

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño de un banco de vibraciones mecánicas, para pruebas a componentes de proyectos aeroespaciales en la Universidad del Valle de Guatemala.**

Trabajo de graduación presentado por Juan José Lam Morales para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala,  
2023







UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño de un banco de vibraciones mecánicas, para pruebas a componentes de proyectos aeroespaciales en la Universidad del Valle de Guatemala.**

Trabajo de graduación presentado por Juan José Lam Morales para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica


Guatemala,  
2023

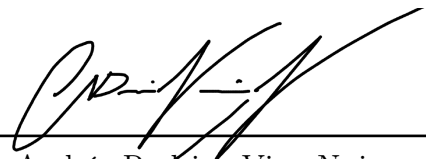


Vo.Bo.:

(f)   
\_\_\_\_\_  
Ing. José Rodrigo Aragón Cabrera

Tribunal Examinador:

(f)   
\_\_\_\_\_  
Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

(f)   
\_\_\_\_\_  
Ing. Andrés Rodrigo Viau Najarro

(f)   
\_\_\_\_\_  
Ing. José Rodrigo Aragón Cabrera

Fecha de aprobación: Guatemala, 4 de diciembre de 2023.





Este trabajo de graduación es el reflejo de muestras de cariño, apoyo y esfuerzo lo cual con cariño y aprecio, expreso mi gratitud:

A Dios, a la Virgen María y a la vida por acompañarme y permitirme completar con éxito esta significativa etapa de mi vida.

A Edel, quiero expresarte mi sincero agradecimiento por la oportunidad que me brindaste, por tu constante apoyo, por confiar en mí y por las valiosas lecciones de vida que compartiste conmigo. Espero haber cumplido las promesas que te hice y seguir siendo motivo de orgullo para ti, dondequiera que te encuentres.

A mi papá, mamá y hermana por sus consejos y constante compañía. Agradezco especialmente por madrugar para llevarme a la universidad en mis primeros años y esperarme despiertos por las noches durante estos últimos años.

A mis queridos tíos, les agradezco sinceramente por todo su respaldo y consejos a lo largo de mi carrera.

A mis primos y amigos por las inolvidables convivencias, pláticas, ayuda en proyectos y tareas, los jalones y las alegrías compartidas durante estos maravillosos años.

A mi asesor, Ingeniero Rodrigo Argón, por compartir sus conocimientos, brindarme su valioso tiempo, consejos y apoyo durante todo el proceso de mi trabajo de graduación. También agradezco al Ingeniero Víctor Hugo Ayerdi y a Estela por su continuo respaldo a lo largo de mi carrera en las diferentes gestiones. Por último, extendo mi reconocimiento a todos mis profesores por su dedicación y profesionalismo en la enseñanza.

Gracias a todos quienes, de alguna manera, contribuyeron a mi desarrollo académico y personal. Estoy profundamente agradecido por esta experiencia que ha dejado huella en mi vida.



<b>Prefacio</b>	v
<b>Lista de figuras</b>	x
<b>Lista de cuadros</b>	xi
<b>Resumen</b>	xiii
<b>1. Introducción</b>	1
<b>2. Justificación</b>	3
<b>3. Objetivos</b>	5
3.1. Objetivo general:	5
3.2. Objetivos específicos:	5
<b>4. Marco teórico</b>	7
4.1. CubeSat	7
4.2. Vibraciones	8
4.2.1. Tipos de vibraciones	8
4.2.2. Modo normal de vibración	9
4.2.3. Fuentes de vibraciones	9
4.3. Densidad Espectral de Potencia	9
4.3.1. Octava	10
4.3.2. Decibel	11
4.4. Vibraciones aleatorias	11
4.5. Pruebas vibratorias	13
4.5.1. Tipos de pruebas vibratorias	13
4.5.2. Elementos finitos	15
4.5.3. Equipo para pruebas vibratorias	15
4.6. Electromagnetismo	19
4.6.1. Propiedades magnéticas de los materiales	21
4.7. Circuito magnético	21

<b>5. Metodología</b>	<b>25</b>
5.1. Investigación:	25
5.2. Requisitos:	30
5.3. Recursos:	31
5.4. Diseño:	31
5.5. Presupuesto:	67
<b>6. Resultados</b>	<b>71</b>
<b>7. Discusión de resultados</b>	<b>75</b>
<b>8. Conclusiones</b>	<b>79</b>
<b>9. Recomendaciones</b>	<b>81</b>
<b>10. Bibliografía</b>	<b>83</b>
<b>11. Anexos</b>	<b>85</b>
11.1. Planos de construcción	85

---

## Lista de figuras

---

1. Unidades CubeSat.	8
2. Gráfico comportamiento aleatorio.	10
3. Captura del ejemplo de VR.	12
4. Gráfico barrido sinusoidal.	14
5. Componentes del equipo.	15
6. Diagrama acelerómetro.	16
7. Diagrama del amplificador.	17
8. Diagrama control.	17
9. CAD y fotografía de el P-POD.	18
10. Excitador electrohidráulico.	18
11. Excitador electrodinámico.	19
12. Gráfico ASD de calificación.	27
13. Gráfico de desplazamiento	27
14. Gráfico de velocidad	27
15. Gráfico de aceleración	28
16. TestPod.	28
17. Diagrama de flujo proceso de diseño.	32
18. Simplificación del sistema para representar el entrehierro.	33
19. Área núcleo.	33
20. Área entrehierro.	33
21. Disposición bobinas.	35
22. Simplificación del sistema para representar la disposición de la bobina móvil.	36
23. Excitaciones del sistema.	39
24. Propiedades cobre.	40
25. Propiedades acero AISI 1008.	40
26. Curva BH acero AISI 1008.	40
27. Región de aire.	41
28. Densidad magnética del ensamble una bobina.	41
29. Simplificación del sistema para representar el entrehierro superior.	42
30. Densidad magnética del ensamble doble bobina primer iteración.	44
31. Ángulo núcleo.	44
32. Ángulo tapa y base.	44

