de un rotor. Cabe mencionar que este tipo de amortiguadores tampoco necesitan de lubricación. El autor además encontró que el uso de dicho dispositivo puede aumentar significativamente la respuesta de vibración síncrona al aumentar la rigidez del sistema y acercar una velocidad crítica a una velocidad de operación. Finalmente, existen casos como el mostrado en [15] en donde el amortiguador electromagnético podría usarse como un actuador en un sistema de control activo invirtiendo la dirección del flujo de energía.

En los párrafos siguientes se describirán algunas de las aplicaciones más importantes y características que han tenido estos dispositivos y que han sido descritas en la literatura, desde aplicaciones a pequeña como a gran escala y los descubrimientos que se han logrado con estas investigaciones.

a.1. Aplicaciones

Se ha investigado el uso de esta tecnología en el área de la ingeniería civil, particularmente en la simulación y experimentación para reducir las vibraciones en estructuras ocasionadas por vientos fuertes o temblores. Así pues, Zhang y Ou [16] evaluaron mediante simulaciones numéricas y de forma experimental la aplicación de un amortiguador electromagnético bajo diferentes casos de operación demostrando que la implementación de dicho dispositivo es un sistema de control activo robusto y estable para la supresión de vibraciones estructurales siendo prometedor para la protección de estructuras contra terremotos y otros tipos de excitaciones. Palomera [15] indica que la utilización de AE en sistemas de amortiguación estructural proporciona flexibilidad la cual anteriormente no estaba disponible para los diseñadores de edificios.

Continuando en el área de las aplicaciones en ingeniería civil, se han publicado estudios donde se propone la utilización de dispositivos electromagnéticos con fines tanto de amortiguación de vibraciones como de captación de energía en este tipo de estructuras, tal es el caso del expuesto por Shen y Zhu [11], este estudio evalúa la implementación de dicho dispositivo bajo la excitación del viento en un puente atirantado, es decir, se involucra el uso de cables y también se aborda el concepto de un arreglo cableado. El AE en cuestión es de doble función ya que cumple con las funciones de control de vibración y recolección de energía. De este modo, se absorbe energía vibratoria estructural la cual se convierte en energía eléctrica a través del principio de inducción electromagnética, para posteriormente ser recolectada y almacenada. El AE de doble función propuesto por el autor tiene un gran potencial para convertirse en una fuente de energía regenerativa para pequeños dispositivos electrónicos. Por último, se analiza la amortiguación total, la cual consiste en amortiguación electromagnética y amortiguación parásita, la última

de las cuales provoca la disipación de potencia. El amortiguador electromagnético es una máquina eléctrica y, como tal, se puede utilizar como actuador o generador [15].

Por otro lado, la mayoría de los casos de estudio se han centrado en el desarrollo y análisis de amortiguadores electromagnéticos de pequeña escala, por lo que Chan y Morel [20] estudiaron y construyeron uno de gran escala el cual se probó en un banco de pruebas para demostrando que es posible ser aplicado a un turbogenerador de 900 MW en funcionamiento para lo cual se utilizaron un par de rodamientos electromagnéticos de 4 toneladas colocados a los extremos del eje del rotor de 4 metros de largo y 2 toneladas. En resumen, el objetivo del autor se logró y demostró que también es posible reducir las vibraciones en dichas dimensiones de trabajo y bajo condiciones específicas de operación.

Los amortiguadores electromagnéticos han tenido un amplio campo de aplicaciones dentro del ramo industrial, van desde el campo de máquinas rotativas (las cuales a menudo tienen problemas de vibración debido a los ejes largos y delgados propios de su diseño), suspensiones de vehículos, o bien su uso la aeronáutica, donde su implementación se ha basado en el control de la vibración lateral de motores de avión [21] y [18]. Como se dice en [17], las vibraciones deben reducirse para evitar fallas estructurales y brindar seguridad y comodidad a las personas.

Asimismo, los amortiguadores electromagnéticos pueden ser una alternativa válida a los sistemas de amortiguamiento viscoelásticos e hidráulicos debido a la ausencia de problemas de fatiga debido al contacto entre componentes, la amplia posibilidad de ajuste incluso en operación y a que el comportamiento puede ser fácilmente predecible [21]. En sentido similar, cabe señalar que como se menciona en [15] las características y el comportamiento del AE se puede ajustar cambiando los parámetros del circuito eléctrico que incluye, más adelante, en la sección donde se aborda el modelo matemático del sistema se podrá corroborar lo dicho anteriormente.

En el caso de aplicaciones en el área automotriz se encuentra su uso en suspensiones para automóviles, estas deben soportar todo el peso del vehículo, así como aislar las vibraciones que se generen para evitar otros daños en diferentes sistemas, al igual que garantizar trayectos y viajes cómodos y silenciosos. Los sistemas de suspensión también pueden ser divididos en pasivos, semi activos y activos de acuerdo con las tareas que desempeñe [22]. Por ello, se han realizado estudios con énfasis en el uso de un amortiguador electromagnético en un sistema de suspensión pasiva en el cual se permita ajustar el coeficiente de amortiguamiento por medio de la variación de corriente suministrada a través de un controlador o por un circuito electrónico, permitiendo que el amortiguador electromagnético opere en paralelo con sistema basado en una suspensión pasiva. Además, Shen y Zhu [11] mencionan que se ha desarrollado un sistema de suspensión de vehículos electromagnético con una función de recuperación de energía.

Los amortiguadores electromagnéticos también se han utilizado para reducir las vibraciones que se originan en el eje de transmisión de vehículos, este es comúnmente usado en las llantas delanteras para transmitir energía del motor a las llantas. Sus principales problemas se relacionan directamente con el

ruido generado y resonancia debida a la vibración [10]. Anteriores métodos de reducción de la vibración en el eje de transmisión han sido métodos pasivos y estos únicamente reducen la amplitud de la vibración en una frecuencia predeterminada, pero al implementar un amortiguador electromagnético permite disminuir estas vibraciones tanto en el modo pasivo como en el activo ya que trabaja bajo las características de un amortiguador dinámico como de una masa amortiguadora [10]. Adicionalmente, en [15] se menciona la existencia de los amortiguadores regenerativos los cuales son máquinas electromagnéticas que se utilizan con fines de control de movimiento y se utilizan principalmente como actuadores o como dispositivos regenerativos. La mayoría de los amortiguadores regenerativos propuestos en la literatura son para aplicaciones en vehículos. La literatura actual muestra que los sistemas de amortiguación regenerativos se han simulado y validado experimentalmente utilizando sistemas de pequeña escala. Por último, cabe mencionar que este tipo de dispositivos son habitualmente utilizados en los sistemas de frenado de los vehículos eléctricos.

Por su parte, en [17] se habla del uso de estos dispositivos para aumentar el rendimiento del amortiguamiento en cables tensores, los cuales son susceptibles a vibraciones debido a la característica de flexibilidad intrínseca de estos. Además, se demuestra numéricamente la viabilidad de un AE en la estructura del cable.

Por lo general, la estructura de un amortiguador electromagnético es simétrica [12], de esta manera se logra que cada parámetro se mantenga en proporción, como pueden ser el número de bobinas y la resistencia e inductancia de estas, así como las distancias entre elementos. De igual forma, la colocación de este dispositivo en el centro de las máquinas y/o estructuras permite controlar los niveles de vibración presentes en el sistema a amortiguar [18].

A continuación, en la Figura 2 se presentan un par de diagramas correspondientes al diseño de amortiguadores electromagnéticos utilizados en la literatura. En la Figura 2(A) se observa el diagrama de un AE de gran escala diseñado con el propósito de ser aplicado en un turbogenerador de 900 MW en funcionamiento [20], el cual se ubicó en los 270° del lado superior del rotor para su fácil instalación, Incluye 6 polos con 4 ejes magnéticos donde cada polo de 45 ° contiene 3 electroimanes independientes. En esta aplicación en particular, la circulación del flujo es axial para reducir las pérdidas energéticas en el rotor. Mientras tanto, en la Figura 2(B) se presenta el AE utilizado en [18], el cual consistió en cuatro electroimanes ubicados radialmente alrededor del rotor. Se trata de un amortiguador activo debido a que los electroimanes tienen corrientes que se ajustan continuamente por un circuito de control de retroalimentación automático. La señal de retroalimentación es proporcionada por sondas de inducción que detectan el desplazamiento del eje. La gran diferencia con respecto a los AE pasivos es que estos no cuentan con un sistema de retroalimentación.

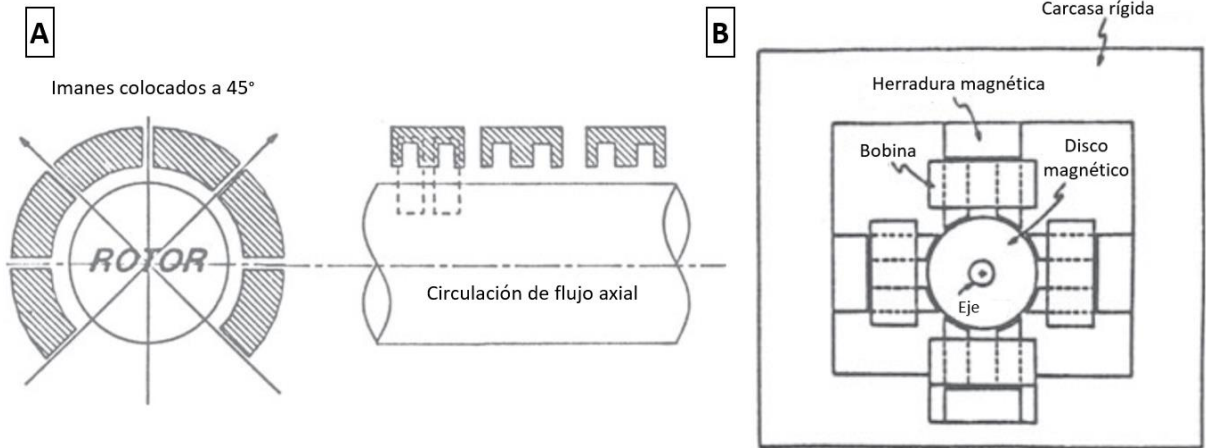


Figura 2. (A) AE de gran escala aplicado en un turbo generador [20]; (B) AE aplicado para el estudio de un rotor de masas múltiples [18].

Esta investigación se enfocó en el desarrollo de un amortiguador electromagnético del tipo pasivo, ya que no requerirá de una entrada de energía adicional para la ejecución de alguna función, simplemente se registrará el desplazamiento de la masa por medio de sensores láser. Como se menciona en [12] y [15], para el diseño adecuado de este dispositivo los parámetros deben optimizarse y configurarse correctamente para el propósito deseado.

b. Mecánica de precisión

La mecánica de precisión se estudia a partir de la ingeniería de precisión, el cual es un nombre relativamente nuevo para una rama de estudio con raíces que se remontan a más de mil años; esas raíces abarcan la astronomía, la metrología, entre otros; por tal motivo es necesario primero definir a qué se refiere la ingeniería de precisión. Según se afirma en [23] involucra el diseño y la construcción de herramientas e instrumentos complicados cuyas piezas deben tener exactamente el tamaño y la posición correctos. En [24], la ingeniería de precisión se define como la interconexión de muchas disciplinas y especialidades con la filosofía del diseño. Asimismo, cubre el diseño, construcción, evaluación, investigación y desarrollo de estos. Ahora bien, la evolución de la tecnología no es un proceso lineal, por tal motivo, en esta rama de estudio se encuentran cientos de reinventiones o iteraciones a lo largo del tiempo, como consecuencia, la rápida evolución de la ingeniería de precisión se produce en entornos en los que se pueden aplicar soluciones tecnológicas comunes a diversos productos.

Asimismo, Slocum en [24] dice que los avances en la ingeniería de precisión generalmente conducen a un mayor rendimiento y a un menor costo en todos los componentes fabricados.

Por su parte, uno de los campos en los que es aplicada la mecánica de precisión es en el diseño y fabricación de instrumentos de medición, para ello es importante mencionar que un instrumento se compone de una serie de partes móviles conectadas entre sí de modo que sea capaz de realizar un movimiento relativo y las dos partes que están en contacto para poder ejecutarlo. Como menciona Furse

[25], para que un instrumento tenga éxito, debe ser preciso, exacto, sensible, tener una repetibilidad constante en sus lecturas y cualquier histéresis inherente debe ser pequeña.

La precisión es de suma importancia y se puede afirmar que un instrumento es exacto cuando el valor leído coincide con el valor real de la medición que se esté ejecutando. Dependiendo del instrumento, la precisión de la medición puede ser afectada por diferentes factores, como son la presión, la humedad, temperatura, así como la misma manipulación por parte del usuario, la cual juega un papel importante a considerar. De igual forma, se busca que los dispositivos o instrumentos de medición tengan una alta repetibilidad.

Mientras tanto, en [24] Slocum declara que los ingenieros de precisión toman en cuenta tres aspectos más representativos y de suma importancia al momento de manipular dispositivos, efectuar y realizar mediciones, estos son la precisión, la repetibilidad y la resolución. En el mencionado estudio el autor también ofrece sus propias definiciones para cada una, en donde describe a la precisión como el error máximo que puede ofrecer la máquina o dispositivo, o bien, en palabras propias del autor “la capacidad que tiene de decir la verdad”. Posteriormente, explica que la repetibilidad es el error que existe entre eventos sucesivos de medición, ejecución, etc.; de igual forma, en sus propias palabras lo describe como “la capacidad de contar la misma historia una y otra vez. Finalmente, menciona que la resolución es el valor mínimo y máximo que una máquina o dispositivo puede ofrecer de lectura, asimismo, textualmente afirma que “es lo detallada que es la historia”. Reafirma su importancia porque proporciona un límite inferior en la repetibilidad que uno podría obtener idealmente.

Por otro lado, posterior al diseño del elemento se continúa con la fabricación, la cual involucra diferentes procesos de mecanizado. Según se plantea en [23], los avances tecnológicos y científicos para un mecanizado de precisión se suscitaron a consecuencia de la segunda guerra mundial, en donde fue una tecnología clave en la fabricación de armas nucleares, el desarrollo de sistemas ópticos infrarrojos así como el surgimiento del método de torneado de un solo punto a través de diamante.

Evans [23] menciona además, algunas de las áreas que tuvieron gran influencia en el desarrollo de tecnología para el mecanizado de precisión, una de ellas es la horología, definida como la ciencia encargada de medir el tiempo, ya que desde el Siglo XVII se comenzaron a desarrollar herramientas e instrumentos con alto grado de precisión para la fabricación de relojes. Por su parte, la rama de la óptica también generó gran influencia debido a la necesidad en la fabricación de lentes con características determinadas, así como los materiales que se encuentran involucrados los cuales pueden no ser tan sencillos de manipular.

Uno de los métodos de mecanizado de precisión más avanzado es el proceso de manufactura de fresado a través de láser el cual originalmente fue presentado como un proceso para manufactura de micro herramientas con estructuras en tres dimensiones la cual permitía tener precisión en la escala de micrómetros [26] y [27]. El fresado con láser elimina el material a través de escanear el punto focal de un láser pulsado intensivo a lo largo de una superficie de la pieza de la pieza de trabajo. Se ha demostrado

que es un proceso viable que se puede aplicar a componentes cerámicos de lotes pequeños a partir de placas cerámicas. Además de cerámicos puede usarse para mecanizar metales duros [26]. Entre algunas de sus ventajas está la posibilidad de crear piezas donde la geometría en las esquinas presenten radios muy pequeños los cuales una herramienta convencional no podría desbastar, y además, se evita el desgaste de la herramienta que se esté utilizando [26] y [27].

Para casos más específicos se encuentra la tecnología de mecanizado de ultra precisión, la cual es fundamental para el desarrollo de fabricación de herramientas y es necesaria para el crecimiento de modernos métodos de fabricación. Cabe mencionar que los lentes ópticos se encuentran dentro de las principales aplicaciones industriales dentro del maquinado de alta precisión [28], dentro de los cuales están sus usos en áreas de astronomía, industria aeroespacial, entre otras. Un ejemplo en particular es el mencionado en [24], donde se habla del caso de la máquina de torneado de diamante óptico (LODTM), por sus siglas en inglés, la cual fue construida en el Laboratorio Nacional Lawrence Livermore. Fue diseñado para mecanizar componentes ópticos grandes (por ejemplo, espejos para telescopios) usando una herramienta de diamante, con una precisión de $0.028 \mu\text{m}$. De modo similar, Hale [29] describe un par de ejemplos más de ingeniería de precisión los cuales también se desarrollaron en el laboratorio anteriormente mencionado, el primero de ellos fue un centro de mecanizado horizontal de alta precisión que fusionó diferentes tecnologías logrando disminuir errores volumétricos. Posteriormente, la denominada Instalación Nacional de Ignición (NIF, por sus siglas en inglés), cuyo proyecto concluyó en el 2003, se trata del láser más poderoso del mundo, dicha instalación ha permitido el desarrollo de investigaciones relacionadas a la fusión nuclear.

Por su parte, dentro de la fabricación de piezas de instrumentos aeroespaciales se requieren piezas muy especializadas de alta calidad y en una cantidad baja o limitada [26]. Este tipo de piezas tienen requisitos muy estrictos en cuanto a materiales, peso y presión, y de los materiales una de las limitantes que se encuentran es el uso de materiales que presentan fracturas bajo altas presiones [28] y [26].

Al hablar de un caso específico como son los rodamientos, se ha demostrado que los errores geométricos provocados por el maquinado pueden provocar cambios en el mecanismo de lubricación y provocar cambios dinámicos de presión, lo que eventualmente ocasiona errores de rotación del rodamiento [28]. En el caso de rodamientos hidrodinámicos se ha encontrado que un error geométrico de forma elíptica se presenta entre la relación posicional del eje y el casquillo del rodamiento lo que puede provocar un cambio en la holgura de la película de aceite [28]. Es por ello la importancia de un maquinado de alta precisión que permita tener piezas dentro de las correctas tolerancias geométricas previamente establecidas y así evitar errores futuros o fallas en las piezas o en el sistema donde se coloque para su funcionamiento.

Por su parte, en [24] se menciona que los especialistas encargados del diseño de máquinas de precisión deben considerar el desgaste como una de las principales variables problemáticas a tomar en cuenta, por tal motivo, cuando se presenta un diseño en el cual habrá superficies en contacto, se debe considerar que el desgaste sea lo menor posible. Continuando con su idea, el autor menciona que, para

minimizar el desgaste entre dos superficies en contacto seco, se deben elegir cuidadosamente los materiales y el acabado de la superficie. De este modo, la opción más viable para este tipo de superficies es la implementación de cojinetes aerostáticos de acción automática, los cuales han existido durante décadas para proporcionar un movimiento giratorio sin fricción sin la necesidad de un suministro de aire presurizado externamente, estos se han usado comúnmente en giroscopios y cabezales de grabadoras de video [24].

Así pues, la importancia que tiene esta rama de la ingeniería dentro de esta investigación es muy grande, ya que al tener un volumen de trabajo tan limitado (1000 cm^3) es necesario que los diseños se adapten correctamente a este, de igual manera, los componentes diseñados deberán ser fabricados con diferentes tecnologías para posteriormente ser ensamblados y que en el momento de operación se realice de la ejecución de manera precisa, repetible y sin interferencias que pueden ser propias del diseño o de un mecanizado con errores.

c. Diseño cinemático

Para entrar en materia, se debe mencionar que la cinemática es el estudio de la geometría en movimiento. Por su parte, el análisis cinemático se refiere a la determinación de la posición, el desplazamiento, la rotación, la velocidad y la aceleración de un mecanismo [30]. Tomando estos conceptos como base se presentará el concepto de diseño cinemático, así como el principio de diseño de restricción exacta, que tal como se describirá más adelante, es frecuentemente aplicado entre los ingenieros de diseño. De acuerdo con [25], en 1876 Clerk Maxwell reconoce el principio cinemático, convirtiéndolo en uno de los pioneros en este campo.

Al hablar de un objeto que se analiza de manera tridimensional se dice que este tiene 6 grados de libertad de movimiento, por otro lado, un objeto analizado en sólo 2 dimensiones cuenta con 3 grados de libertad de movimiento, siendo estos dos traslacionales y uno rotacional, no pueden ser menos que estos, y al ser más grados de libertad significa que unos duplican la función de otros y, por tanto, son redundantes. Para continuar, la ubicación cinemática y los distintos grados de libertad se describen con referencia a acoplamientos estacionarios, deslizantes, giratorios y roscados. De igual forma, es posible clasificar un par o acoplamiento en un mecanismo por el número de grados de libertad, como se afirma en [31] y [25]. En la Figura 3 se muestran los 6 grados de libertad de un objeto tridimensional, que corresponden a 3 rotacionales y 3 traslacionales, uno de cada uno por cada eje en un sistema de referencia. Cabe mencionar que esto demuestra que es de gran importancia definir un sistema de referencia cuando se analiza un objeto, ya sea en 2 o 3 dimensiones.

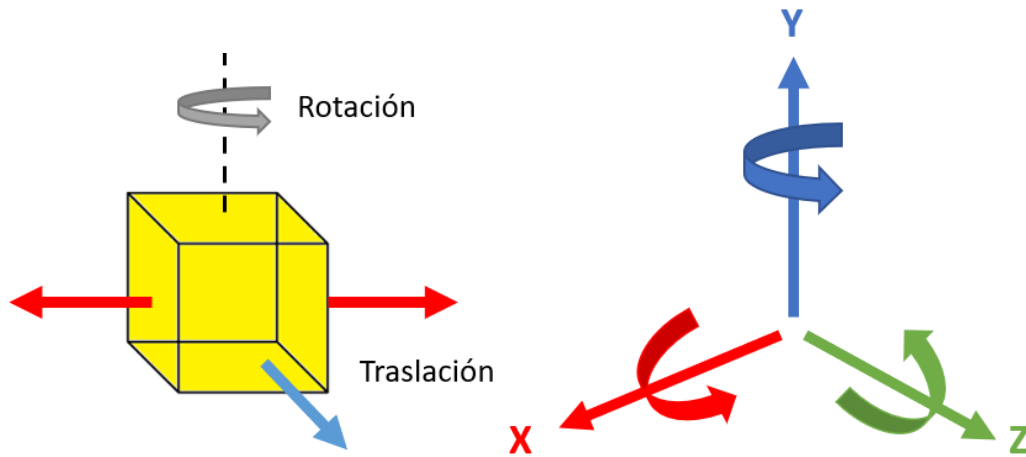


Figura 3. Grados de libertad de un sistema

c.1. Restricciones y sobre restricciones

Se dice que se tiene una restricción mecánica cuando una unión mecánica está dada por un objeto y un objeto de referencia, de tal manera que el número de grados de libertad se reduzca de los inicialmente establecidos [31]. Asimismo, el diseño cinemático se basa de gran forma en el principio de diseño de restricción exacta [32], el cual establece que el número de puntos de restricción debe ser igual al número de grados de libertad que se van a restringir. En la Figura 4 se muestra que hay libertad de movimiento a lo largo del eje X, así como una rotación alrededor del eje Y, por el contrario, al agregar una restricción en el eje Z representado por el rectángulo azul significa que el cuerpo no puede moverse en dirección de ese eje.

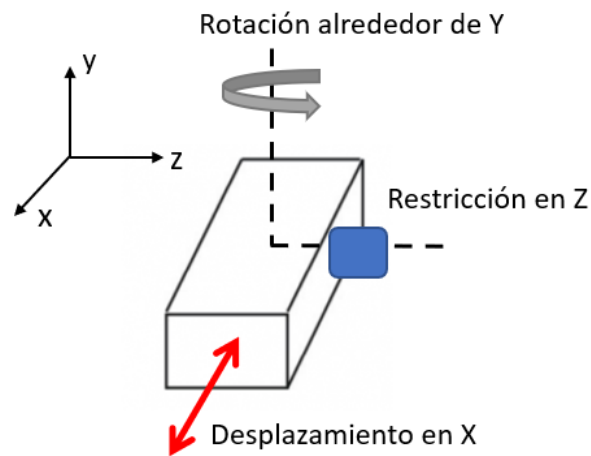


Figura 4. Restricción en el eje Z y desplazamientos permitidos

Por el contrario, cuando se tienen dos restricciones en una misma línea en la que actúa una restricción, se dice que el sistema está sobre restringido. Estas sobre restricciones ocasionan dificultades prácticas [31]. En la Figura 5 se representa una sobre restricción, donde a un cuerpo se le agregan dos restricciones sobre la misma línea de acción sobre el eje X, de tal manera que sólo puede existir desplazamiento a lo largo del eje Y representado por las flechas rojas. Las sobre restricciones son

indeseables ya que pueden ocasionar problemas tales como una disminución del rendimiento del sistema al que se le aplique, debido a uniones indeseables y presencia de concentradores de esfuerzos y/o también puede elevar los costos de producción [31], por ejemplo, suponiendo que los círculos azules (restricciones sobre el eje X) sean pernos, se necesitarían de dos elementos cuando en realidad el sistema puede funcionar sin ningún problema sólo con uno, o bien, que se requieran de tolerancias muy justas y pequeñas así como un ensamblado especial.

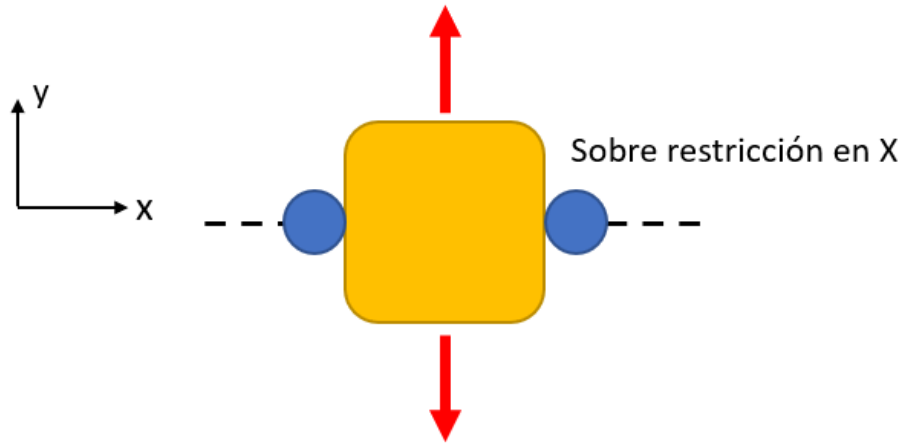


Figura 5. Sobre restricción en X

En relación a las anteriores ideas, Slocum en [24] y [32] menciona que la repetibilidad en un sistema mecánico, que tiene partes que se mueven entre sí, se puede obtener con un enfoque de diseño cinemático. Esto significa que una buena estrategia es intentar crear un diseño exactamente restringido, el cual afirma que el punto de contacto debe establecerse en el número mínimo de puntos necesarios para restringir un cuerpo en la posición y orientación deseadas (es decir, seis menos el número de grados de libertad deseados). Esto evita la restricción excesiva y, por consiguiente, se puede hacer un modelo matemático continuo "exacto" del sistema, de ahí su nombre. De lo contrario, el diseño de un sistema que está demasiado restringido requeriría de un cuidado excepcional para garantizar que no se produzcan deformaciones que puedan sobrecargar componentes sensibles como es el caso de los cojinetes. A continuación, se describirá más a detalle este tipo de elementos mecánicos, ya que es en estos donde se puede ejemplificar mejor la aplicación del diseño cinemático.

c.2. Aplicaciones: Acoplamientos cinemáticos

Los acoplamientos cinemáticos son ampliamente conocidos por la comunidad de ingenieros de precisión como dispositivos simples que proporcionan una conexión rígida entre dos objetos a través de seis áreas de contacto locales, en otras palabras, se utilizan para ubicar un objeto con respecto a otro en una posición determinada. Se han utilizado tradicionalmente en el diseño de instrumentos donde las cargas suelen ser relativamente ligeras y estáticas [33] y [34].

De acuerdo con Furse [25], es posible clasificar los acoplamientos según el número de grados de libertad que los constituyen. En esta perspectiva, los acoplamientos cinemáticos son acoplamientos de

diseño de restricción exacta porque idealmente usan seis puntos de contacto conocidos para ubicar un componente con respecto a otro. Históricamente, estos elementos mecánicos se usaban típicamente para instrumentos de precisión y no para situaciones donde se debía soportar mucha carga [32].

Conforme a lo que menciona Slocum [32], los acoplamientos cinemáticos son deterministas porque solo hacen contacto en un número de puntos igual al número de grados de libertad que se van a restringir. El número de puntos de contacto y el número de grados de libertad entre dos partes acopladas siempre debe sumar seis. No pueden ser menos, y cuando son más significa que unos duplican la función de otros y, por tanto, son redundantes y el sistema o diseño está sobre restringido.

Como bien se afirma en [33], [25], [24], [32] y [35], existen dos principales tipos de acoplamientos cinemáticos, los cuales se fundamentan de los principios de diseño previamente descritos. El origen de los dos diseños parece ser a principios del siglo XIX, sin embargo, William Thomson, ahora ampliamente conocido Lord Kelvin lo adaptó y mejoró, nombrando a una de las primeras formas de sujeción, o bien, fijación cinemática como “Mordaza de Kelvin”, también conocida como “Fijación de agujero, ranura y plano”. Este arreglo se describe detalladamente a continuación: Se tienen dos placas que conforman la mordaza superior e inferior, respectivamente; en la superficie interna de la placa superior existen 3 superficies esféricas con una separación de 120° entre cada una, una de estas superficies esféricas contenidas en la placa superior, se apoya haciendo contacto en un tetraedro cóncavo, la segunda superficie esférica lo hace en una ranura en forma de V que apunta hacia el tetraedro, finalmente, la tercer superficie ejerce contacto sobre una superficie plana. Cabe resaltar que el tetraedro cóncavo, la ranura en V y la superficie plana son parte de la placa inferior, dicho de otra manera, pertenecen a la cara interior de la mordaza inferior. Por lo tanto, hay seis puntos de apoyo, tres en el tetraedro cóncavo, dos en las caras de la ranura en V y uno en la superficie plana, mientras que la gravedad se puede utilizar para mantener las dos partes juntas.

No obstante, uno de los principales problemas que presenta la mordaza de Kelvin es el mecanizado del tetraedro cóncavo, ya que es una geometría compleja que requiere de un alto grado de precisión, por tal motivo, a menudo se ha cambiado con la implementación de un hueco cónico, pero ya no cumple con el principio cinemático con el que fue diseñado, es decir, ya no existen los 3 puntos de apoyo de la superficie esférica con el tetraedro cóncavo. Por el contrario, la principal ventaja de este diseño no simétrico es que su centro instantáneo de rotación siempre está ubicado en el centro de los puntos de contacto del tetraedro, además, el esfuerzo de contacto es más uniforme y los costos de manufactura se reducen.

Por su parte, James Clerk Maxwell utilizó el diseño propuesto por Lord Kelvin y efectuó una nueva iteración, como un método para establecer una posición definida, de modo que prefirió la simetría y la facilidad de fabricación de los acoplamientos, lo que dio como resultado tres ranuras con forma de V, las cuales se ubican en la cara interna de la mordaza inferior y están orientadas hacia el centro y en la cara interna de la mordaza superior conservó las tres superficies esféricas. Cada ranura en V restringe 2 grados de libertad, por lo que al colocar esta geometría en cada uno de los 3 extremo el movimiento

de las mordazas está completamente restringido y el principio de diseño cinemático se conserva. Hale y Slocum [33] afirman que Maxwell aportó una gran pauta que se refiere a que cada restricción debe estar alineada con la dirección de movimiento local permitida por las otras cinco restricciones, asumiendo que permanecen unidos y pueden deslizarse libremente. Paralelamente, Hale [35] analiza el efecto de la fricción en este tipo de elementos mecánicos, y afirma que en algunos casos, la sobre restricción por fricción es valiosa para aumentar la rigidez general del sistema. Finalmente, en la Figura 6 se presentan ambos diseños, siendo la Figura 6 (A) el propuesto por Maxwell y la Figura 6 (B) el inicialmente presentado por Kelvin.

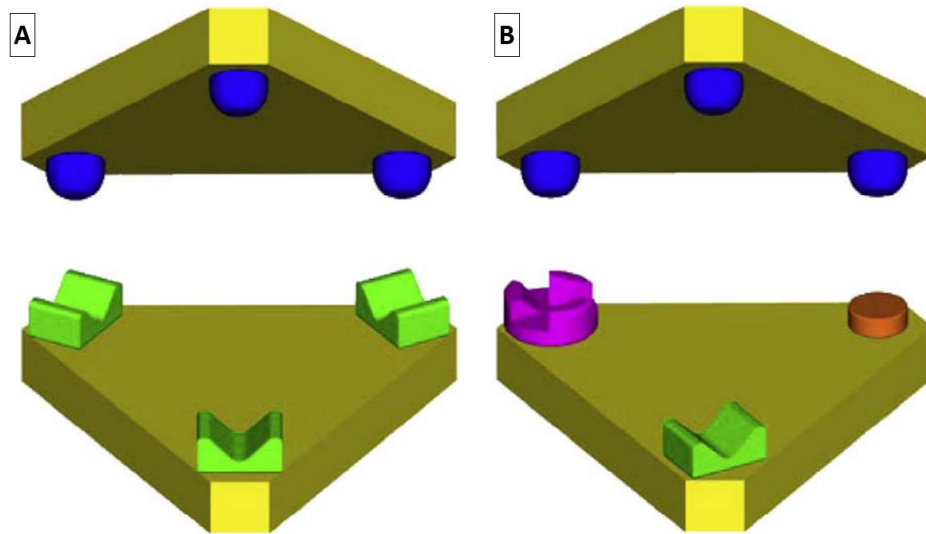


Figura 6. (A) Acoplamiento cinemático de tres ranuras; (B) Mordaza de Kelvin [32]

Algunos elementos del diseño anteriormente descrito se han implementado en diferentes aplicaciones, tal es el caso de un par de placas deslizantes, o en su caso, de una guía lineal. En la Figura 7 se observa un arreglo que consiste en una placa inferior fija y una placa superior móvil, en este ejemplo se requiere que la placa superior de los dos componentes se deslice a lo largo de una trayectoria recta sobre la placa inferior. La precisión del movimiento dependerá de la uniformidad de la ranura en V, su rectitud y su paralelismo con respecto al plano de la superficie. Las Figuras 7 (A) y 7 (B) muestran un método simple y efectivo de conformar una guía, sin recurrir a mecanizados de alta precisión. La guía está conformada por dos ejes que descansan sobre una superficie plana en la que se mantienen apoyadas sobre un mismo plano. En la Figura 7 (B) se logra visualizar que la placa superior hace contacto en uno de los ejes por medio de dos esferas metálicas haciendo el efecto de una V sobre la que se ejerce el desplazamiento. El otro extremo está formado por un cilindro fijado a la placa superior, de tal modo que se apoya sobre el eje del lado derecho de la guía. Por lo tanto, hay 5 restricciones cinemáticas con un solo grado de libertad restante a lo largo de la longitud de los ejes de la guía. En la Figura 7 (C) se presenta un método alternativo para colocar los ejes cilíndricos para formar ranuras en V y consiste en posicionarlos en ranuras rectangulares mecanizadas con la forma de una V tanto en la base como en el carro o placa deslizante. El peso del carro o placa superior sirve para hacer que los ejes entren en contacto

con los lados de las ranuras rectangulares y, por tanto, mantener su alineación y evitar el indeseable desplazamiento en dirección del eje X. Para facilitar dicho movimiento a lo largo de cada ranura se insertan filas de esferas/bolas metálicas correctamente lubricadas.

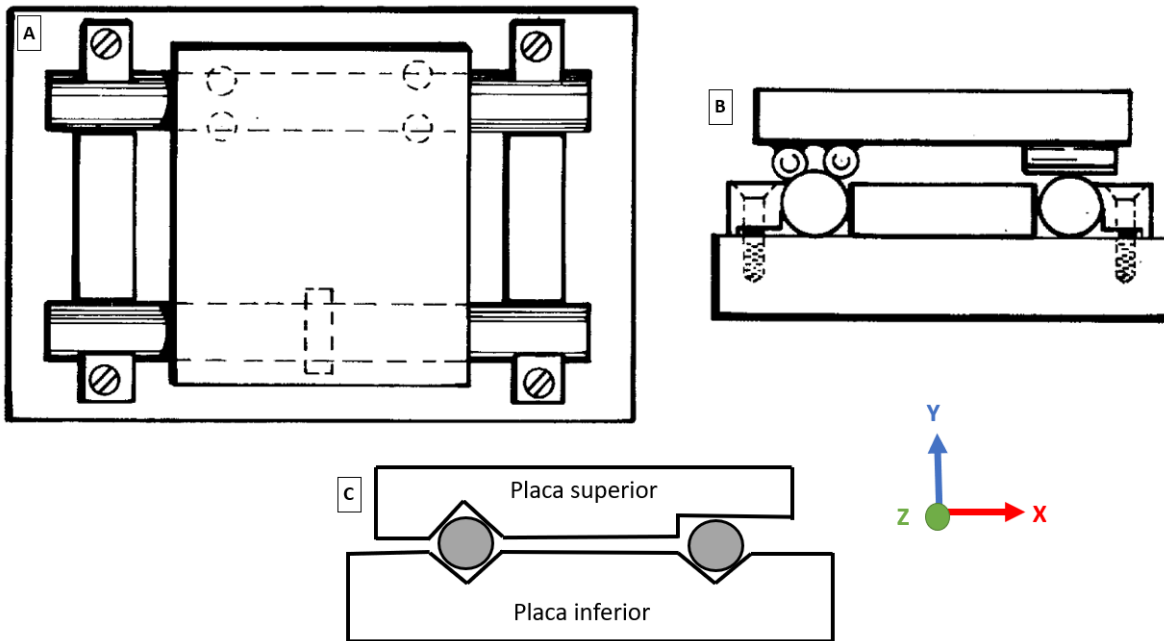


Figura 7. (A, B y C) Propuestas de diseño cinemático aplicado en una guía lineal [25]

Cabe resaltar que, cuando se utilizan componentes que no son de acero inoxidable, se debe tener cuidado con el desgaste en las interfaces de contacto, por lo que los acoplamientos de acero solo deben usarse para aplicaciones en las que estén involucrados ciclos de trabajo bajos. Asimismo, el material con el que estén fabricados dependerá directamente de la vida útil que tengan. La precisión de los acoplamientos cinemáticos depende de la tolerancia de los componentes y su ensamblaje debe lograrse con ajustes mecánicos o tolerancias de producción estrictas, las cuales aumentan el costo de fabricación del acoplamiento cinemático. Barraja y Vallance [34] presentan un método para asignar tolerancias a las dimensiones de estos elementos mecánicos.

Se ha diseñado una gran cantidad de diferentes tipos de acoplamientos cinemáticos, estos han sido estudiados en [32], algunos son los acoplamientos cinemáticos planos, de tres dientes, de ranura partida, con fines eléctricos, sólo por mencionar algunos. También destacan los acoplamientos cinemáticos espaciales, los cuales son aquellos que tiene seis puntos de contacto que definen la posición y orientación de un componente con respecto a otro. También están los acoplamientos sin grados de libertad, y estos constituyen los accesorios de una máquina. Los principios cinemáticos también se han aplicado a componentes rotativos, así como en acoplamientos que se disponen a ser atornillados [25]. A su vez, en [33] se proponen varios criterios de optimización y presenta técnicas de análisis para optimizar diseños de acoplamientos cinemáticos. Para lograrlo, el método que utilizan consiste en un arreglo matricial que modela el sistema el cual describe la geometría y el comportamiento del acoplamiento.

Furse [25], además, propone otro concepto de este tipo de diseño el cual es el siguiente:

Diseño semi cinemático [25]: En algunas situaciones para poder adaptarse a las condiciones de carga, estabilidad, robustez o facilidad de fabricación se ha recurrido a la implementación del diseño que no es puramente cinemático, el cual también suele mostrar un ahorro considerable en lo que pueden denominarse métodos de ingeniería tradicionales, pero no es tan común su aplicación.

La aplicación del diseño cinemático en instrumentos o bien, mecanismos de precisión presenta grandes ventajas [25] y [23], ya que se asegura que una máquina o subsistema no sufra deformaciones como resultado de movimientos o deformaciones. En esta investigación se recurrirá a la implementación de los principios anteriormente mencionados para el diseño y manufactura del amortiguador electromagnético, de tal modo que se eviten sobre restricciones, asimismo, mientras esté operando lo haga sin complicaciones mecánicas.

d. Fricción: Fricción viscosa y fricción seca (Coulomb)

Como es bien sabido y estudiado, el efecto de la fricción está presente en muchos problemas de ingeniería, así como en la vida diaria. El rendimiento de los mecanismos de alta precisión se ve afectado de forma inherente por la fricción entre los cuerpos en contacto derivado del movimiento relativo entre estos. La fricción suele estar presente en actuadores mecánicos como cilindros neumáticos e hidráulicos (movimiento lineal) o motores eléctricos (movimiento de rotación) donde la fricción se debe al desplazamiento relativo entre el eje y los cojinetes [36].

La fricción es un fenómeno que involucra muchas variables para su consideración, como son la temperatura, el material de los componentes, el desgaste, la lubricación, entre otros. Se conocen dos tipos de fricción: fricción viscosa y fricción seca, esta última también conocida como fricción de Coulomb. Ambas producen fuerzas contra el movimiento relativo entre los cuerpos en contacto, pero la fricción viscosa es proporcional a la velocidad, mientras que la fricción de Coulomb depende del signo de la velocidad. Estos componentes de la fricción son algunas de las principales limitaciones en el desempeño de alta precisión en el posicionamiento y movimiento de los mecanismos [36]. En muchos problemas de ingeniería que involucran fricción, se aborda la fricción de Coulomb, donde la magnitud de la fuerza de fricción es constante pero su dirección es siempre opuesta a la de la velocidad de deslizamiento, como resultado, siempre que la velocidad de deslizamiento cruza por cero, la fuerza de fricción hace un cambio repentino de dirección [37]. A la fricción seca o fricción de Coulomb también se le conoce como amortiguamiento constante, debido a que la fuerza de amortiguamiento es independiente del amortiguamiento del desplazamiento y la velocidad; depende sólo de la fuerza normal N entre las superficies deslizantes [38], tal como se mencionó anteriormente.