33. Tercer iteración circuito magnético. . . . .	45
34. Gráfico: Potencia-Frecuencia, segunda iteración bobina móvil. . . . .	46
35. Modelo final circuito magnético. . . . .	47
36. Densidad magnética B circuito modelo final. . . . .	47
37. Potencia-Frecuencia, tercer iteración bobina móvil. . . . .	48
38. Densidad magnética B circuito modelo final segunda iteración. . . . .	49
39. Base. . . . .	51
40. Cilindro. . . . .	51
41. Entrehierro. . . . .	52
42. Tapa. . . . .	52
43. Núcleo. . . . .	52
44. Bobina fija. . . . .	52
45. Bobina móvil aluminio. . . . .	52
46. Primer diseño de la base. . . . .	53
47. Tercer diseño de la base. . . . .	53
48. Disco inferior. . . . .	54
49. Cilindro central. . . . .	54
50. Cilindro superior. . . . .	54
51. Cilindro exterior. . . . .	54
52. Soporte. . . . .	55
53. Soporte lateral. . . . .	55
54. Chumacera. . . . .	55
55. Eje. . . . .	55
56. Bancada de magnesio. . . . .	56
57. Respaldo bobina móvil. . . . .	56
58. Figura 8-21. . . . .	59
59. Parámetros simulación tensión. . . . .	65
60. Mallado simulación tensión. . . . .	65
61. Factor de seguridad perno a tensión. . . . .	66
62. Parámetros simulación cortante. . . . .	66
63. Mallado simulación cortante. . . . .	66
64. Factor de seguridad a 4 pernos. . . . .	66
65. Factor de seguridad a 2 pernos. . . . .	66
66. Ensamble final. . . . .	67
67. Corte de lámina para elementos. . . . .	69
68. Corte de lámina para entrehierro. . . . .	69
69. Corte de lámina para cilindros. . . . .	69
70. Desplazamiento requerido. . . . .	71
71. Velocidad requerida. . . . .	72
72. Aceleración requerida. . . . .	72

---

Lista de cuadros

---

1. Ejemplo para obtener datos <i>PSD</i> . . . . .	12
2. Tabla de prueba de vibración aleatoria Gevs de NASA . . . . .	25
3. Identificación memo técnico. . . . .	30
4. Requisitos . . . . .	30
5. Materiales ferromagnéticos . . . . .	31
6. Características de alambre de geometría cuadrada . . . . .	37
7. Reactancias inductivas de la bobina móvil primer iteración. . . . .	38
8. Impedancias de la bobina móvil segunda iteración. . . . .	46
9. Impedancias de la bobina móvil tercer iteración. . . . .	48
10. Dimensiones elementos. . . . .	51
11. Propiedades de los materiales agregados. . . . .	65
12. Opciones de acelerómetros. . . . .	68
13. Especificaciones del excitador electrodinámico diseñado . . . . .	73
14. Parámetros de las bobinas . . . . .	73
15. Dimensiones elementos. . . . .	73
16. Presupuesto: . . . . .	74





Para llevar a cabo misiones espaciales del programa CubeSat, es necesario cumplir una serie de normativas y estándares de diseño, construcción y seguridad, con el objetivo de reducir el riesgo de la misión. Entre las pruebas requeridas se encuentra la de vibraciones aleatorias, la cual valida la integridad de los elementos individuales y la construcción del nanosatélite. Sin embargo, estas pruebas deben realizarse en laboratorios seleccionados por las agencias espaciales, lo que representa un desafío, ya que implica enviar los componentes lejos del país, incrementando los costos y el tiempo de la misión.

Para abordar esta situación, se diseñó un banco de vibraciones que permita validar los componentes de nanosatélites para las misiones espaciales de la Universidad del Valle de Guatemala. Este banco es un sistema electrodinámico capaz de generar los parámetros establecidos por las pruebas GEVS de NASA y cuenta con los instrumentos necesarios para recopilar los datos de la prueba. De esta manera, se podrán validar los componentes o detectar las posibles causas de falla. Esto brindará a la universidad la certeza de que los componentes enviados a validación superarán las pruebas, lo que resultará en una reducción de los costos y el tiempo de la misión.



Debido al crecimiento del área aeroespacial en la Universidad del Valle de Guatemala, el Departamento de Ingeniería Mecánica se vio en la necesidad de adquirir equipos para abordar este crecimiento. Entre estos equipos necesarios se encuentra el excitador electrodinámico, encargado de llevar a cabo pruebas de vibraciones aleatorias en los componentes de nanosatélites. Este trabajo de graduación se originó para abordar esta necesidad y busca generar un diseño detallado y un presupuesto basado en dicho diseño. El propósito es determinar la opción más viable entre la compra de un excitador o su construcción dentro de la universidad.

El diseño del excitador se basó en el estándar de pruebas de la NASA, específicamente en la prueba de vibración aleatoria de grado de calificación GEVS (*General Environmental Verification Standard*). Esta elección se fundamenta en la investigación que identificó este estándar como uno de los más exigentes en la actualidad, especialmente debido a los elevados niveles generales de ASD (*Acceleration Spectral Density*). Por lo tanto, si el excitador puede generar los parámetros requeridos para esta prueba, tendrá la capacidad de realizar pruebas con requisitos menos exigentes. Un excitador electrodinámico es un equipo capaz de generar fuerzas mecánicas precisas de manera controlada. Esto se logra mediante la interacción de una bobina móvil controlada por la corriente de la señal, suspendida en un campo magnético constante generado por el circuito magnético y las bobinas DC.

Para cumplir con los objetivos de este trabajo, se realizaron múltiples iteraciones en los procesos de diseño. El objetivo era obtener un diseño funcional sin descuidar los aspectos económicos. Se llevaron a cabo investigaciones exhaustivas para seleccionar los materiales más adecuados, evaluando diversas alternativas tanto para el diseño como para la elección de materiales. Se priorizó la disponibilidad local de materiales para facilitar el proceso de adquisición y se trabajó en la reducción del consumo energético del equipo.

Además, se reconoce la importancia de abordar procesos fundamentales en el diseño del excitador, como el análisis modal del ensamblaje de la bancada y el respaldo, el análisis térmico para el desarrollo de un sistema de enfriamiento por tiro forzado y el diseño del sistema de suspensión. Sin embargo, debido a las limitaciones de las licencias de Ansys

disponibles en la universidad y de tiempo, no fue posible incluir estos procesos en la presente investigación. Los siguientes apartados detallarán las razones detrás de estas limitaciones y proporcionarán una visión clara de las áreas que quedan pendientes de exploración y desarrollo en futuras investigaciones.

Este trabajo representa un esfuerzo significativo para avanzar en el conocimiento en el campo de la ingeniería aeroespacial en el país y contribuir a la construcción de equipos especializados. Además, busca ofrecer una perspectiva valiosa para futuros proyectos de diseño y construcción de excitadores electrodinámicos y sistemas relacionados.

En la actualidad, el área aeroespacial a nivel estudiantil está experimentando un crecimiento constante en la región. En Guatemala, varias asociaciones e instituciones han invertido tiempo y recursos en la formación de programas espaciales. En la Universidad del Valle de Guatemala (UVG), se llevó a cabo con éxito una misión espacial en 2020 con el nanosatélite Quetzal 1. Sin embargo, la validación de los componentes se realizó en el laboratorio *Higgs Centre for Innovation* en Escocia. Esto implicó costos de envío y no se tenía la certeza de que las piezas cumplieran con los estándares y superaran las pruebas requeridas por las instituciones. Por lo tanto, surge la necesidad de adquirir el equipo necesario para realizar estas pruebas dentro del laboratorio aeroespacial de la UVG.