Existen diferentes modelos de fricción para predecir la respuesta de velocidad de una masa cuando se aplica como entrada una fuerza [36], entre los cuales destacan el modelo Armstrong, el cual se caracteriza por ser un modelo que incorpora el efecto Stribeck, este se refiere a una reducción de la fricción cuando la velocidad aumenta mientras aún se encuentra dentro de valores bajos. Por otro lado,

el modelo LuGre es un modelo de fricción dinámica que captura las características estáticas y dinámicas de la fricción, ambos modelos se describen en [36].

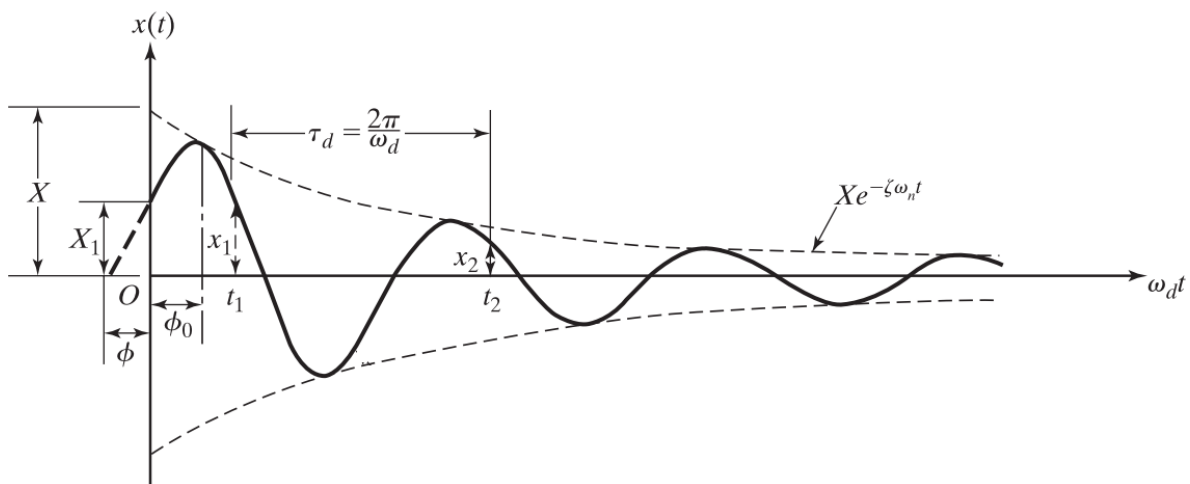
Para ilustrar más a profundidad los dos tipos de fricción se comenzará recordando que la fuerza de amortiguamiento viscoso F es proporcional a la velocidad v . Rao [38] la expresa de la siguiente manera:

$$F = -c v$$

Donde c es la constante de amortiguamiento o coeficiente de amortiguamiento viscoso y el signo indica que la fuerza de amortiguamiento se opone a la dirección de la velocidad.

Para poder modelar el comportamiento y el movimiento de un sistema vibratorio de un solo grado de libertad se aplica la segunda ley de Newton el cual debe considerar la constante de amortiguamiento crítico y la relación de amortiguamiento, por tal motivo la respuesta en frecuencia del sistema presenta un comportamiento sub amortiguado.

El caso sub amortiguado es muy importante en el estudio de vibraciones mecánicas, ya que es el único caso que conduce a un movimiento oscilatorio. La Gráfica 1 corresponde a la respuesta de un sistema vibratorio considerando únicamente el amortiguamiento viscoso. Es importante destacar que la línea punteada representa la amplitud y permite distinguir que la respuesta del sistema tiene un decaimiento exponencial a lo largo del tiempo, con lo cual se podría inferir que el sistema encuentra su tiempo de asentamiento sobre la línea de equilibrio, o bien, en el eje horizontal.



Gráfica 1. Solución subamortiguada [38]

Por su parte, la ley de Coulomb de fricción seca establece que, cuando dos cuerpos están en contacto, la fuerza requerida para producir deslizamiento es proporcional a la fuerza normal que actúa en el plano de contacto [38], expresándose de la siguiente manera:

$$F = \mu N = \mu W = \mu m g$$

La ecuación anterior modela la forma más simple en la que se plantea el efecto de la fricción, es por ello que con base en lo descrito por Mostaghel y Davis [37] la fuerza de fricción de Coulomb puede ser definida de la siguiente manera:

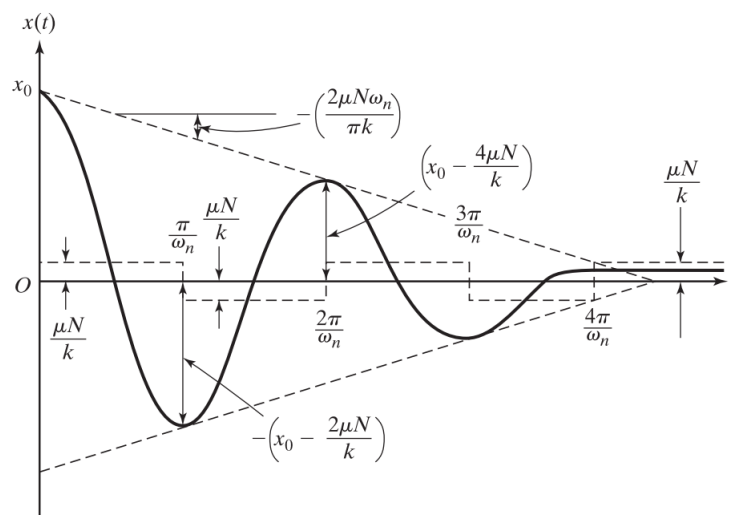
$$F_{F_{coulomb}} = -\mu mg \text{ sign}[\dot{u}(t)]$$

Donde $F_{F_{coulomb}}$ denota la fuerza de fricción, m es la masa de la estructura, g es la aceleración gravitacional y $\dot{u}(t)$ es la velocidad de deslizamiento en función del tiempo. Asimismo, μ es el coeficiente de fricción y se asume como un valor constante.

Para poder modelar adecuadamente el movimiento de un sistema vibratorio de un grado de libertad con amortiguación de Coulomb también se hace uso de la Segunda Ley de Newton, donde se debe considerar el signo de la velocidad para cada caso, es decir, positivo y negativo. Para su resolución puede recurrirse al uso de métodos numéricos ya que el modelo matemático resulta en una ecuación diferencial no lineal para la cual no existe una solución analítica simple [38].

Asimismo, Rao [38] afirma que el movimiento de la masa en un sistema vibratorio bajo influencia de la amortiguación de Coulomb puede verse como en la Gráfica 2. Los parámetros señalados parten de la solución analítica que involucra considerar condiciones iniciales al sistema y la división de intervalos.

Al observar la Gráfica 2, es posible resaltar que el sistema entra en reposo después de un cierto tiempo, de igual manera, cabe destacar que la disminución de la amplitud es lineal en el caso del amortiguamiento de Coulomb, a diferencia de que en el amortiguamiento viscoso es exponencial [38]. Por último, con respecto a lo primero mencionado, es notorio que cuando el sistema entra en reposo existe un desfase con respecto a la posición de origen, es decir, no regresa al punto de equilibrio. Esto debido a un parámetro que involucra las variables y coeficientes propios de la fricción, las cuales son el coeficiente de fricción μ , el coeficiente de rigidez del resorte k y el valor de la fuerza normal N .



Gráfica 2. Movimiento de la masa con amortiguamiento de Coulomb [38]

En relación con lo anterior, en [39] se ha estudiado la respuesta que tiene un sistema de un grado de libertad con una excitación armónica el cual presenta ambos tipos de fricción, viscosa y seca, en este análisis se utilizaron series de Fourier para aproximar el valor de la fuerza de Coulomb bajo dos casos de estudio: cuando el movimiento de la masa del sistema es continuo y cuando se detiene en dos ocasiones por cada ciclo. Levitan [40] también utilizó las series de Fourier para representar la fuerza de fricción de Coulomb en el análisis del movimiento continuo de un sistema bajo oscilación forzada. De modo similar, Stanway y Mottershead [41] presentan una comparación numérica haciendo uso de tres técnicas de mínimos cuadrados (Gauss-Newton, cuasi-linealización y filtrado no lineal) para identificar parámetros de fricción viscosos y de Coulomb en un sistema vibratorio de un solo grado de libertad. En dicha investigación se concluyó que la elección del método dependerá de nivel de ruido que puede causar interferencia en la recolección de los datos, asimismo, presenta recomendaciones para evitar errores de sesgo. Mientras tanto, Den Hartog [42] estudió de manera analítica el comportamiento de las vibraciones forzadas cuando hay combinación de fricción viscosa y seca en un sistema vibratorio de un solo grado de libertad, tal como el que se mencionó anteriormente. En su investigación, analiza la forma en que actúa el sistema bajo diferentes frecuencias, incluyendo su punto de resonancia y cómo se involucra la fricción y qué efecto genera en las amplitudes vibratorias bajo un rango de parámetros. Además, sugiere que su desarrollo analítico puede ser extrapolado en otros sistemas, como es el caso de un problema eléctrico, donde se involucran componentes tales como un capacitor, un inductor y una resistencia, esto es, un circuito ($R - C - L$), al mismo tiempo que una fuente de poder que provee de un voltaje. Asimismo, también destaca que su desarrollo analítico puede ser aplicado en sistemas vibratorios ($m - k - b$) de más de un grado de libertad. Dicho lo anterior, de acuerdo con el sistema que se requiera analizar, sólo sería necesario reemplazar en los modelos matemáticos las variables involucradas.

3. METODOLOGÍA

a. Modelo matemático

En este capítulo se presenta el modelo matemático desarrollado a partir del modelado dinámico. Las ecuaciones que se presentan parten de la tercera Ley de Newton, así como del principio de D' Alembert [43], el cual establece que las fuerzas que se aplican a un elemento en conjunto con las fuerzas de inercia dan como resultado un sistema en equilibrio.

De esta forma, un sistema oscilatorio amortiguado está conformado por un resorte (k), un amortiguador (b) y una masa (m), también conocido como oscilador lineal y se muestra en la Figura 8.

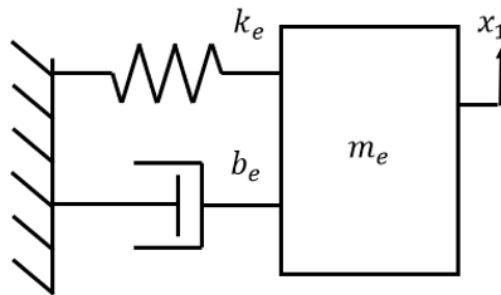


Figura 8. Oscilador lineal

De acuerdo a la tercera Ley de Newton, el resorte y el amortiguador están ejerciendo una fuerza sobre la masa y esta a su vez ejerce una fuerza sobre ambos elementos [43], por lo tanto, el sistema se puede modelar con la siguiente ecuación a partir de la suma de fuerzas y la aplicación del principio de D' Alembert.

$$m_e \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_e \frac{dx_1}{dt} + k_e x_1 = 0$$

Por otro lado, para el cumplimiento de los objetivos y fines de esta investigación, se diseñará un amortiguador electromagnético de un grado de libertad que actúa bajo la Ley de Faraday la cual establece una relación proporcional entre la velocidad relativa de la espira conductora/campo magnético con respecto al voltaje inducido en dicha espira [3], es decir, la energía mecánica vibratoria generada a través de una masa oscilante se transformará en energía eléctrica; para ello se implementará una bobina de material conductor que estará en presencia de campos magnéticos y el movimiento relativo de estos elementos es lo que generará la energía eléctrica.

A continuación, se presenta el diagrama del amortiguador electromagnético, donde al diagrama del oscilador lineal se agregó el efecto de la fricción seca y viscosa, el coeficiente de acoplamiento electromecánico C_{em} , la resistencia de la bobina R_e y la resistencia de carga representada por R_L .

Asimismo, el coeficiente de acoplamiento electromecánico está dado por la relación entre la velocidad de la masa y el voltaje que se genera en la bobina.

De igual forma, este sistema se modela de acuerdo con la suma de fuerzas que establece la tercera Ley de Newton y el principio de D' Alembert, por lo que tanto el diagrama (Figura 9) como las ecuaciones correspondientes se presentan a continuación.

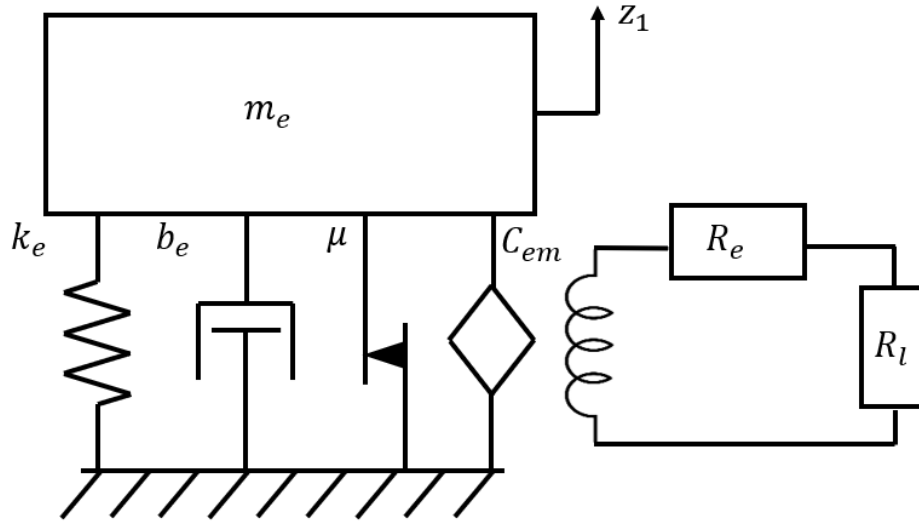


Figura 9. Amortiguador electromagnético

$$m_e \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_e \frac{dx_1}{dt} + k_e x_1 + (m_e g \mu) \text{sign} \left(\frac{dz_1}{dt} \right) + \frac{(C_{em})^2}{R_e + R_l} \frac{dx_1}{dt} = 0$$

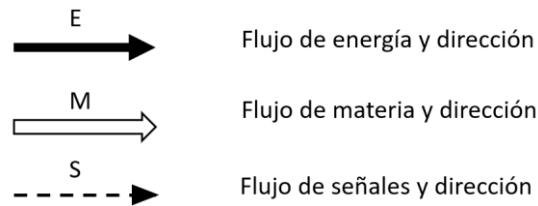
$$C_{em} = \frac{\text{Volt}}{\text{Vel}} = \frac{F}{i} = Bl$$

b. Diseño conceptual

b.1. Diagrama funcional

Para comenzar con la parte del diseño, se optó por utilizar la metodología de análisis funcional propuesta por Pahl y Beitz [7], la cual permite identificar las funciones principales del sistema de manera aislada así como las funciones auxiliares que permiten dar soporte a las funciones principales, por su parte, es posible definir las entradas y salidas de materia, energía y señales (o bien, información computacional), de la misma manera que su dirección. Una vez que se hayan identificado las funciones principales se procede a desglosar cada función en las subfunciones, o bien, funciones auxiliares que deberán desarrollarse para ejecutar satisfactoriamente la función principal, de esta manera se visualizan fácilmente los elementos críticos y procesos de mayor importancia tomando en cuenta los componentes secundarios

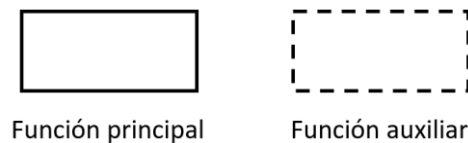
y los auxiliares que estarán interactuando. Para la correcta interpretación del diagrama funcional es necesario conocer el significado de cada flujo que simboliza las entradas y salidas de acuerdo con su tipografía, estas se representan por medio de flechas y representan lo siguiente:



Por su parte, la delimitación de las condiciones de frontera del sistema se representa mediante la siguiente simbología:



Por último, las funciones principales y auxiliares se designan dentro de los siguientes recuadros:



Para el amortiguador electromagnético que se encuentra en proceso de diseño se identificó que las funciones principales consistirán en desplazar la masa y generar energía. La función que consiste en desplazar masa radica en trasladar la masa (el desplazamiento de esta masa será el grado de libertad del sistema) de manera lineal a través del sistema; la segunda función principal identificada como generar energía realizará su labor en conjunto con la primera función principal identificada, es decir, la energía mecánica vibratoria que entra al sistema en conjunto con el desplazamiento de la masa se convertirá en energía eléctrica.

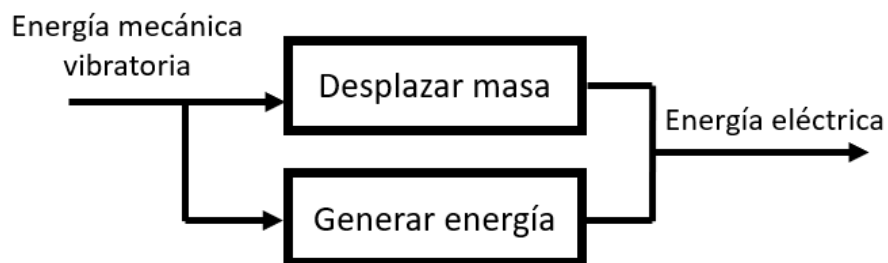


Diagrama 1. Funciones principales del sistema

Una vez identificadas las funciones principales del sistema se procede a desarrollar el diagrama funcional completo que incluye las subfunciones, o bien, funciones auxiliares que deberán desempeñar para lograr el objetivo planteado. Los parámetros iniciales que muestra el diagrama funcional consisten en el conocimiento y registro previo de estos para poder analizar correctamente el funcionamiento del sistema, tal es el caso de la masa que se desplazará, esta deberá poder ser variable; por otro lado, también habrá que ser capaz de encontrar un método en el cual la constante de rigidez del resorte sea variable y conocida, del mismo modo sucede con la resistencia eléctrica que estará conectada al sistema y por último el campo magnético que se colocará deberá también de poder variarse. Por otra parte, al momento de que la masa comience su respectivo desplazamiento tendrá condiciones iniciales de operación, como es la posición de partida, por lo tanto, se capturará el desplazamiento y la posición de la masa con respecto al tiempo al ejecutarse cada prueba experimental.

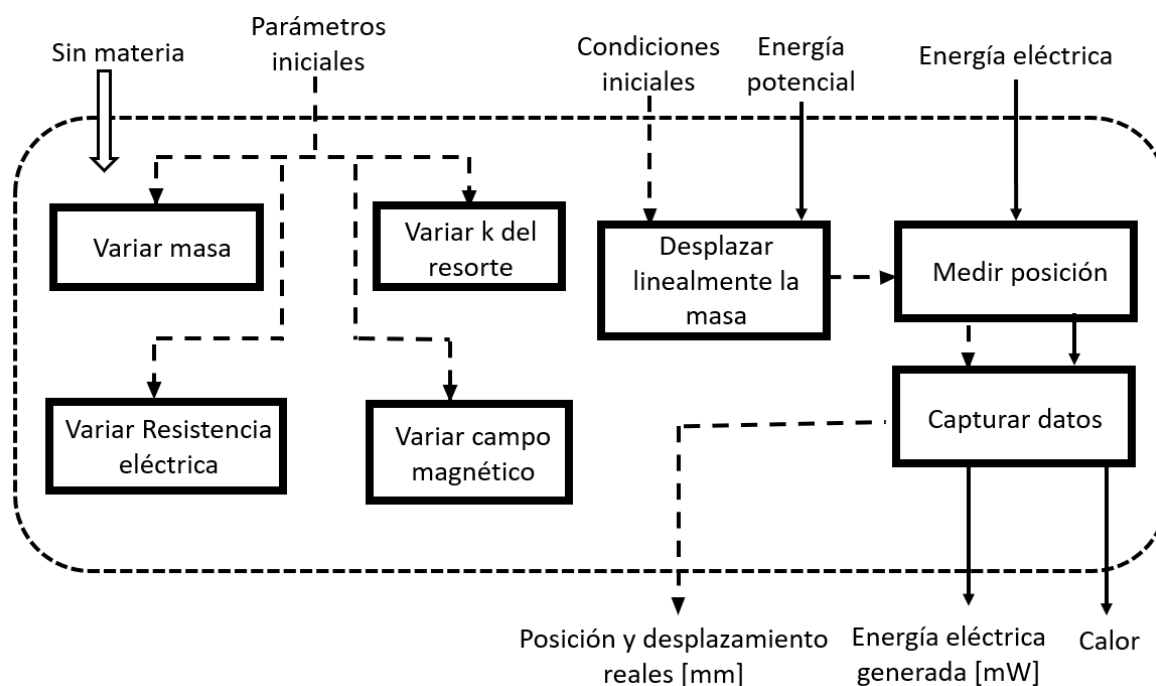


Diagrama 2. Funciones y subfunciones del sistema

b.2. Planteamiento de conceptos

Para las funciones principales y auxiliares anteriormente planteadas en el Diagrama 2 se propuso una solución física, estas soluciones y sus respectivas explicaciones se describen en la Tabla 1.

Tabla 1. Soluciones físicas para las funciones	
<i>Funciones</i>	<i>Solución planteada</i>
<i>Variar masa</i>	Se requiere lograr que la masa que se desplazará sea variable con ayuda de elementos o piezas que sean fáciles de reemplazar, de esta manera se conocerá en todo momento la masa bajo análisis. Además, debido a que habrá un campo magnético en interacción se requiere que sean de un material no magnético. Se proponen las siguientes soluciones: <ul style="list-style-type: none">• Tornillos, tuercas y rondanas: Son de fácil acceso y manipulación.• Pequeñas placas maquinadas a través de un proceso de arranque de viruta (fresado).
<i>Variar constante de rigidez k del resorte</i>	Esto se puede obtener por medio de resortes previamente diseñados y caracterizados los cuales pueden ser intercambiables.
<i>Variar campo magnético</i>	Se conseguirá por medio de un sistema o ensamble que permita ajustar la distancia que hay entre la bobina y el imán.
<i>Variar resistencia eléctrica</i>	Se podrá intercambiar la resistencia eléctrica que conforma el circuito R-L la cual se conecta en las terminales de la bobina.
<i>Desplazar linealmente la masa</i>	Si se realiza una correcta lubricación entre elementos deslizantes que se encuentren en contacto se podrán disminuir los efectos de la fricción y con ello se obtendrá un desplazamiento continuo entre elementos. También se deberán evitar las sobre restricciones cinemáticas y defectos mecánicos.
<i>Medir posición</i>	Esta función será posible de efectuarse por medio de un sensor láser.
<i>Capturar datos</i>	A través de un programa desarrollado en LabView y de una computadora industrial.

b.3. Selección de conceptos

b.3.1. Variar masa

El método por el cual se seleccionará la manera por la cual se podrá variar la masa es mediante una tabla donde se manifiesten las ventajas y desventajas que presenta cada concepto planteado anteriormente. Se escogerá el que presente menos desventajas y mayores ventajas.

Tabla 2. Variación de masa		
<i>Concepto</i>	<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<i>Tornillos, tuercas y rondanas</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Fácil acceso ya que se adquieren comercialmente • Son fáciles de manipular debido a que son objetos conocidos 	<ul style="list-style-type: none"> • Los diferentes elementos presentan geometrías irregulares entre sí • Los elementos tienen masas variables entre sí • Debido a que son geometrías irregulares y específicas, hay espacio limitado de colocación • Poca variedad en cuanto a materiales no magnéticos
<i>Placas pequeñas maquinadas</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Se puede determinar las dimensiones finales • Control de la geometría • Es posible seleccionar el material • Cada plaquita tendría una masa muy similar • Fácil colocación 	<ul style="list-style-type: none"> • Involucra un proceso de maquinado por arranque de viruta (fresado)

Como se observa en la tabla de selección anterior, las placas maquinadas (o bien, contrapesos) presentan mayores ventajas y menores desventajas con respecto a la utilización de elementos tales como tornillos, tuercas o rondanas, aparentemente estos podrían ser una buena opción debido a que sólo es necesario adquirirlos de manera comercial, pero para este caso en particular presentan grandes desventajas. Es por eso por lo que se selecciona el concepto que implica el uso de placas maquinadas (contrapesos), ya que tienen mayor versatilidad, como es el caso de poder determinar la geometría y las dimensiones finales de cada pieza, con esto será posible ajustar y ensamblar en los espacios deseados y disponibles.

Posterior a la selección de las placas maquinadas (contrapesos) es necesario realizar una nueva selección en donde se defina el material del cual estarán manufacturadas dichas placas. Dentro de los materiales no magnéticos a los que se tiene disposición se encuentran el acero inoxidable, el aluminio y el latón. La selección del material se hará por medio de la siguiente matriz de decisiones mostrada en la Tabla 4, si el material cumple con el criterio se le asigna el valor de 1, de lo contrario se le asigna un 0, al final se suman los criterios con el valor de 1 y se seleccionará el material con una mayor cifra. Entre los criterios de selección se tomó en cuenta la densidad del material, la razón de esto es que se necesita que sea significativo el valor de la masa al variarlo, asimismo, alcanzar un valor calculado a través de previas simulaciones numéricas [4], [5] y [6], este valor entraría dentro de los valores en los que el amortiguador electromagnético trabaja de manera más óptima. Por otra parte, se requiere que al maquinar el material seleccionado se realice sin inconvenientes para evitar tener problemas posteriores como un desgaste rápido de la herramienta de corte, lo cual implicaría la adquisición de una nueva.

En la Tabla 3 se menciona el valor de la densidad de cada uno de los materiales seleccionados:

<i>Material</i>	<i>Densidad</i> $\left[\frac{g}{cm^3}\right]$
Acero inoxidable 304	7.9 [44]
Aluminio	2.7 [45]
Latón	8.86 [46]

En la Tabla 4 se desarrolló la matriz de decisión anteriormente mencionada que permitirá seleccionar el material con el cual se fabricarán las placas (contrapesos) para variar la masa.

Material	Costo accesible	Facilidad de maquinado	Densidad alta $[\rho]$	Facilidad de adquisición	TOTAL
Acero inoxidable	0	0	1	0	1
Aluminio	1	1	0	1	2
Latón	1	1	1	1	4

Al analizar la tabla anterior se demuestra que el latón es el material que cumple con todos los criterios de selección con un valor de 4, según la ponderación con la que se establecieron estos.

Como resolución al concepto de variar la masa del amortiguador electromagnético se seleccionó la idea de implementar el uso de placas de pequeño tamaño de latón maquinadas a través de un proceso de arranque de viruta (fresado).

b.3.2. Variar constante de rigidez k del resorte

La constante de rigidez k del resorte podrá variarse al intercambiar resortes previamente caracterizados, de esta manera se tendrá conocimiento del valor de k de cada uno.

b.3.3. Variar campo magnético

Para lograr esta función se diseñó un subensamble que contenga imanes, los cuales generarán el campo magnético, a su vez, será posible ajustar la distancia existente entre los imanes y una bobina de cobre. De esta forma, la interacción dada por un movimiento relativo entre la bobina de cobre y el imán generarán energía eléctrica.

b.3.4. Variar resistencia eléctrica

Para poder variar la resistencia eléctrica se adquirieron resistencias comerciales e intercambiarlas en el circuito según se desee. En esta investigación se utilizará una resistencia con un valor de 220Ω .



Figura 10. Resistencia eléctrica comercial de 220Ω

b.3.5. Desplazar linealmente la masa

Se decidió hacer uso de una guía lineal cuadrada, las dimensiones de dicha guía lineal deberán ser las adecuadas de tal modo que se coloque y adecue a un cubo conformado únicamente por sus aristas cuyas dimensiones son de 10×10 cm.

Al realizar una búsqueda comercial de diferentes guías lineales se optó adquirir una guía lineal cuadrada de la marca Misumi ®. Tanto la guía lineal como el riel por la cual esta se desplaza están fabricados de acero inoxidable, por lo tanto, este material no interacciona con el campo magnético por el que estará en contacto. El modelo geométrico de dicha guía lineal se muestra en la Figura 11.

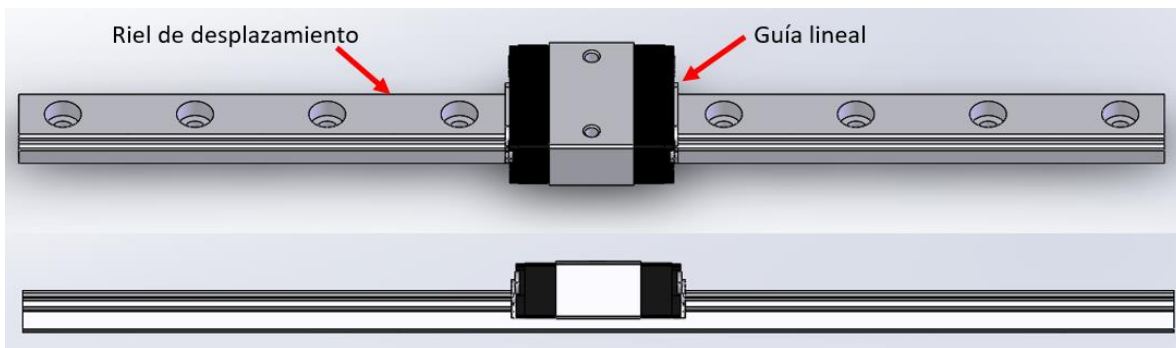


Figura 11. Guía lineal cuadrada

c. Diseño y fabricación de elementos

Una vez seleccionados los conceptos que conformarán el sistema se proceden a diseñar los componentes con los cuales el sistema se ensamblará y acoplará para la correcta ejecución del amortiguador electromagnético. De igual modo se evaluarán los diferentes diseños y opciones propuestos en cada caso para seleccionar el óptimo, funcional y que cumpla con las especificaciones solicitadas.

c.1. Soportes

El amortiguador electromagnético se ajustó a un espacio limitado por un cubo manufacturado de aluminio cuyas dimensiones son de 10 x 10 cm de lado formado únicamente por sus aristas, por lo que es posible aprovechar todo el volumen interior para el acoplamiento y montaje de los elementos que lo conformarán. En la Figura 12 se representa el ensamble de un modelado geométrico realizado en un software para diseño CAD de dicho cubo. Todos los modelados geométricos por computadora se realizaron utilizando como herramienta el software de diseño SolidWorks versión 2019.

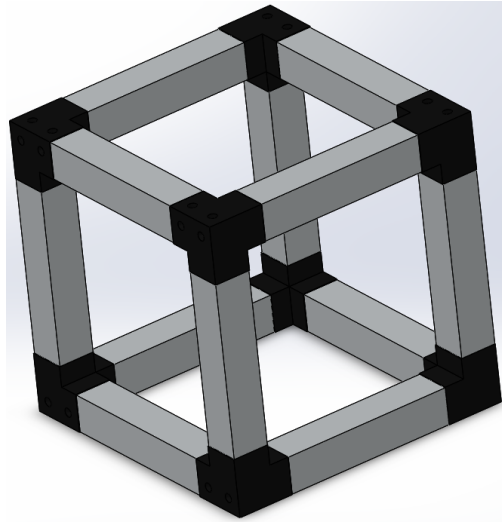


Figura 12. Cubo formado por aristas de aluminio (modelo geométrico CAD)

En vista de esto, se pensó en el diseño de un par de soportes que se ensamblen en dos extremos opuestos del cubo, de esta manera se puede colocar una guía lineal que se desplace por toda la parte central del cubo y se sujete a los soportes antes dichos. Igualmente, deberán garantizar que los componentes que se encuentren ensamblados a estos se mantengan en todo momento fijos y en su respectivo lugar para evitar vibraciones indeseables y errores mientras esté en operación y para evitar que durante las pruebas experimentales se presenten errores en la medición y captura de datos.

Una vez que se tuvo el modelo geométrico del soporte, el paso siguiente del proceso de diseño de estos elementos involucró la realización de un análisis estructural por elementos finitos en cada una de las versiones que surgieron como parte del proceso iterativo de diseño, con ello se corrigieron posibles errores y la versión final garantizó que se satisfizo las necesidades operativas que se requirieron. Este análisis consistió en la aplicación del criterio de falla de Von Mises y se ejecutó con el software para diseño CAE llamado Abaqus, el cual permitió hacer un análisis por elemento finito. El objetivo principal de aplicar un análisis estructural en cada iteración fue para lograr una optimización geométrica.

Posteriormente, cada iteración del diseño de los soportes se fabricó por medio de manufactura aditiva, por lo que es importante destacar que este proceso consiste en calentar un filamento termoplástico hasta alcanzar un estado semilíquido, después es extruido por una boquilla metálica la cual deposita el

material en forma de capas, una por una hasta concluir la pieza sobre la superficie de trabajo del equipo en funcionamiento, este es comercialmente conocido como Impresión 3D. Sin embargo, las piezas creadas con esta tecnología no son completamente sólidas, por lo que tienen un porcentaje de relleno, por este motivo, la ejecución de un análisis estructural por elementos finitos permitió obtener valores estimados en los resultados ya que dicho análisis se ejecuta partiendo de una pieza sólida y tampoco considera el método de manufactura a la que se someta dicha pieza a analizar, en este caso, la deposición por capas sobre una superficie de trabajo, pero permitirá obtener una aproximación de los resultados.

Por otro lado, se han realizado búsquedas en la literatura [47] y [48] donde se estudia el comportamiento estructural de piezas elaboradas por manufactura aditiva y cómo influye este método de fabricación con respecto a las propiedades mecánicas según el tipo de material seleccionado. En estos estudios identificaron que dos de los parámetros que mayormente influyen en el comportamiento estructural son la orientación de fabricación y el porcentaje de relleno que se establezca. Por consiguiente, ambos parámetros se tomaron en consideración para la manufactura de los soportes.

El material de aporte seleccionado para la fabricación de los soportes es PLA (poliácido láctico), ya que además de ser uno de los materiales más utilizados en este tipo de manufactura, sus propiedades mecánicas satisfacen la aplicación y el funcionamiento que se requiere para estos componentes, ya que no estuvieron sometidos a condiciones de trabajo como fatiga, presión o esfuerzos de gran magnitud. Dichas propiedades mecánicas y físicas se enlistan en la siguiente tabla:

Tabla 5. Propiedades físicas y mecánicas del poliácido láctico (PLA) [47] y [48]

<i>Densidad</i>	1240 $\frac{kg}{m^3}$
<i>Módulo de Young</i>	3.45 <i>GPa</i>
<i>Límite Elástico</i>	60 <i>MPa</i>
<i>Elongación</i>	6 %
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0.38

Por último, para la fabricación a través de manufactura aditiva de los soportes se utilizó una impresora 3D marca FLASHFORGE Creator Pro, los parámetros con los que se configuró su manufactura se enlistan en la Tabla 6, en donde es posible identificar que se seleccionó la orientación de fabricación plana tal como lo recomiendan en [49]. Cabe señalar que una vez que se obtenga el archivo final del diseño del soporte es necesario convertirlo en formato STL, que por sus siglas en inglés significa “StereoLithography”, para posteriormente poder exportarlo al software de laminación 3D propio del equipo mencionado para poder manipular estos parámetros de fabricación.

Tabla 6. Parámetros de manufactura aditiva

<i>Material</i>	<i>PLA (poliácido láctico)</i>
<i>Temperatura de extrusión</i>	207 °C
<i>Temperatura de la plataforma</i>	60 °C
<i>Velocidad de impresión</i>	60 $\frac{mm}{s}$
<i>Altura de capa</i>	0.18 mm
<i>Altura de primera capa</i>	0.27 mm
<i>Porcentaje densidad de relleno</i>	15 %
<i>Patrón de relleno</i>	Hexagonal
<i>Orientación de fabricación</i>	Plana

c.1.1. Soporte en "T" Versión 1 (1^o iteración)

Para esta primera iteración se consideró el diseño de un soporte en forma de "T" el cual pudiera ensamblarse por interferencia al cubo de aluminio de 10x10 [cm]; de igual forma se diseñó una zona de sujeción por interferencia para la guía lineal cuadrada anteriormente mencionada de la marca Misumi® la cual permitirá el desplazamiento de la masa oscilante a través del riel de dicha guía. En la Figura 13 se hace referencia a cada parte que conforma el soporte, entre las cuales están las zonas diseñadas para ensamblarse al

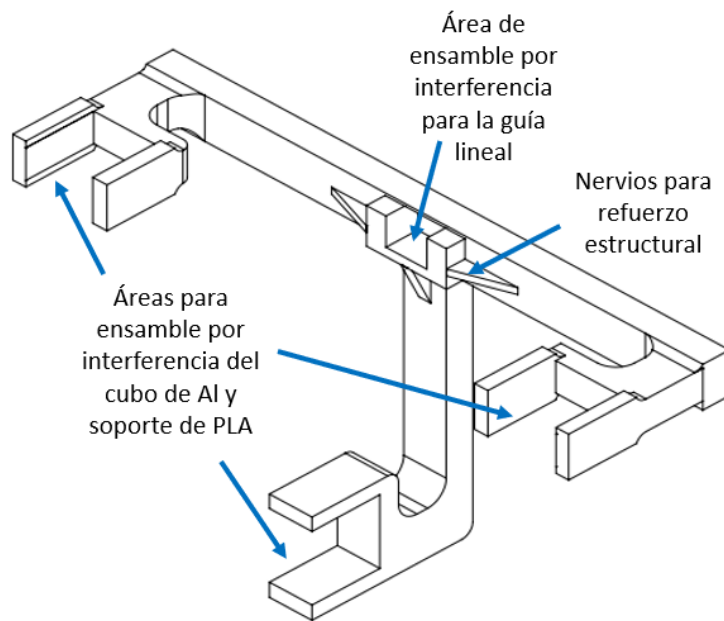


Figura 13. Soporte en "T" Versión 1

cubo y la superficie para insertar un extremo del riel de la guía lineal cuadrada. El diseño consideró que la guía lineal se posicione justo en el centro del cubo, esto permite mantener una simetría, ya que, al ensamblarse al cubo, sólo abarca la mitad inferior de este, por lo que el espacio de la mitad superior se

encuentra libre para que el sensor láser pueda apuntar a la masa osciladora y así registrar su desplazamiento.

Al anterior modelo se le aplicó un análisis estructural con base en el criterio de falla de Von Mises, de acuerdo con el resultado que se obtuvo se reconocieron las deficiencias de diseño que presentó esta primera iteración del soporte para realizar modificaciones y mejoras que permitieron lograr una optimización geométrica.

Para poder aplicar el criterio de falla de Von Mises, se realizó el siguiente diagrama (Figura 14) de cuerpo libre de la primera versión del soporte en forma de "T" para identificar la localización de la fuerza y las restricciones cinemáticas:

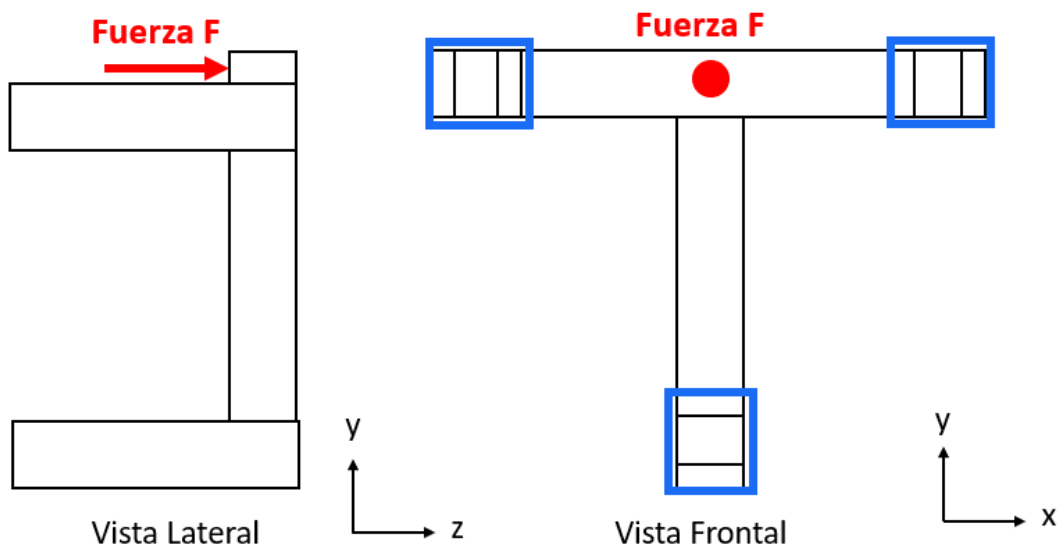


Figura 14. Aplicación de una fuerza puntual y restricciones cinemáticas

Para el análisis estructural se aplicó una fuerza puntual llamada "F" en la zona donde se colocó la guía lineal, en el anterior diagrama se representó en la vista frontal como un punto en color rojo y en la vista lateral se señala con una flecha del mismo color, de esta forma se pudo simular la fuerza que ejerce la masa oscilatoria sobre el soporte, dicha fuerza tuvo una magnitud de 15 N; asimismo, los rectángulos azules simbolizan la condición de empotramiento que tiene dicho soporte ensamblado al cubo de aluminio.

A continuación, se presentan los resultados y la explicación del análisis estructural por elementos finitos realizado a la primera iteración del soporte (Versión 1) en forma de "T" a través del software especializado en diseño por elemento finito CAE llamado Abaqus.

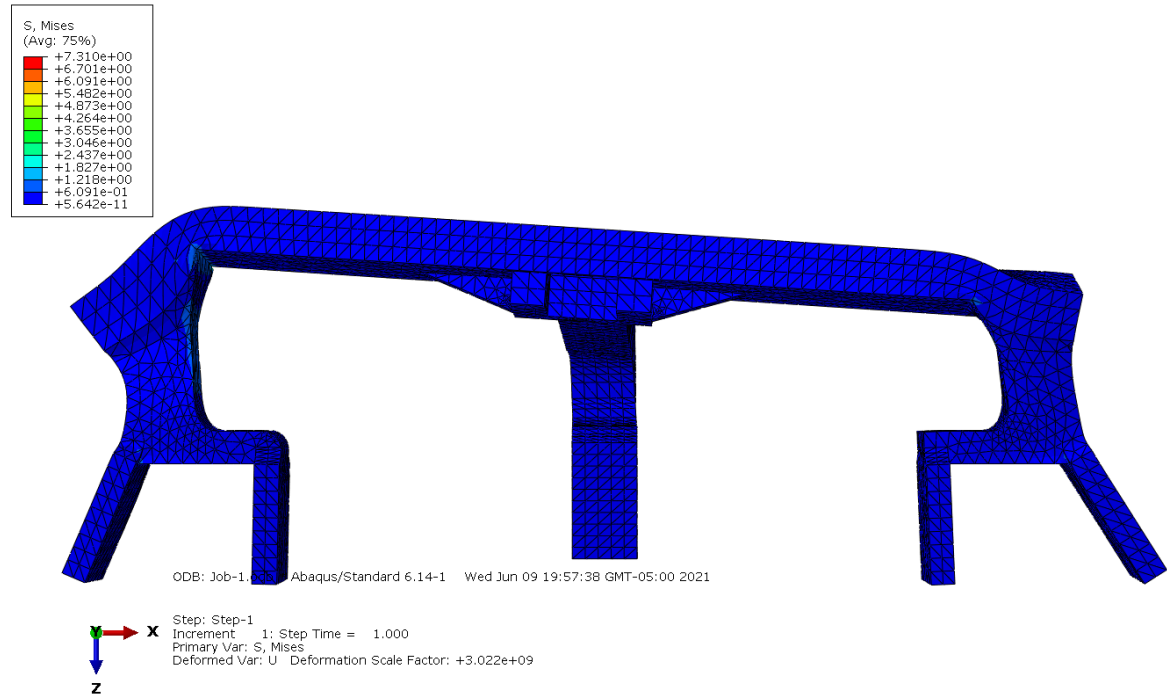


Figura 15. Vista superior de la versión 1

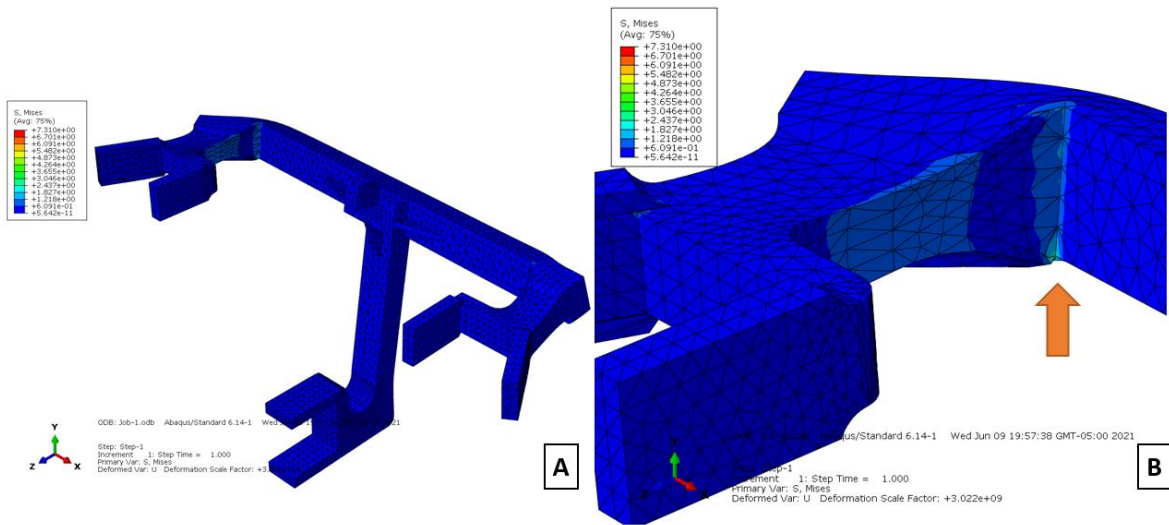


Figura 16. (A) Vista isométrica V1; (B) Acercamiento V1

La Figura 15 muestra la vista superior de la Versión 1 del soporte, también es posible visualizar las posibles deformaciones que pudiera presentar en los extremos. La Figura 16 (A) permite observar las deformaciones que el diseño sufre en dirección Z desde una perspectiva isométrica, por su parte, la Figura 16 (B) señala con una flecha en color naranja un acercamiento al vértice donde se presenta el mayor concentrador de esfuerzos, el cual, interpretando la escala de color, el esfuerzo de Von Mises alcanza un valor de aproximadamente 4.56 MPa en esa zona, es digno mencionar que el comportamiento mostrado

en la Figura 16 (B) es simétrico, por lo que sucede lo mismo en el otro extremo. Recordando que el valor del límite elástico del PLA es de 60 MPa podemos decir que:

$$4.56 \text{ MPa} < \text{Límite elástico}$$

Por lo tanto, la Versión 1 del soporte no va a fallar por acción de la fuerza puntual de 15 N aplicada ya que el esfuerzo máximo que presenta el soporte es menor al límite elástico del material. A pesar de este resultado, con las siguientes versiones se aspira a disminuir este valor lo más posible garantizando que la geometría del diseño sufra la menor deformación con la carga aplicada.

El siguiente paso en el proceso de diseño consiste en la fabricación por manufactura aditiva de la Versión 1 utilizando PLA como material de aporte, así como los parámetros listados en la Tabla 6, de tal forma que permita ser ensamblado en el cubo de aluminio para identificar posibles fallas y constatar que el funcionamiento sea el óptimo, así como observar de manera tangible su funcionamiento real, con ello, será factible hacer las modificaciones pertinentes para la segunda iteración del diseño de estos componentes.

Lo primero a mencionar es que el diseño al ser manufacturado presenta una contracción del material de un valor que ronda los 0.3 mm, por lo que fue necesario realizar los ajustes pertinentes en modelado de la pieza, particularmente en las zonas destinadas para sujetarse al cubo para que pudiera ensamblar sin dificultad. Acto seguido, se fabricaron los dos soportes de la Versión 1 con las modificaciones hechas a causa de la contracción, después, ambos soportes se ensamblaron a cada extremo del cubo junto con la guía lineal cuadrada Misumi®. Una vez ensamblados se efectuaron pruebas manuales rápidas que pudieran constatar que el desplazamiento de la guía lineal sobre el riel fuera lo más continuo posible, asimismo, se colocó un imán cerca de la guía lineal para comprobar que no hubiera interacción del campo magnético sobre esta. Fue durante esta prueba que se identificó que los balines internos que permiten el desplazamiento de la guía lineal sobre el riel no están hechos de acero inoxidable como el resto de las partes que conforman a la guía lineal y al riel, sino que están fabricados de acero al carbón dado que, al acercar un imán a la guía, esta comenzaba a verse influenciada por efecto del campo magnético.

Por esta causa, fue necesario descartar en su totalidad la implementación de una guía lineal, ya que adquirir otra de diferente marca no garantiza que todas sus partes estén fabricadas en su totalidad en acero inoxidable. En consecuencia, la segunda iteración del diseño de los soportes en “T” deberá contemplar el uso de algún otro componente deslizante que permita desplazamiento lineal.

c.1.2. Soporte en “T” Versión 2 (2° iteración)

A partir de lo observado e identificado en la primera iteración se descartó el uso de una guía lineal para el desplazamiento, por lo que se pensó en la utilización de otros elementos deslizantes que permitieran un desplazamiento lineal. Los nuevos componentes adquiridos son:

- Bujes de aluminio
 - Medidas:
 - Diámetro interior: 6 mm
 - Diámetro exterior: 12 mm
 - Largo: 18 mm
- Ejes circulares de acero inoxidable
 - Medidas:
 - Diámetro: 6 mm
 - Largo: 150 mm

De esta manera se garantiza que no exista ninguna interferencia con los imanes de neodimio, puesto que el aluminio y el acero inoxidable son materiales no magnéticos.

Partiendo del diseño de la Versión 1 de los soportes, se mantuvo la idea de que la sujeción sea por interferencia mediante 3 puntos, en la Figura 17 se presentan las partes que conforman la Versión 2 del soporte, cabe destacar que en el modelado geométrico del diseño se tuvo que ajustar la longitud de los extremos que se sujetan al cubo, ya que inicialmente el riel de la guía lineal cuadrada (Figura 11) tenía una longitud de 100 mm a diferencia que el nuevo eje circular tiene una longitud total de 150 mm. Por otro lado, se pensó en usar dos ejes circulares y dos bujes de aluminio. La idea del funcionamiento consistió en posicionar un eje a lado del otro de manera paralela sobre la extrusión del soporte con forma de “W”, por su parte, los bujes se desplazarían a lo largo de los ejes, teniendo como opción colocar un buje en cada eje o bien, los dos bujes en un solo eje, de esta forma, los bujes serían parte de la masa oscilatoria.

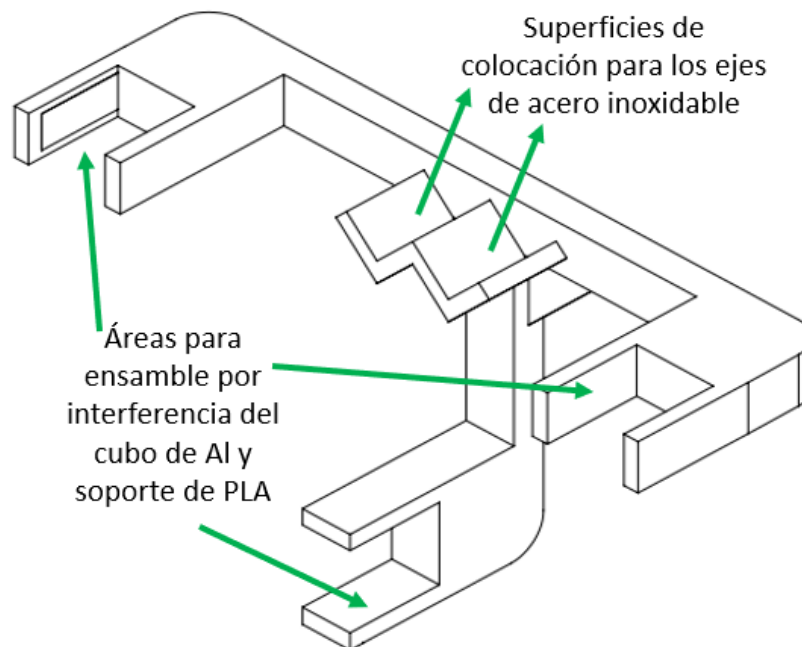


Figura 17. Soporte en T Versión 2

La función que tiene la manera en que se coloquen los ejes circulares sobre una pequeña estructura en forma de “W” es restringir el movimiento en dirección de X, tal como se muestra en la Figura 18, en esta misma figura se representan mediante círculos de color naranja las restricciones cinemáticas tangenciales que tienen ambos ejes con respecto a la estructura en forma de “W”.

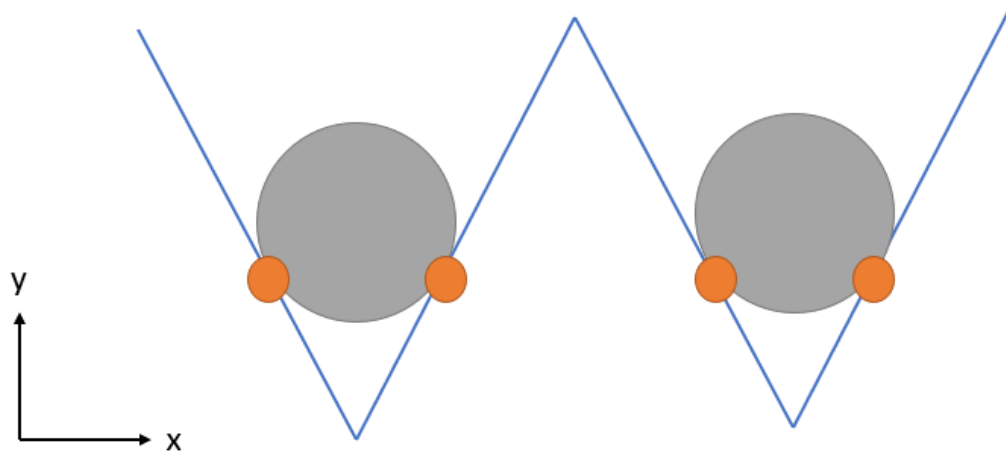


Figura 18. Restricciones cinemáticas sobre el eje X

Como parte del proceso de diseño, a esta nueva versión se le realizó un análisis estructural por elementos finitos con base en el criterio de falla de Von Mises, para ello se utilizó el diagrama de cuerpo libre de la Versión 1. Se decidió utilizar este mismo diagrama ya que el principio de funcionamiento es el mismo para ambos casos, puesto que la fuerza que ejerce la masa oscilatoria sobre el soporte se encuentra en el mismo punto representado en la Figura 14, asimismo, la magnitud de la Fuerza F y las restricciones cinemáticas serán la misma para cada iteración.

A continuación, se presentan los resultados y la explicación del análisis estructural realizado a la segunda iteración del soporte (Versión 2) en forma de “T” a través del software especializado en análisis por elemento finito llamado Abaqus.

La Figura 19 muestra la vista superior de la Versión 2 del soporte, también permite visualizar las posibles deformaciones que pudiera presentar en los extremos y particularmente en los vértices de estos. La Figura 20 (A) permite observar las deformaciones que el diseño sufre en dirección Z desde una perspectiva isométrica, por su parte, la Figura 20 (B) señala con una flecha en color naranja un acercamiento al vértice donde se presenta el mayor concentrador de esfuerzos, el cual, interpretando la escala de color, la tensión de Von Mises alcanza un valor de aproximadamente 3.85 MPa en esa zona, ya que es posible identificar tonos naranjas y rojos, no olvidar que este mismo comportamiento se manifiesta en el otro extremo del soporte debido a su condición de simetría. Recordando que el valor del límite elástico del PLA es de 60 MPa podemos decir que:

$$3.85 \text{ MPa} < \text{Límite elástico}$$

Por lo tanto, la Versión 2 del soporte no va a fallar por acción de la fuerza puntual de 15 N aplicada ya que el esfuerzo máximo que presenta el soporte es menor al límite elástico del material. La disminución de este esfuerzo puede ser resultado de una mayor cantidad de material en los extremos del soporte que sirven para ensamblarse al cubo, así como de la disminución en su longitud en dirección Z. Por lo tanto, los cambios realizados en la Versión 2 partiendo de la Versión 1 sí lograron disminuir el valor del esfuerzo que se concentra en los vértices señalados.

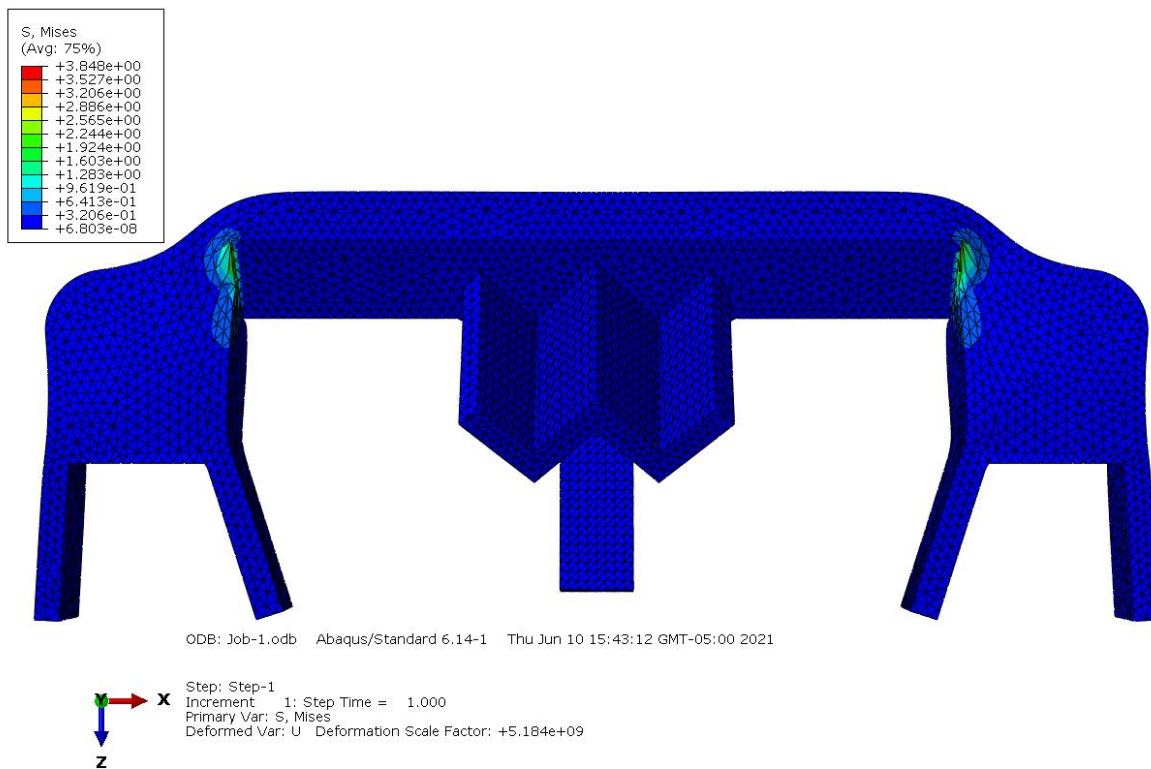


Figura 19. Vista superior versión 2

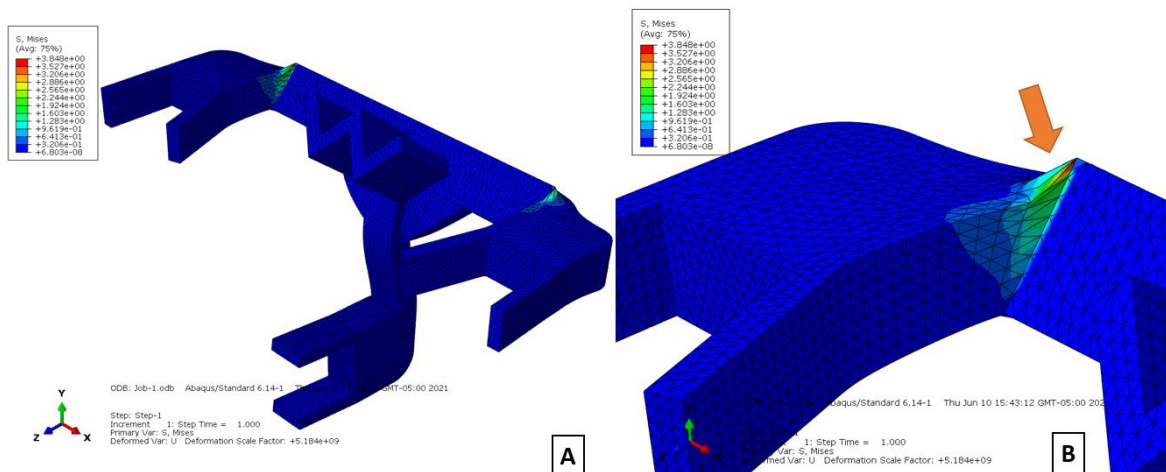


Figura 20. (A) Vista isométrica V2; (B) Acercamiento V2

Con base en las experiencias y conocimiento adquirido de la primera iteración, la contracción del material fue considerada desde el diseño del modelo geométrico en el software especializado (SolidWorks 2019) por lo que posterior a su fabricación por manufactura aditiva no fue necesario realizar algún ajuste en cuanto a dimensiones para compensar la contracción del material (PLA). Por otro lado, al sostener y manipular esta versión se identificó que eran frágiles y endebles al tacto, además, al ensamblarlos en el cubo de aluminio fue evidente que colocar ambos ejes circulares en la posición preestablecida no era la mejor opción debido a que no se restringe su movimiento en dirección Y, tal como lo muestra la Figura 18, adicionalmente a lo antes mencionado con respecto a la manipulación física de estos.

Por lo tanto, de acuerdo con los resultados de las dos iteraciones realizadas hasta este momento, se decidió conservar la idea de utilizar los dos bujes de aluminio y los dos ejes circulares, primeramente, porque sus respectivos materiales no son magnéticos y seguido porque al manipular estos componentes ensamblados en la Versión 2 de los soportes se comprobó que sí permiten el desplazamiento lineal deseable a lo largo del espacio interno del cubo de aluminio. La próxima iteración buscará generar alguna nueva idea en el método de sujeción de los ejes circulares con un nuevo diseño propuesto del soporte.

c.1.3. Soporte en "T" Versión 3 (3^o iteración)

En esta nueva versión se propuso utilizar los dos ejes de acero, así como los dos bujes de aluminio anteriormente mencionados y usados para probar el funcionamiento de la Versión 2 de los soportes que los sujetarían. La principal diferencia de esta tercera iteración con la versión previa consiste en que ambos bujes y ejes se encuentren sobre una misma línea vertical, pero con una distancia ajustable entre estos.

Para lograr esta nueva configuración se diseñaron dos diferentes soportes los cuales conservan la forma de "T", cada uno se ensamblaría en un extremo exterior del cubo de aluminio por medio de ensamble por interferencia, tal y como se planteó en las dos primeras versiones de este componente. El primer soporte tiene la principal característica de mantener a ambos ejes circulares a una distancia predeterminada y fija, los ejes se colocan sobre una estructura más pequeña en forma de "V", la idea de esta geometría surge a partir del principio de funcionamiento de la Versión 2 que utilizaba una estructura similar, pero en forma de "W". Las partes que conforman a este soporte se pueden observar e identificar en la Figura 21. Por su parte, el segundo soporte, el cual se colocará en el otro extremo del cubo tiene la peculiaridad de ser ajustable, es decir, el eje circular que se coloca en la parte inferior se mantiene fijo, mientras que la altura a la que se sitúe el eje circular que corresponde a la parte superior puede ser ajustada colocando dicho eje sobre otra superficie independiente con forma de "V" que se une por medio de un tornillo y una tuerca a la estructura del soporte, esto con la finalidad de conseguir que ambos ejes y bujes se encuentren lo más paralelos posibles unos de otros. El diseño del Soporte Ajustable se puede observar en la Figura 24, donde se señalan las partes que lo conforman y sus principales características. De igual manera, la extrusión en forma de "V" donde se coloca el eje inferior presenta una mayor cantidad de material a sus lados formando una base más amplia, la razón de esto es poder utilizar esa área y volumen extra para ensamblar el resorte que es parte del Amortiguador Electromagnético mediante una operación de barrenado posterior a la manufactura aditiva, de tal manera que el resorte se inserte en el o

los barrenos que se realicen. En el diseño del modelo geométrico de esta versión no se propuso desde un inicio una posición predeterminada para el o los barrenos que permitan la sujeción del resorte, en virtud de que la localización de estos pueda ser evaluada una vez que se tenga el soporte de manera física y manufacturada, de esta forma, para la próxima iteración ya se puedan establecer dichos barrenos desde el diseño computacional del nuevo soporte.

Una modificación muy importante que se hizo a ambos soportes en esta nueva iteración, Fijo y Ajustable, fue agregar un par de nervios estructurales a cada extremo de donde se colocan los ejes y en la extrusión inferior, así como aplicar un redondeo en los vértices de los “brazos” del soporte en forma de “T”, esto con el objetivo de que se pueda disminuir la deformación de los componentes al aplicarle una fuerza puntual localizada en el centro del diseño (Figura 14), así como reducir significativamente el valor del esfuerzo que se concentraba en los vértices de las dos anteriores versiones. De esta forma se pretende proveer de mayor rigidez y estabilidad al soporte.

A continuación, se presenta el Soporte Fijo:

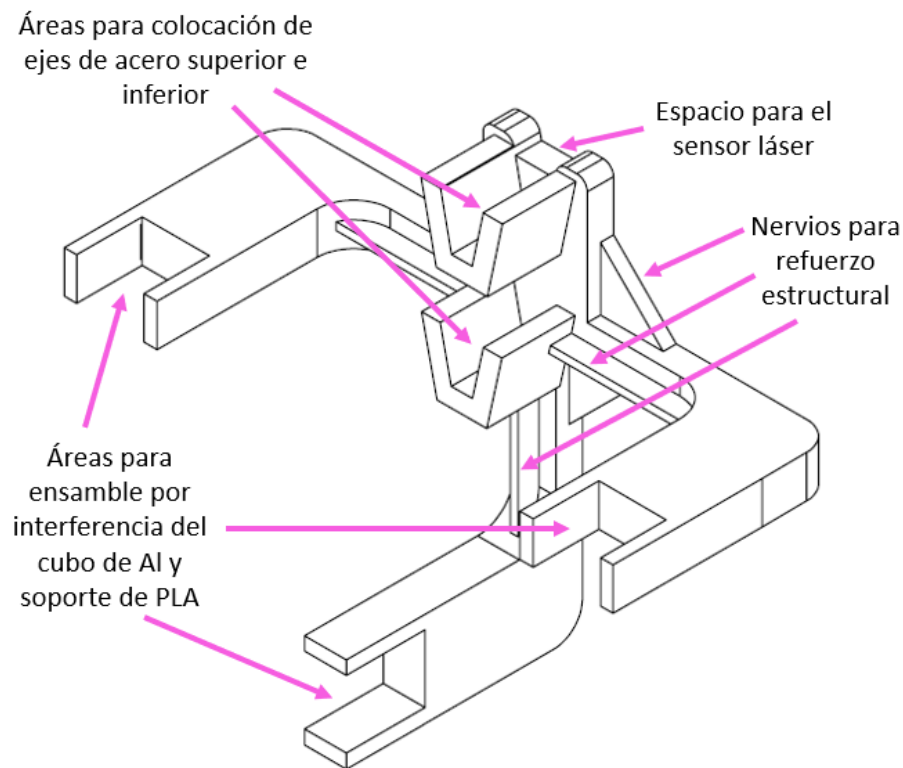


Figura 21. Soporte en "T" Versión 3, Soporte fijo

Como parte del proceso de diseño, para esta nueva iteración se realizó a la Versión 3 del diseño de soportes un análisis estructural por elementos finitos con base en el criterio de falla de Von Mises, para ello se utilizó el diagrama de cuerpo libre de la Figura 14. Se utiliza el mismo diagrama debido a que las restricciones cinemáticas y la aplicación de la fuerza puntual son las mismas para cada nueva iteración,

ya que lo que se pretende analizar es el comportamiento de cada nuevo diseño bajo las mismas condiciones de trabajo y con ello identificar y reconocer deficiencias o mejoras para lograr la optimización de la geometría.

A continuación, se presentan los resultados y la explicación del análisis estructural realizado a la tercera iteración del Soporte Fijo en forma de "T", el cual es parte de la Versión 3, a través del software especializado en análisis por elemento finito llamado Abaqus.

La Figura 22 muestra la vista superior de la Versión 3 del Soporte Fijo, también permite visualizar las posibles deformaciones que pudiera presentar en los extremos del diseño los cuales estarán ensamblados al cubo de aluminio. La Figura 23 (A) permite observar las deformaciones que el diseño sufre en dirección Z desde una perspectiva isométrica, por su parte, la Figura 23 (B) señala con una flecha en color naranja un acercamiento al vértice donde se presenta el mayor concentrador de esfuerzos, el cual, interpretando la escala de color, la tensión de Von Mises alcanza un valor de aproximadamente 2.63 MPa en esa zona, ya que es posible identificar tonos naranjas y un punto en color rojo, la distribución de los esfuerzos localizados en esos extremos es muy similar en cada lado, esto por la condición de simetría del diseño. Recordando que el valor del límite elástico del PLA es de 60 MPa podemos decir que:

$$2.63 \text{ MPa} < \text{Límite elástico}$$

Esto significa que dentro de la Versión 3 el Soporte Fijo no va a fallar por acción de la fuerza puntual de 15 N aplicada ya que el esfuerzo máximo que presenta el soporte es menor al límite elástico del material. El decremento en el valor máximo de este esfuerzo se debe a la implementación de los correspondientes nervios estructurales localizados a cada lado de la extrusión en forma de "V" donde se coloca el eje circular inferior, así como del redondeo de los vértices en donde se concentraba el esfuerzo máximo, de modo que, los cambios realizados en la Versión 3 partiendo de la Versión 2 sí lograron disminuir el valor del esfuerzo máximo que reportó el análisis estructural.

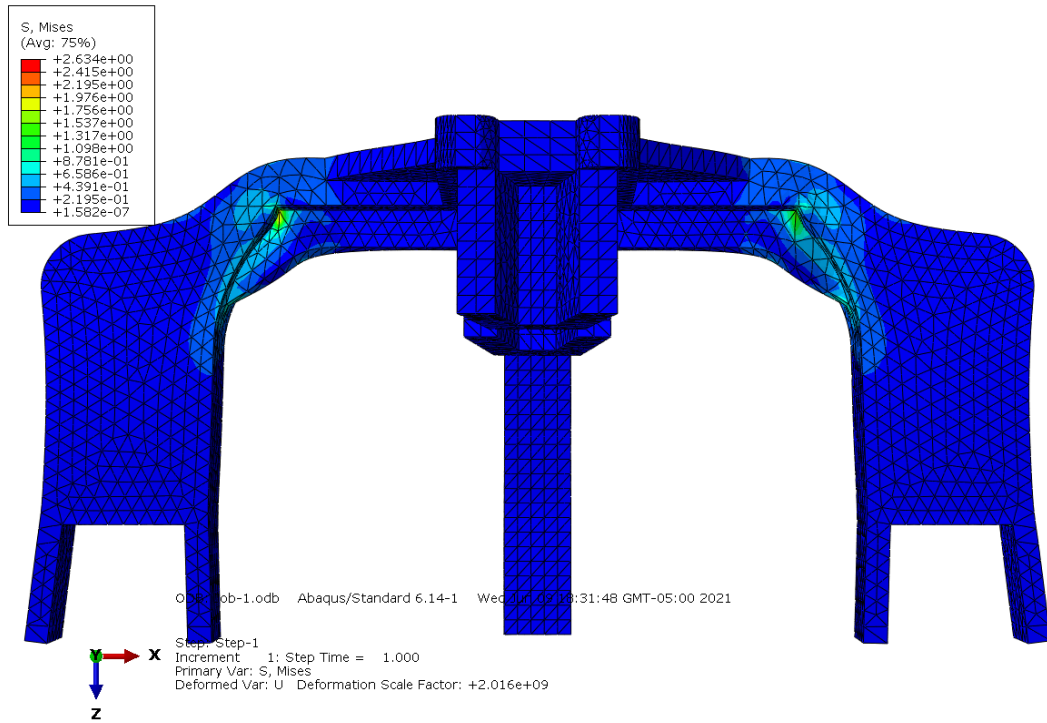


Figura 22. Vista superior V3, Soporte fijo

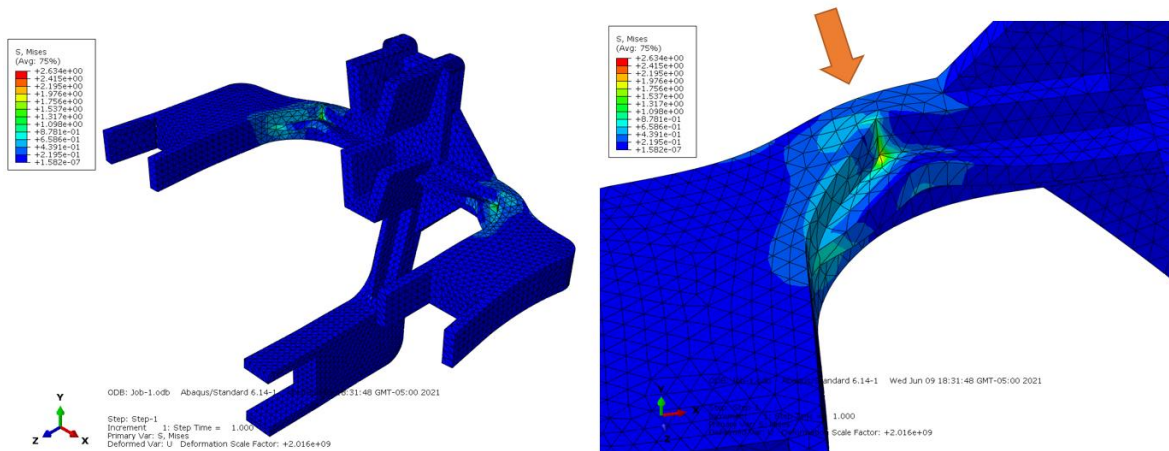


Figura 23. Soporte fijo (A) Vista isométrica; (B) Acercamiento V3

Seguidamente, se presenta en la Figura 24 la vista isométrica el diseño de Soporte Ajustable, así como de la pieza independiente cuya función es ajustar la distancia entre los ejes, también es posible identificar con ayuda de la señalización de las flechas en color naranja las partes que lo conforman y sus principales características.

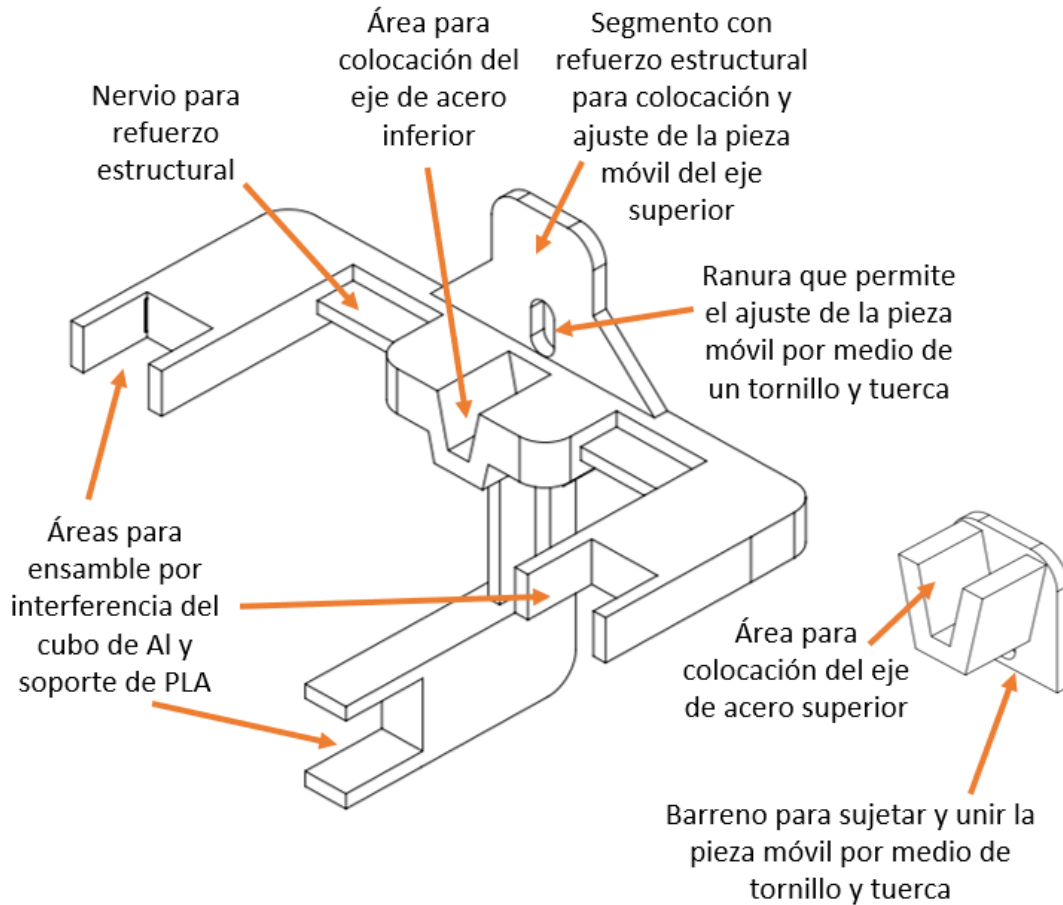


Figura 24. Soporte en "T" Versión 3, Soporte ajustable

A continuación, se presentan los resultados y la explicación del análisis estructural realizado a la tercera iteración del Soporte Ajustable en forma de "T", el cual conforma la Versión 3 de este elemento, a través del software especializado en análisis por elemento finito llamado Abaqus.

La Figura 25 muestra la vista superior de la Versión 3 del Soporte Ajustable, también permite visualizar que las posibles deformaciones que pudiera presentar en los extremos del diseño los cuales estarán ensamblados al cubo de aluminio disminuyeron considerablemente con respecto a las anteriores iteraciones, así como con el Soporte Fijo. La Figura 26 (A) permite observar las deformaciones que el diseño sufre en dirección Z desde una perspectiva isométrica, en las cuales también se observa una disminución, por su parte, la Figura 26 (B) señala con dos flechas en color naranja un acercamiento al vértice donde se presenta el mayor concentrador de esfuerzos, además, a diferencia de los anteriores diseños, este presenta un esfuerzo localizado en la extrusión con forma de "V" donde se colocará el eje circular inferior, al interpretar la escala de color, ambos esfuerzos de Von Mises, los cuales están señalados con las flechas naranjas en la Figura 26 (B), alcanzan un valor de aproximadamente 1.42 MPa, ya que es posible identificar el mismo tono de color azul, la distribución de los esfuerzos localizados en

esos extremos son iguales en cada lado, esto por la condición de simetría del diseño. Recordando que el valor del límite elástico del PLA es de 60 MPa podemos decir que:

$$1.42 \text{ MPa} < \text{Límite elástico}$$

Esto significa que dentro de la Versión 3 el Soporte Ajustable no va a fallar por acción de la fuerza puntual de 15 N aplicada ya que el esfuerzo máximo que presenta el soporte es menor al límite elástico del material. El decremento en el valor máximo de este esfuerzo dentro de este diseño en particular se debe a que se amplió en ambos lados de dirección X la extrusión en forma de “V” para que el resorte pueda estar ensamblado ahí, esto significó agregar más material, lo que hace que el diseño sea más robusto y rígido en esa zona y se ve reflejado en los resultados del análisis estructural, aunado a la implementación de los nervios estructurales, de modo que, ambas características en conjunto resultan en que el Soporte Ajustable perteneciente a la Versión 3 haya logrado disminuir el valor del esfuerzo máximo que reportó el análisis estructural con respecto a las dos versiones anteriores así como con el Soporte Fijo.

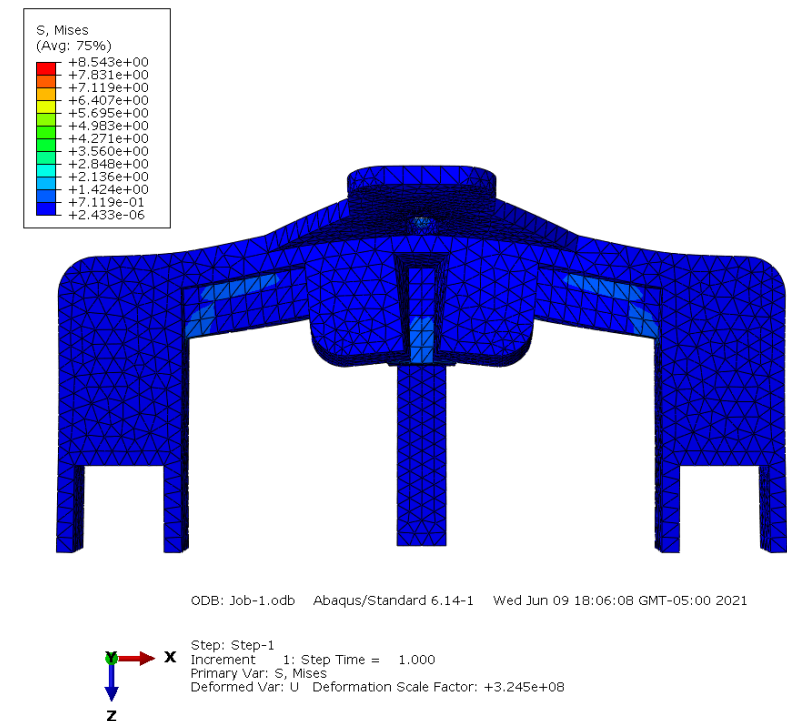


Figura 25. Vista superior V3, Soporte ajustable

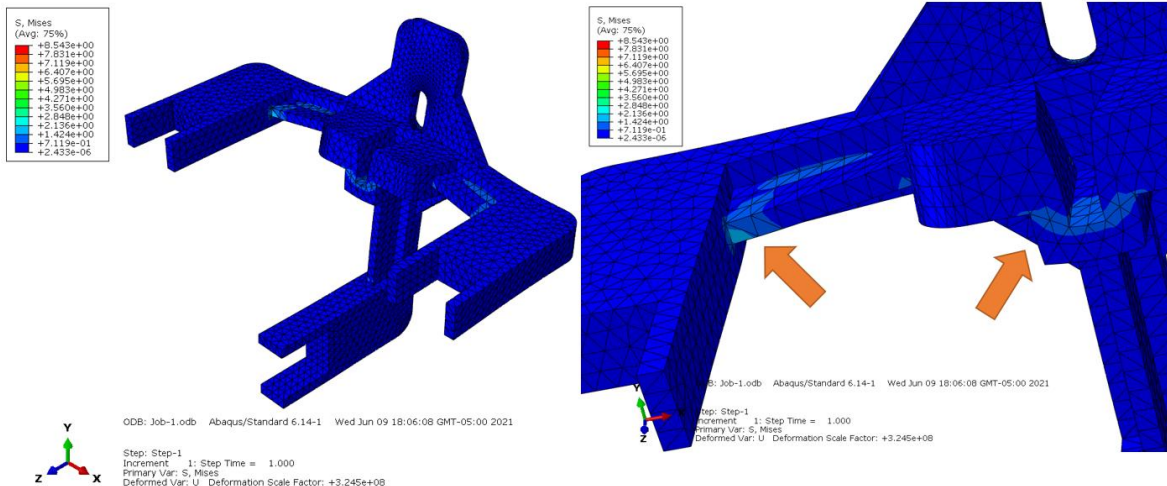


Figura 26. Soporte ajustable (A) Vista isométrica V3; (B) Acercamiento V3

Posterior a la ejecución y estudio del análisis por elementos finitos de los dos soportes en forma de “T” pertenecientes a la Versión 3, se procedió a manufacturarlos tal como se ha establecido en el proceso de diseño. Desde el modelado geométrico por computadora (CAD) de ambos componentes se contempló la contracción que presenta el material para que no haya problemas posteriores a su manufactura referentes al ensamble por interferencia. Es necesario mencionar que, en este proyecto, los parámetros para la manufactura aditiva serán siempre para cada versión los mencionados en la Tabla 6.