En el mercado existen equipos comerciales dedicados a la realización de pruebas vibratorias tanto libres como aleatorias. Varias universidades alrededor del mundo, aunque no tengan las capacidades para validar componentes, optan por adquirir e instalar estos equipos en sus laboratorios aeroespaciales. Esto les brinda la certeza de que los componentes o el ensamblaje final del nanosatélite superarán las pruebas, lo que ahorra costos de envío y evita pruebas fallidas.

Sin embargo, el precio de estos equipos supera los \$30 000 por lo tanto, se opta por utilizar estos equipos comerciales como referencia en el diseño y selección de elementos, componentes y materiales. La realización de este proyecto permitirá a la universidad contar con su propio banco de pruebas vibratorias mecánicas, lo que facilitará la realización de pruebas internas a los componentes empleados en los nanosatélites. Esto reducirá los costos de la misión y proporcionará una mayor certeza en cuanto al cumplimiento de los estándares y la superación de las pruebas requeridas.

El departamento de Ingeniería Mecánica de la UVG reconoció la importancia de llevar a cabo este proyecto para determinar la viabilidad entre la adquisición de uno de estos equipos comerciales o asignar un presupuesto para la fabricación interna. Se tomarán como referencia los bancos de pruebas comerciales mencionados anteriormente, implementados en las universidades *Naval Postgraduate School, California Polytechnic State University* y *Western Michigan University*, para asegurar el cumplimiento de los requisitos internacionales

aplicables. Esto garantizará la fiabilidad de las pruebas implementadas en los componentes empleados en los nanosatélites y fortalecerá la capacidad del laboratorio aeroespacial de la UVG en la realización de misiones espaciales. Con este banco de pruebas interno, la UVG podrá continuar contribuyendo de manera significativa al desarrollo de proyectos aeroespaciales y fomentar la investigación y formación en el campo de la ingeniería aeroespacial en la región.

### 3.1. Objetivo general:

Diseñar un banco de vibraciones mecánicas para realizar pruebas aleatorias a componentes de nanosatélites de proyectos aeroespaciales en la Universidad del Valle de Guatemala.

### 3.2. Objetivos específicos:

1. Definir los parámetros y características requeridos para el diseño del banco de vibraciones mecánicas en conformidad con las pruebas de vibración aleatoria descritas en el estándar GEVS de NASA para componentes de carga secundaria.
2. Calcular y diseñar los componentes del banco de vibraciones mecánicas capaces de producir las vibraciones aleatorias definidas en el objetivo anterior, considerando aspectos técnicos y de seguridad.
3. Validar el procedimiento y resultados de los cálculos magnéticos mediante el uso de *software* pertinente para asegurar la precisión y confiabilidad del banco de pruebas.
4. Generar un presupuesto basado en la selección de materiales y componentes necesarios según los cálculos necesarios, para evaluar la viabilidad económica de ambas opciones: compra de un banco comercial contra la construcción interna.





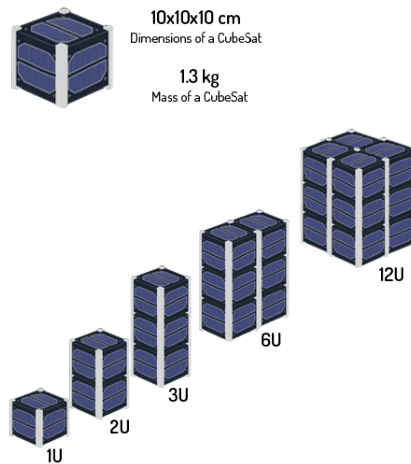
### 4.1. CubeSat

El programa *CubeSat* es una iniciativa desarrollada por *California Polytechnic State University, San Luis Obispo (CalPoly)*, que establece un estándar para nanosatélites. Estos satélites, conocidos como *CubeSats* tienen un tamaño y una configuración específica para facilitar su despliegue en el espacio, minimizando el riesgo que este puede significar para la carga principal. La finalidad principal del programa es permitir a las universidades y otras instituciones educativas enviar satélites con fines educativos y de investigación como cargas secundarias en misiones espaciales. (Cal Poly, 2022)

El estándar define una unidad de CubeSat ( $1U$ ) como un cubo de 10 centímetros y una masa máxima de 1.33 kilogramos. Además, se permite la configuración de CubeSats en múltiplos de esta unidad básica, como:  $1U$ ,  $1.5U$ ,  $2U$ ,  $3U$ ,  $6U$  y  $12U$ , lo que significa que se pueden formar ensambles más grandes compuestos por múltiples unidades básicas.

Uno de los equipos utilizados comúnmente para el despliegue de CubeSats es el CalPoly P-Pod. Este dispositivo tiene capacidad para albergar un CubeSat de  $3U$ , lo que significa que puede contener un ensamblaje de CubeSats en una configuración de 3 unidades básicas ( $3U$ ), como tres CubeSats individuales de  $1U$  o un solo CubeSat de  $3U$ . (NASA, 2017a)

Figura 1: Unidades CubeSat.



Fuente: (Space, [s.f.](#)).

## 4.2. Vibraciones

### 4.2.1. Tipos de vibraciones

Los sistemas vibratorios se pueden clasificar según el régimen y las características a las cuales están sometidos. Se genera vibración libre tras la aplicación repentina de una fuerza a un sistema elástico tales como vigas, ejes o resortes lo que genera desequilibrio, provocando desplazamiento a cierta frecuencia conocida como frecuencia natural. Mientras que, un sistema de vibración forzada ocurre cuando se somete a fuerzas periódicas adicionales a las fuerzas de gravedad y del resorte. Estas fuerzas periódicas pueden generar respuestas vibratorias específicas en el sistema. (Weaver et al., [1990](#))

Por otro lado, los sistemas se pueden clasificar según el régimen de energía, en el caso de los sistemas sin amortiguamiento, estos no pierden energía por lo que únicamente transforman de potencial a cinética. Por el contrario, los sistemas amortiguados disipan energía, apegándolo más a modelos reales.

Además, según el comportamiento de los elementos que conforman un sistema se determina si el sistema es lineal o no lineal. Los sistemas lineales son aquellos donde las fuerzas y desplazamientos son proporcionales y por lo tanto la respuesta directamente proporcional a la excitación aplicada. Por ejemplo, en un amortiguador lineal, la fuerza y la velocidad son proporcionales. Por el contrario, los sistemas no lineales presentan relaciones no proporcionales entre fuerzas y desplazamientos lo que puede dar respuestas no lineales. Por último, cuando se conocen las magnitudes y características de las fuerzas aplicadas al sistema en todo momento, se dice que el sistema es determinístico lo que permite predecir y analizar el comportamiento con precisión. Caso contrario, cuando no se conocen las magnitudes de las fuerzas el sistema es no determinístico o aleatorio por lo que se requiere un análisis estadístico con de valores promedio o probabilidades.