Se procedió a la fabricación de ambos soportes, el Fijo y el Ajustable para evaluar su comportamiento real y físico, así como para la identificación de deficiencias y mejoras. Luego de haberlos ensamblado al cubo de aluminio se colocaron en sus respectivas posiciones los dos ejes circulares junto con los dos bujes de aluminio a una altura aleatoria para después ser ajustada para que los ejes mantengan un paralelismo entre sí. Ante todo, la primera deficiencia que hay que mencionar es que el diseño de la Versión 3 de los soportes nuevamente sólo restringe el movimiento en dirección X y no en dirección Y, tal como lo ejemplifica la Figura 27, por lo tanto, en la próxima iteración será necesario implementar un cambio que asegure la restricción del movimiento de los ejes en toda dirección, es decir, que cada eje se mantenga completamente inmóvil y empotrado. Por otro lado, la Versión 3 contempla que ambos bujes se desplacen a través su respectivo eje de manera paralela e igual, en otras palabras, que ambos bujes se mantengan unidos y se desplacen al mismo tiempo a lo largo de los ejes circulares. Para lograr este objetivo fue necesario realizar pruebas con prototipos rápidos que fueran capaces de mantener unidos a los dos ejes en todo momento, de tal forma que ambos bujes unidos en conjunto formaran parte de la masa oscilatoria. Sin embargo, las pruebas rápidas evidenciaron una gran problemática; debido a la existencia de una tolerancia dimensional tan reducida entre el buje y el eje es muy difícil lograr que estos elementos se encuentren completamente paralelos entre sí, ya que al tratar de mantener unidos ambos bujes, así como al ajustar la distancia entre los ejes, la tolerancia entre eje y buje se ve afectada ocasionando que no haya un correcto y libre desplazamiento entre elementos deslizantes. La Figura 27 ejemplifica lo que acontece: la propuesta inicial consistía en el desplazamiento lineal de ambos bujes

unidos, pero el comportamiento real es que no se logra el paralelismo, ocasionando que los bujes detengan su desplazamiento en cierto punto. El diagrama que representa el comportamiento real muestra una exageración en el fenómeno antes descrito con fines explicativos e ilustrativos.

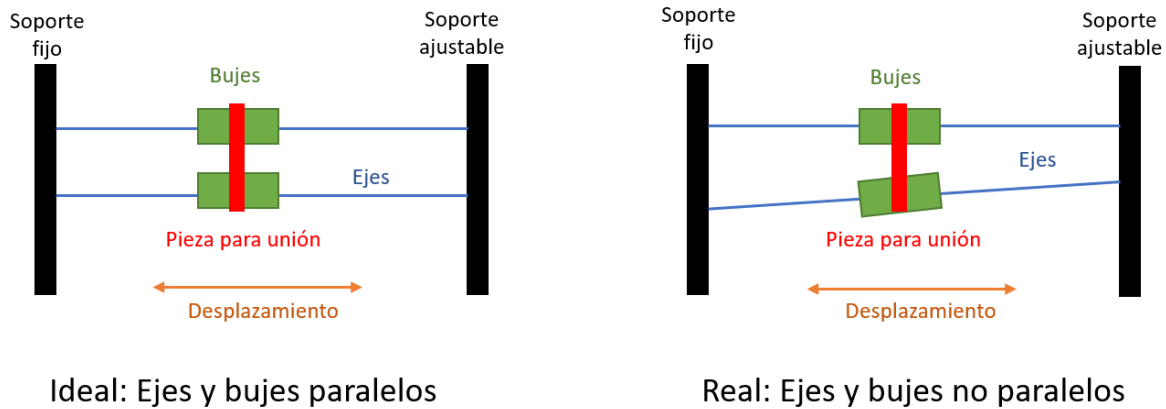


Figura 27. Condición ideal y real de paralelismo entre bujes

En consecuencia, los aspectos que se deberán mejorar y modificar en la siguiente iteración consisten en lograr la restricción del movimiento de los ejes circulares en las 3 direcciones para garantizar que se mantengan fijos en todo momento, por otro lado, se necesita plantear una solución física y/o mecánica para lograr que el desplazamiento de los bujes a lo largo de los ejes sea continuo y sin interferencias utilizando los mismos elementos mecánicos (bujes y ejes).

Es importante resaltar la importancia que tiene dentro del proceso de diseño la fabricación de las diferentes versiones de los soportes, ya que de haber basado el análisis únicamente con el comportamiento estructural no se habría identificado el problema del paralelismo entre componentes a causa de las tolerancias dimensionales inherentes a cada elemento mecánico manufacturado y adquirido comercialmente. Asimismo, al tener el soporte de manera física se pudieron hacer pruebas que permitieran identificar la localización de los barrenos por los cuales se inserte el resorte requerido.

Por último, gracias a la manipulación constante de las 3 versiones fabricadas hasta el momento, se evidenció que los extremos de los soportes diseñados para ensamblarse por interferencia al cubo de aluminio comenzaban a dilatarse ligeramente, lo que provocaba que el ensamble perdiera su cualidad de interferencia. Este fenómeno de dilatación del material se origina a causa de mantener los soportes a la intemperie, bajo los rayos del sol o en un ambiente húmedo, ya que, al ser un poliéster alifático termoplástico derivado de productos tales como almidón de maíz, tapioca o caña de azúcar [50], absorbe humedad del ambiente. Por lo que se deberá implementar un cambio en el diseño que evite que los soportes sean obsoletos en cuanto su método de ensamble después de un periodo de tiempo.

c.1.4. Soporte en "T" Versión 4 (4^o iteración)

A esta nueva iteración se le realizaron las modificaciones necesarias para lograr corregir los errores identificados en la Versión 3, entre estos cambios se destacó la conservación de la idea del Soporte Ajustable, pero en este caso ambos soportes fueron ajustables con lo cual, la posición, o bien, la altura del eje circular superior pudo ser variable y ajustada como se requería. Este cambio surgió en consecuencia de eliminar el uso del buje superior y dejar que el desplazamiento lo realice únicamente el buje localizado en el eje inferior, con esto se descartó el problema del paralelismo entre componentes que se suscitó en la iteración anterior. El eje circular superior en conjunto con una restricción cinemática que formaba parte de la masa oscilatoria tuvo la función de restringir el movimiento rotacional de la masa alrededor del eje, por lo que la altura se adaptó en relación con dicha restricción cinemática.

Por otro lado, los resultados del análisis estructural del Soporte Ajustable evidenciaron que la implementación de nervios estructurales en combinación con la ampliación hacia los lados de la extrusión en forma de "V" donde se coloca el eje circular de la posición inferior lograron disminuir significativamente el valor del esfuerzo máximo que se ha presentado en los vértices internos de los extremos del soporte. Al mismo tiempo, al modelo geométrico (CAD) se le incluyeron dos pares de barrenos en esta zona a cada lado del espacio para el eje inferior; el par de barrenos con menor diámetro está más cercano a la zona donde se posiciona el eje de tal forma que a través de estos pueda ser ensamblado el resorte seleccionado.

El problema de la nula existencia de la restricción cinemática para el eje en la dirección Y (Figura 18) se resolvió agregando restricciones físicas sobre cada eje las cuales estarían sujetas por tornillos y tuercas fabricados en nylon, estos se introducen por el segundo par de barrenos situado a los lados más alejados del eje circular inferior, mientras que para el eje circular superior, en la pieza independiente para ajuste se le agregaron sus respectivos barrenos a los lados del eje para sostener su restricción física. El nylon se eligió como material para los tornillos y las tuercas para evitar involucrar algún elemento mecánico metálico que pudiera interactuar con el campo magnético generado por los imanes de neodimio. Por lo tanto, al agregar estas restricciones físicas se garantiza que los ejes se mantengan completamente inamovibles en las 3 direcciones, recordando que van empotrados a los soportes por lo que se restringe su desplazamiento en dirección Z. En la Figura 29 se ejemplifica mediante los círculos naranjas las restricciones cinemáticas del eje.

En la Figura 28 se observa la vista isométrica de la Versión 4 del Soporte en "T" junto con la pieza independiente para el ajuste de la altura del eje superior, así como de sus respectivas restricciones físicas y los barrenos para su sujeción. En esta misma figura se señalan con flechas moradas las principales características y partes de esta versión. Cabe mencionar que también se alargaron y colocaron barrenos a los extremos físicos de donde el soporte se ensambla por interferencia al cubo de aluminio con el objetivo de que si el Políácido láctico (PLA) del que está fabricado el soporte en un momento dado absorbe humedad y se dilata, pueda sujetarse nuevamente al cubo de aluminio con tornillos y tuercas no magnéticas que atraviesen dichos barrenos y se sujeten adecuadamente.

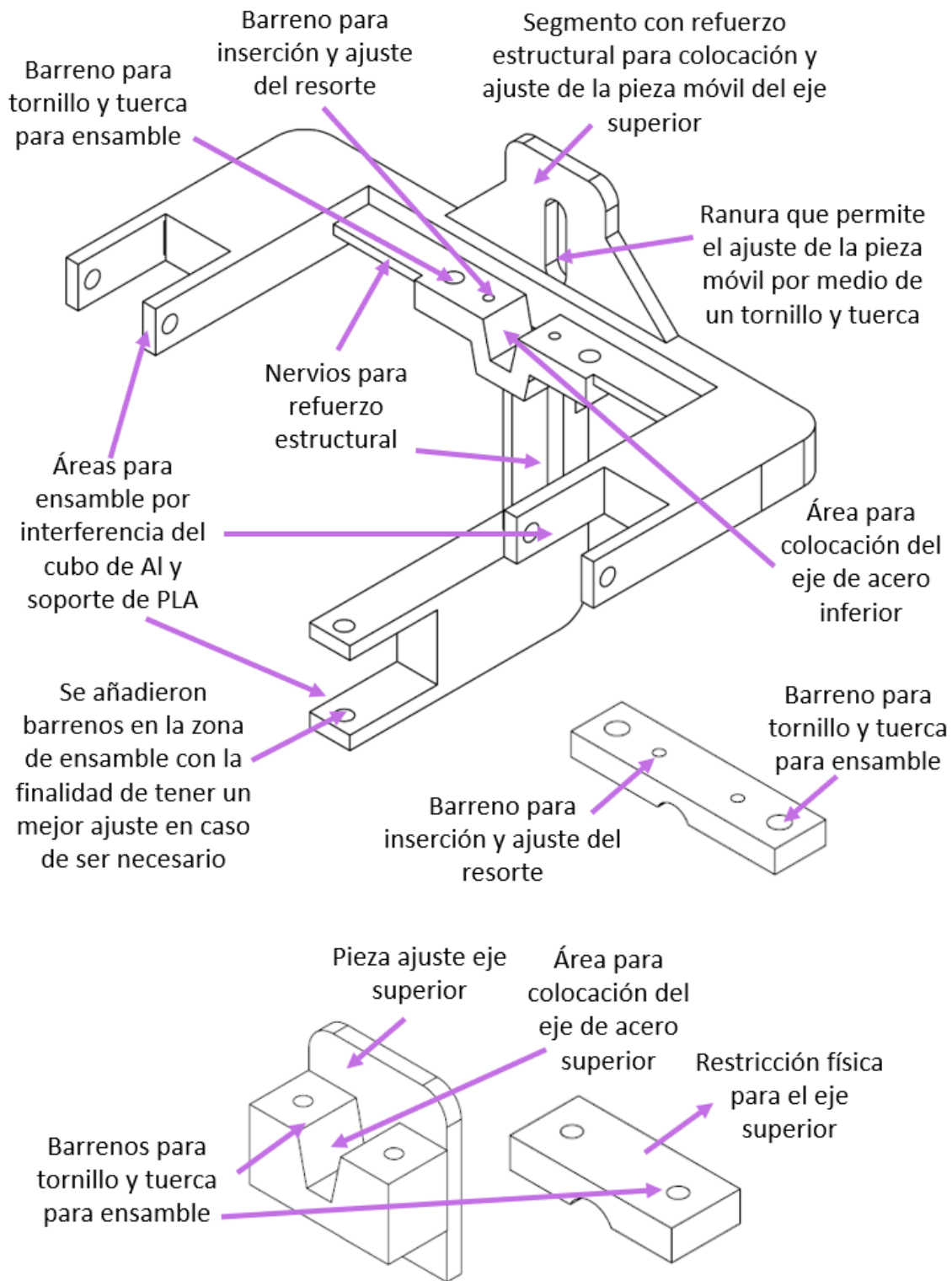


Figura 28. Soporte en "T" Versión 4

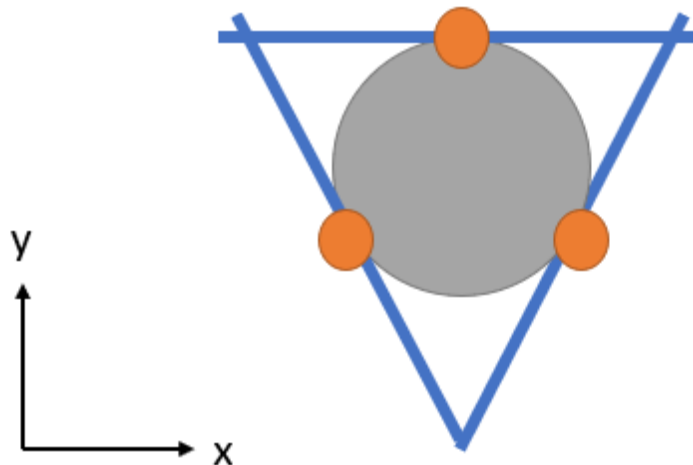


Figura 29. Restricciones cinemáticas sobre los ejes X y Y

Continuando con el proceso de diseño, se presentan los resultados y la explicación del análisis estructural por elementos finitos realizado a la cuarta iteración de esta versión del Soporte en forma de “T”, recordando que el análisis se realizó a través del software especializado en análisis por elemento finito llamado Abaqus.

La Figura 30 muestra la vista superior de la Versión 4 del Soporte en “T”, además permite visualizar las posibles deformaciones que pudiera presentar en los extremos del diseño a lo largo del eje X y el desplazamiento que tienen estas en dirección de Z. La Figura 31 (A) permite observar las deformaciones que el diseño sufre en dirección Z desde una perspectiva isométrica, de las cuales se aprecia una disminución con respecto a las anteriores versiones, la Figura 31 (B) señala con una flecha en color naranja un acercamiento al vértice donde se presenta el mayor concentrador de esfuerzos con un valor de aproximadamente 0.72 MPa, identificado gracias a la interpretación de la escala de color, el área abarcada en tonos azules y la magnitud de este esfuerzo disminuyó en comparación con las primeras iteraciones, la distribución de los esfuerzos localizados en esos extremos son iguales en cada lado como resultado de la condición de simetría del diseño. Recordando que el valor del límite elástico del PLA es de 60 MPa podemos decir que:

$$0.72 \text{ MPa} < \text{Límite elástico}$$

Esto significa que dentro de la Versión 4 el Soporte no va a fallar por acción de la fuerza puntual de 15 N aplicada ya que el esfuerzo máximo que presenta es menor al límite elástico del material. El decremento en el valor máximo de este esfuerzo se debe a las modificaciones que se fueron haciendo en cada iteración, realizadas con base en las observaciones previamente mencionadas, de modo que se pudiera reducir considerablemente la magnitud del esfuerzo máximo teniendo las mismas restricciones cinemáticas, magnitud de la fuerza aplicada y lugar en donde esta se localiza.

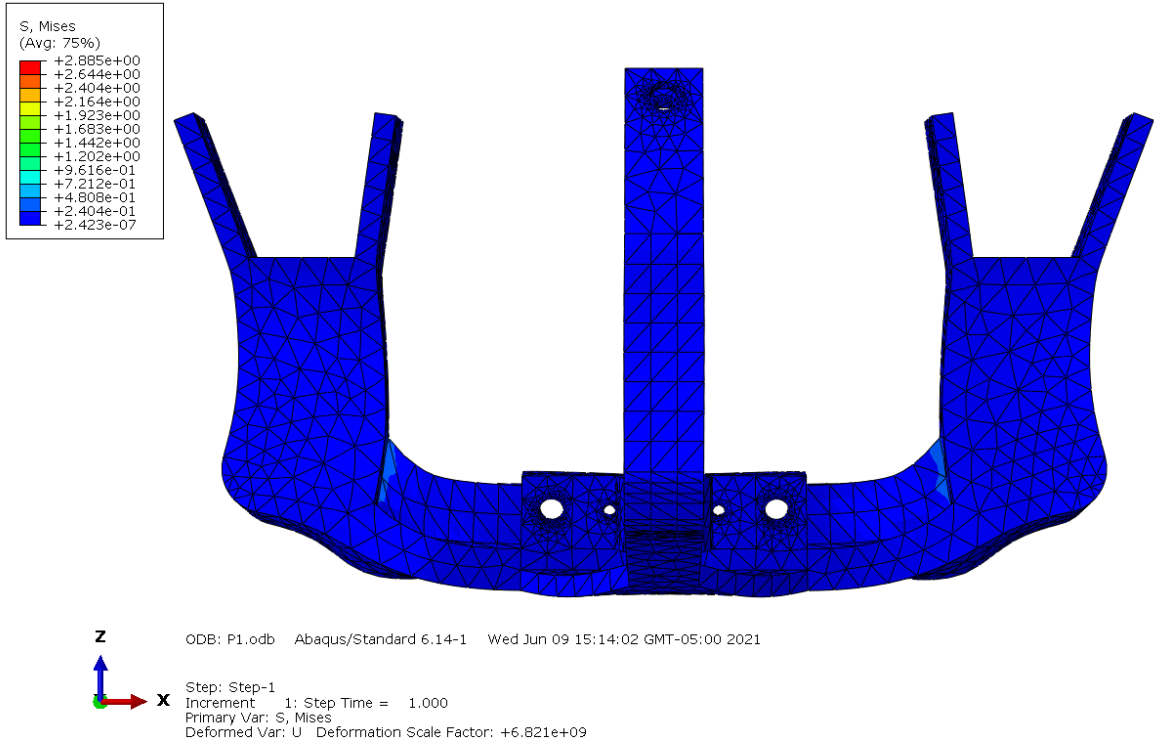


Figura 30. Vista superior V4

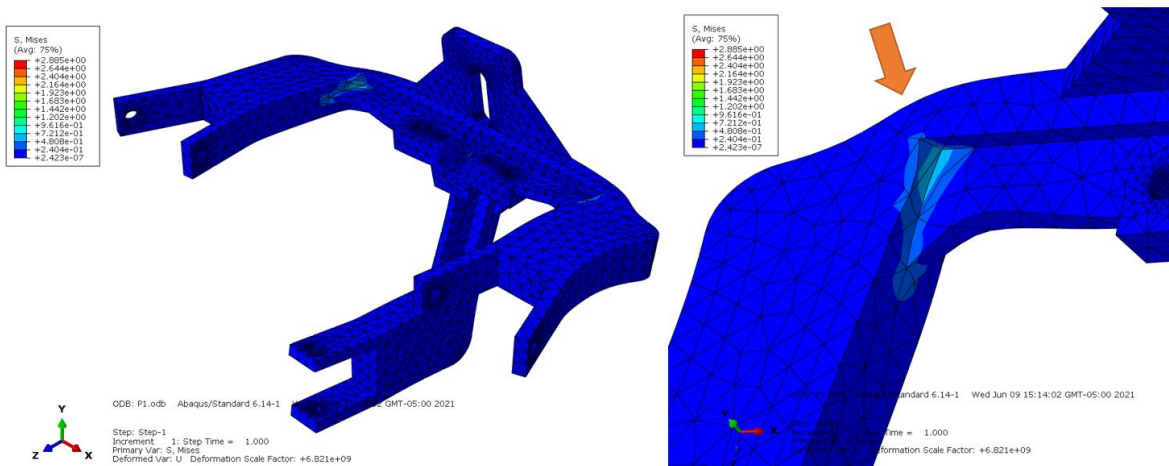


Figura 31. (A) Vista isométrica V4; (B) Acercamiento V4

Finalizando el proceso de diseño de la cuarta iteración de este componente, se procedió a la fabricación por manufactura aditiva de un par de soportes de la Versión 4 para evaluar su funcionalidad de forma tangible y real con el objetivo de plantear alguna modificación futura que se pudiera efectuar en caso de identificar una posible problemática al momento de su ensamble.

Después de ser fabricados se manipularon y ensamblaron en su respectiva posición dentro del cubo de aluminio. Se comprobó que ambos ejes circulares, inferior y superior, estuvieran fijos en todo momento, por lo que fue un acierto la adición de las restricciones físicas colocadas sobre cada uno. Por

otro lado, los nervios estructurales colocados en cada extremo del soporte proveen de mayor rigidez y estabilidad al tacto y al ser manipulados de forma manual y comparados con las versiones anteriores.

Cabe mencionar que no se identificó alguna problemática, detalle o incertidumbre que se requiriera modificar en una siguiente iteración, ya que la Versión 4 del diseño de los soportes satisfacen los requerimientos y necesidades para los que fueron planteados inicialmente y en cada nueva iteración se resolvieron los problemas que iban surgiendo.

Con el objetivo de poder analizar de forma más resumida y clara los resultados recabados del análisis estructural por elementos finitos se presenta la siguiente tabla donde se comparan los esfuerzos máximos de las 4 iteraciones.

<i>Soportes en forma de "T"</i>	<i>Esfuerzo máximo MPa</i>
Versión 1	4.56
Versión 2	3.85
Versión 3 Soporte Fijo	2.63
Versión 3 Soporte Ajustable	1.42
Versión 4	0.72

De acuerdo con los resultados registrados, la Versión 1 del Soporte en forma de "T" presentó un esfuerzo máximo de **4.56 MPa** en comparación con la Versión 4 donde se reportó un valor máximo de **0.72 MPa**, esto representa una reducción del **84.2 %** esfuerzo máximo entre la primera y la última iteración realizada. Por lo tanto, se logró una gran optimización geométrica del diseño de este elemento.

Por los motivos y resultados anteriores, la Versión 4 de los Soportes en "T" será la última iteración de este elemento y la cual será implementada en el ensamble del Amortiguador Electromagnético (AE).

En seguida, en la Figura 32 (A) se presenta la vista frontal de la Versión 4 (iteración final) del soporte en forma de "T" posterior a su manufactura, así como del ensamble de las restricciones físicas que mantienen fijos y empotrados a los ejes circulares. Por su parte, la Figura 32 (B) muestra la vista posterior de dicho componente, donde se aprecia el tornillo y la tuerca que permite ajustar la altura del eje circular superior.

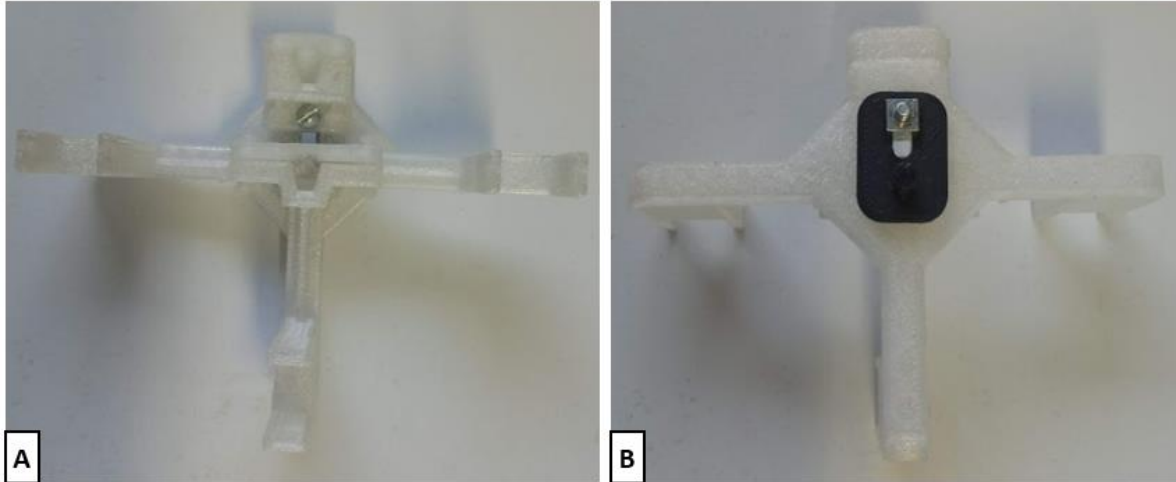


Figura 32. Soporte en "T" V4, fabricado en PLA, (A) Vista frontal; (B) Vista posterior

c.2. Resortes

Para poder decidir si los resortes fuesen adquiridos comercialmente o si habría que fabricarlos de manera manual, se realizó la Tabla 8, en la cual se presentan las ventajas y desventajas de ambas opciones.

<i>Tipo de resorte</i>	<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<i>Resorte comercial</i>	Únicamente se adquiere y se realiza su respectiva caracterización	Después de una búsqueda comercial se descubrió que no hay disponibilidad de resortes "suaves". Sólo se fabrica con algún acero al carbono, por lo que lo vuelve magnéticos.
<i>Resorte fabricado</i>	Es posible seleccionar el material. Se establecen los parámetros de diseño requeridos (diámetro, longitud, número de vueltas, entre otros)	Se necesita implementar una metodología para su fabricación, así como trabajar con base en prueba y error.

Decisión final: La mayor ventaja que tienen los resortes fabricados con respecto a los comerciales es que es posible seleccionar el material con el cual se elaborarán, así como poder definir inicialmente los parámetros de diseño, por lo tanto, los resortes intercambiables se fabricarán manualmente y se harán a partir de alambre de cobre, debido a que es un material no magnético y eso evitará que exista alguna interacción con el campo magnético generado por los imanes.

Una vez seleccionado y decidido que el resorte a implementar tuvo que ser de cobre, se procedió a fabricarlo y caracterizar sus parámetros finos con la metodología que a continuación se describirá detalladamente, pero antes es necesario y de gran importancia destacar que en el contexto del proyecto de cable robots planos en el que se trabajó [4], [5] y [6] se realizaron previamente simulaciones numéricas

de los parámetros de algunos elementos, entre los cuales se encontraba la constante de rigidez del resorte, de esta forma fue posible conocer el rango de valores en los cuales el funcionamiento de la máquina de propósito especial de tal forma que opere óptimamente. Bajo este contexto se encontró que la constante de rigidez del resorte k debería estar en un rango entre $12 - 14 \left[\frac{N}{m} \right]$.

El método para la caracterización del resorte fue por medio de la Ley de Hooke:

$$F = k \cdot x \quad \rightarrow \quad F = k(x_0 - x_1)$$

La cual establece que la fuerza F aplicada a un resorte está en proporción directa a la longitud x de elongación o compresión del resorte, y k representa el coeficiente de rigidez y depende completamente de las características de este, como pueden ser el material, diámetro, longitud, etcétera.

Se elaboraron diferentes modelos de resortes empleando alambre de cobre de calibre #18 y #20, el cual tienen un diámetro aproximado de 1.024 y 0.811 [mm], respectivamente. Se obtuvo la geometría característica de un resorte al enrollar el alambre de cobre alrededor de barras cilíndricas de diversos diámetros. La metodología de diseño y fabricación fue la siguiente:

1. Cada resorte se sujetó verticalmente por uno de sus extremos asegurando que estuviera fijo y mantuviera su posición en todo momento.
2. Se registró la longitud inicial del resorte.
3. Se aplicó un peso W añadiéndolo de tal forma que estuviera suspendido al otro extremo del resorte y causara un cambio en la longitud de este. Esta fuerza F estuvo conformada por componentes tales como tornillos, rondanas y tuercas a los cuales se les registró previamente su masa para posteriormente obtener el peso por medio de la siguiente ecuación: $W = m \cdot g$, donde se consideró $g = 9.78 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ ya que las pruebas se realizaron en la CDMX.
4. Una vez colocado el peso W se registró la longitud final que adquirió el resorte.
5. Se realizaron de 5 a 7 mediciones para cada resorte, en cada una se aumentó el peso de modo que la longitud final fuera significativa.
6. En virtud de que la fuerza F requerida para elongar o comprimir un resorte es directamente proporcional a la longitud de este, se procedió a calcular en cada caso la constante de rigidez k por medio de regresión lineal.

Se llevaron a cabo unas primeras pruebas siguiendo la metodología antes enumerada dando como resultado diferentes resortes con distintos diámetros internos, números de vueltas, calibres del alambre de cobre y longitudes. En seguida se muestra en la Figura 33 algunos de los primeros resortes fabricados, por ejemplo, en el resorte denominado con la letra A contaba con un diámetro mucho mayor con respecto al B y C, tuvo casi 4 vueltas y se registró una $k = 4.91 \left[\frac{N}{m} \right]$, el resorte B tuvo 14 vueltas, la mitad del diámetro de B y registró $k = 7.41 \left[\frac{N}{m} \right]$, ambos resortes A y B tuvieron la misma longitud en estado de reposo, por último pero no menos importante, el resorte C se diseñó con un alambre de un

calibre mayor, presentó la mitad de la longitud y del diámetro del resorte B y se caracterizó obteniendo una rigidez con valor de $k = 32 \left[\frac{N}{m} \right]$.

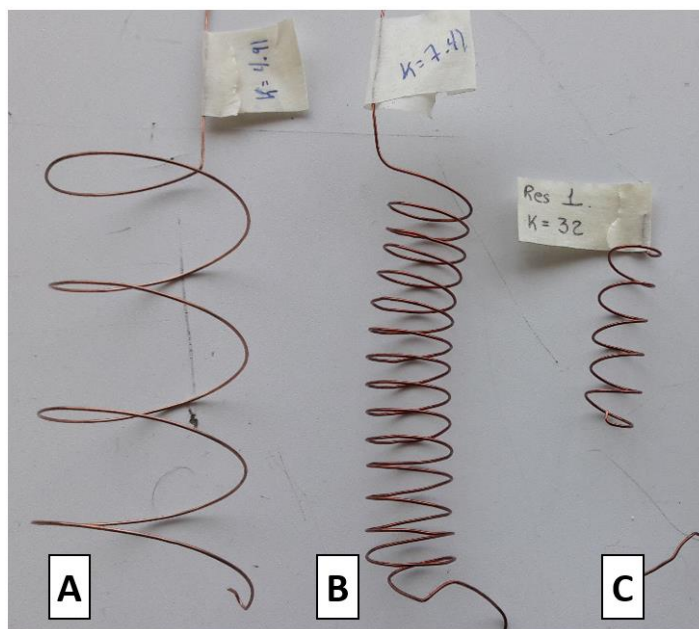


Figura 33. Diferentes resortes fabricados

En vista de que los modelos y constantes podían ser muy variables dependiendo de la manipulación de sus parámetros, se decidió mantener fijos el diámetro y el calibre, para que la única variable a cambiar fuera únicamente el número de vueltas. Los valores inamovibles se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 9. Variables fijas en la fabricación de resortes

Parámetro	Valor
Diámetro interno del resorte	$\frac{3}{4}$ "
Calibre del alambre	#18
Número de vueltas	Variable

Con base en la anterior tabla, se fabricaron resortes de tal forma que su constante de rigidez estuviera dentro del rango previamente establecido $\left(12 \text{ a } 14 \left[\frac{N}{m} \right] \right)$. Posteriormente a su elaboración y caracterización se eligió un resorte para ser colocado dentro del ensamble como se muestra en la Figura 34. De tal manera que el resorte en cuestión estaría unido en uno de sus extremos a uno de los soportes en T y por el otro extremo a la masa que se encontrará oscilando a lo largo de los ejes circulares.

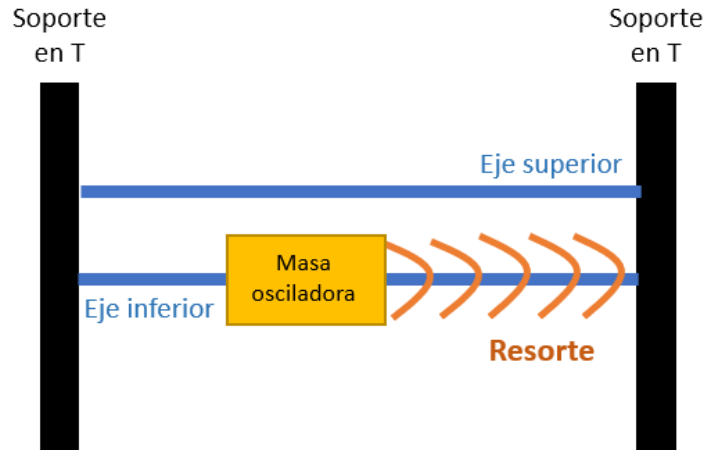


Figura 34. Vista lateral de la ubicación de componentes. Uso de un solo resorte.

Al realizar pruebas preliminares en su montaje y ejecución se detectó que el resorte sufría deformaciones con el paso del tiempo debido a las fuerzas que ejerce la masa osciladora (Grado de Libertad) sobre este al momento de desplazarse. Por lo tanto, se optó por utilizar dos resortes en cada extremo de la masa osciladora y a su vez sujetados en cada soporte en "T" de PLA como se muestra en el siguiente esquema. De esta manera funcionará con dos resortes conectados en serie, bajo esta configuración sus respectivas constantes de rigidez se suman y actúan como uno solo [38]. En el siguiente esquema se hace alusión a la posición que estos resortes tendrían con respecto a los demás componentes.

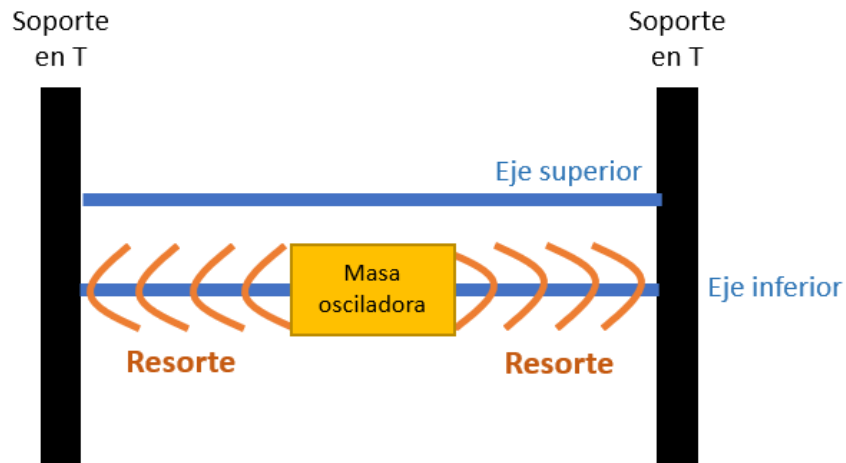
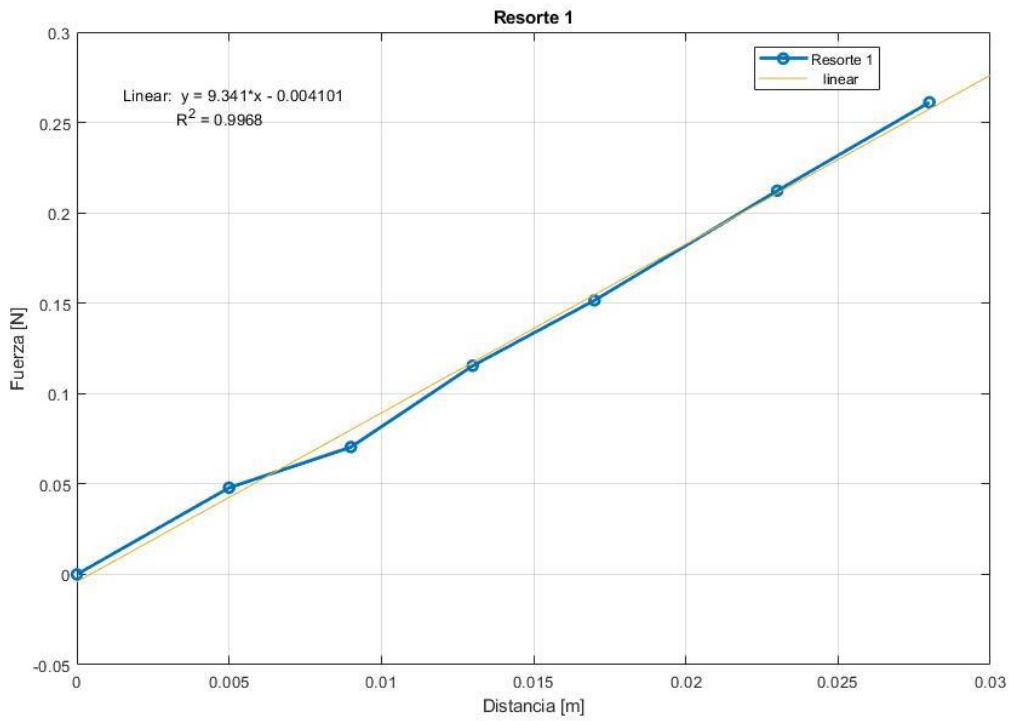
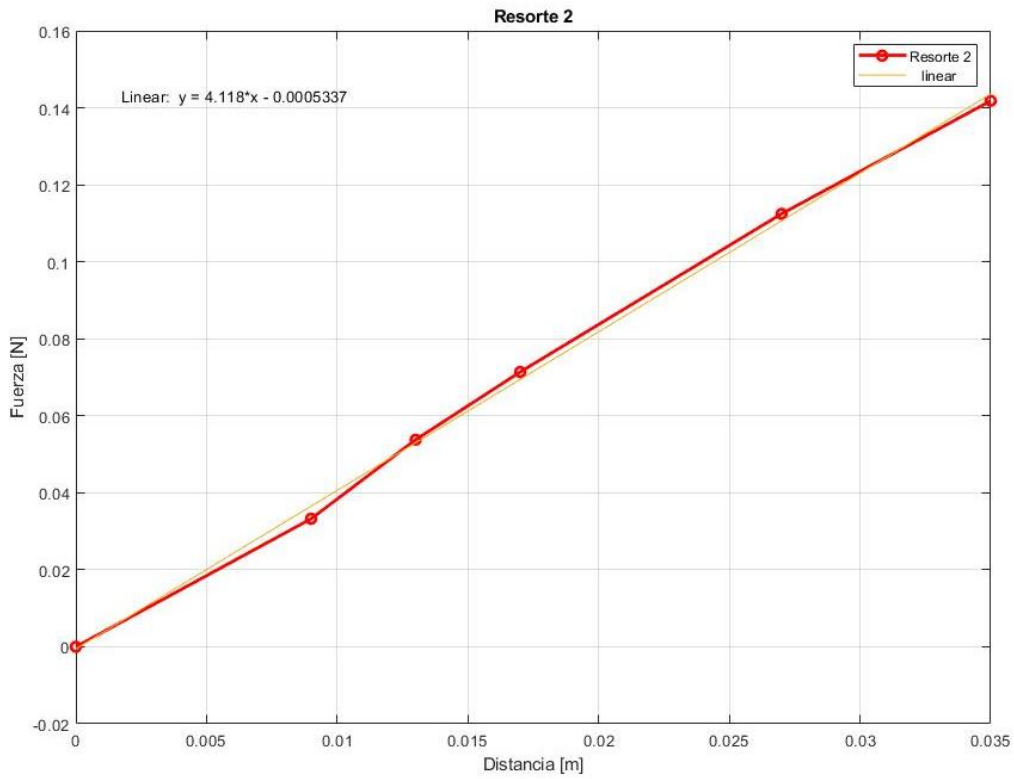


Figura 35. Vista lateral de la ubicación de componentes. Uso de un resorte a cada extremo de la masa.

En vista de que serán resortes conectados en serie, se requirieron de un par cuya suma de sus constantes de rigidez diera como resultado el rango determinado anteriormente. A continuación, se presentan las gráficas que permitieron caracterizar estos resortes:



Gráfica 3. Caracterización del resorte 1



Gráfica 4. Caracterización del resorte 2

En la Gráfica 3 se hicieron 7 registros del desplazamiento que tuvo el resorte con respecto al peso por medio de masas caracterizadas que se le fue agregando, los datos parten de cero, que es el estado de reposo del resorte en donde únicamente se encuentra suspendido sin sufrir una deformación causada por una fuerza. Por medio del método de regresión lineal y de la obtención de la ecuación ordinaria de la recta $y = mx + b$ se calculó la constante de rigidez del resorte siendo está representada por la pendiente m , por lo tanto, el valor de la constante de rigidez del Resorte 1 es de $k = 9.34 \left[\frac{N}{m} \right]$. Cabe mencionar que en ambas gráficas se visualiza la línea de tendencia lineal en un color menos intenso con respecto a la línea que representa los datos experimentales.