En vibraciones mecánicas forzadas se presenta un fenómeno denominado resonancia, el cual se da cuando la frecuencia de la fuerza aplicada coincide con la frecuencia natural del sistema, lo que genera la formación de vibraciones caóticas, las cuales incrementan de magnitud con el tiempo, provocando la falla. La resonancia es un aspecto importante por considerar en el diseño y análisis de sistemas vibratorios para evitar posibles problemas o riesgos. (Kelly, 2000)

#### 4.2.2. Modo normal de vibración

En sistemas de más de un grado de libertad, se presentan los modos normales de vibración, que se generan a ciertas relaciones específicas de amplitudes y frecuencias del ensamble o sistema. Estos modos de vibración se definen por las condiciones de movimiento de los elementos y las frecuencias a las que se encuentran.

En cada modo, se produce una frecuencia fundamental. La cantidad de modos normales de vibración que presenta un sistema está determinada por el número de grados de libertad que posee.

#### 4.2.3. Fuentes de vibraciones

Un sistema aeroespacial se compone de un vehículo espacial y su carga, que a su vez incluye la carga principal, los motores, los combustibles y posibles cargas adicionales, como los CubeSats. Este sistema se ve naturalmente expuesto a vibraciones, las cuales pueden tener tres fuentes principales: acústica, aerodinámica y mecánica. Estas vibraciones pueden llegar a ser lo suficientemente intensas como para causar daños estructurales por fatiga o afectar la integridad de los componentes.

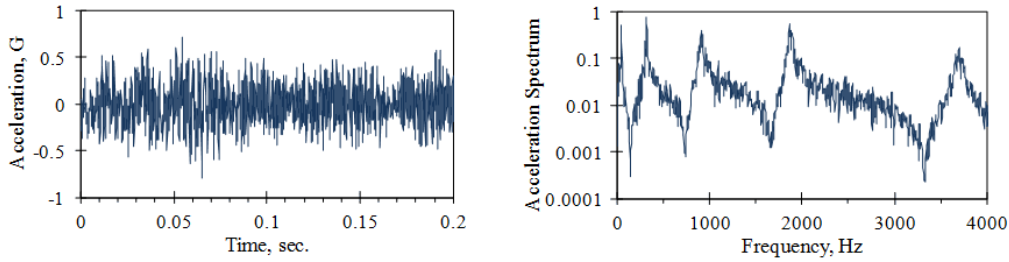
Para garantizar la integridad estructural y la confiabilidad de los componentes, es fundamental determinar el ambiente vibratorio al que estará sometido el sistema. Esto se logra mediante pruebas de validación y/o aceptación que evalúan el comportamiento del sistema bajo condiciones de vibración realistas.

En este trabajo, se centró específicamente en las fuentes de vibración mecánica, las cuales provienen de los motores, bombas, compresores y otros equipos dentro del vehículo espacial. Sin embargo, es importante tener en cuenta que las vibraciones mecánicas no solo ocurren durante el tiempo de vuelo, sino también durante el transporte del vehículo espacial y al separar las fases de la nave, entre otros momentos. Siendo estas de menor magnitud por lo que no se toman en cuenta. (NASA, 2021)

### 4.3. Densidad Espectral de Potencia

La Densidad Espectral de Potencia (PSD), comúnmente denominada así por sus siglas en inglés, describe la distribución de potencia de una señal a través de las diferentes frecuencias que la conforman. Esto permite identificar el rango de frecuencias donde se concentran las variaciones de potencia, facilitando el estudio de las señales en el dominio de la frecuencia.

Figura 2: Gráfico comportamiento aleatorio.



Fuente: («What is the PSD?», [s.f.](#)).

Desde una perspectiva matemática, la PSD se define como el cuadrado de la Transformada de Fourier de la señal, dividido por el ancho de banda espectral. La PSD es una herramienta valiosa en el análisis de vibraciones mecánicas y otras señales, ya que proporciona información sobre la distribución de energía en el espectro de frecuencias. Obteniendo así las principales frecuencias que afectan al sistema.

La fórmula que describe la PSD es la siguiente:

$$S_x(f) = \frac{|X(f)|^2}{T} \quad (1)$$

Donde:

- $S_x(f)$ : Representa la PSD de la señal  $x(t)$ .
- $X(f)$ : Transformada de Fourier de la señal.
- $T$ : Ancho de banda espectral o la duración de la señal en el dominio del tiempo.

Esta herramienta permite determinar el nivel de excitación y, en consecuencia, las cargas dinámicas a las que los componentes serán sometidos durante las pruebas de validación. Brindando información esencial para la toma de decisiones en el diseño mecánico. (Dennis, [2020](#))

#### 4.3.1. Octava

Cuando se analizan las vibraciones dentro de un rango específico, se puede observar que en algunos casos existe una relación de proporción de dos entre las frecuencias. Esto significa que la frecuencia máxima es el doble de la frecuencia mínima, por ejemplo, 100 - 200 Hz o 150 - 300 Hz, entre otros ejemplos. Esta relación de frecuencias se denomina “una octava de diferencia”.

En el contexto de las vibraciones, se utilizan las pendientes en  $\pm$  dB/OCT (decibelios por octava) para describir la variación en la amplitud o potencia con respecto a la frecuencia. En las gráficas de respuesta de frecuencia, esta variación se expresa como  $G^2/Hz$ . Donde  $G$  [aceleración/gravedad], representa las fuerzas  $g$ .

### 4.3.2. Decibel

Los valores que describen el cambio o relación entre dos cantidades de manera logarítmica de las vibraciones o de sonido se representan comúnmente con el término decibelio (dB). Estas relaciones pueden ser de potencia, densidad, aceleración, amplitud, voltaje y corriente

$$dB = 10 \log \left( \frac{P}{P_o} \right) \quad (2)$$

Donde  $P_o$  es la potencia de referencia  $[W]$ , y como está relacionada con la raíz cuadrada del voltaje, también puede expresarse de la siguiente manera:

$$dB = 10 \log \left( \frac{X}{X_o} \right)^2 = 20 \log \left( \frac{X}{X_o} \right) \quad (3)$$

Donde  $X_o$  es un voltaje o amplitud de referencia.

Esto posibilita la expresión de relaciones en una escala logarítmica, lo que, a su vez, facilita la comparación y el análisis de un amplio rango de valores. Es por esta razón que su aplicación en la mecánica es particularmente relevante en el contexto de las vibraciones aleatorias.

## 4.4. Vibraciones aleatorias

Las vibraciones aleatorias están compuestas por un espectro de frecuencias donde las amplitudes varían de manera aleatoria. Por lo tanto, representan un acercamiento más realista a los modelos reales, ya que las cargas que generan suelen ser las más significativas.