En la Gráfica 4 se realizó el mismo procedimiento para calcular la constante de rigidez del Resorte 2, con la única diferencia de haberse realizado 6 mediciones en lugar de 7. Es así como el valor resultante de la constante para el segundo resorte es de $k = 4.12 \left[\frac{N}{m} \right]$. Considerando que los resortes estarán conectados en serie, sus respectivas constantes de rigidez k se sumarán dando como resultado un valor de $k = 9.34 + 4.12 \rightarrow k = 13.46 \left[\frac{N}{m} \right]$, por lo que cumple correctamente con el rango calculado previamente por medio de simulaciones numéricas previamente obtenidas [4] y [5].

c.3. Masa osciladora (Grado de libertad)

c.3.1. Placas de latón

Como se definió anteriormente, el método por el cual va a ser posible variar la masa del grado de libertad que se encuentre oscilando es por medio de placas pequeñas de latón (contrapesos) las cuales para su manufactura atravesarán por un proceso de arranque de viruta también conocido como fresado. La forma que tendrán estas placas está definida por un prisma rectangular y se definieron diferentes dimensiones con el propósito de aprovechar el mayor espacio disponible en el que puedan ser ensambladas. La Placa 1 tiene por dimensiones $27 \times 13 \times 2.5$ mm Por otro lado, las dimensiones planeadas de la Placa 2 son $31 \times 8.8 \times 2.2$ mm. Los modelos geométricos (CAD) de las Placas 1 y 2 se muestran en la Figura 36 A y B, respectivamente.

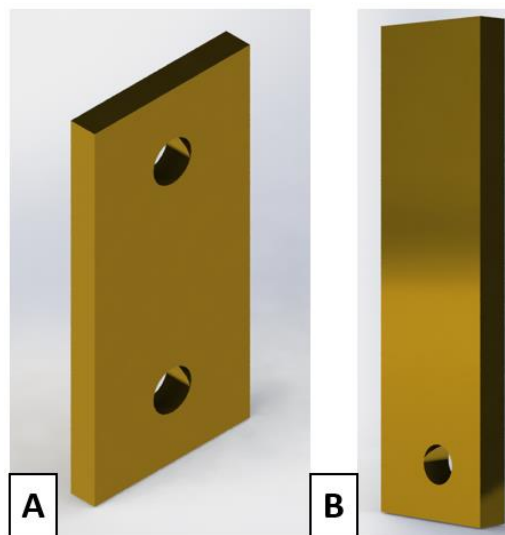


Figura 36. Contrapesos (A) Placa 1; (B) Placa 2

En ambas placas los barrenos tienen una dimensión de $1/8''$. Estos barrenos se utilizarán para ensamblarse con un tornillo y una tuerca, ambos de latón y tuvieron la medida del barreno en el cual fueron insertados, estos tornillos se adquirieron comercialmente.

Estas placas se maquinaron a partir de una placa de latón de mayor dimensión, la cual se cortó y posteriormente se llevó a cabo el proceso de maquinado para obtener las dimensiones y el acabado deseado. En la Figura 37(A) se visualizan un par de placas terminadas, estas tienen unas dimensiones de 27 x 13 x 2.5 mm, con una tolerancia de ± 0.2 mm, esta tolerancia es aplicable en cada una de sus caras y longitudes. En la figura 37(B) se presenta el proceso de arranque de viruta de la placa pequeña la cual se encuentra sujeta al portaherramientas de la máquina para fresado, además, se observa la herramienta de corte, esta tiene dimensiones de $\frac{1}{4}$ " con dos gavilanes, en esta misma imagen se logra apreciar la viruta que se desprende de este tipo de maquinado.

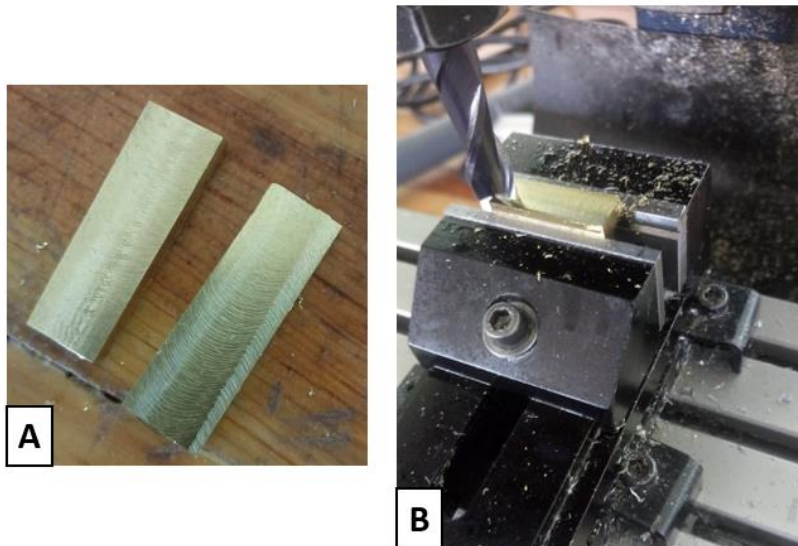


Figura 37. (A) Placas terminadas; (B) Proceso de maquinado por arranque de viruta

La masa de cada placa (contrapeso) de latón se calculó de manera teórica por medio de la densidad del material, así como del volumen con las dimensiones previamente establecidas, de tal forma que:

$$\text{Densidad: } 8.86 \frac{g}{cm^3}$$

$$\text{Volumen Placa 1: } (2.7)(1.3)(0.25) = 0.87775 \text{ cm}^3$$

$$\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{g}{cm^3} \right] \quad \rightarrow \quad m = \rho \cdot V [g]$$

$$m = (8.86)(0.87775) = 7.775 [g]$$

Lo anterior quiere decir que de forma teórica tendríamos que la masa de las placas con las dimensiones de la Placa 1 es de 7.775 gramos, pero debido a la tolerancia de ± 0.2 mm resultante del maquinado este valor podría variar en algunas décimas de gramos. Por lo tanto, se comprobó de manera real la masa al tener las placas maquinadas y se obtuvo que en promedio cada placa (contrapeso) de latón con las dimensiones de la Placa 1 tuvieron una masa de 7.3 gramos.

Se realizó el mismo procedimiento para obtener la masa teórica y real de las pequeñas placas (contrapesos) con las dimensiones de la Placa 2 y los resultados fueron los siguientes:

$$\text{Densidad: } 8.86 \frac{g}{cm^3}$$

$$\text{Volumen Placa 2: } (3.1)(0.88)(0.22) = 0.6 \text{ cm}^3$$

$$\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{g}{cm^3} \right] \rightarrow m = \rho \cdot V [g]$$

$$m = (8.86)(0.6) = 5.32 [g]$$

Para este segundo caso se tiene una masa teórica de 5.32 g por cada placa (contrapeso) de latón con las dimensiones de la Placa 2. Al corroborar la masa real se tiene en promedio un valor de 5.2 g.

Se maquinaron 4 placas pequeñas con las dimensiones de la Placa 1 y dos placas (contrapesos) con las dimensiones de la Placa 2. Esto quiere decir que la suma de la masa de las primeras placas pequeñas es de 29.5 gramos, y la suma de la masa de los segundos contrapesos es de 10.6, aproximadamente. En total, ambos modelos de plaquitas nos permiten variar un estimado de 40.1 gramos.

c.3.2. Buje

Posterior a la declinación de la idea del uso de una guía lineal cuadrada se propuso la implementación de ejes cilíndricos de acero inoxidable, el desplazamiento lineal a través del eje de acero se llevará a cabo por medio de un buje de aluminio. Dicho buje es de la marca Misumi ® y se adquirió comercialmente. Este elemento tiene una longitud total de 18 mm de largo, un diámetro interno de 6 mm y un diámetro externo de 12 mm, en la Figura 38 se muestra un diseño renderizado del buje de aluminio mencionado.

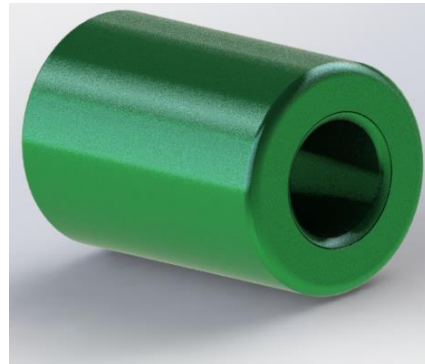


Figura 38. Buje de aluminio

Después de haber comprobado su funcionalidad en conjunto con el eje circular de acero inoxidable, se optó por disminuir el área de contacto entre ambos elementos deslizantes, de esta forma el efecto de la fricción se vería disminuido, lo cual provocaría que el desplazamiento entre el buje y el eje sea más continuo y prolongado, así como un aumento en la velocidad en el movimiento relativo de estos dos componentes. Por tal motivo, se efectuó un maquinado en el buje disminuyendo el área de la pared circular en contacto con el eje. Este proceso se llevó a cabo por medio de un proceso de arranque de viruta (fresado) con el uso de una herramienta de corte de 1/2", la cual penetró en el buje de manera vertical y perpendicular de tal modo que la herramienta atravesara completamente la pieza, este proceso se ejemplifica en la parte superior de la Figura 39, en la que se observa una vista transversal del buje. El

resultado de dicho maquinado se puede apreciar en la imagen inferior de la Figura 39. Cabe mencionar que esta modificación no afecta en absoluto la funcionalidad.

Se comparó la funcionalidad de un buje sin maquinar y el maquinado y se constató que el efecto de la fricción disminuyó con esta modificación, logrando un desplazamiento más veloz y continuo entre los elementos deslizantes (bujes de aluminio y eje de acero inoxidable).

c.3.3. Soporte de bobina

La bobina de cobre seleccionada tiene dimensiones de 31.6 x 30 x 11 mm, en su centro tiene un orificio cuyas medidas son 18.4 x 17 x 11 mm, tal como se aprecia en la Figura 40, esta representa en una imagen renderizada la geometría que tiene la bobina y la localización del agujero central, es importante mencionar que en esta imagen las espiras de cobre que conforman la bobina se visualizan como un sólido, esto por fines prácticos en el modelo geométrico (CAD), pero en realidad se trata de una cantidad indefinida de vueltas de alambre de cobre alrededor del orificio rectangular central.

Se determinó que esta bobina sería parte de la masa que esté oscilando, de tal modo que los imanes a su alrededor se encuentren en una posición fija. Esto significa que tanto el buje de aluminio como la bobina de cobre estarían unidos de tal forma que puedan desplazarse en conjunto sobre el eje de acero.

Por este motivo se procedió a diseñar una pieza que permitiera mantener unidos el buje maquinado de aluminio y la bobina, además, ambos elementos conformarán la masa osciladora la cual deberá ser variable, por lo tanto, esta pieza acopladora entre el buje y la bobina también permitirá la

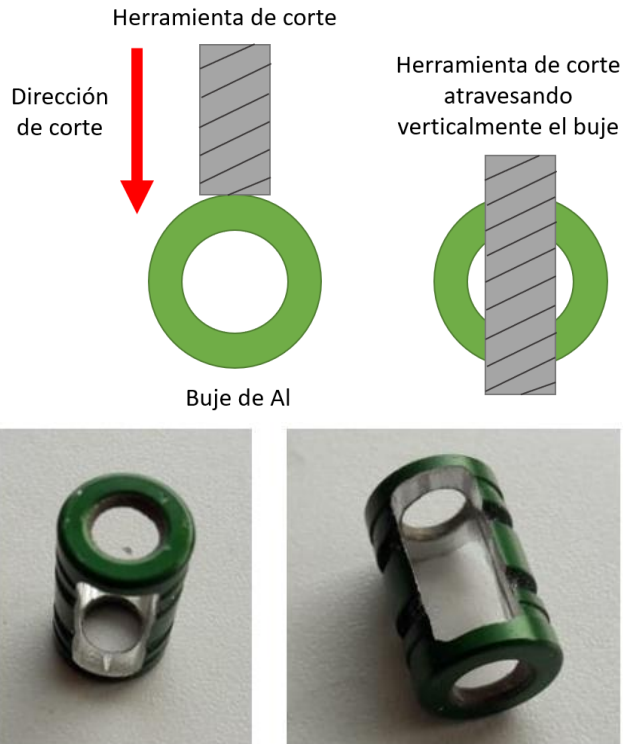
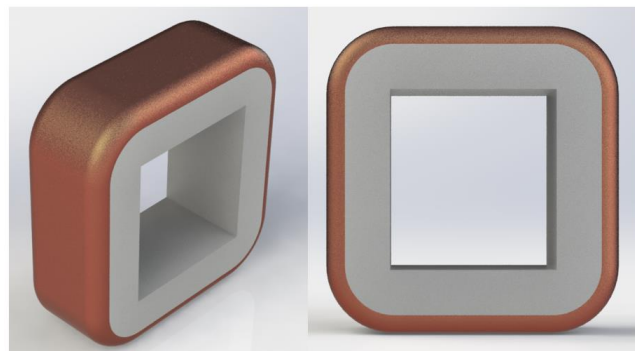


Figura 40. Proceso de maquinado y resultado final



colocación y ensamble de las pequeñas placas de latón diseñadas y manufacturadas específicamente para este propósito.

A continuación, se muestra en la Figura 41 diferentes vistas del renderizado del diseño del modelo geométrico realizado por computadora de dicho soporte para la bobina.

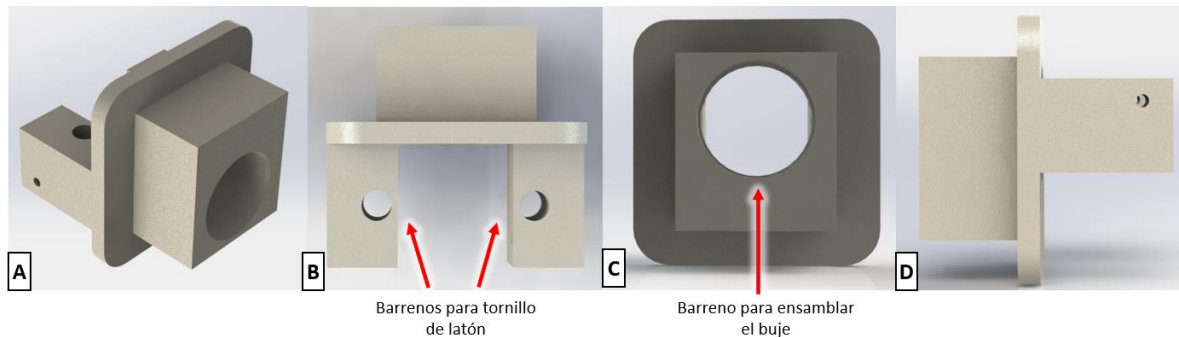


Figura 41. Soporte interno. (A) Vista isométrica; (B) Vista superior; (C) Vista frontal; (D) Vista lateral

En la Figura 41 (A) se aprecia la vista isométrica de dicho soporte; la Figura 41 (B) representa la vista superior, en esta vista se visualizan los barrenos que servirán para insertar los tornillos de latón, asimismo, en esa posición se colocarán las placas de latón maquinadas; en la Figura 41 (C) está la vista frontal del diseño, la mayor característica de esta vista es que se encuentra el barreno en el cual se ensamblará por interferencia el buje de aluminio maquinado; por último, en la Figura 41 (D) se observa una vista lateral en la cual es posible visualizar un pequeño barreno que servirá para poder ajustar y unir un extremo de un resorte.

Este diseño, al igual que los soportes en “T”, se fabricó por medio de manufactura aditiva utilizando poliláctico (PLA) como material de aporte. En las figuras consecuentes se presenta el diseño manufacturado, así como ensamblado con sus respectivos elementos. Por ejemplo, en la Figura 42 (A) y 42 (B) se observan dos diferentes vistas del soporte para la bobina con el buje maquinado ensamblado por interferencia. El buje no está completamente insertado dentro del soporte debido a que posteriormente se requiere de otra pieza que funcionará como una unión cinemática. En la Figura 42 (C) se ve la bobina de cobre con las terminales donde se realizarán mediciones antes de ser ensamblada en el soporte diseñado, junto a la bobina está el soporte con el buje acoplado. En la última Figura, la 42 (D), se encuentra la bobina ensamblada en el soporte de PLA, de igual forma, se muestra la manera en que los tornillos de latón se insertan y funcionan para sostener las plaquitas de latón con las medidas de la Placa 1, de este modo son fácilmente intercambiables y por lo tanto, variar la masa.

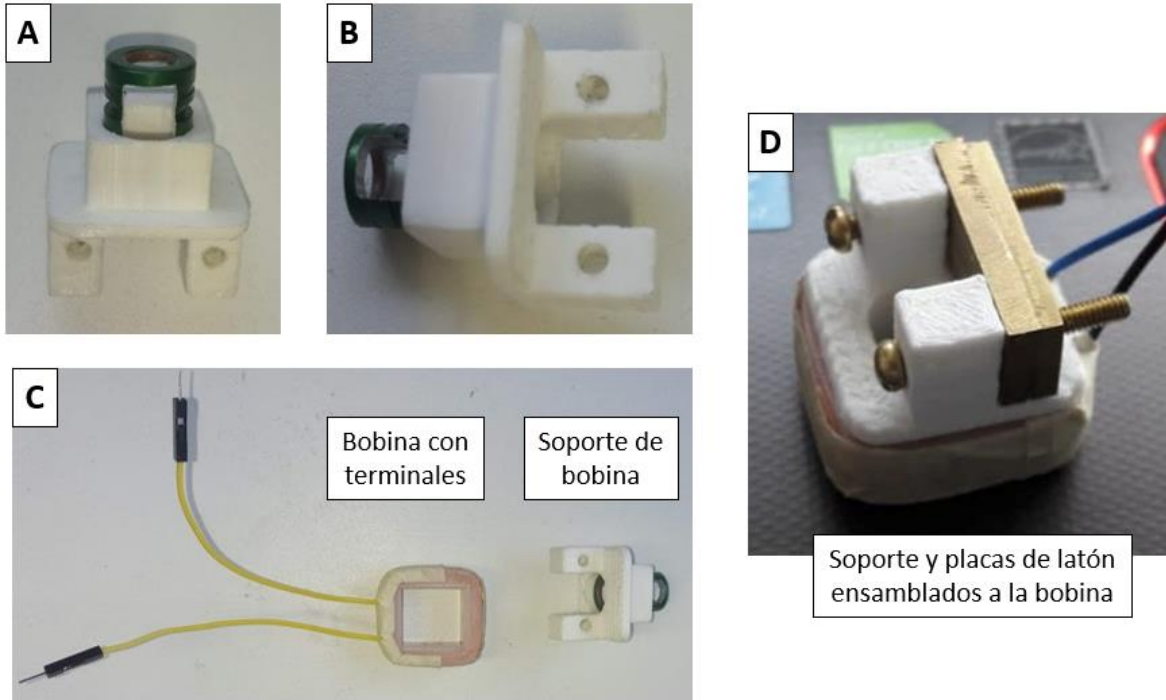


Figura 42. Soporte interno para bobina fabricado en PLA. (A) Buje insertado por interferencia; (B) Vista superior; (C) Soporte y bobina con terminales conectadas; (D) Soporte, placas y bobina

Finalmente, la Figura 43 muestra las 4 placas de latón ensambladas y posicionadas en su respectivo lugar con ayuda de un par de tornillos de latón que las mantienen fijas con el apoyo de una tuerca para cada uno en la parte inferior. El diseño de este soporte para bobina garantiza la correcta unión de la bobina y el buje que conforman la masa que estará desplazándose a través del eje de acero, de igual manera, se asegura la característica de la variabilidad de la masa mediante el uso e intercambiabilidad de las plaquitas de latón.



Figura 43. Soporte con placas de latón (contrapesos)

c.3.4. Unión cinemática

Se seleccionó la Versión 4 de los soportes en "T", esto implica que en el eje circular inferior tendría la función de desplazar el buje maquinado de aluminio, a su vez, el eje superior debió contener una restricción cinemática que evitó desplazamientos rotacionales alrededor del eje Z, y que sólo permitiera el desplazamiento lineal sobre este mismo eje, tal como se muestra en la Figura 44.

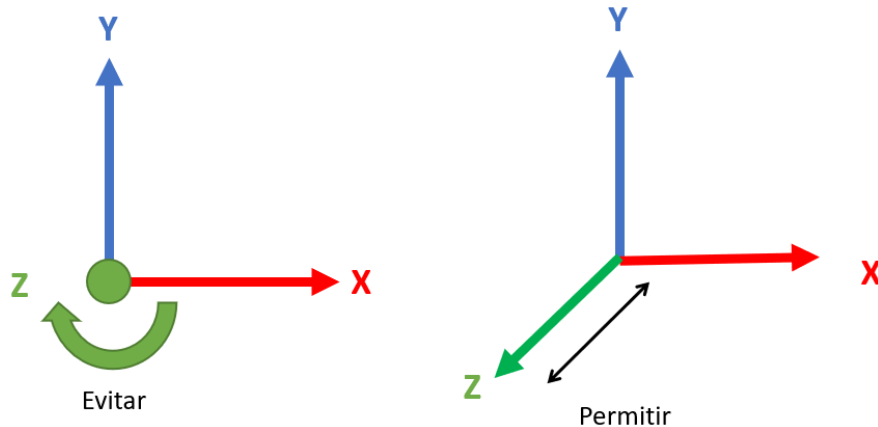


Figura 44. Desplazamientos sobre el eje Z

Para lograr este objetivo, inicialmente se implementó una pieza acopladora que estuviera unida al buje de aluminio y que a su vez posea la restricción mecánica que evite movimiento rotacional y sólo permita el desplazamiento lineal, además, con el correcto diseño es posible agregar las 2 placas de latón previamente maquinadas con las dimensiones de la Placa 2, adicionalmente tiene la capacidad de ensamblar una plaquita de latón extra si se desea, pero esta opción deberá ser evaluada para considerarla en la iteración final del diseño. Esta pieza se muestra en la Figura 45. Entre sus principales características está la simetría de la pieza, lo cual permite que se coloque una placa pequeña de latón a cada lado y una más adicional en el centro, asimismo, se colocaron barrenos para que estos elementos (contrapesos) puedan estar sujetadas a la pieza por medio de un par de tornillos de latón; por otro lado, se implementaron dos ejes que podrán sujetar un elemento mecánico que permitirá el desplazamiento lineal.

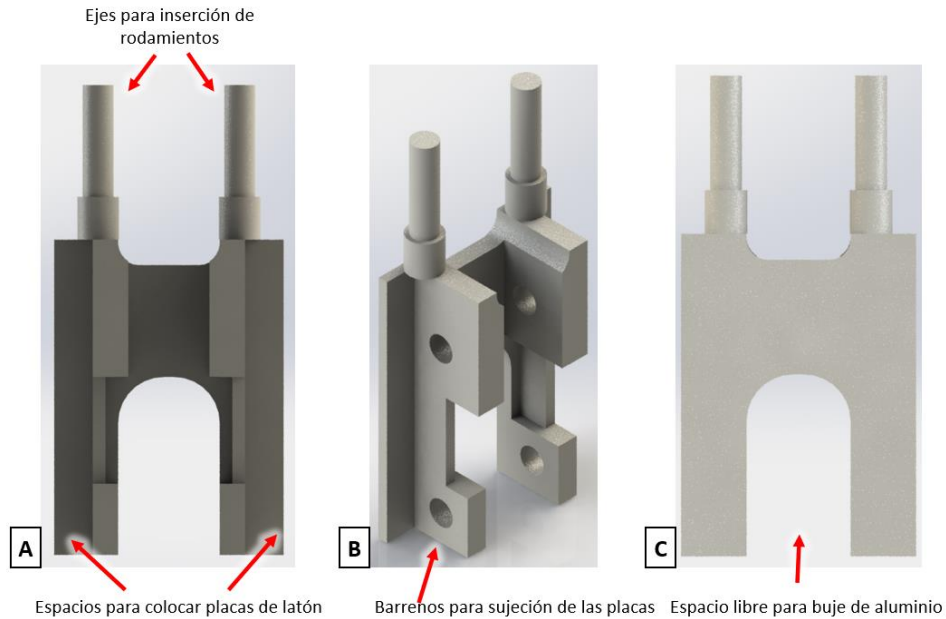


Figura 45. Pieza para unión cinemática V1. (A) Vista frontal; (B) Vista isométrica; (C) Vista posterior

Como primera iteración, en los ejes de los extremos señalados se propuso el uso de un par de rodamientos metálicos, de esta forma, el eje circular se colocaría en el centro de ambos rodamientos para permitir un desplazamiento lineal a lo largo del eje. Los rodamientos tienen un diámetro interior de 2 mm y un diámetro exterior de 8 mm. El ensamble completo de la masa osciladora con esta primera propuesta se observa en la Figura 46.

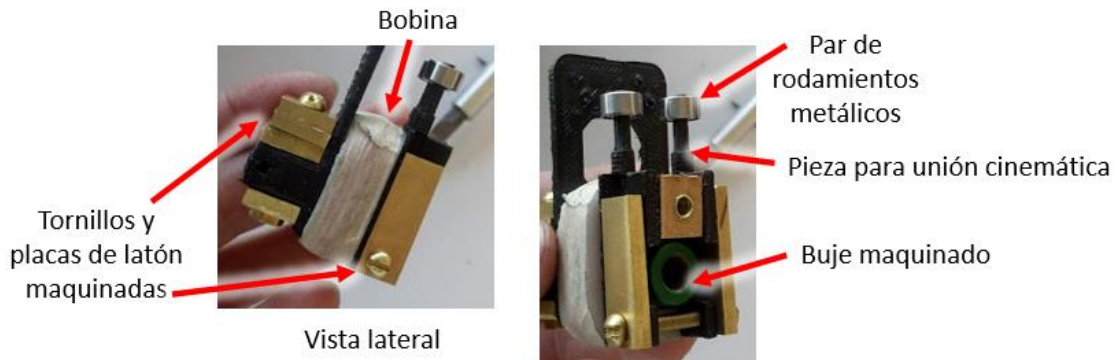


Figura 46. Ensamble con contrapesos y rodamientos metálicos

En el ensamble completo de la primera iteración se visualizan las 7 placas de latón colocadas en su respectivo lugar y sujetadas por tornillos, igualmente, los rodamientos previamente mencionados están ensamblados. Al tener ensamblada en su totalidad la masa osciladora se procedió a la realización de pruebas preliminares para valorar su desplazamiento a lo largo del eje circular, a su vez, se colocó en cercanía de los imanes de neodimio para validar que el campo magnético no actuara sobre algún componente, tal como sucedió anteriormente con la guía lineal cuadrada descartada. Al colocar la masa y

los imanes en la posición en la que se realizarían las pruebas experimentales se descubrió que a pesar de que los rodamientos no estuvieran en contacto directo con los imanes, estos se imantaban por efecto del campo magnético que los rodeaba, por este motivo, se descartó definitivamente el uso de algún componente metálico para la restricción cinemática, ya que si dicho componente o elemento mecánico interactúa con el campo magnético el desplazamiento lineal se verá afectado y no será continuo puesto que el elemento mecánico estará constantemente atraído por el campo magnético generado por el imán. Finalmente, se descartó la opción de colocar una placa (contrapeso) extra en el centro de la pieza, ya que sólo aportaba un cambio en la masa de aproximadamente 2 gramos y, sobre todo, la sujeción de esta placa extra no era estable, por lo que podría ocasionar problemas vibratorios extras o bien, que durante la ejecución de una prueba experimental se aparte de su posición inicial.

Por esta razón, se procedió a realizar una segunda iteración del diseño de la pieza acopladora, la cual se muestra en la Figura 47. Los cambios generados en esta nueva iteración consistieron en retirar los ejes superiores que anteriormente funcionarían para sostener los rodamientos, en su lugar se optó por emplear superficies planas que servirían como superficie para colocar el o los elementos que conformarían la restricción cinemática, ambas superficies están unidas a través de una pequeña superficie plana, dicha superficie se encuentra en la parte superior de la pieza y la función principal de esta es que el sensor láser apunte en esa área para así poder registrar el desplazamiento de la masa que estará en movimiento (o bien, del grado de libertad). Se conservó el diseño simétrico que permite colocar una placa pequeña de latón a cada lado, como lo muestra la Figura 47 (C), las cuales estarían sujetadas por un solo tornillo de latón que atravesaría los barrenos que se visualizan en la Figura 47 (A), igualmente, se descartó la idea de usar una placa pequeña de latón extra en el centro de la pieza, esta misma figura presenta la vista isométrica de dicha pieza acopladora. En la Figura 47 (B) se muestra la vista posterior de la pieza, el espacio libre señalado con forma de arco y se diseñó con esta geometría ajustándose al buje de aluminio para que se desplace sin problema alguno.

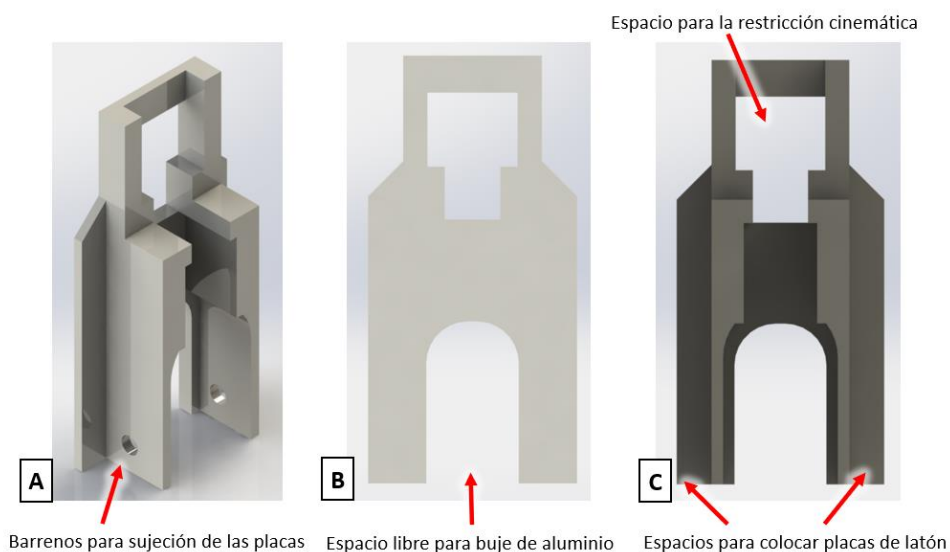


Figura 47. Pieza para unión cinemática V2. (A) Vista isométrica; (B) Vista posterior; (C) Vista frontal

Dentro de esta segunda iteración, el espacio disponible para colocar la restricción cinemática sería ocupado por un par de semicilindros que se colocarían sobre cada superficie plana, dichos semicilindros son de acrílico, lo que retira cualquier posibilidad de que se encuentren atraídos por el campo magnético de los imanes. Estos semicilindros estarían tocando un punto a cada lado del eje circular superior de manera tangencial, por lo que se reduciría bastante el efecto de la fricción entre elementos deslizantes. En la Figura 48 (A) se observa el primer diseño de la pieza acopladora al cual se le hizo una prueba preliminar para valorar las dimensiones y el método de unión entre esta pieza y los semicilindros, considerando además el material del que están fabricados, hay que recordar que la pieza acopladora está manufacturada con material PLA y los semicilindros son de acrílico. La unión entre ambos materiales resulta satisfactoria al utilizar pegamento comercial. En la Figura 48 (B) se presenta el diseño de la segunda iteración de la pieza acopladora fabricada a través de manufactura aditiva, también se observan las pequeñas placas de latón (contrapesos) laterales y su sujeción transversal por medio de un tornillo de latón, igualmente se ve la opción de la plaquita de latón central descartada.

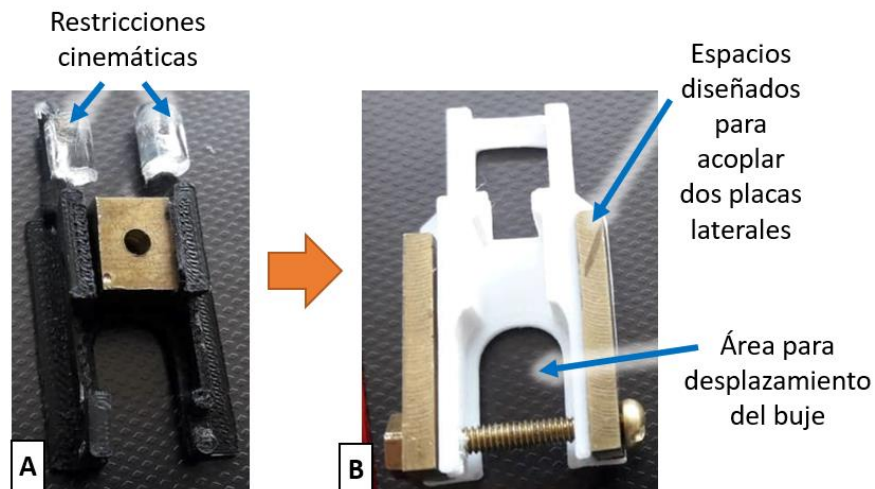


Figura 48. Pieza para unión cinemática. (A) V1 con restricciones cinemáticas; (B) V2 con contrapesos

Con la pieza acopladora ensamblada a la masa osciladora, se realizaron nuevamente pruebas preliminares de funcionamiento tal como se llevaron a cabo con el diseño de la primera iteración, con ayuda de estas pruebas fue posible destacar un error de diseño cinemático que estaba afectando el correcto desplazamiento de la masa a lo largo de ambos ejes circulares. El problema encontrado fue que al desplazar la masa de un extremo a otro de los ejes circulares esta se detenía o simplemente no se desplazaba, esto debido a una sobre restricción cinemática generada al colocar una restricción que evite el movimiento rotacional a cada lado del eje circular tal como se observa en la Figura 49 (A).

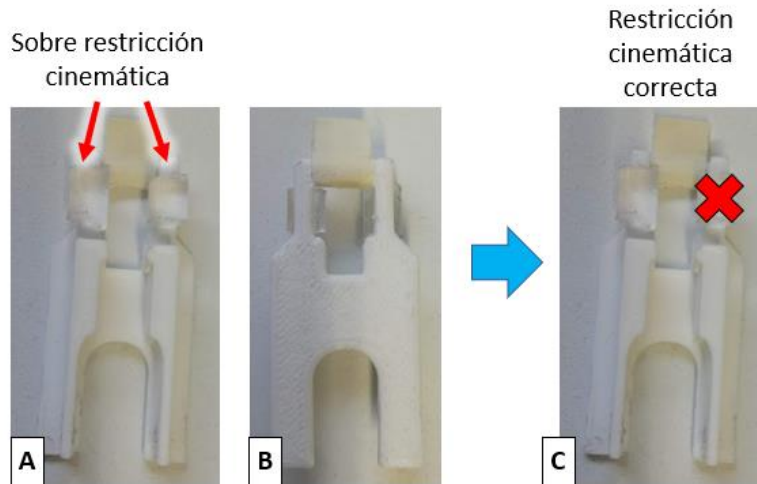


Figura 49. Pieza para unión cinemática V2. (A) Vista isométrica; (B) Vista posterior; (C) Vista frontal

Por consiguiente, en una tercera y última iteración en el diseño de la pieza acopladora se optó por colocar únicamente un semicilindro que esté en contacto con el eje circular en un solo punto como se muestra en la Figura 49 (C). Al efectuar las respectivas pruebas preliminares se constató que el desplazamiento de la masa osciladora a lo largo de los ejes circulares mejoraba considerablemente, ya que era continuo y adicionalmente, se eliminó cualquier problema que tuviera lugar con respecto a la interacción del campo magnético de los imanes con algún componente dentro del diseño.

c.4. Subensamble para campo magnético

Para la generación del campo magnético se determinó el uso de imanes de neodimio debido a las características intrínsecas de estos, los cuales proveen de un campo magnético de mayor fuerza en comparación con imanes comunes de ferrita. Es importante mencionar que se utilizará la bobina de cobre cuadrada anteriormente descrita, la cual estará en constante interacción con los imanes, las dimensiones de la bobina son 30.2 x 31.6 x 11 mm, por consiguiente, se aprovecharán tres lados de la bobina de cobre cuadrada, estos 3 lados son los laterales y el inferior y estarán en contacto directo con los imanes de neodimio. Por esta razón, se diseñó un ensamble que contenga los tres imanes de neodimio, a la vez que la distancia entre la bobina y los imanes pueda ser previamente ajustada. Los imanes se mantendrán en una posición fija, mientras tanto, la bobina será parte de la masa que esté oscilando, de esta forma el desplazamiento relativo entre la bobina de cobre y los imanes generado por las vibraciones del sistema será lo que genere energía eléctrica en pequeña escala [mW]. En la Figura 50 se representa lo anterior mencionado, donde las flechas en color rojo señalan la distancia que podrá variarse entre la bobina de cobre y los imanes, asimismo, se visualiza la posición que tuvieron los imanes con respecto a la bobina y la interacción del campo magnético.

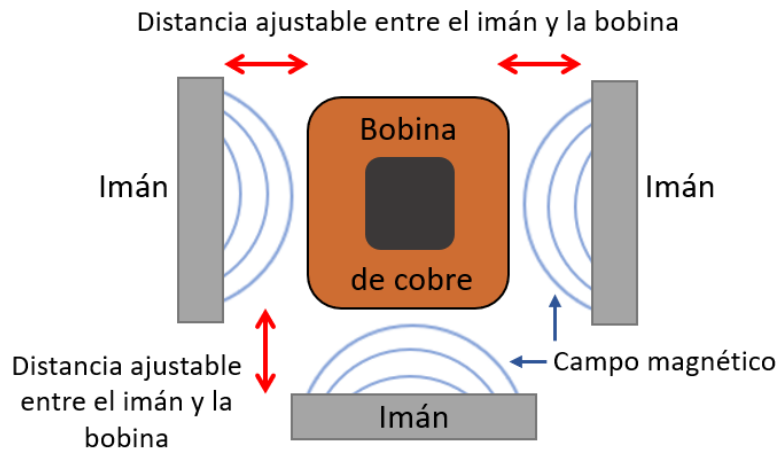


Figura 50. Posición de imanes y campo magnético con respecto a la bobina de cobre

Para lograr lo anterior, el subensamble en cuestión constará de 4 partes las cuales se explicarán a continuación:

Tabla 10. Componentes del sub ensamble magnético

Nombre	Imagen	Características
Imán de neodimio		Dimensiones: 63.5 x 19 x 4.5 mm Genera el campo magnético
Soporte imán inferior		Se ensambla por interferencia un imán y se ajusta su posición y la distancia que existe con respecto a la cara inferior de la bobina por medio de un par de tornillos.
Soporte imán lateral		Se utiliza un soporte para cada cara lateral de la bobina, en estos se ensambla por interferencia un imán. Es posible ajustar la distancia entre el imán y la bobina.
Base soporte para imanes		Esta base se ensambla al cubo de Al de 10 x 10 cm, además, se colocan los soportes anteriormente mencionados para ser ajustados a la posición deseada con respecto a la bobina.

La Figura 51 muestra el ensamble diseñado para campo magnético el cual permite variar la distancia entre el imán y la bobina, esta distancia es posible ajustarla por medio de tornillos. Los imanes se ensamblan por interferencia. Asimismo, el subensamble se ensambla al cubo de aluminio también por interferencia, siguiendo el mismo principio e idea de los soportes con forma de “T” que sostienen los ejes cilíndricos. Se observan además los tres imanes de neodimio insertados en su correspondiente posición. Las flechas en color naranja representan el desplazamiento que poseen los 3 soportes para imanes (2 laterales y 1 inferior), de esta forma los imanes se podrán acercar o alejar de la bobina de cobre según se desee, este ajuste se realizará por medio de tornillos, las flechas en color verde señalan los barrenos y el espacio en el cual serán colocados tales componentes. Las flechas en color morado señalan los espacios diseñados para el ensamble por interferencia que tendrá la base del soporte de los imanes con las aristas inferiores del cubo de aluminio.

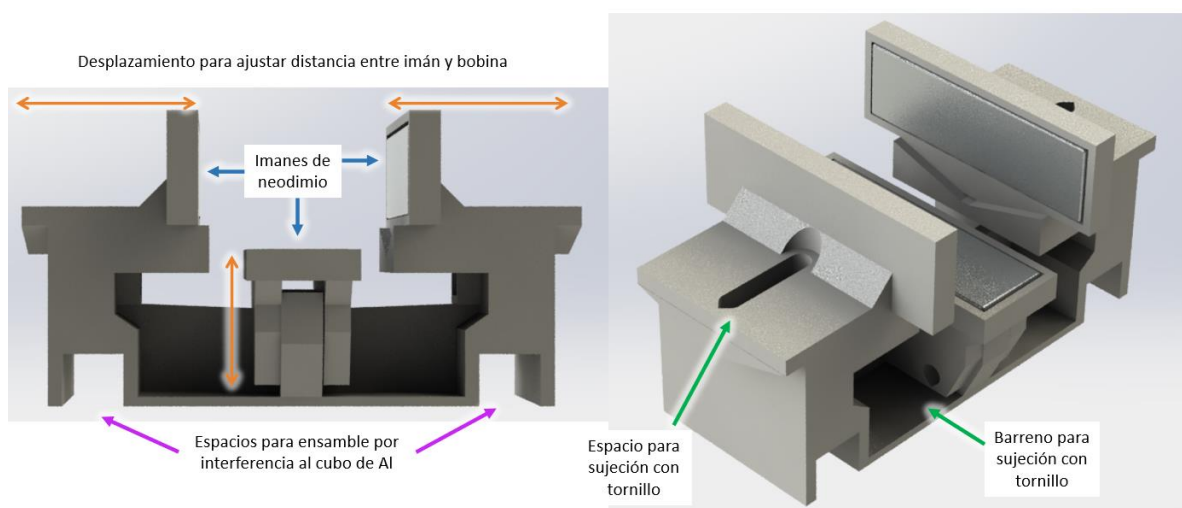


Figura 51. Sub ensamble para campo magnético

d. Protocolo experimental

Para poder realizar las pruebas experimentales ya se posee el ensamble completo de todos y cada uno de los modelos geométricos de los elementos que conforman al Amortiguador Electromagnético que fueron previamente diseñados y manufacturados. Más adelante, se presentarán imágenes donde se aprecia la posición final que ocupa cada uno de los elementos como parte del sistema, así como ilustraciones del ensamble final desde diferentes las diversas vistas lateral, frontal, superior, así como vistas de sección que permiten observar internamente el sistema. Finalmente, se muestran imágenes del prototipo físico en cuestión con todos sus elementos diseñados, fabricados y ensamblados.