Dado que su comportamiento no se puede describir mediante ecuaciones matemáticas convencionales, se requiere el uso de herramientas estadísticas. Una de las métricas comunes utilizadas en este contexto es la Raíz Cuadrada de la Media (*RMS*, por sus siglas en inglés) de los valores de aceleración. Esta métrica permite caracterizar la magnitud promedio de la intensidad de aceleración en un sistema de vibraciones aleatorias, generando una señal equivalente constante que representa la intensidad de las vibraciones.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (4)$$

Por lo tanto:

$$G_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \quad (5)$$

Donde:

- $G_{RMS}$ : valor *RMS* de la aceleración  $m/s^2$ .
- $N$ : cantidad de puntos en la señal de aceleración.
- $a_i$ : valor de aceleración en los distintos puntos  $m/s^2$ .

Debido a que la magnitud de la vibración aleatoria varía según el ancho de banda, es beneficioso dividir el promedio entre anchos de banda pequeños. De esta forma, se obtiene la unidad  $G_{rms}^2/Hz$  que se suele expresar como,  $G^2/Hz$  para denotar la amplitud de las vibraciones aleatorias. Para calcularla, se divide el rango de frecuencias entre los anchos de banda, y para cada ancho de banda es necesario determinar  $G_{rms}$ , se eleva al cuadrado y divide por el ancho de banda. Es decir, si  $G^2/Hz$  es  $x$  para un ancho de banda entre  $a$  y  $b$  entonces la  $G_{rms}$  para  $a$  está dada por la siguiente expresión.  $x^2/a [G^2/Hz]$ .

Figura 3: Captura del ejemplo de VR.

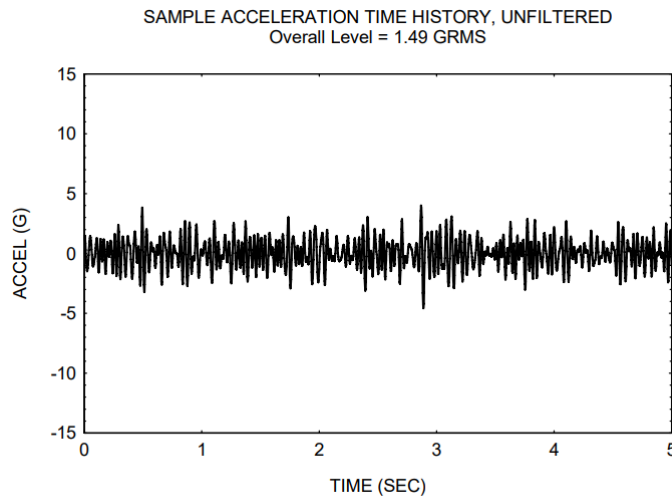


Figure 1.

Fuente: («What is the PSD?», [s.f.](#)).

Por lo tanto haciendo uso del ejemplo presentado por Vibration Data. Como se observa en la Figura No. [3](#), con un valor  $GRMS = 1.49$ , entre las frecuencias 10 y 40 [Hz] respectivamente.

Se generan subintervalos de  $10Hz$  cada uno y se obtiene la siguiente tabla.

Cuadro 1: Ejemplo para obtener datos *PSD*

Intervalo [Hz]	Frecuencia central [Hz]	Valor $GRMS$	Valor $GRMS^2$	Ancho de banda [Hz]	PSD $GRMS^2/Hz$
10 a 20	15	0.68	0.46	10	0.046
20 a 30	25	1.08	1.17	10	0.117
30 a 40	35	0.53	0.53	10	0.053

Fuente: Elaboración propia, a partir del ejemplo de VR, («What is the PSD?», [s.f.](#)).

El valor de aceleración de la vibración aleatoria obtenido se asigna a la frecuencia en el centro de su ancho de banda. Al evaluarlo contra la frecuencia, se genera el gráfico de

Espectro de Densidad de Potencia o el Espectro de Densidad de Aceleración [(PSD) (ASD)] respectivamente por sus siglas en inglés.

Por último, si se desea determinar el valor total  $G_{rms}$  de un gráfico de ASD, se debe integrar para el rango completo de frecuencias del sistema y luego aplicar la raíz cuadrada. (Martino & Harri, 2016)

## 4.5. Pruebas vibratorias

La aplicación de pruebas vibratorias a los elementos que componen las cargas del vehículo espacial es fundamental para reducir los riesgos durante el tiempo de vuelo, minimizando la probabilidad de fallas de diseño o construcción. Estas pruebas están regidas por los estándares PT-TE-1413 del memorándum 4322A. Asimismo, es crucial asegurarse de que el diseño, los materiales y las capacidades de manufactura utilizados para el prototipo de pruebas sean idénticos a los empleados en el ensamble final. Esta congruencia garantiza que los resultados de las pruebas sean representativos y confiables para validar la calidad y confiabilidad de los componentes del vehículo espacial. (NASA, 2017b)

### 4.5.1. Tipos de pruebas vibratorias

- Aleatorias
- Barrido sinusoidal
- Choque
- Modal

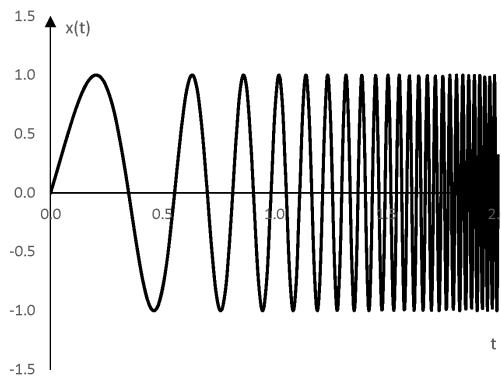
#### Vibración aleatoria

Las vibraciones aleatorias son más representativas de las condiciones reales que experimentan los componentes durante una misión espacial. Estas vibraciones pueden ser de naturaleza intrascendente o trascendente, dependiendo de si el promedio de las propiedades de la señal varía con el tiempo. En la fase de despegue del vehículo espacial, gran parte de las vibraciones generadas son de naturaleza trascendente. Esta prueba tiene como objetivo obtener los esfuerzos a los que se somete el CubeSat. Para realizar la prueba, se requiere el espectro de densidad proporcionado en el manual de usuario del vehículo espacial utilizado en la misión. En el presente proyecto, se implementa la curva de densidad espectral de potencia (PSD) presentada por la NASA en el documento GEVS. Esta prueba somete al dispositivo bajo prueba a varias amplitudes al mismo tiempo obteniendo así la resistencia y durabilidad del equipo. (George & Barsoum, 2019)

## Barrido sinusoidal

Se lleva a cabo en un rango bajo de frecuencias la cual se realiza en régimen de amplitud e intervalos constantes *oct/min* barriendo un rango de frecuencias de interés en un intervalo de tiempo dado. Se realizan antes y después de aplicar pruebas aleatorias y de choque. El objetivo principal es determinar si el elemento o el sistema ensamblado entra en resonancia. Se considera que la prueba es exitosa si las variaciones entre los valores de resonancia en la prueba previa y posterior son menores al 10%. Variaciones mayores al 10% pueden indicar fallas en las precargas de los sujetadores y tornillos. Para las pruebas barrido sinusoidal (*SineSweep* en inglés), el estándar de la NASA establece que deben emplearse en el rango de frecuencia de 5 - 100 Hz a un alto nivel de aceleración (*4Oct/min*). (Kaushish, 2014)

Figura 4: Gráfico barrido sinusoidal.