Posterior al ensamble de los elementos que conforman el Amortiguador Electromagnético, se procedió a ejecutar las pruebas experimentales. Estas pruebas se describen en el siguiente procedimiento:

1. Asegurarse que la estructura en la que está colocado el cubo de aluminio que contiene al AE se encuentre ajustada correctamente.
2. Posicionar la masa osciladora en el centro del efector final (cubo de Al). El sensor láser estará apuntando en todo momento hacia la masa, por lo tanto, la medición del sensor láser mostrada en la interfaz gráfica del programa en LabView debe ser cero.
3. El efector final deberá encontrarse en completo reposo y alineado al plano de trabajo (x,y). Posteriormente, con ayuda de una pinza que se sujeta a uno de los soportes en "T" colocar en la posición de lanzamiento, para esta investigación se determinó que esta posición se encuentra a un desplazamiento de 30 mm del plano de trabajo (x,y) en dirección de Z positiva.
4. Realizar la medición y captura de los datos de la posición por medio del sensor láser, esto comienza en el momento en que la pinza es liberada. Al soltar manualmente la pinza la masa comenzará a oscilar a lo largo de la dirección de Z sobre los ejes circulares. La duración de cada prueba experimental es de 5 segundos.
5. Al finalizar este tiempo, el programa detiene la captura de datos los cuales son almacenados en un archivo que después puede ser leído como un documento de Excel.
6. Se realizaron pruebas bajo dos condiciones de operación: la primera consistió en registrar el desplazamiento de la masa con el circuito R-L cerrado, es decir, conectando la resistencia eléctrica seleccionada. La segunda condición se basó en el registro del desplazamiento de la masa con la diferencia que el circuito eléctrico estuvo abierto, lo que significó que la resistencia eléctrica no estuvo conectada.

4. RESULTADOS

a. Prototipo armado

Enseguida se muestra el amortiguador electromagnético armado y ensamblado, primeramente, mediante diversas vistas del diseño del modelo geométrico y posteriormente el ensamble físico manufacturado, en ambas secciones se hace referencia a las partes y elementos que lo conforman con motivo de explicación y para que sea de mayor facilidad y rapidez la identificación de estos y su ubicación final.

a.1. Ensamble completo del modelo geométrico (CAD)

Mediante el uso del software de diseño SolidWorks versión 2019, se construyó el siguiente ensamble utilizando los diseños y versiones finales de cada propuesta de todos los elementos que conforman en su totalidad el amortiguador electromagnético (AE). En la Figura 52 se observa la vista isométrica donde es posible visualizar los soportes en forma de "T" de la última iteración (Versión 4), el subensamble magnético con los tornillos, parte de la bobina de cobre, así como de una placa de latón y la parte superior de la pieza acopladora que en conjunto constituyen la masa osciladora ubicada en el centro del cubo, los resortes fabricados en cobre situados a cada lado de la masa y los ejes cilíndricos de acero inoxidable.

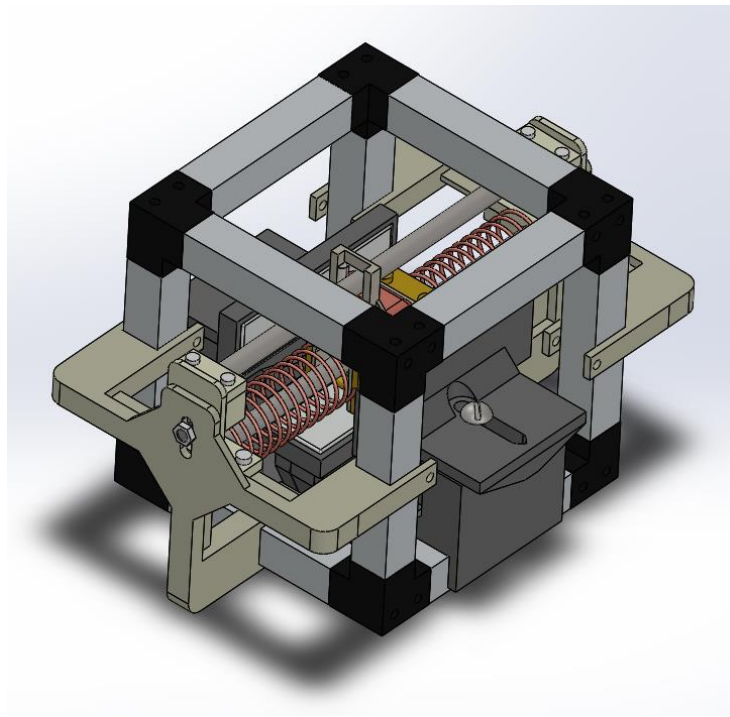


Figura 52. Ensamble del modelo geométrico del amortiguador electromagnético (Vista isométrica)

En la Figura 53 se presenta la vista superior y frontal del amortiguador electromagnético, respectivamente. En la vista superior es fácil observar que la bobina de cobre se sitúa en el centro del AE, de igual forma se aprecia el espacio disponible que tiene para desplazarse a lo largo de los ejes de acero inoxidable, una sección de este desplazamiento atravesará el campo magnético originado por los imanes de neodimio; además, se aprecia con claridad que los soportes se diseñaron de tal manera que se

ajustaran a la longitud de los ejes comerciales de acero inoxidable para lograr una simetría en el diseño. En la vista frontal se presenta a través de un rectángulo amarillo el área disponible para que el sensor láser registre la posición de la masa osciladora (grado de libertad) durante las pruebas experimentales, también se observa que tres de los cuatro lados de la bobina de cobre están en contacto con el campo magnético, es decir, el inferior y los laterales, tal como se diseñó y pensó previamente.

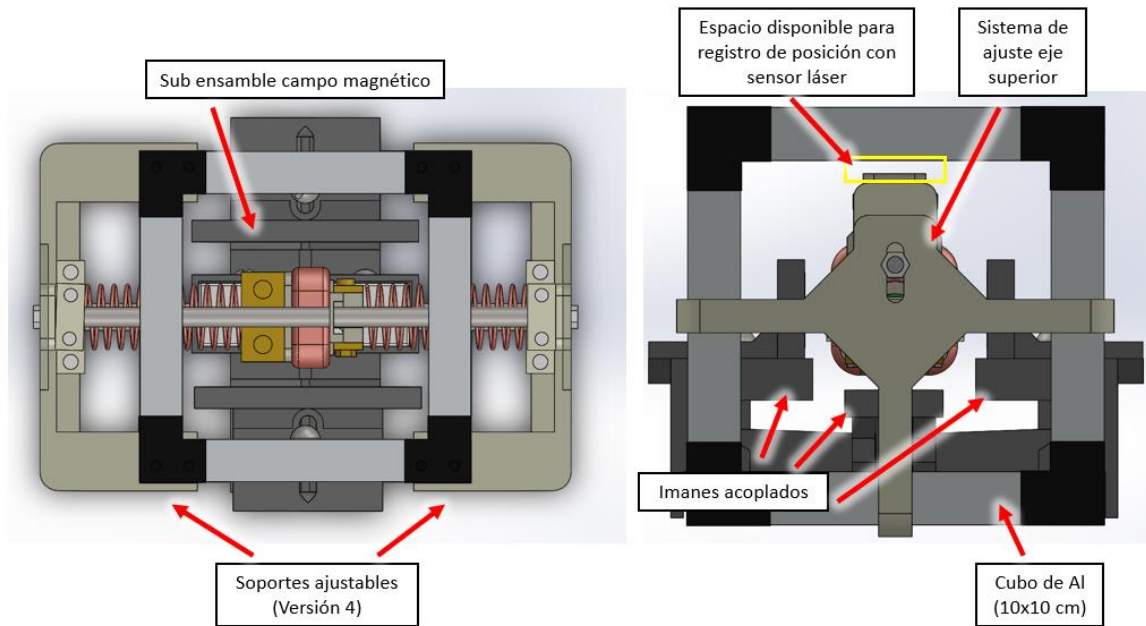


Figura 53. Amortiguador electromagnético ensamblado. (A) Vista Superior; (B) Vista frontal

A continuación, en la Figura 54 se muestra una vista de sección donde se visualizan con mayor claridad la manera en que se ensamblaron los componentes previamente diseñados. Por ejemplo, se observa la forma en que las restricciones físicas diseñadas para para la última versión de los soportes evitan el movimiento de los ejes en dirección del eje "Y". También es posible ver el ensamble por interferencia entre el cubo de aluminio con los soportes que sostienen los ejes circulares. Por otro lado, se presenta claramente la importancia de que los resortes y los elementos que permitirían variar la masa fueran de un material no magnético, ya que estos iban a estar en contacto con el campo magnético de los imanes de neodimio y de haber sido resortes convencionales o, en este caso, placas maquinadas (contrapesos) en algún otro material, habrían evitado el desplazamiento continuo de la masa a lo largo de los ejes circulares.

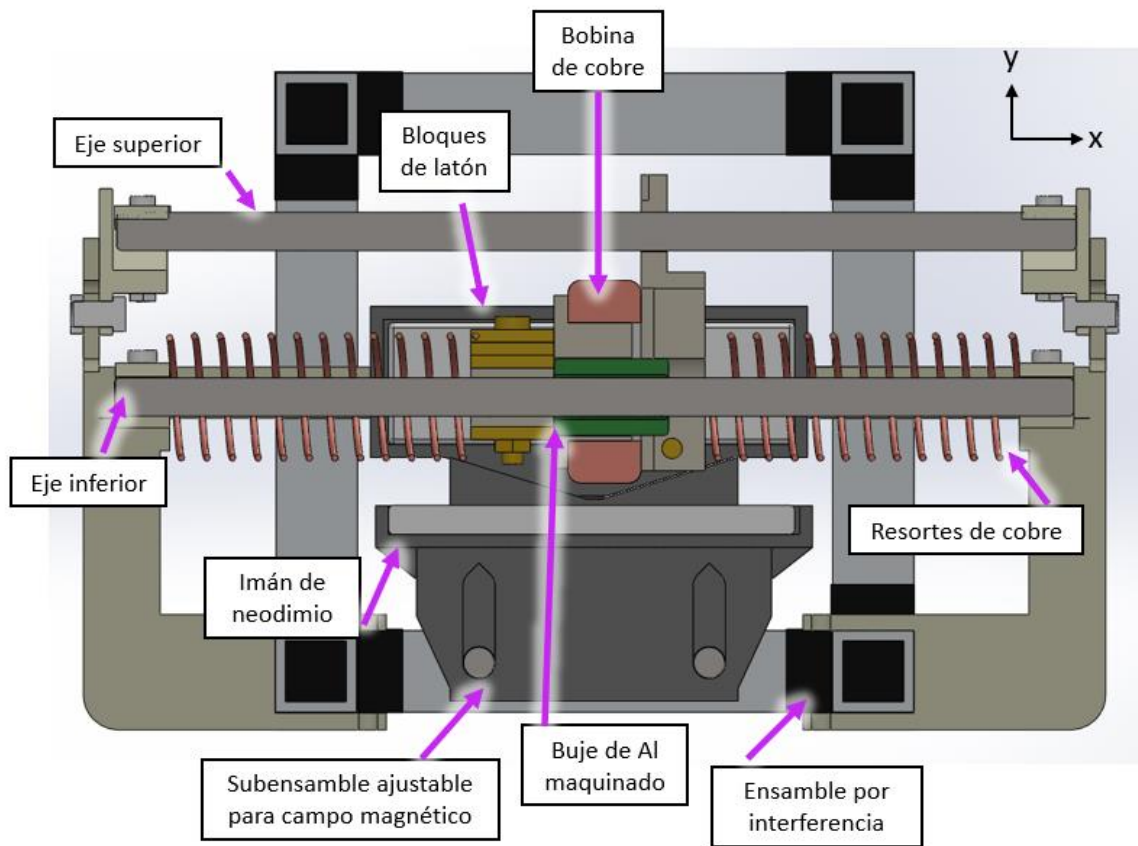


Figura 54. Amortiguador electromagnético ensamblado. Corte lateral

Por último, en la Figura 55 se observan dos cortes, los cuales permiten ver una sección del ensamble de la vista frontal y trasera, respectivamente, de tal manera que es posible observar la forma en que el buje maquinado de aluminio se ensambla junto con las piezas acopladoras, así como la posición de las plaquitas de latón las cuales se pueden quitar con gran facilidad logrando así variar el valor de la masa. El subensamblaje del campo magnético al ser ajustable permite variar la distancia que hay entre los imanes y la bobina de cobre. Finalmente se muestra con mayor claridad la función que tiene el eje circular superior, el cual por medio de una restricción cinemática impide que haya una rotación en el eje "Z".

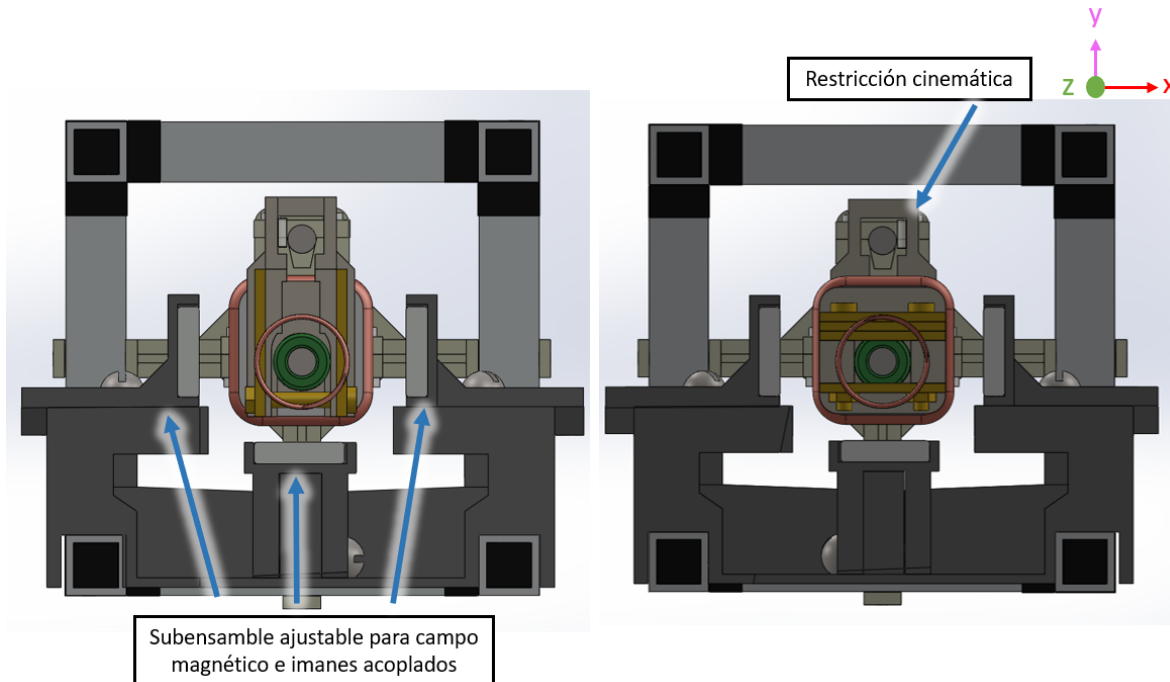


Figura 55. Amortiguador electromagnético ensamblado. Corte frontal

a.2. Prototipo físico

En las siguientes imágenes se presenta el amortiguador electromagnético con todos sus componentes manufacturados y ensamblados, al tener completo el prototipo físico se realizaron pruebas experimentales, asimismo, se explican las diferencias que presenta el modelo geométrico realizado computacionalmente con respecto al real.

En la Figura 56 se observa que las esquinas del cubo de aluminio están fabricadas por medio de manufactura aditiva y que además presentan barrenos los cuales tienen como propósito sujetar el amortiguador electromagnético por medio de cables de acero trenzado a la estructura de la máquina de propósito especial que conforma la configuración de un cable robot plano, las características viscoelásticas de dichos cables fueron estudiadas en [5]. También se observa el ensamble por interferencia entre los soportes previamente diseñados y el cubo de aluminio. Cada resorte fue ensamblado por un extremo a uno de los soportes por medio del diseño propuesto y el otro extremo se ensambló a cada lado de la masa oscilante. Por último, se visualiza el eje circular superior y la restricción cinemática que fue diseñada para evitar el movimiento rotacional de la bobina alrededor del eje.

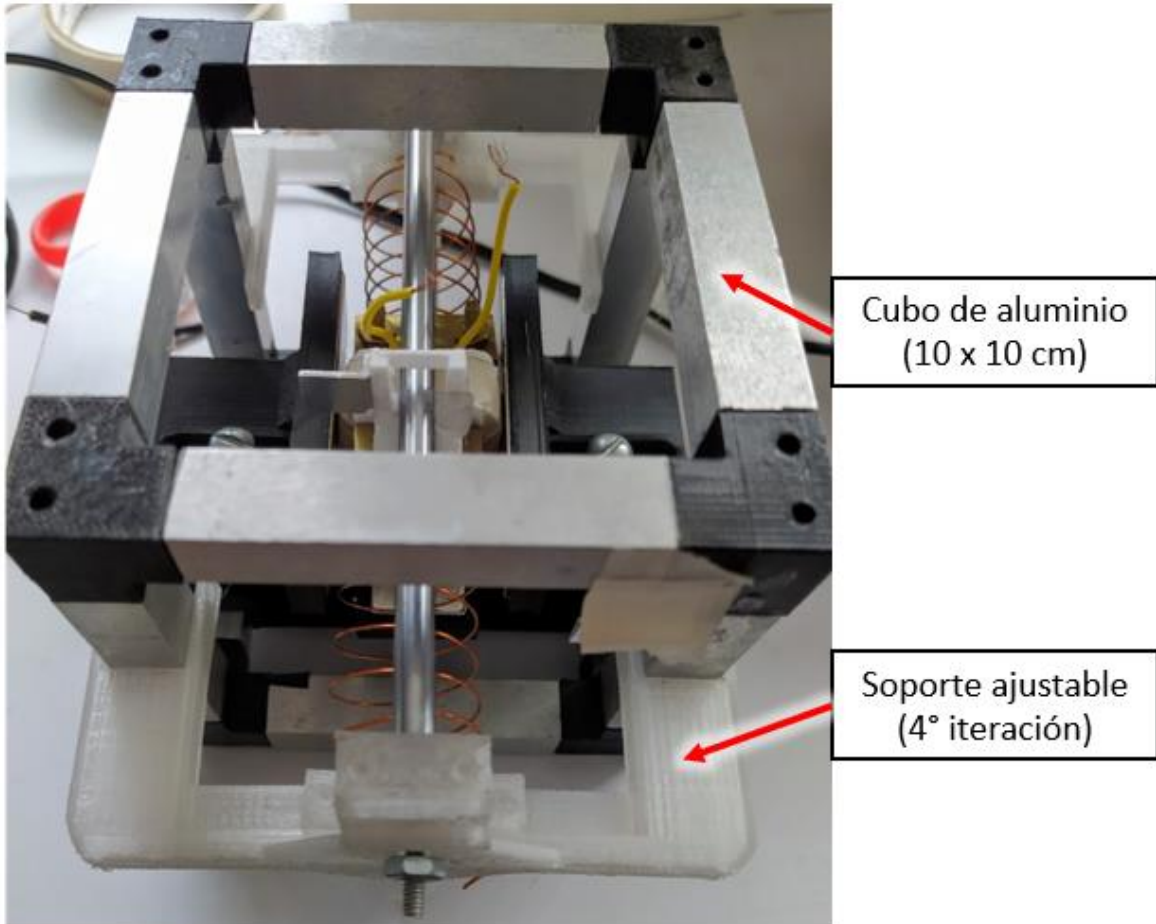


Figura 56. AE Prototipo físico

En la Figura 57 se muestra una vista inclinada del plano frontal y superior del amortiguador electromagnético. La principal diferencia con respecto al ensamble del modelo geométrico consiste en que se agregó una pequeña pieza de aluminio con la finalidad de que el láser apunte en el área que proporciona dicha pieza y con ello se registre la posición de la masa osciladora. Se decidió optar por dicha pieza de Al ya que para que el láser funcione y haga las mediciones correctamente se necesita una superficie lisa y de color claro mate.

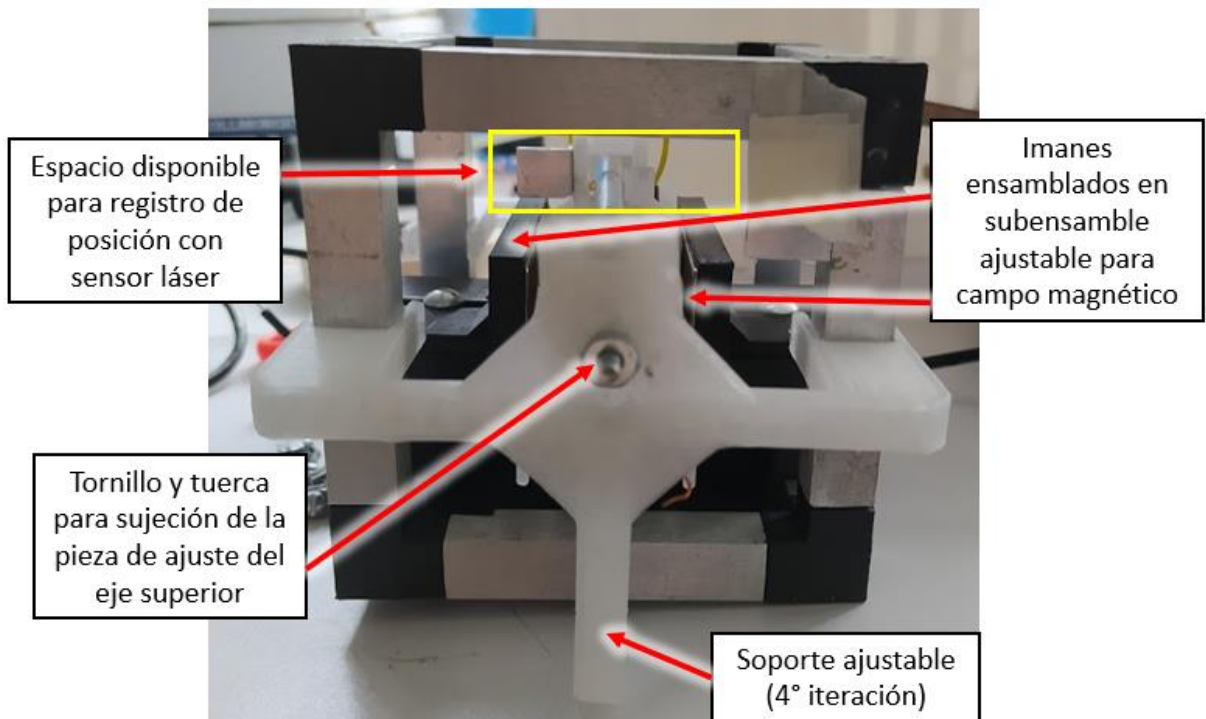


Figura 57. AE Prototipo físico. Vista frontal

La Figura 58 muestra la vista superior del Amortiguador Electromagnético, la principal diferencia es que se conectó un cable a cada terminal de la bobina, esto para poder conectar la resistencia eléctrica seleccionada. Además, se cubrió la bobina de cobre con cinta para evitar que esta se dañara al manipularla o ensamblarla, para ello se realizaron pruebas rápidas preliminares para comprobar que la interacción entre la bobina con el campo magnético no se viera afectado de alguna forma con la cinta cubriendo las espiras de cobre. Por último, la localización y diseño de los componentes tales como la masa osciladora, resortes y el subensamblable para campo magnético permiten que desde esta vista se aprecie claramente la simetría del diseño del sistema, esto con fines de que la masa del sistema se encuentre distribuida lo más homogéneamente posible.

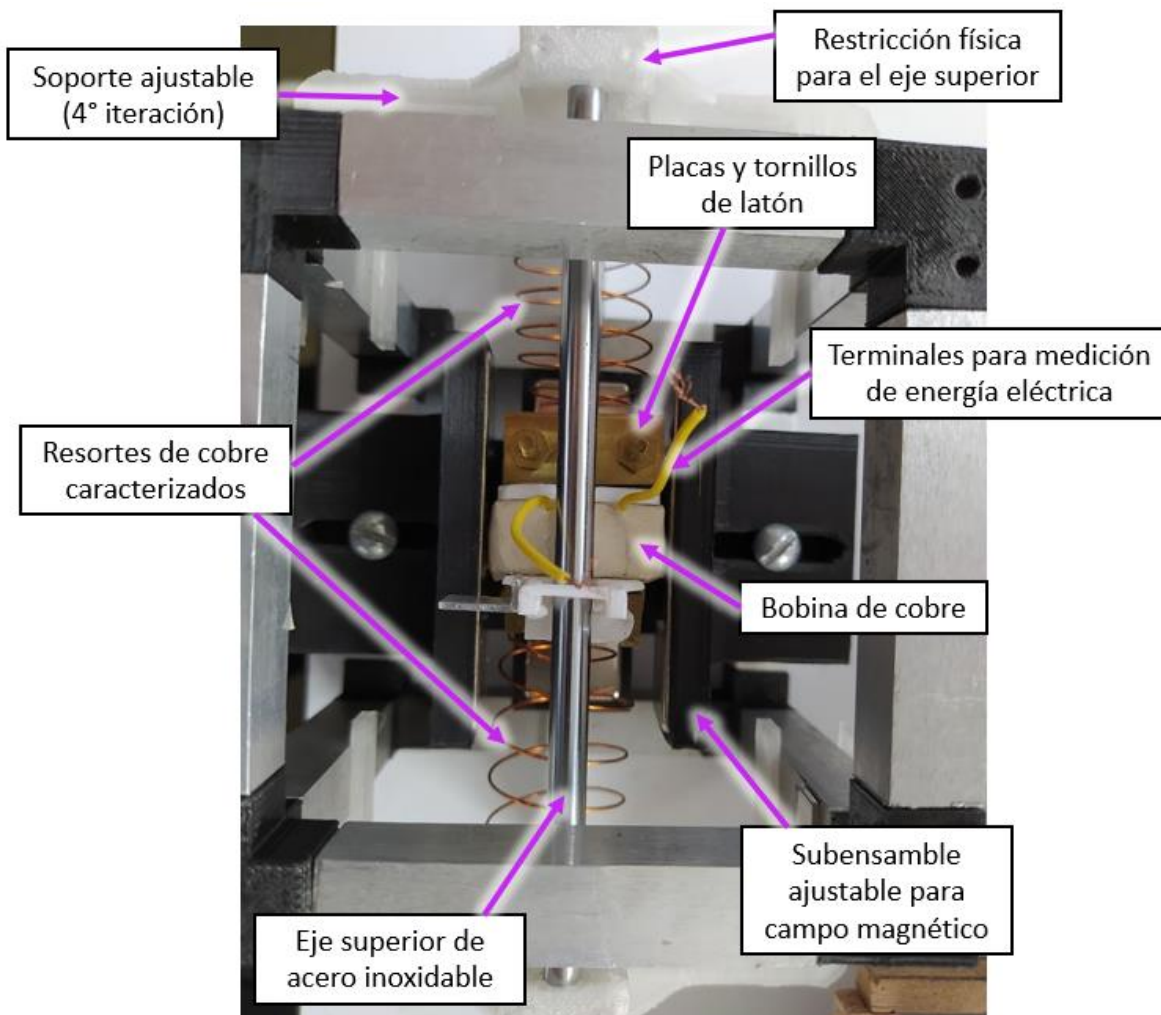


Figura 58. AE Prototipo físico. Vista superior

En la Figura 59 es posible observar la vista lateral del ensamble en donde se aprecia el acoplamiento del resorte ubicado del lado izquierdo con el correspondiente soporte de dicho lado. Esto se logra por medio del diseño previamente explicado. También se aprecia la sujeción del eje superior con los soportes manufacturados en PLA (poliácido láctico), como anteriormente se mencionó, los soportes en “T” abarcan espacio exterior del cubo de aluminio con la finalidad de ajustarse a la longitud de los ejes circulares de acero.

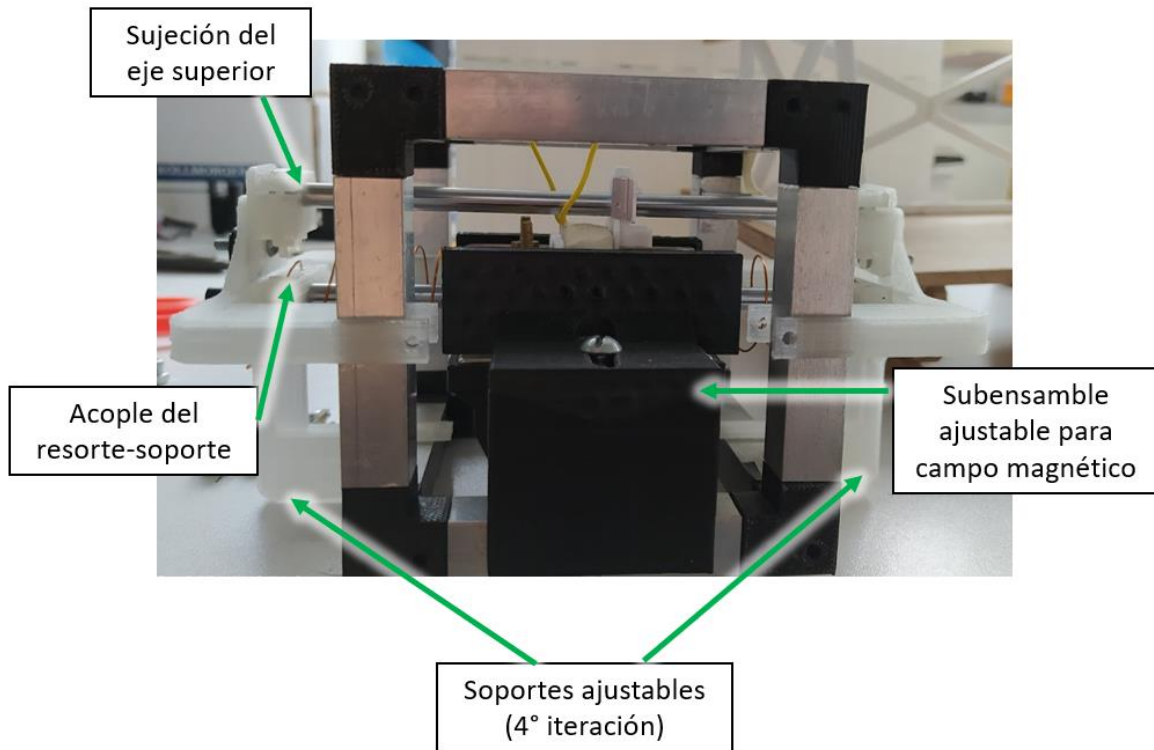
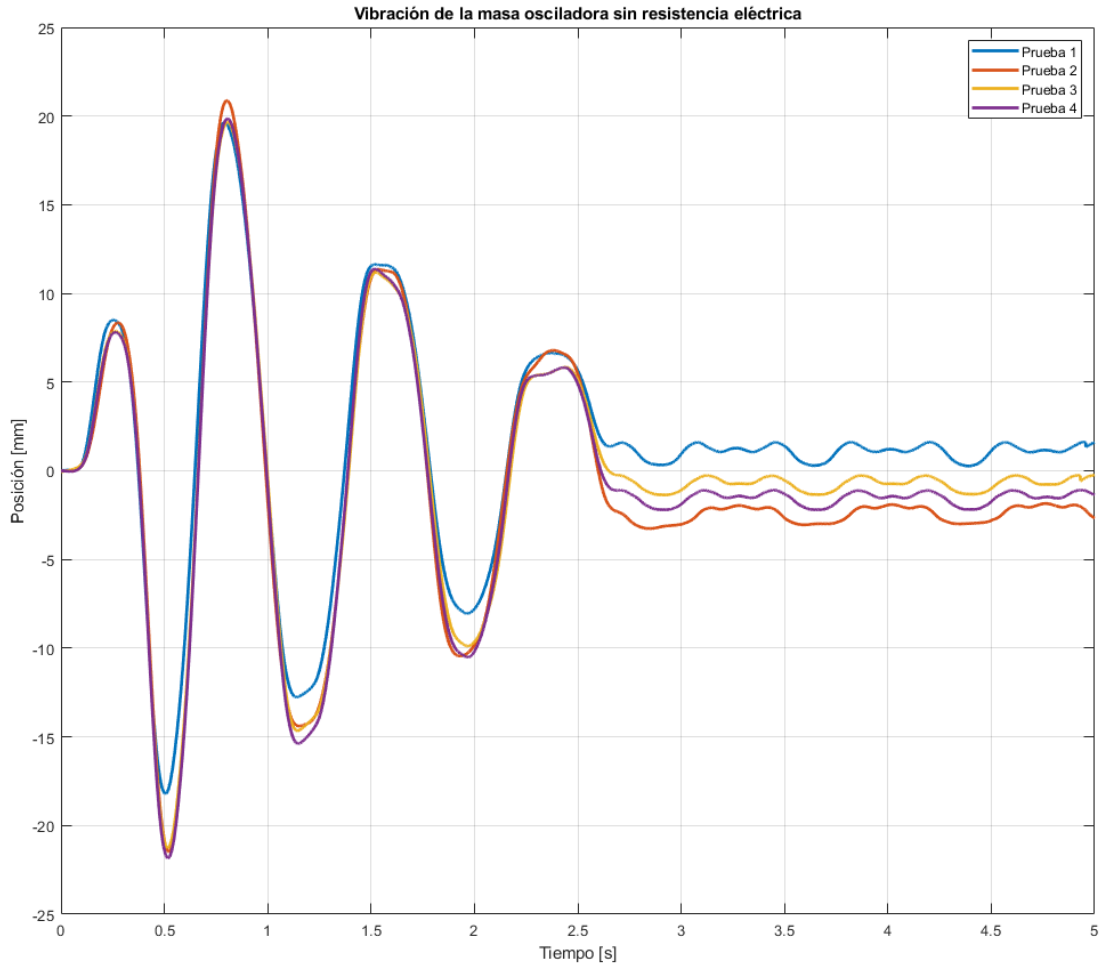


Figura 59. AE Prototipo físico. Vista lateral

Tal como fue posible observar y analizar, el prototipo físico no tuvo diferencias significativas con respecto al modelo geométrico computarizado, salvo por detalles que no tenían mucho sentido de colocar en el diseño por computadora como lo son las terminales que se le agregaron a la bobina. Esto habla de una correcta ejecución y apego al diseño planteado al momento de manufacturar y ensamblar cada uno de los componentes previamente diseñados. Se realizaron las pruebas experimentales con el protocolo experimental al prototipo físico antes mostrado y los resultados obtenidos se muestran a continuación.

b. Vibración con masa

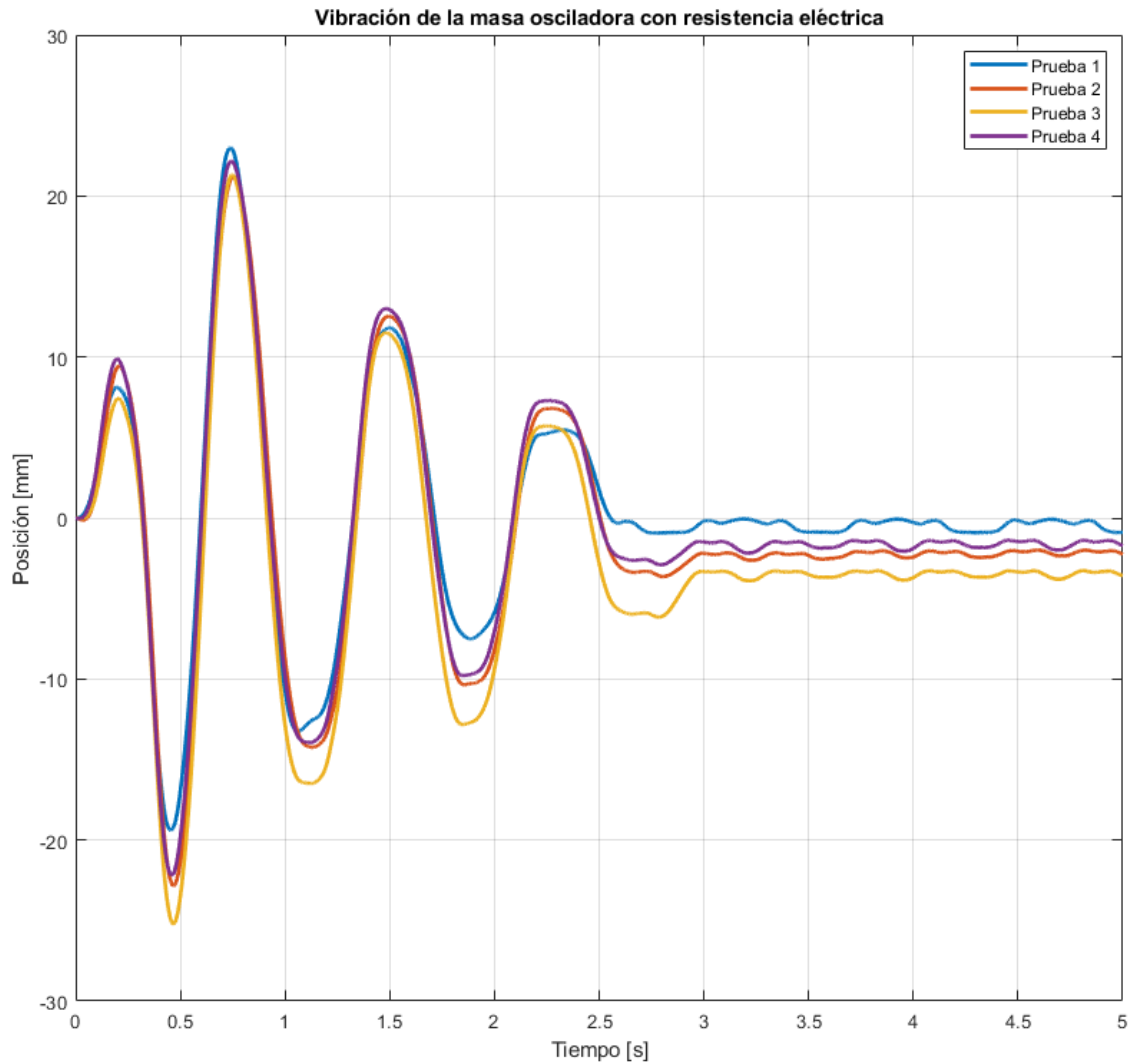
En la Gráfica 5 se presenta el comportamiento de cuatro pruebas experimentales que se desarrollaron de acuerdo con el protocolo experimental anteriormente descrito, el cual consiste en colocar al efector final en posición de lanzamiento, es decir, a 30 mm en dirección de Z positiva. Estas pruebas registran el comportamiento y desplazamiento de la masa en vibración libre sin la conexión de la resistencia eléctrica con la bobina de cobre, es decir, estas pruebas se efectuaron con el circuito abierto. Se observa que el tiempo de la oscilación de la masa no excede los 3 segundos.



Gráfica 5. Vibración de la masa osciladora sin resistencia eléctrica

c. Vibración con masa y resistencia

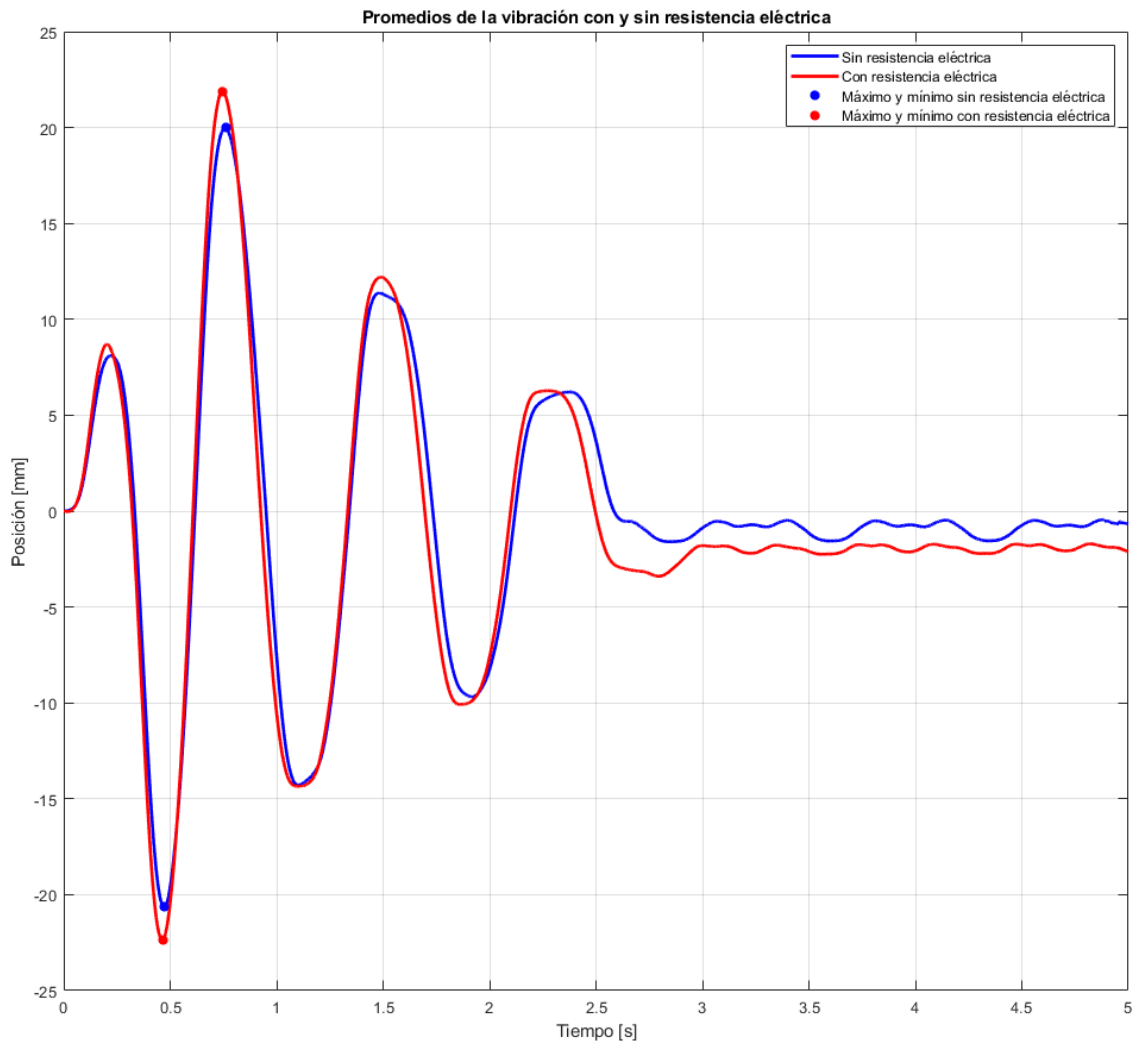
En la Gráfica 6 se presenta el comportamiento de 4 pruebas experimentales que se desarrollaron de acuerdo con el protocolo experimental anteriormente descrito, el cual consiste en colocar al efector final (cubo de Al) en posición de lanzamiento, es decir, a 30 mm en dirección de Z positiva. A diferencia de la gráfica anterior, estas pruebas registran el comportamiento y desplazamiento de la masa en vibración libre con la conexión de la resistencia eléctrica con la bobina de cobre, es decir, estas pruebas se efectuaron con el circuito eléctrico cerrado, por lo tanto, se tiene al sistema del amortiguador electromagnético funcionando en su totalidad. Se observa que el tiempo de la oscilación de la masa se acerca apenas a los 2.5 segundos.



Gráfica 6. Vibración de la masa osciladora con resistencia eléctrica

d. Comparación de vibraciones

En la Gráfica 7 se realiza una comparación del comportamiento registrado durante el desplazamiento de la masa cuando se tiene el circuito abierto (sin conectar la resistencia eléctrica) y cuando el circuito está cerrado (la resistencia eléctrica de 220Ω está conectada a la bobina de cobre). Se debe mencionar que el desplazamiento de la masa debido a la vibración libre del sistema registrado en ambas gráficas presenta un comportamiento que se describe en una forma sinusoidal. Para continuar, cada gráfica representa el promedio de las cuatro pruebas anteriormente mostradas, es decir, la gráfica en color azul es el promedio de las pruebas sin la conexión de la resistencia eléctrica, las cuales se visualizan de forma individual en la Gráfica 5; por su parte, la gráfica roja se conforma del promedio de las cuatro pruebas de la Gráfica 6 cuando la resistencia eléctrica está conectada.



Gráfica 7. Promedios de la vibración con y sin resistencia eléctrica

Al analizar cada gráfica se descubrió que el tiempo de asentamiento del promedio de las pruebas sin el uso de la resistencia eléctrica es de **2.5403 segundos**, por otro lado, al conectar la resistencia eléctrica de 220Ω con la bobina, el tiempo de asentamiento promedio es de **2.4308 segundos**. Esto significa que al conectar la resistencia se presenta una **reducción** del tiempo de asentamiento del **4.5%** con respecto al caso donde el circuito está abierto y no se conecta dicha resistencia.

Para continuar, cabe señalar que la amplitud vibratoria que describe el sistema también presenta cambios cuando el circuito está abierto y cerrado. Dicho cambio se observa con mayor notoriedad en los valores máximos y mínimos de la curva descrita por el desplazamiento. El valor máximo promedio registrado sin el uso de la resistencia eléctrica se localiza a 19.9806 mm ; por su parte, al conectar la resistencia al sistema, el valor promedio máximo se localiza a los 21.8876 mm . De este modo, se obtiene un incremento en la amplitud vibratoria del sistema de un **9.54%** en su valor máximo. De igual modo, se

muestra que el valor mínimo promedio del caso donde no se usó la resistencia eléctrica está ubicado en -20.6539 mm, por el contrario, cuando la resistencia está conectada el valor mínimo está en -22.3708 mm. Lo que también se traduce en un incremento del 8.31% de la amplitud vibratoria en el valor mínimo promedio de la curva del desplazamiento de la masa descrita por efecto de la vibración libre. Estos son los puntos más representativos, ya que son los máximos y mínimos, pero al analizar la Gráfica 7 se observa que este fenómeno se repite con una menor magnitud en el resto de los valles y picos de las curvas del desplazamiento.

Tabla 11. Comparación de valores mínimos, máximos y tiempo de asentamiento

	Valor Máximo [mm]	Valor Mínimo [mm]	Tiempo de asentamiento [s]
Sin resistencia eléctrica	19.9806	-20.6539	2.5403
Con resistencia eléctrica	21.8876	-22.3708	2.4308
	Incremento 9.54%	Incremento 8.31%	Reducción 4.5%

Continuando con lo anterior, en la Tabla 11 se presenta de forma sintetizada y resumida los valores máximos y mínimos de cada curva de la Gráfica 7, así como sus porcentajes de incrementos y reducción para la amplitud vibratoria y el tiempo de asentamiento, respectivamente. Esta tabla permite un análisis y visualización más rápida y concisa de los resultados obtenidos y analizados.

Finalmente, al observar cualquiera de las Gráficas 5, 6 y/o 7 es posible notar que en el desplazamiento se presenta el comportamiento del efecto de la fricción viscosa, así como de la fricción seca. Primeramente, porque el desplazamiento tiene un comportamiento sinusoidal, seguido de que el decaimiento de la amplitud vibratoria posee una forma exponencial, propio de la fricción viscosa, tal como se aprecia en el Gráfica 1. Posteriormente, se puede ver que la masa osciladora encuentra su punto de equilibrio, o bien, se detiene marcando su registro con un desfase sobre el eje de las abscisas, que en este caso es el eje de la variable del tiempo [s]; como se observó en la Gráfica 2, este es una característica de la presencia del fenómeno de la fricción seca, también conocida como fricción de Coulomb. Por lo tanto, es importante destacar que en este sistema se presentan ambos tipos de fricción y que tienen un gran impacto en la conducta del desplazamiento del amortiguador electromagnético.

5. CONCLUSIONES

a. Conclusiones generales y particulares

En esta investigación se desarrolló un Amortiguador Electromagnético, cuya aplicación especial consiste en ser implementado para el estudio de los fenómenos vibratorios que se suscitan en los cable robots planos. Dicho desarrollo consistió en el diseño, fabricación y construcción, validación y experimentación de este.

La principal metodología de diseño que fue utilizada para su realización es la propuesta por Pahl y Beitz [7], la cual está basada en diseño funcional. Lo anterior consistió en la identificación y desglose de las funciones principales que debía realizar el sistema para posteriormente definir las funciones auxiliares que permiten la correcta ejecución de las funciones principales. Seguidamente, se procedió al planteamiento y selección de conceptos, en donde se propusieron diferentes soluciones físicas para cada función y se eligieron las mejores de acuerdo con criterios de selección propuestos.

Posteriormente, se procedió con el diseño de cada uno de los elementos clave en el sistema. Los componentes que integran el diseño del amortiguador electromagnético consisten en el sistema de desplazamiento lineal por el cual la masa oscila, el diseño final requirió la implementación de un par de ejes circulares de acero inoxidable así como de un buje de aluminio para lograr el desplazamiento deseado; a su vez, se cuenta con la característica de que la masa osciladora es variable y fácilmente cuantificable, ya que su diseño permite añadir o retirar placas del tamaño ideal que fueron maquinadas en latón; por su parte, está el par de soportes fabricados a partir de manufactura aditiva que permiten el acople de piezas y la sujeción y posicionamiento de dicho desplazamiento lineal; también se incluyen un par de resortes de cobre los cuales están previamente caracterizados; por último, se encuentra el subensamble para campo magnético, el cual también tiene la peculiaridad de ajustar la distancia existente entre cada imán y la bobina de cobre. Es de suma importancia resaltar que se realizó un proceso iterativo a cada elemento anteriormente mencionado con el objetivo de validar su diseño y funcionamiento, de esta manera se identificaron aspectos y detalles que fueron modificados logrando que el diseño final de cada uno se adecuara y cumpliera con sus respectivas características y objetivos planteados.

Se debe resaltar la importancia que tuvo la selección de los materiales utilizados en la fabricación de cada elemento que forma parte del sistema, puesto que todos debían poseer la cualidad de no ser magnéticos debido a que la imantación y atracción de los elementos hacia el campo magnético generado por los imanes de neodimio influía negativamente en el desempeño final del sistema, tal como fue el caso de la guía lineal cuadrada. De esta manera, los materiales empleados fueron acero inoxidable, cobre, aluminio y poliácido láctico, comercialmente conocido como PLA.

Después del diseño, fabricación y ensamble de los elementos, se procedió a efectuar ensayos experimentales para validar su funcionamiento. Las pruebas consistieron en el análisis de la vibración libre de la masa cuando se desplaza 30 mm en dirección de Z positiva partiendo de su punto de equilibrio. Se recolectaron los datos de las pruebas experimentales para validar y analizar el desempeño del sistema.

Con lo anterior se puede concluir que la configuración mecánica adecuada del sistema es la presentada, ya que con base en los ensayos experimentales y el proceso iterativo que conllevó cada elemento se demuestra que el diseño final es viable para su aplicación en cable robots de configuración plana. Además, el sistema permite modificar los valores de las variables de la masa (m), por medio de placas de latón maquinadas y caracterizadas, la rigidez del resorte (k) al poder intercambiar diferentes resortes, y el amortiguamiento viscoso (b) al poder proponer algún otro sistema que permita el desplazamiento deseado, o bien, al intercambiar entre un buje de aluminio maquinado con uno sin maquinar. Por lo tanto, estas variables en conjunto forman el sistema $m - k - b$ del cual parte el modelado matemático planteado.

Aunado a lo anterior, se debe destacar que el proceso iterativo de los soportes en "T" permitió otorgar de mayor rigidez al sistema, dado que en estos elementos es donde se efectúa el desplazamiento lineal. Esto se comprueba al analizar los datos de la Tabla 7, donde se obtuvo una reducción del 84.2% del esfuerzo de Von Mises, resultado de la optimización geométrica de dichos soportes. Además, el sistema del desplazamiento lineal ejecutado por medio de los ejes circulares y el buje de aluminio presenta una condición de baja fricción entre el movimiento relativo de dichos elementos, esto se logró al realizar el maquinado al buje de aluminio con el fin de disminuir el área de contacto que presentaba con el eje.

Por otra parte, el amortiguamiento viscoso y de Coulomb producto de la fricción viscosa y seca respectivamente, muestran un papel fundamental dentro del sistema de desplazamiento del amortiguador electromagnético. Ya que, al observar las Gráficas 5, 6 y 7 se comprueba que este sistema presenta una combinación de amortiguamiento viscoso y de Coulomb, tal como también se había planteado inicialmente en el modelo matemático. En dichas gráficas se presenta una reducción de la amplitud de manera exponencial, propio del amortiguamiento viscoso. Por otro lado, después de un periodo de tiempo el sistema alcanza un estado de reposo, este lapso también es conocido como el tiempo de asentamiento y se registra con un desfase con respecto al punto de partida, o bien, línea de equilibrio; estas dos características son propias del movimiento de una masa bajo efecto del amortiguamiento de Coulomb.

Además, de acuerdo con la Gráfica 7 y a la Tabla 11, existe una diferencia en los tiempos de asentamiento al momento de implementar o no una resistencia eléctrica. Cuando se cierra el circuito, es decir, se conecta la resistencia eléctrica de 220Ω a la bobina de cobre se presenta una reducción del tiempo de asentamiento de 4.5%. Esta reducción es significativa en esta investigación debido al marco de referencia trabajado. De igual manera, según lo establecido en el modelo matemático, el rendimiento del sistema cambia de acuerdo con el valor de la resistencia con la que se desarrollen las pruebas experimentales, ya que dicho valor implica un aumento de la fricción viscosa.

De igual forma, de la Gráfica 7 y la Tabla 11 también se puede concluir que la amplitud vibratoria promedio descrita por el sistema aumenta con el uso de la resistencia eléctrica. Se obtuvo un incremento del 9.54% y del 8.31% en su valor máximo y mínimo, respectivamente, en comparación al caso en donde no se está conectando la resistencia.

Finalmente, el amortiguador electromagnético diseñado fue posteriormente implementado dentro del conjunto de investigaciones del proyecto en un arreglo cableado como un amortiguador de masa sintonizada (AMS) y como un amortiguador electromagnético de masa sintonizada (AEMS), mostrando que, a pesar de que la magnitud de la diferencia en los resultados obtenidos entre las pruebas con el circuito abierto y el circuito es pequeña, fue posible reducir el tiempo de asentamiento del arreglo cableado cuando se utilizaba como un AEMS (circuito cerrado) en comparación con un AMS (circuito abierto), dichos resultados se estudiaron y presentaron en [51]. Esto quiere decir que además de la investigación propia desarrollada en este trabajo, el diseño propuesto fue validado experimentalmente para solventar y dar validez al estudio previamente mencionado.

b. Trabajo a futuro

Para el desarrollo de futuras investigaciones se proponen las siguientes mejoras o bien, aspectos a tomar en consideración en relación con el diseño de los componentes descritos en este estudio con la finalidad de poder mejorar el funcionamiento individual y en conjunto del sistema de amortiguación electromagnética.

En primer lugar, en el análisis de las pruebas experimentales se observó que el desplazamiento de la masa a lo largo del eje circular en dirección de Z tiene una duración aproximada de 3.5 segundos, por lo que para aumentar el tiempo de oscilación de la masa se propone el diseño de un elemento mecánico el cual esté en contacto con el eje únicamente en puntos tangenciales, de esta manera se reduciría el área de contacto entre elementos deslizantes reduciendo aún más el efecto de la fricción entre estos. En la Figura 60 se ilustra esta propuesta.

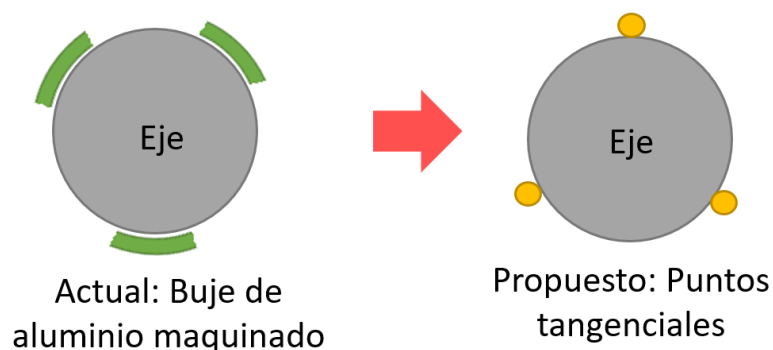


Figura 60. Propuesta para reducir el efecto de la fricción

Por otro lado, se sugiere rediseñar el método de sujeción de los resortes con los soportes, así como la sujeción de los resortes con la masa osciladora, ya que la versión actual presenta deficiencias en

cuanto a este aspecto se refiere. Se requiere que la sujeción a los extremos de cada resorte sea más estable evitando que este elemento se desplace de su lugar.

Para continuar, se aconseja realizar más pruebas experimentales con diferentes valores de la resistencia eléctrica para así encontrar un valor o un rango de valores en los que permita hacer más evidente el fenómeno de la disminución del tiempo de asentamiento, así como del cambio en la amplitud vibratoria con respecto a las pruebas donde se tiene el circuito eléctrico abierto.

El siguiente aspecto por mejorar consiste en instrumentar el sistema de tal forma que permita realizar la medición de la energía eléctrica en mW que se está generando por el desplazamiento relativo entre la bobina conductora y el campo magnético inherente de los imanes. Al poderse cuantificar la energía generada se estaría agregando una variable más al estudio y con ello profundizar en el análisis para posteriormente, proponer un diseño que permita aumentar este valor o bien, disminuirlo, según sea el caso. Continuando con la anterior idea, posterior a la medición de la energía eléctrica generada, se propone instrumentar el sistema para lograr que dicha energía pueda ser almacenada en algún dispositivo de pequeña escala. Esta energía podría ser utilizada para proveer de energía a otro elemento que así lo necesite.

Por último, se recomienda modificar el método de lanzamiento del cubo de aluminio (efector final) desde la posición de lanzamiento, ya que en esta investigación la iniciación de los lanzamientos fue por medio de un instrumento de muy poca precisión, lo que originó en algunos casos interferencia en el punto y momento de partida, asimismo se aconseja que la captura de datos a través de la interfaz gráfica y el lanzamiento del efector final se realice de manera conjunta. Lo anterior debido a que algunas pruebas presentaban un desfase entre el inicio de la toma de datos y el momento del lanzamiento desde la posición inicial (en este caso, 30 mm en dirección Z positiva) como consecuencia de que ambas se realizaban manualmente y de forma separada, confiando únicamente en la sincronización y pulso humano.

6. REFERENCIAS

- [1] M. Gutierrez Soto and H. Adeli, "Tuned Mass Dampers," *Arch. Comput. Methods Eng.*, vol. 20, no. 4, pp. 419–431, 2013, doi: 10.1007/s11831-013-9091-7.
- [2] L. Zuo and W. Cui, "Dual-functional energy-harvesting and vibration control: Electromagnetic resonant shunt series tuned mass dampers," *J. Vib. Acoust. Trans. ASME*, vol. 135, no. 5, pp. 1–9, 2013, doi: 10.1115/1.4024095.
- [3] C. Cabanillas Mendoza, L. A. Valdez, C. A. Cabrera, C. A. Merino, E. N. Bentz, and P. F. Provasi, "Ley de Faraday y Ley de Biot y Savart: campo magnético de una espira circular en un punto fuera del eje," *Extensionismo, Innovación y Transf. Tecnológica*, vol. 5, p. 240, 2019, doi: 10.30972/eitt.503758.
- [4] D. A. Zamora-Garcia, A. C. Ramirez-Reivich, M. P. Corona-Lira, J. Eden, and D. Oetomo, "On the use of tuned mass dampers for reducing the nonlinear vibrations of planar parallel cable robots," *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, vol. 8, no. 3, pp. 406–412, 2019, doi: 10.18178/ijmerr.8.3.406-412.
- [5] D. A. Zamora-Garcia, L. M. Acosta-Carrion, P. Corona-Lira, and A. C. Ramirez-Reivich, "Experimental determination of axial viscoelasticity of braided steel cables through the design of a special purpose machine," *ASME Int. Mech. Eng. Congr. Expo. Proc.*, vol. 12, pp. 1–7, 2019, doi: 10.1115/IMECE2019-11919.
- [6] D. A. Zamora-Garcia, L. M. Acosta-Carrion, M. X. Zepeda-Fuentes, M. P. Corona-Lira, and A. C. Ramirez-Reivich, "Numerical and Experimental Investigation of a Cable-based Nonlinear Tuned Mass Damper to Reduce Free and Forced Vibrations," *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, vol. 9, no. 10, pp. 1371–1378, 2020, doi: 10.18178/ijmerr.9.10.1371-1378.
- [7] K. H. G. G.Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen, *Engineering Design, A Systematic Approach*, Third Edit. Springer, 2007.
- [8] K. T. Ulrich and S. D. Eppinger, *Diseño y desarrollo de productos*, Quinta Edi. 2005.
- [9] S. Zhu, W. Shen, and X. Qian, "Dynamic analogy between an electromagnetic shunt damper and a tuned mass damper," *Smart Mater. Struct.*, vol. 22, no. 11, 2013, doi: 10.1088/0964-1726/22/11/115018.
- [10] C. H. L. K. H. Lee, J. H. Bak, "Vibration reduction of H/Shaft using an electromagnetic damper with mode change," *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 18, pp. 255–261, 2017, doi: 10.1007/s12239.
- [11] W. Shen and S. Zhu, "Harvesting energy via electromagnetic damper: Application to bridge stay cables," *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, vol. 26, no. 1, pp. 3–19, 2015, doi: 10.1177/1045389X13519003.
- [12] S. Y. Zheng, X. H. Pan, and Z. F. Ma, "Studies on a passive electromagnetic damper," *J. Zhejiang Univ. Sci.*, vol. 7, no. SUPPL. 2, pp. 271–276, 2006, doi: 10.1631/jzus.2006.AS0271.
- [13] L. Zuo, X. Chen, and S. Nayfeh, "Design and analysis of a new type of electromagnetic damper with increased energy density," *J. Vib. Acoust. Trans. ASME*, vol. 133, no. 4, pp. 1–8, 2011, doi:

10.1115/1.4003407.

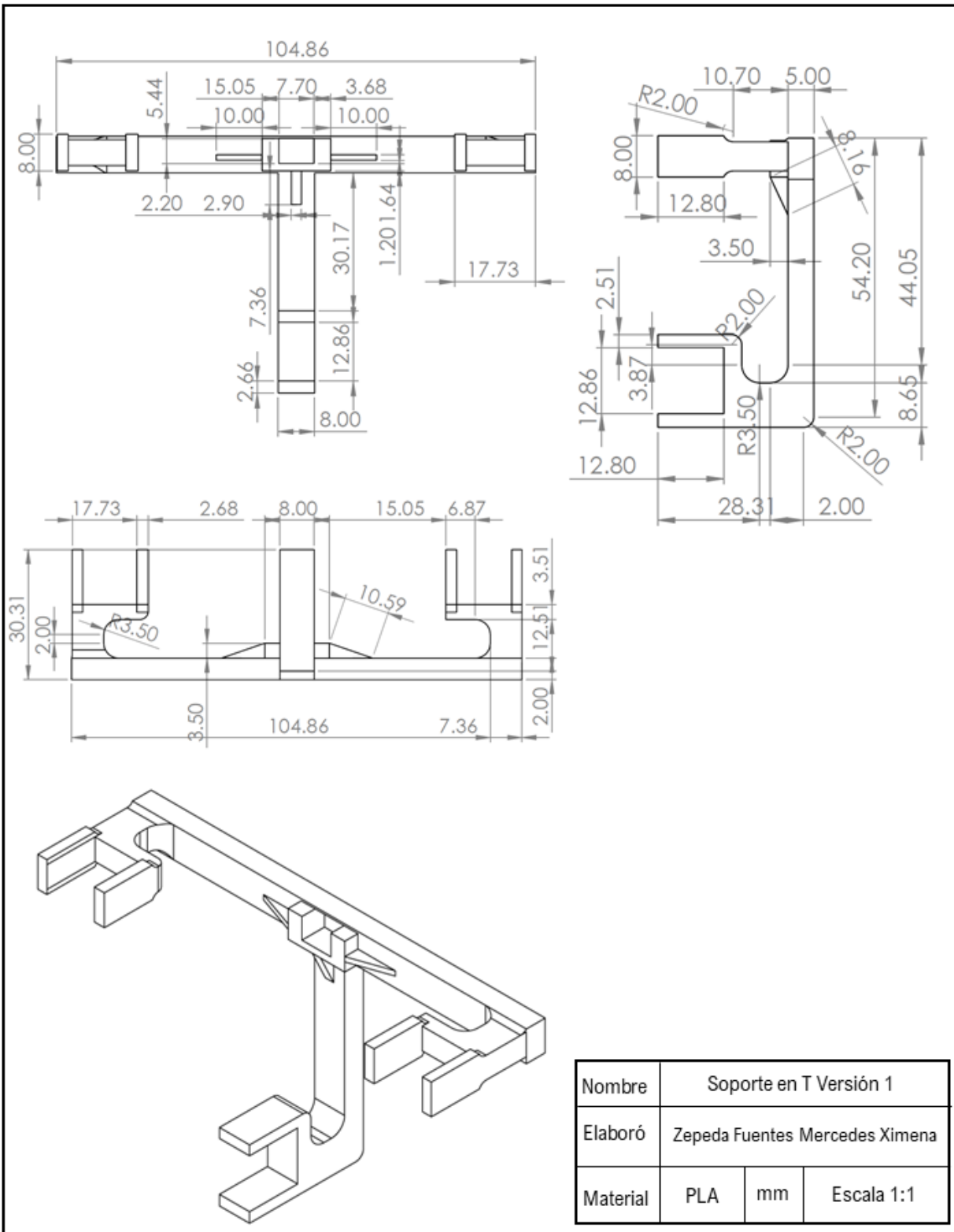
- [14] N. W. Hagood and E. F. Crawley, "Experimental investigation of passive enhancement of damping for space structures," *J. Guid. Control. Dyn.*, vol. 14, no. 6, pp. 1100–1109, 1991, doi: 10.2514/3.20763.
- [15] R. Palomera-Arias, "Passive Electromagnetic Damping Device for Motion Control of Building Structures," Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- [16] C. Zhang and J. Ou, "Control strategies and experimental verifications of the electromagnetic mass damper system for structural vibration control," *Earthq. Eng. Eng. Vib.*, vol. 7, no. 2, pp. 181–192, 2008, doi: 10.1007/s11803-008-0828-5.
- [17] S. Oberst, B. Halkon, and J. Ji, *Vibration Engineering for a Sustainable Future*, vol. 1. Switzerland: Springer, 2021.
- [18] P. E. Allaire, M. E. F. Kasarda, R. R. Humphris, and D. W. Lewis, "Vibration Reduction in a Multimass Flexible Rotor Using a Midspan Magnetic Damper," *Magn. Bear.*, pp. 149–158, 1989, doi: 10.1007/978-3-642-51724-2_15.
- [19] M. E. F. Kasarda, H. Mendoza, R. G. Kirk, and A. Wicks, "Reduction of subsynchronous vibrations in a single-disk rotor using an active magnetic damper," *Mech. Res. Commun.*, vol. 31, no. 6, pp. 689–695, 2004, doi: 10.1016/j.mechrescom.2004.04.004.
- [20] H. W. C. Chan and J. Morel, "The Electromagnetic Damper — Towards a First Large-Scale Industrial Application," *Magn. Bear.*, pp. 189–198, 1989, doi: 10.1007/978-3-642-51724-2_19.
- [21] A. Tonoli, N. Amati, A. Bonfitto, M. Silvagni, B. Staples, and E. Karpenko, "Design of electromagnetic dampers for aero-engine applications," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 132, no. 11, pp. 1–11, 2010, doi: 10.1115/1.4000801.
- [22] S. Mirzaei, "A flexible electromagnetic damper," *Proc. IEEE Int. Electr. Mach. Drives Conf. IEMDC 2007*, vol. 2, pp. 959–962, 2007, doi: 10.1109/IEMDC.2007.382804.
- [23] C. J. Evans, "Precision engineering: An evolutionary perspective," *Philos. Trans. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 370, no. 1973, pp. 3835–3851, 2012, doi: 10.1098/rsta.2011.0050.
- [24] A. H. Slocum, "Precision Machine Design: Macromachine design philosophy and its applicability to the design of micromachines," *Am. Soc. Precis. Eng.*, pp. 37–42, 1992.
- [25] J. E. Furse, "Kinematic design of fine mechanisms in instruments," *J. Phys. E.*, vol. 14, no. 3, pp. 264–272, 1981, doi: 10.1088/0022-3735/14/3/001.
- [26] J. Porter and K. Lappalainen, "Laser milling of precision mechanics for space instruments," pp. 1–6, 2012.
- [27] D. Helirung, A. Giliner, and R. Poprawe, "Laser beam removal of micro-structures with Nd : YAG-Lasers," *Proc. SPIE 3097, Lasers Mater. Process.*, pp. 267–273, 1997, doi: <https://doi.org/10.1117/12.281085>.
- [28] Q. Jia, Y. L. Chen, J. Zha, and C. Zhang, "Precision prediction model and experimental

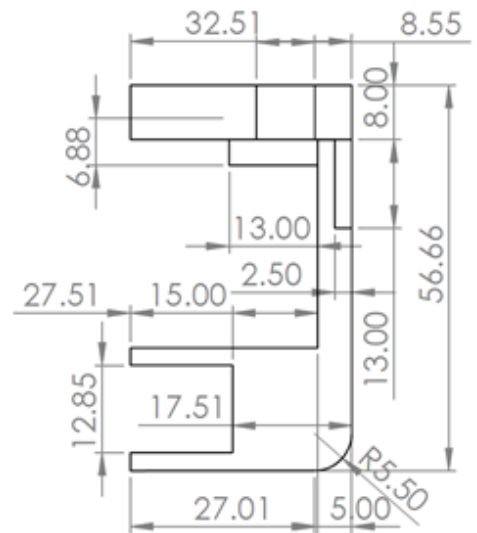
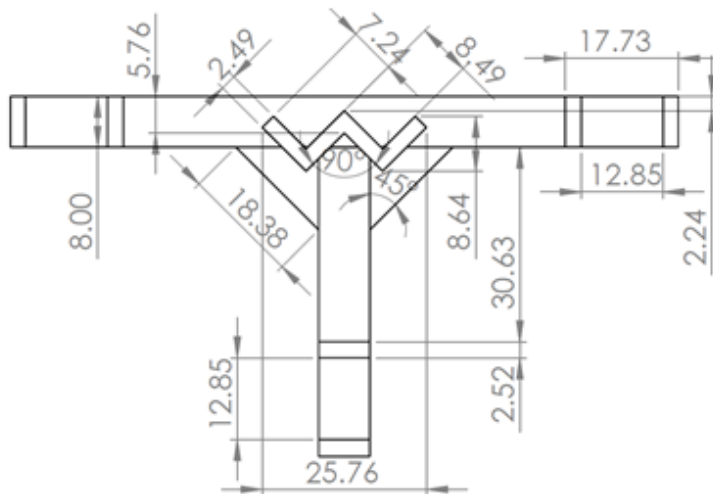
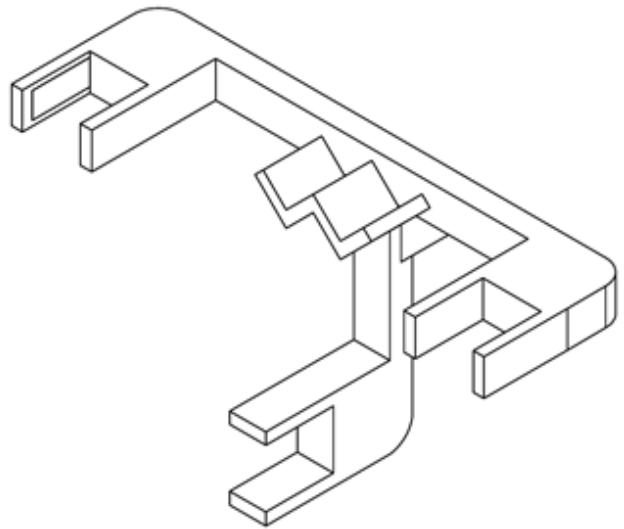
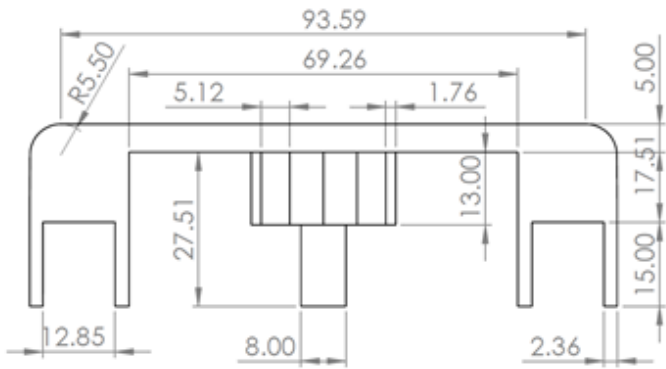
- verification of hydrostatic bearing-rotor system of ultra precision machine tool,” 2015.
- [29] L. C. Hale, “Principles and Techniques for Designing Precision Machines,” Massachusetts Institute of Technology, 1999.
- [30] D. H. Myszka, *Machines and mechanisms: Applied Kinematic Analysis*, Fourth Ed. 2012.
- [31] D. L. Blanding, *Exact Constraint: Machine Design Using Kinematic Principles (1999).pdf*. New York, 1999.
- [32] A. Slocum, “Kinematic couplings: A review of design principles and applications,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 50, no. 4, pp. 310–327, 2010, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2009.10.006.
- [33] L. C. Hale and A. H. Slocum, “Optimal design techniques for kinematic couplings,” *Precis. Eng.*, vol. 25, no. 2, pp. 114–127, 2001, doi: 10.1016/S0141-6359(00)00066-0.
- [34] M. Barraja and R. R. Vallance, “Tolerancing kinematic couplings,” *Precis. Eng.*, vol. 29, no. 1, pp. 101–112, 2005, doi: 10.1016/j.precisioneng.2004.05.001.
- [35] L. C. Hale, “Friction-Based Design of Kinematic Couplings,” *Lawrence Livermore Natl. Lab.*, 1998.
- [36] R. Kelly, J. Llamas, and R. Campa, “A measurement procedure for viscous and coulomb friction,” *IEEE Trans. Instrum. Meas.*, vol. 49, no. 4, pp. 857–861, 2000, doi: 10.1109/19.863938.
- [37] N. Mostaghel and T. Davis, “Representations of Coulomb friction for dynamic analysis,” *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, vol. 26, no. 5, pp. 541–548, 1997, doi: 10.1002/(SICI)1096-9845(199705)26:5<541::AID-EQE660>3.0.CO;2-W.
- [38] S. S. Rao, *Vibraciones mecánicas*, Quinta Ed. México: PEARSON EDUCACIÓN, 2012.
- [39] M. S. Hundal, “Response of a base excited system with Coulomb and viscous friction,” *J. Sound Vib.*, vol. 64, no. 3, pp. 371–378, 1979, doi: 10.1016/0022-460X(79)90583-2.
- [40] E. S. Levitan, “Forced Oscillation of a Spring-Mass System having Combined Coulomb and Viscous Damping,” *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 32, no. 10, pp. 1265–1269, 1960, doi: 10.1121/1.1907893.
- [41] R. Stanway and J. E. Mottershead, “Identification of combined viscous and Coulomb friction - a numerical comparison of least-squares algorithms,” *Trans. Inst. Meas. Control*, vol. 8, no. 1, pp. 9–16, 1986, doi: 10.1177/014233128600800102.
- [42] J. P. Den Hartog, “Forced Vibration With Combined Viscous and Coulomb Damping,” *Philos. Mag.*, vol. 9, no. 59, pp. 801–817, 1930.
- [43] F. J. R. Rodríguez, *Dinámica de sistemas*, Primera Ed. 1989.
- [44] Carbone Stainless Steel, “Ficha Técnica de los Aceros Inoxidables AISI 304 y AISI 316,” *Empres. Carbone*, pp. 1–6, 2016, [Online]. Available: <https://www.empresascarbhone.com/pdf/ficha-tecnica-del-acero-inoxidable.pdf>.
- [45] “Aluminio AW1050.” ACP Materials, Valencia, España.

- [46] "Ficha técnica del latón." Vulcano Metals, Lima, Perú, [Online]. Available: www.vulcanometals.com.
- [47] Ultimaker, "Ficha de datos técnicos PLA," pp. 1–3, 2017, [Online]. Available: [https://ultimaker.com/download/67583/TDS PLA v3.011-spa-ES.pdf](https://ultimaker.com/download/67583/TDS_PLA_v3.011-spa-ES.pdf).
- [48] A. J. D. M. Bravo, "Propiedades mecánicas de componentes fabricados mediante modelado por deposición fundida," Universidad de La Laguna, 2017.
- [49] N. Ávila, H. I. M. Castillo, D. F. De Lange, and G. Mejía, "Tema A2b Manufactura : Manufactura Aditiva ' Comportamiento estructural de probetas de PLA fabricadas por el proceso de Modelado por Deposición Fundida (FDM),'" *MEMORIAS DEL XXVI Congr. Int. Anu. LA SOMIM*, p. 9, 2020.
- [50] D. M. Bárcenas Lugo, "Aseguramiento de la calidad y funcionalidad de piezas construidas mediante un proceso de manufactura aditiva," Universidad Nacional Autónoma de México, 2019.
- [51] D. A. Zamora García, "Investigación analítica y experimental de la influencia de amortiguadores de masa sintonizada y electromagnéticos de masa sintonizada en vibraciones libres fuera del plano de cable robots planos," Universidad Nacional Autónoma de México, 2020.