Fuente: («Sine sweep | RecordingBlogs», s.f.).

## Choque

Simula condiciones extremas y repentinas de aceleración y desaceleración que pueden experimentar los componentes y equipos en un vehículo espacial. Durante esta prueba, el componente o sistema se somete a impactos de alta energía o desaceleraciones bruscas, lo que genera fuerzas y aceleraciones significativas que ponen a prueba su integridad estructural y funcionalidad.

## Modal

Las pruebas modales se enfocan en asegurar que las frecuencias fundamentales longitudinales y laterales de las estructuras primarias y secundarias del CubeSat superen los mínimos establecidos por el vehículo espacial. Para esta prueba, se realiza primero un análisis computacional utilizando programas como Ansys<sup>®</sup> mediante la aplicación de Elementos Finitos. Posteriormente, con la ayuda de la prueba de barrido sinusoidal, se verifica que el ensamble se mantenga alejado de las frecuencias naturales del sistema. Es importante que el primer modo de vibración del sistema sea mayor a 100 Hz. (George & Barsoum, 2019)



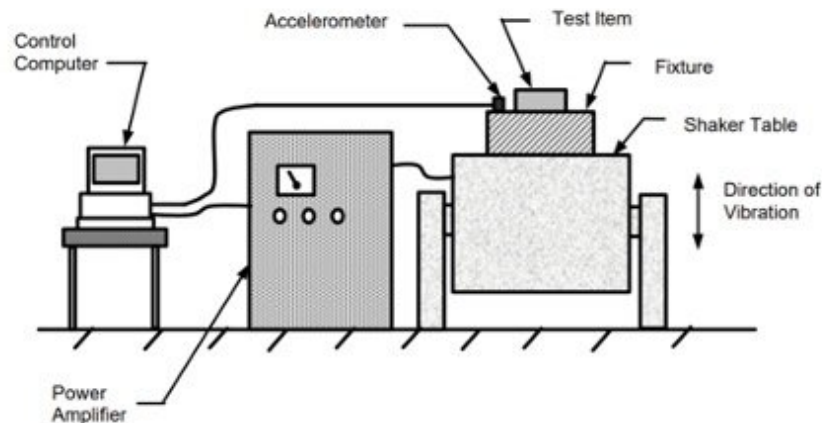
#### 4.5.2. Elementos finitos

El método de elementos finitos también conocido como FEM por sus siglas en inglés, es una técnica de aproximación que descompone un dominio o estructura compleja en un número finito de elementos más simples, conectados entre sí en nodos. Estos elementos se comportan como aproximaciones locales de la estructura original, permitiendo analizar el comportamiento global del sistema de manera más sencilla. Cada elemento tiene un conjunto de ecuaciones que describen su comportamiento y están relacionadas con las ecuaciones de los elementos adyacentes a través de condiciones de contorno y conectividad nodal. Estas ecuaciones se representan como un conjunto de vectores, los cuales son susceptibles de ser tratados mediante métodos numéricos. (Larson & Bengzon, 2013)

#### 4.5.3. Equipo para pruebas vibratorias

Para llevar a cabo la prueba de vibración se requiere de equipo capaz de generar y amplificar la señal, producir el movimiento, así como de medir, adquirir y procesar las señales generadas.

Figura 5: Componentes del equipo.

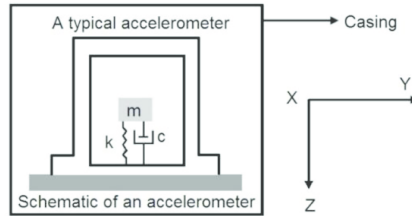


Fuente: («Random vibration testing», 2021).

- Acelerómetro
- Adquisición de señal
- Amplificador de señal
- Controlador
- Elementos de sujeción
- Excitador
- Generador de señal

**Acelerómetro:** Es un ensamble piezoeléctrico que consta de un sistema masa-resorte-amortiguador de un grado de libertad. Al ser excitado, genera un voltaje directamente proporcional a la aceleración que actúa sobre él, lo que lo hace útil para medir vibraciones y aceleraciones. Su respuesta se implementa en el sistema de control como una constante (Zhou et al., 2014). Existen diferentes tipos de estos sensores, como los unidireccionales y multidireccionales. Su respuesta se expresa en  $[g]$ , que corresponde a las dimensiones con dimensionales  $m/s^2$  en el sistema internacional y se caracterizan por el rango de frecuencias al que pueden operar.

Figura 6: Diagrama acelerómetro.



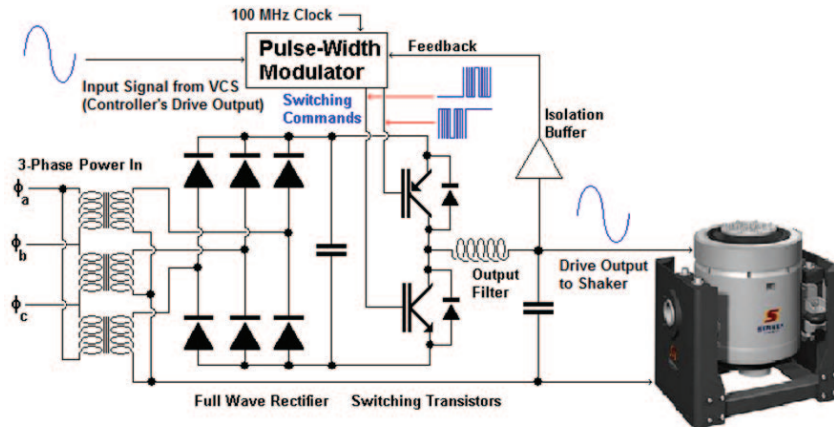
Fuente: (Qazizada & Pivarciova, 2016).

**Amplificador:** Los amplificadores son dispositivos electrónicos diseñados para aumentar la amplitud de una señal eléctrica de entrada. A la amplificación generada se le conoce como ganancia y se mide en decibelios  $dB$ . Además, los amplificadores de potencia se dividen en clases y tipo de control, siendo las más comunes las clases  $A$ ,  $B$ ,  $AB$  y  $C$ , mientras que los tipos de control mediante voltaje o corriente. En este contexto particular, se utilizan amplificadores de Clase  $D$ , también conocidos como amplificadores conmutados, debido a su alta eficiencia, tamaño reducido y bajo peso. Estos amplificadores operan mediante la conmutación de transistores en lugar de realizar una amplificación lineal o continua. Para lograr esta amplificación, se utiliza la modulación por ancho de pulsos ( $PWM$ , por sus siglas en inglés), la cual se lleva a cabo mediante transistores MOSFET para controlar la corriente de salida. Además, se utilizan amplificadores de control de corriente, ya que garantizan una corriente de salida constante independientemente de las variaciones en la impedancia del excitador electrodinámico. Los transistores MOSFET son compuertas electrónicas que, al recibir una tensión adecuada, permiten el flujo de corriente, funcionando como interruptores controlados por voltaje. Estos transistores se dividen en dos tipos principales: N-MOSFET y P-MOSFET. Los N-MOSFET se activan con una tensión positiva en la compuerta, mientras que los P-MOSFET requieren una tensión negativa para su activación. (Learn About Electronics, 2012)

En la Figura 7, se presenta el diagrama eléctrico de un amplificador Clase  $D$  de la marca Sentek. Desde la parte superior izquierda, comienza con la entrada de la señal generada por el sistema de control, denominada *Input Signal from VCS*. Esta señal se somete a un proceso de modulación por ancho de pulsos ( $PWM$ ) en el *Pulse-Width Modulator*, que la divide en componentes positivas y negativas, conocidas como *Switching Commands*. Estos pulsos se envían a los transistores MOSFET, denominados *Switching Transistors* donde se amplifican las señales positivas y negativas por separado. Luego, la señal amplificada pasa a través de un filtro pasa baja llamado *Output Filter*, donde se obtiene nuevamente una señal amplificada que finalmente se dirige al excitador electrodinámico en *Drive Output to Shaker*.

En la parte inferior izquierda, se encuentran las tres conexiones del sistema trifásico, conectadas a las respectivas bobinas del transformador del amplificador bajo la denominación *3-Phase Power In*. A continuación, se observa una disposición de diodos rectificadores en un *Full Wave Rectifier* que convierten la corriente alterna en pulsos utilizables para alimentar los transistores MOSFET.

Figura 7: Diagrama del amplificador.



Fuente: («Introduction to sentek dynamics vibration testing systems - page 3», s.f.).

**Controlador:** También conocido como sistema de control, el controlador es el encargado de unificar las respuestas de los diferentes componentes de un sistema en un lazo cerrado, controlado por la señal deseada. Su función principal es determinar la señal ideal a partir de la función de error para lograr la respuesta deseada.

En el caso particular que nos ocupa, el controlador recibe la señal del acelerómetro, la compara con la curva PSD y genera una señal que es amplificada y enviada al agitador. (Stanbury et al., 2017)

Figura 8: Diagrama control.

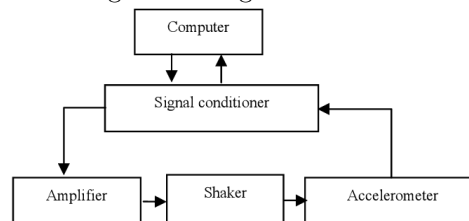
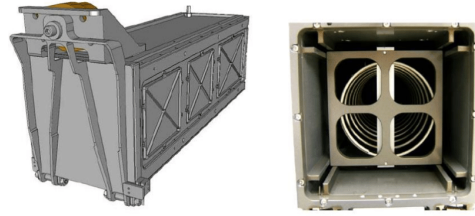


Figure 3: Closed Loop Scheme for the Active Control.

Fuente: (Gomesa et al., 2007).

**Elemento de sujeción:** Además de las interfaces agitador-banco o agitador-superficie deslizante, es necesario contar con una sujeción interna entre el banco y el elemento bajo prueba. Esta sujeción debe ser rígida y liviana, además de permitir la transmisibilidad uniforme y distribuida de la energía. Dado que las pruebas requieren aplicar carga en las tres caras ortogonales, el sistema de sujeción debe permitir la rotación en cada eje X, Y y Z. (THERMOTRON, 2016)

Figura 9: CAD y fotografía de el P-POD.

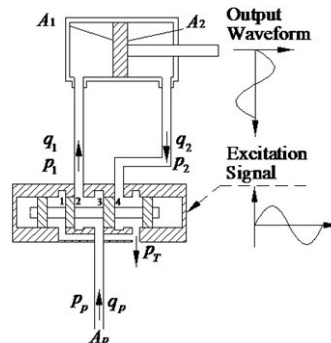


Fuente: (Burger et al., 2013).

**Excitador:** Es el elemento encargado de generar movimiento mecánico el cual se transmite al elemento bajo prueba. Este se diseña con el fin de operar a un rango de fuerzas o desplazamientos en un rango de frecuencias. Existen mecánicos, electrodinámicos y electrohídricos.

**Electrohídrico:** Utilizando émbolos y fluido hidráulico para generar el desplazamiento. Gracias a este sistema, son capaces de mover masas significativas, aunque tienen la limitante de no alcanzar frecuencias altas. Por lo tanto, se emplean comúnmente en situaciones donde se necesita una fuerza considerable, frecuencias por debajo de los 5 Hz y/o donde se requiere una amplitud elevada. (Rao, 2011)

Figura 10: Excitador electrohídrico.



Fuente: (Meng et al., 2016).

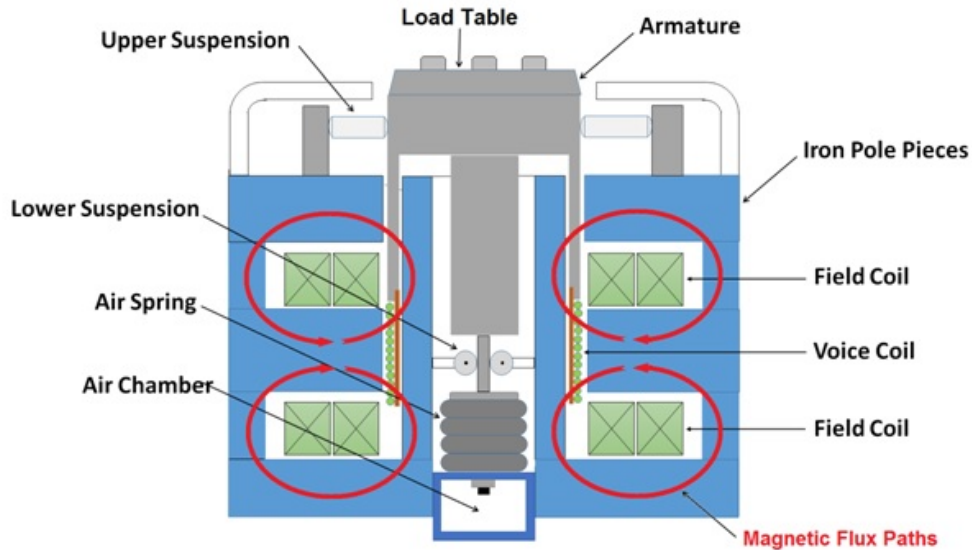
**Electrodinámicos:** El funcionamiento básico del excitador electrodinámico se basa en la interacción de un campo magnético generado por una bobina móvil *Voice Coil* y un campo permanente generado por un imán o bobina fija *Field Coil*. El campo magnético generado se concentra en la bobina móvil mediante el circuito magnético *Iron Pole Pieces*, siguiendo las líneas de flujo magnético *Magnetic Flux Paths*. Cuando se aplica una corriente eléctrica a la bobina móvil, se genera un campo magnético variable que interactúa con el campo magnético permanente, lo que resulta en la generación de una fuerza proporcional a la corriente aplicada. Esta fuerza causa un desplazamiento del excitador, que se transmite a la estructura o componente en prueba en la bancada *Load Table*.