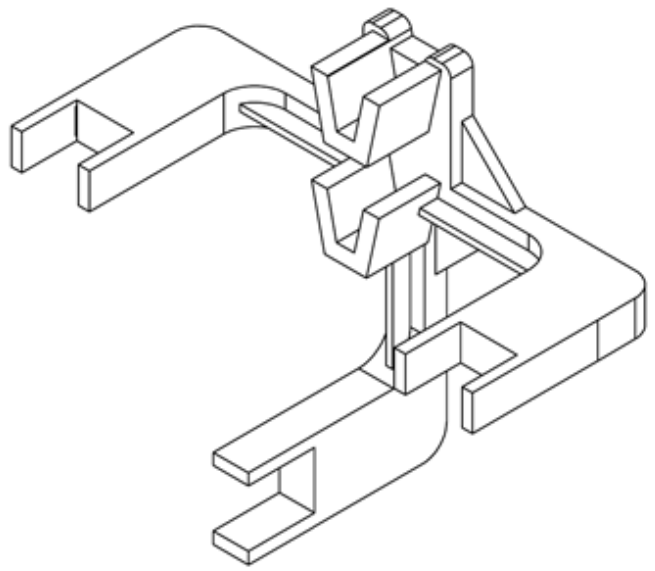
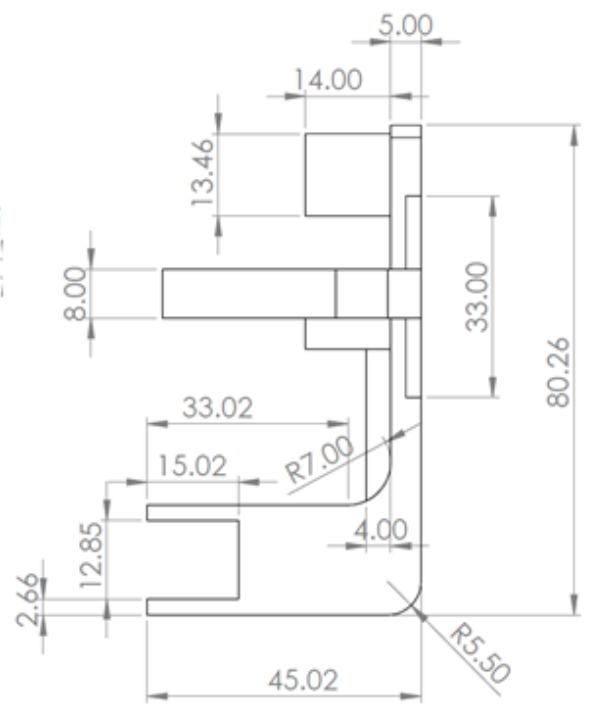
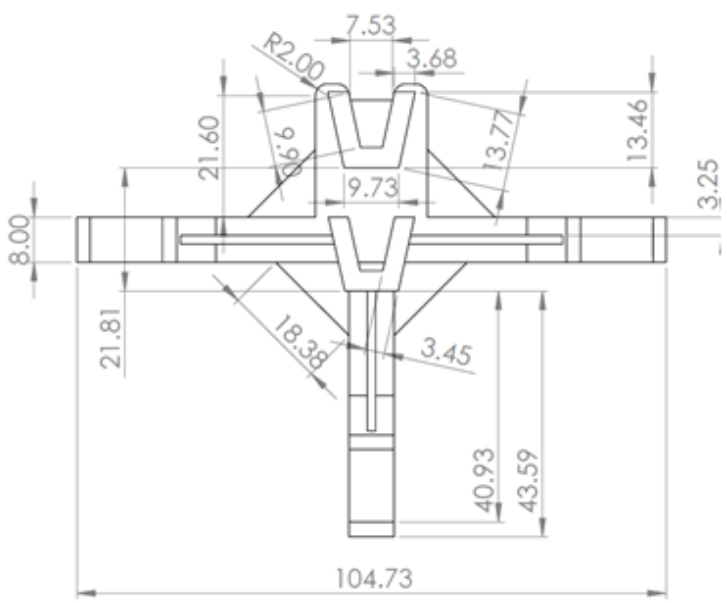
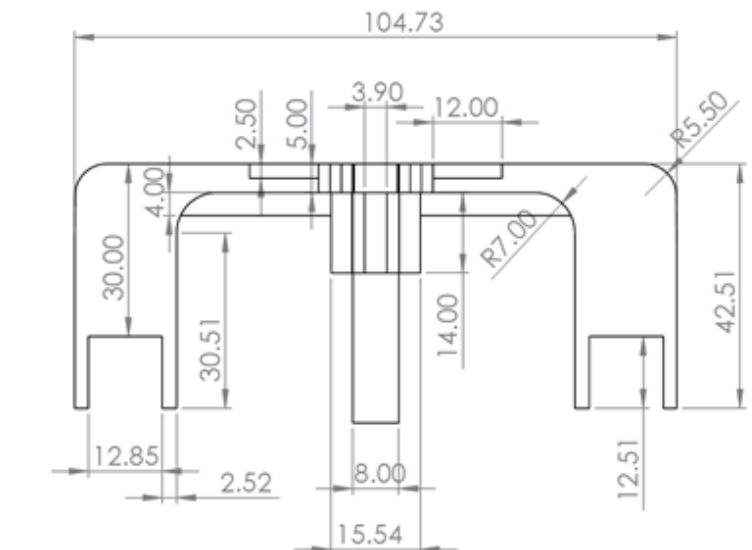
7. ANEXO

a. Planos de componentes

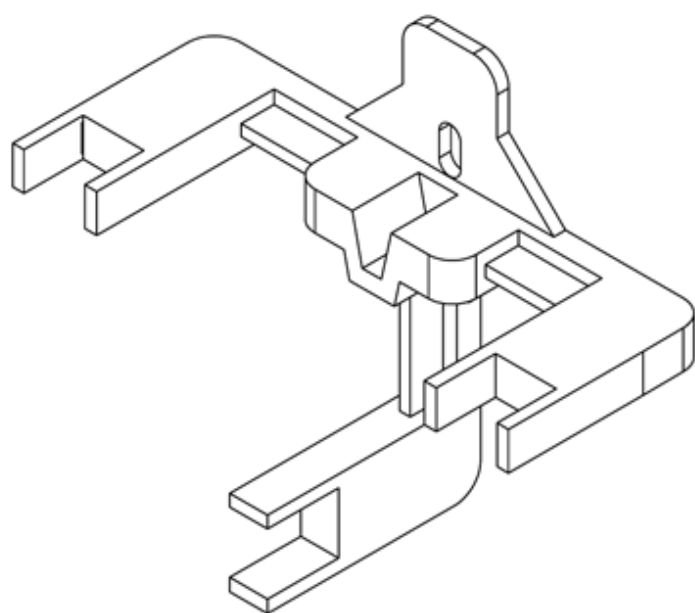
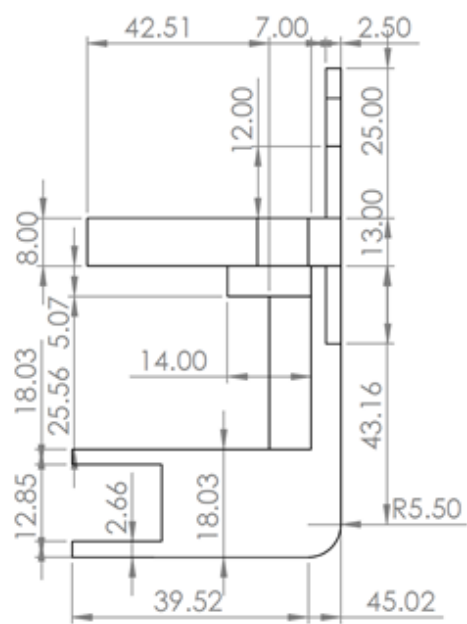
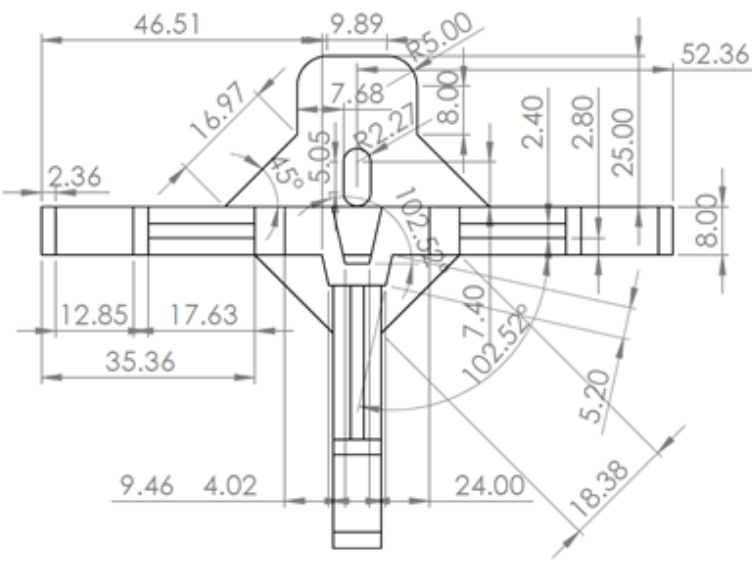
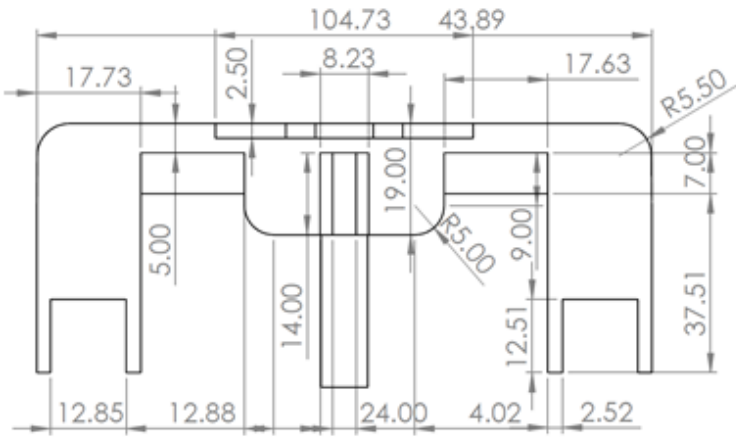




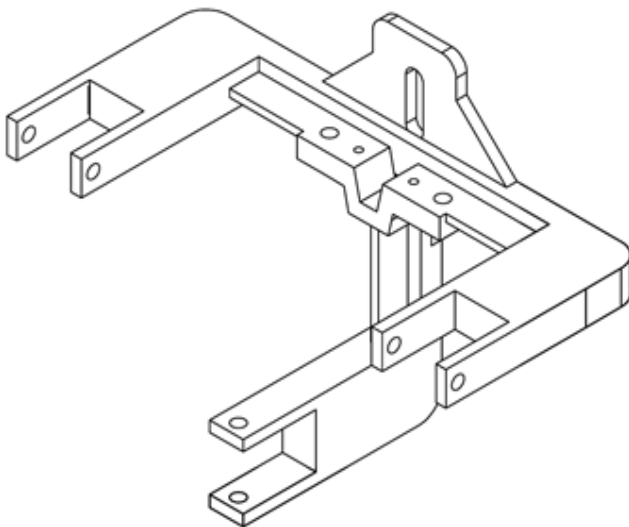
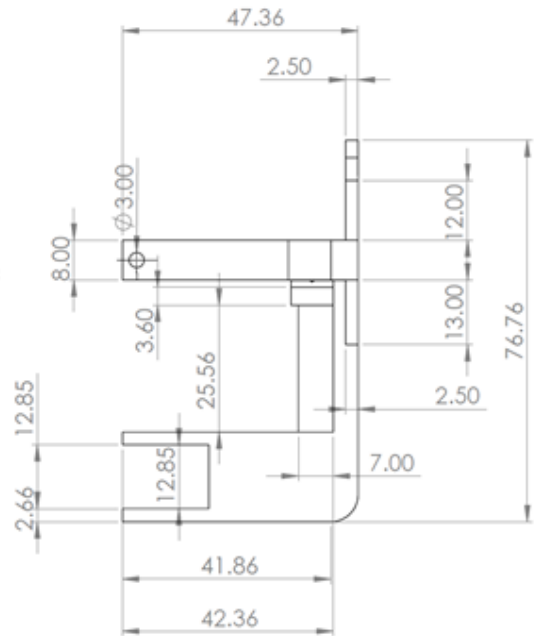
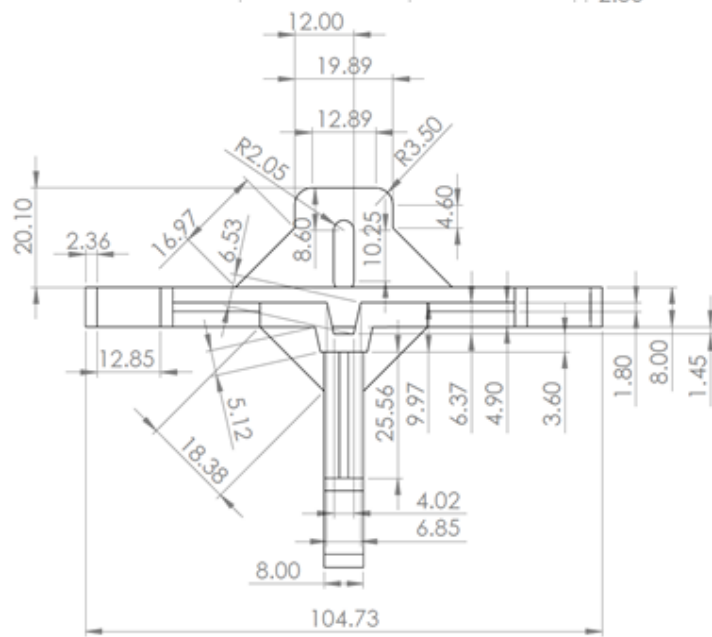
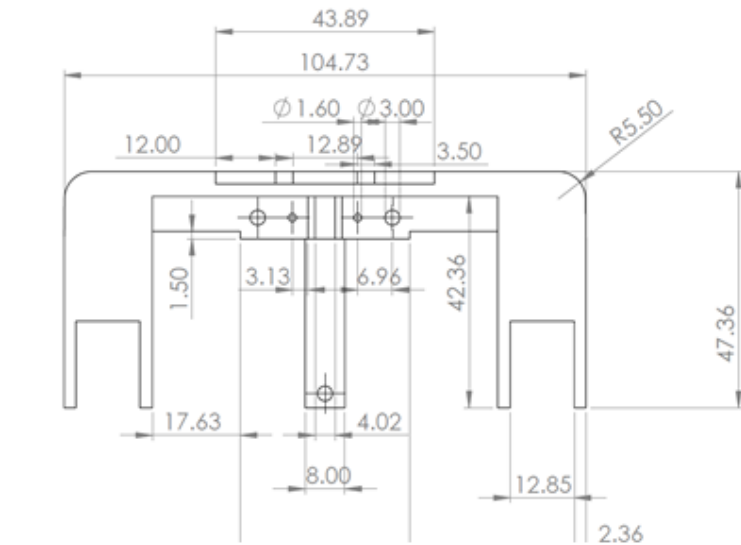
Nombre	Soporte en T Versión 2		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



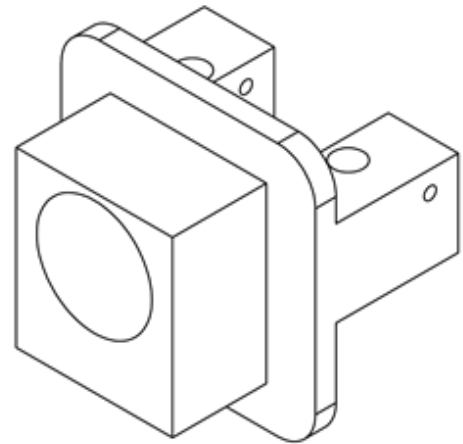
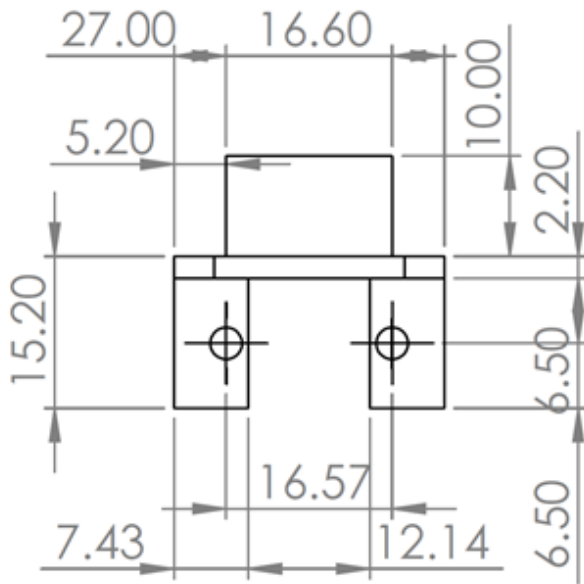
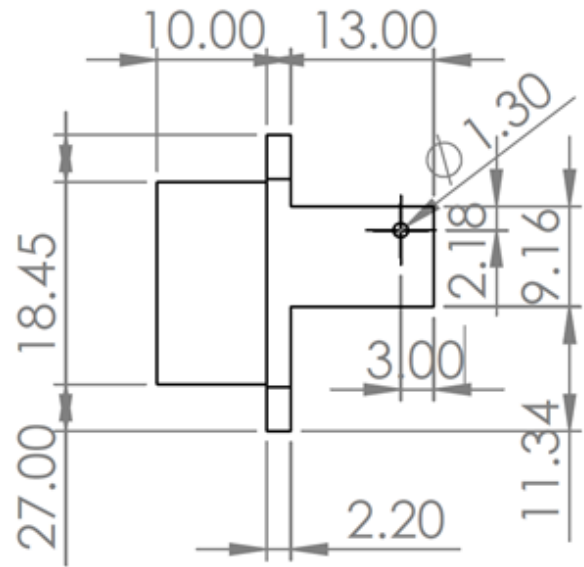
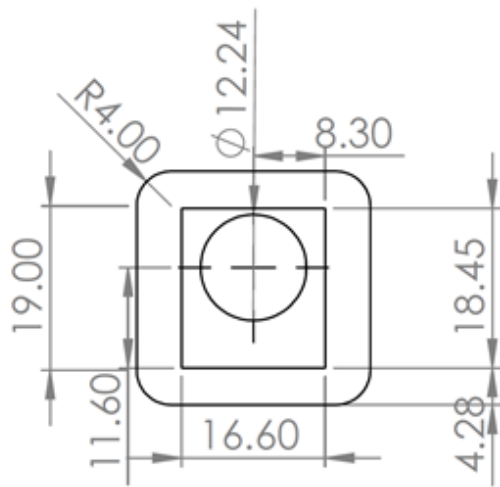
Nombre	Soporte en T Versión 3 Fijo		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



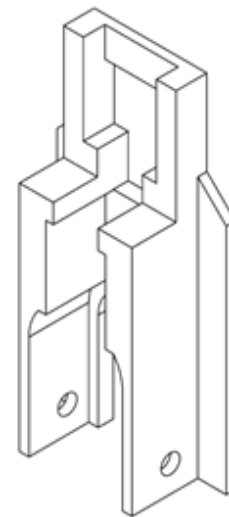
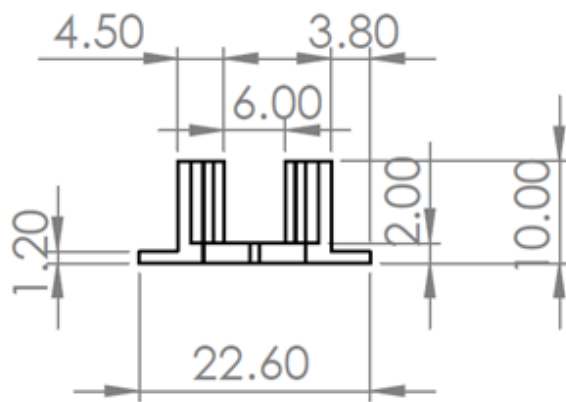
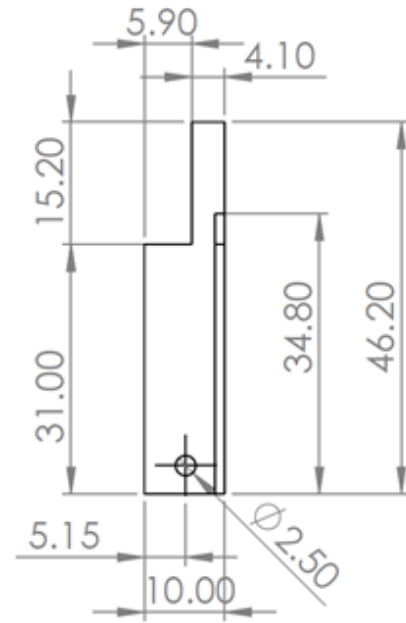
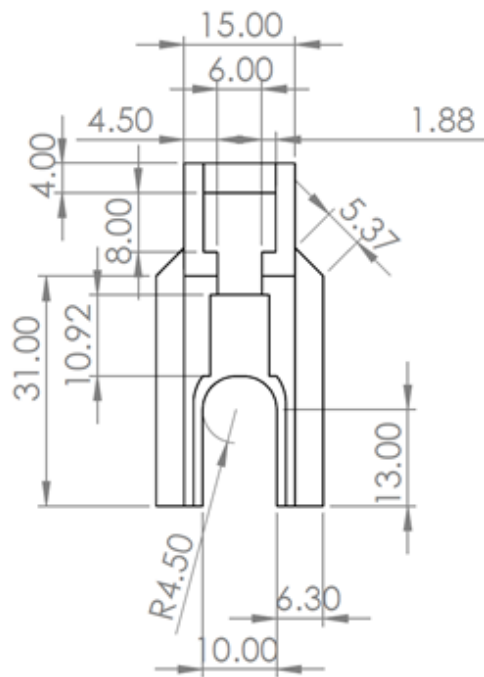
Nombre	Soporte en T Versión 3 Ajustable		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



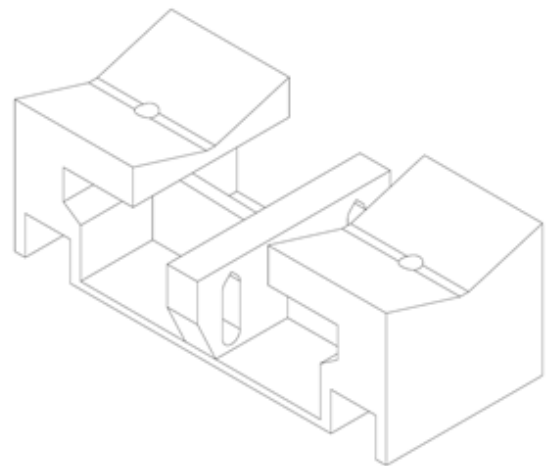
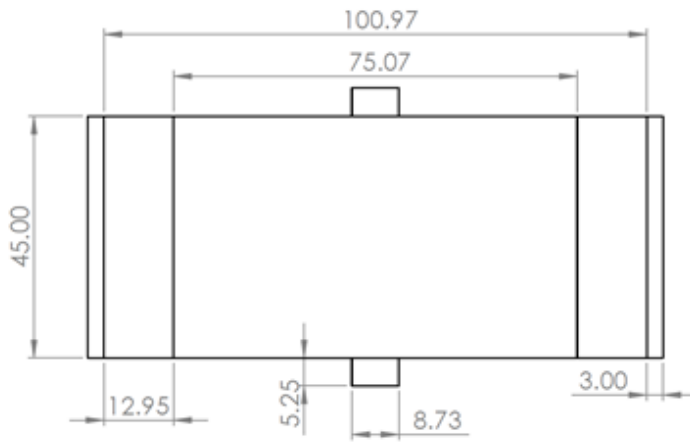
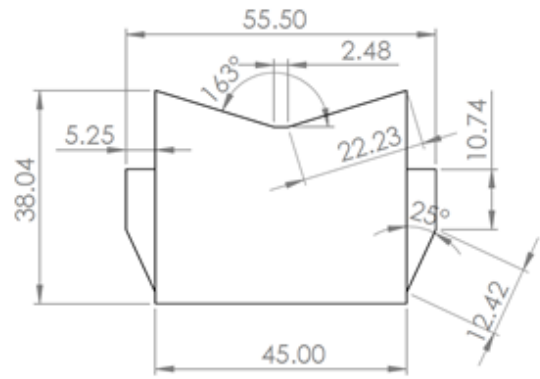
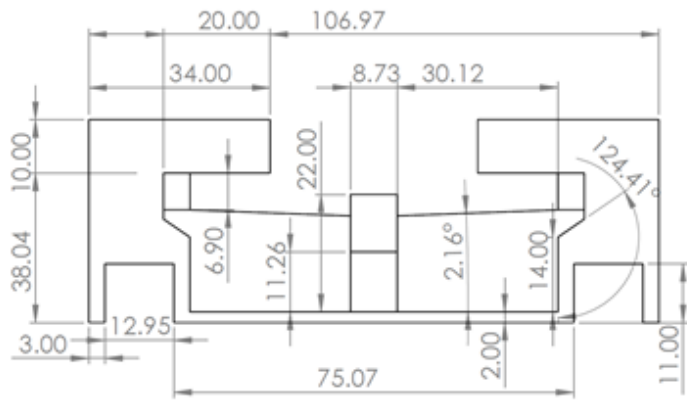
Nombre	Soporte en T Versión 4		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



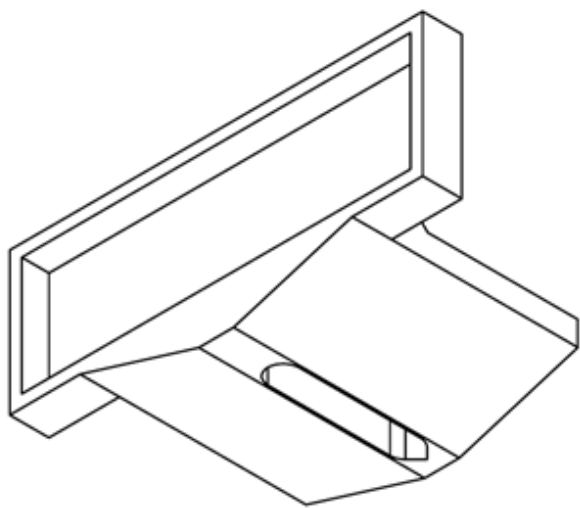
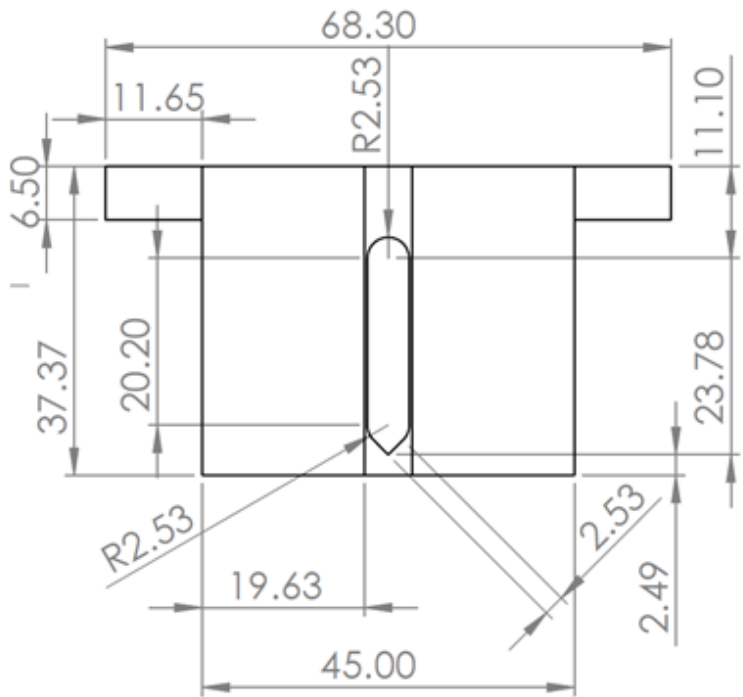
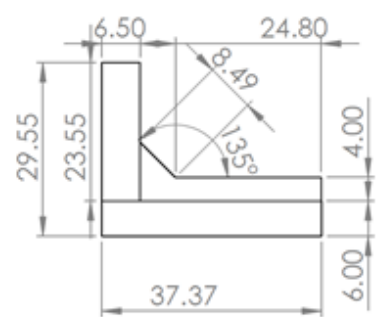
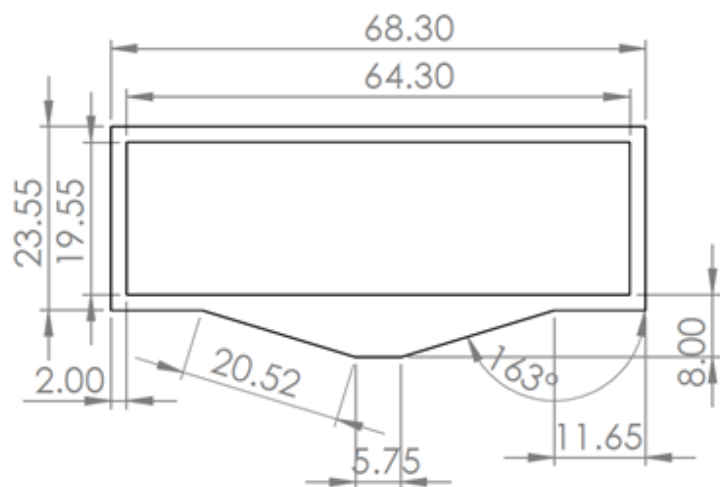
Nombre	Soporte para bobina		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 2:1



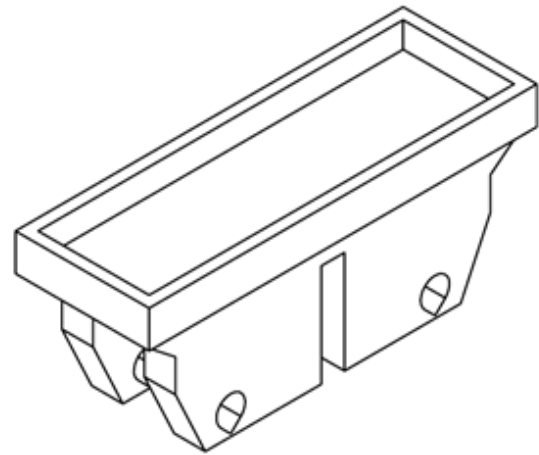
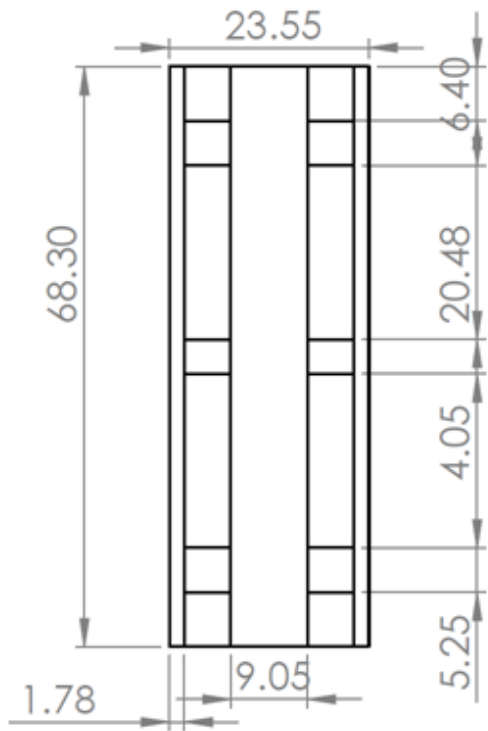
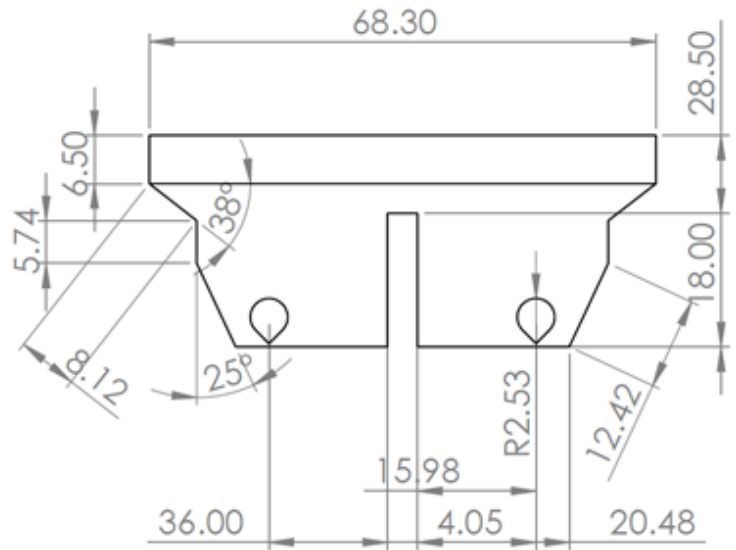
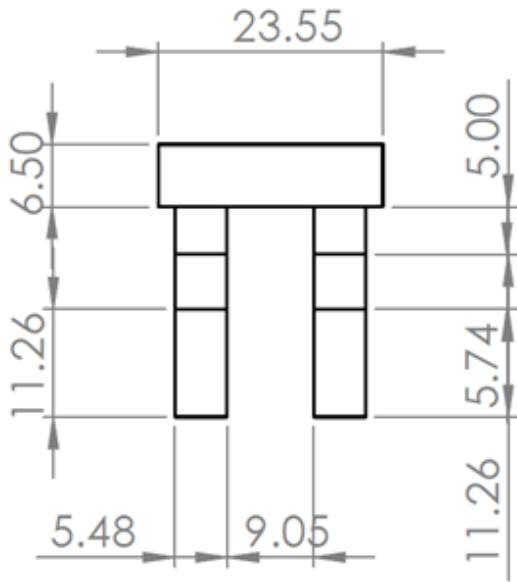
Nombre	Soporte para buje y movimiento		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



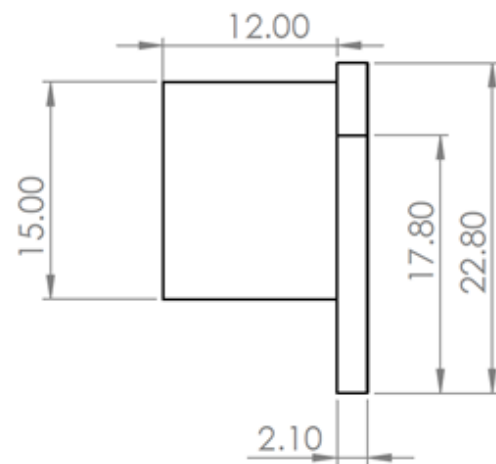
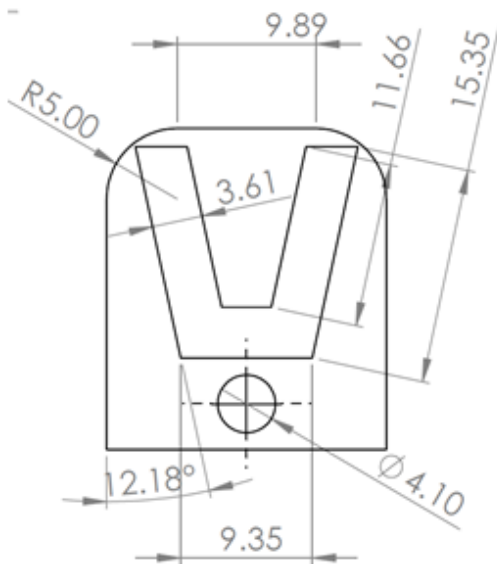
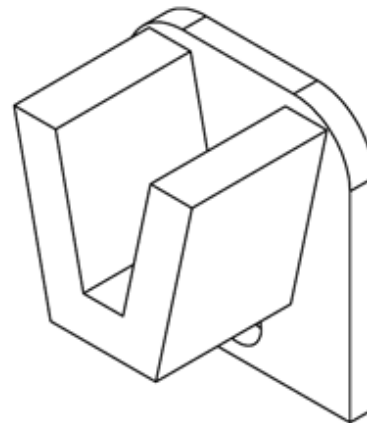
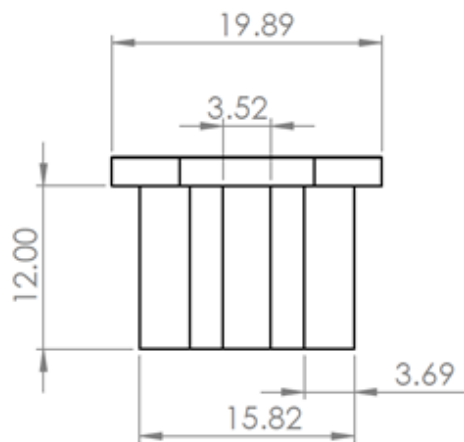
Nombre	Soporte para imanes Base		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



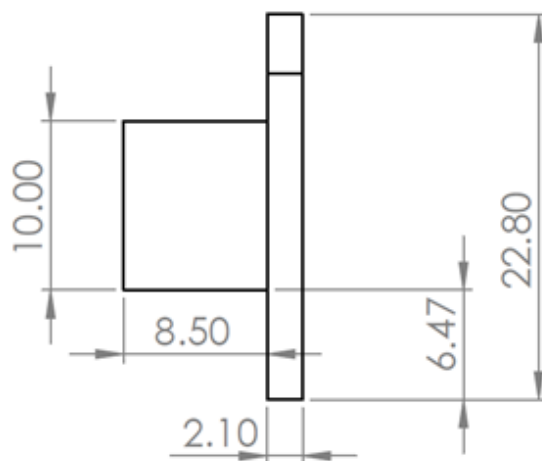
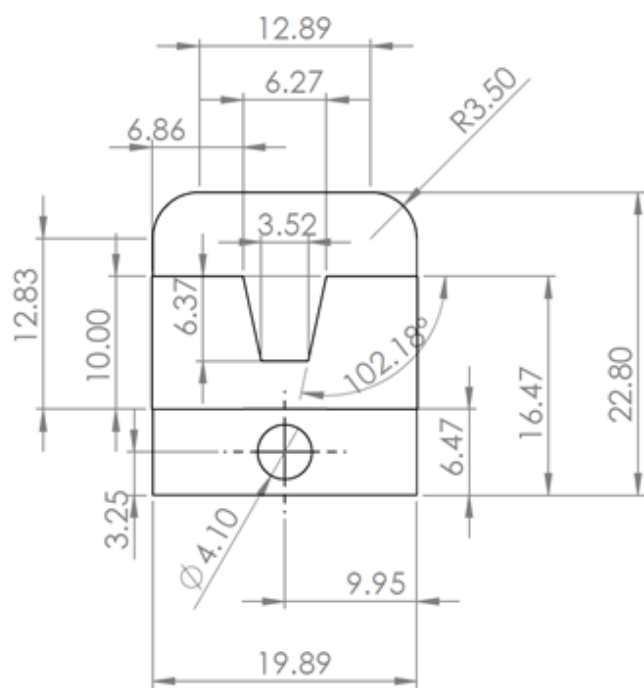
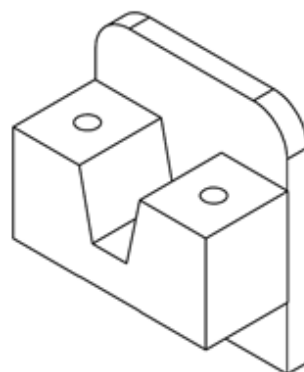
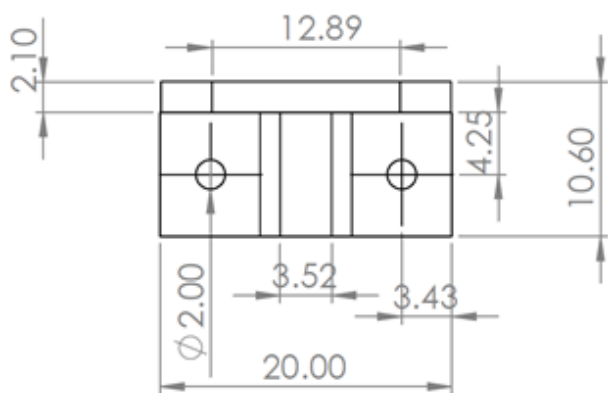
Nombre	Soporte para imanes pza Superior		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



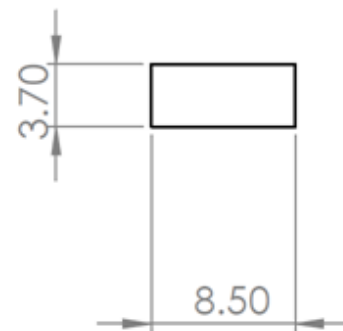
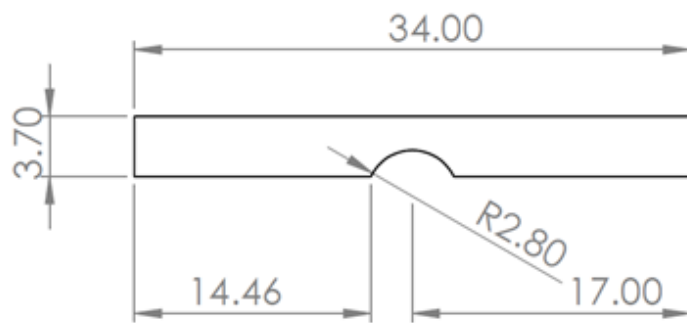
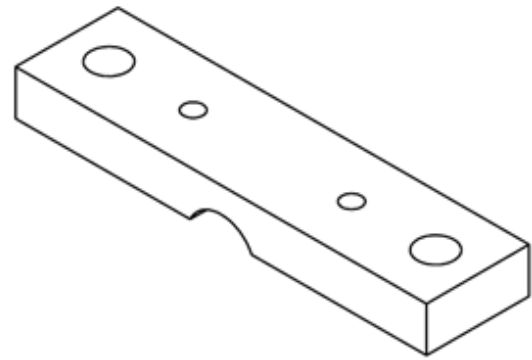
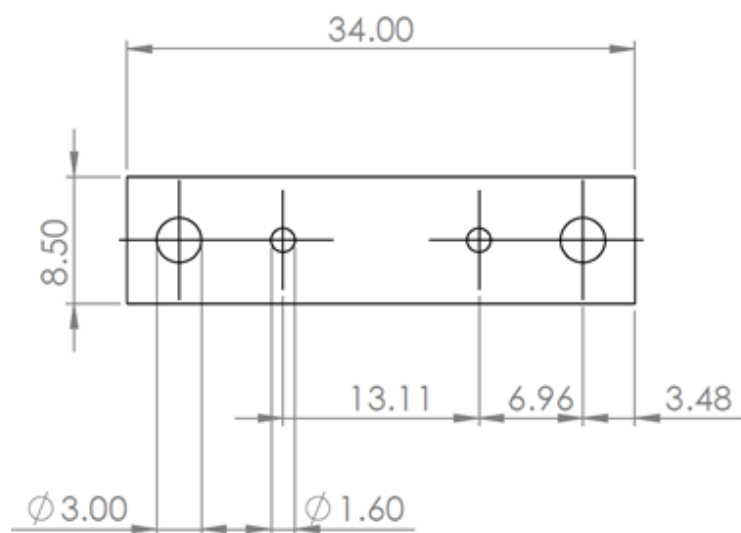
Nombre	Soporte para imanes pza Inferior		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 1:1



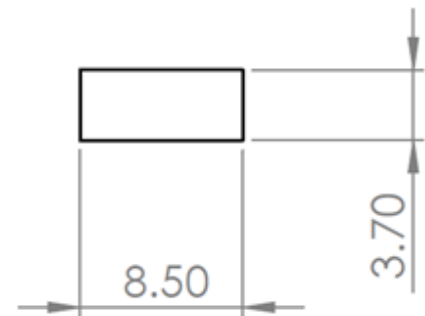
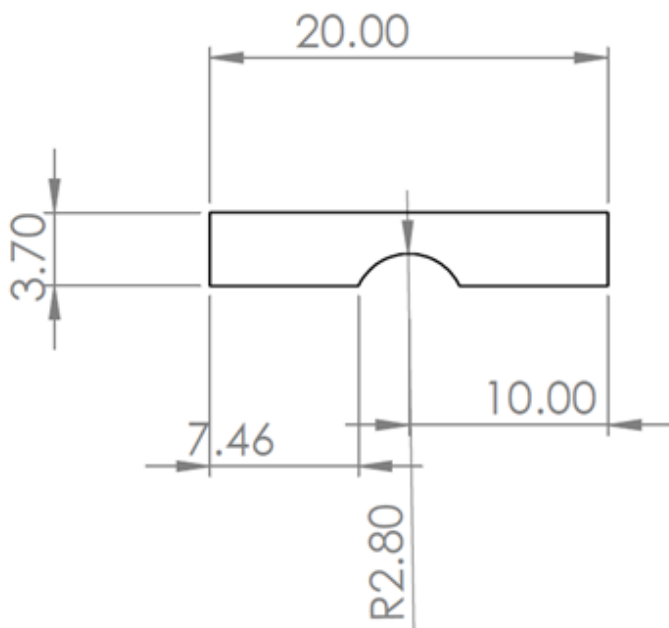
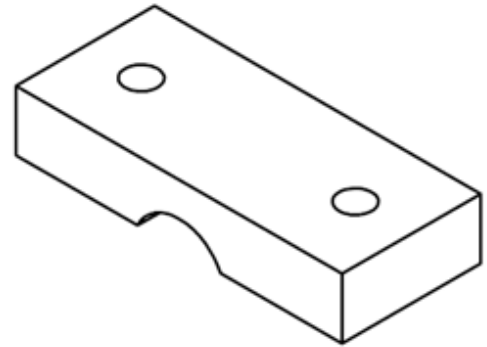
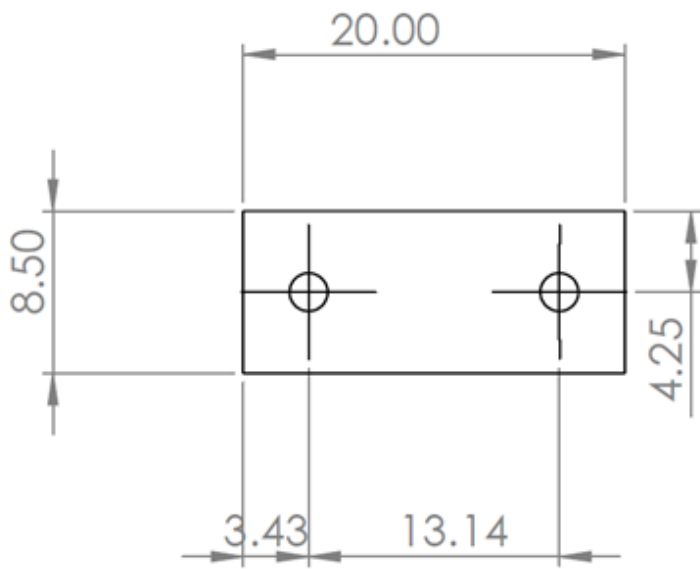
Nombre	Pieza Ajuste bujes V1		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 2:1



Nombre	Pieza Ajuste bujes Soporte V4		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 2:1



Nombre	Restricción Física Inferior Sop V4		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 2:1



Nombre	Restricción Física Superior Sop V4		
Elaboró	Zepeda Fuentes Mercedes Ximena		
Material	PLA	mm	Escala 2:1