La magnitud de la fuerza generada depende de factores como la densidad magnética, el diámetro y longitud de la bobina y la corriente aplicada. Sin embargo, es importante tener en cuenta que estos excitadores pueden estar limitados por el calentamiento de la bobina y los elementos móviles. Por lo tanto, en ciertos casos, se recomienda agregar un sistema de

enfriamiento para mantener el equipo en condiciones óptimas de funcionamiento.

La fuerza y el desplazamiento generados por el excitador electrodinámico pueden ser controlados con precisión mediante la manipulación de la corriente aplicada. Esto permite realizar pruebas de vibración en un amplio rango de frecuencias y amplitudes, lo que es fundamental para evaluar la respuesta dinámica de sistemas mecánicos y determinar su comportamiento en condiciones reales. (Rao, 2011)

Figura 11: Excitador electrodinámico.



Fuente: («Introduction to sentek dynamics vibration testing systems - page 3», s.f.).

**Generador de señal:** Se utiliza el término 'generador de señales' para referirse a cualquier equipo capaz de producir señales electrónicas, las cuales suelen ser en forma de onda. Sin embargo, en el caso de las señales aleatorias, suelen superponerse varias señales, lo que se conoce como 'ruido blanco'. El ruido blanco es un tipo de señal aleatoria que contiene componentes de todas las frecuencias con igual intensidad en el espectro de frecuencia audible 20 – 20,000 [Hz], lo que lo hace 'plano' en su distribución de energía en función de la frecuencia. En otras palabras, las amplitudes de las señales están uniformemente distribuidas en todo el espectro de frecuencias, lo que significa que presenta una densidad espectral de potencia (PSD) constante.

## 4.6. Electromagnetismo

El campo magnético es una región del espacio donde una carga eléctrica puntual sufre efectos de una fuerza perpendicular a su desplazamiento. La densidad de este campo en un punto específico se representa mediante el vector  $\vec{B}$  conocido como inducción magnética o densidad de flujo magnético. Este campo se visualiza mediante líneas de inducción, las cuales deben cumplir que la tangente a una línea en cualquier punto indica la dirección del vector  $\vec{B}$  en ese punto, y el número de líneas por unidad de área debe ser proporcional a la

magnitud de  $\vec{B}$  (Barco et al., 2012).

Cuando una carga positiva se desplaza con una velocidad  $\vec{V}$  a través de una región con densidad magnética  $\vec{B}$ , la carga experimenta una fuerza  $\vec{F}$  perpendicular al plano generado por los vectores  $\vec{V}$  y  $\vec{B}$ . Por lo tanto, al aplicar una corriente  $I$  a un conductor de longitud  $L$  dentro de un campo magnético con inducción  $B$ , una fuerza  $\vec{F}$  se ejerce sobre el conductor y esta fuerza se define como:

$$\vec{F} = \vec{B}LI \quad (6)$$

Donde:

- $F$ : Fuerza [ $N$ ].
- $\vec{B}$ : Inducción magnética [ $T$  o  $Wb/m^2$ ].
- $L$ : Longitud del conductor [ $m$ ].
- $I$ : Corriente eléctrica [ $A$ ].

Por otro lado, el flujo magnético  $\phi$  representa la cantidad de líneas de inducción que atraviesan una superficie dada y se mide en Weber [ $Wb$ ] y relaciona la inducción magnética con el área transversal mediante la ecuación:

$$\phi = BA \quad (7)$$

Donde:

- $\phi$ : Flujo magnético [ $Wb$ ].
- $B$ : Densidad magnética [ $T$ ].
- $A$ : Área transversal [ $m^2$ ].

Además, la intensidad magnética  $H$  representa la fuerza que actúa sobre las partículas cargadas en movimiento, es decir, cuán intenso es el campo magnético generado. Se define como la relación entre la corriente  $I$  y la longitud  $L$  del conductor:

$$H = \frac{IN}{L} \quad (8)$$

Donde:

- $H$ : Intensidad magnética [ $A/m$ ].
- $I$ : Corriente eléctrica [ $A$ ].
- $L$ : Longitud del conductor [ $m$ ].
- $N$ : Número de espiras.

### 4.6.1. Propiedades magnéticas de los materiales

La corriente eléctrica que fluye a través de un material ferromagnético se conoce como corriente de magnetización. Esta corriente genera un campo magnético, lo que resulta en que el material se comporte como un imán. La magnitud y la dirección del magnetismo generado se representan mediante el vector  $\vec{M}$ . La propiedad que caracteriza la facilidad con la que un material puede magnetizarse en presencia de un campo magnético externo se llama permeabilidad magnética.

Los materiales se clasifican en función de su susceptibilidad magnética, que es la medida de su respuesta ante un campo magnético. Se distinguen principalmente tres categorías:

- Paramagnéticos: su susceptibilidad es positiva y, por ende, son débilmente atraídos por un imán.
- Diamagnéticos: su susceptibilidad es negativa y, por ende, son débilmente repelidos por un imán.
- Ferromagnéticos: permiten ser fuertemente magnetizados e incluso mantienen el magnetismo tras retirar el campo magnético externo.

La susceptibilidad de los materiales indica cómo responden a un campo magnético. Sin embargo, todos los materiales tienen un punto de saturación magnética, que es su límite máximo de permeabilidad. Cuando un material se satura magnéticamente, su respuesta al campo magnético ya no puede aumentar.

Además de la susceptibilidad magnética, otra propiedad relevante es la reluctancia, que mide la resistencia de un material al paso de las líneas de campo magnético a través de él. La reluctancia depende de factores como la longitud, la permeabilidad y el área transversal del material.

$$R = \frac{l}{\mu A} \quad (9)$$

Donde:

- $R$ : Reluctancia magnética [ $A/H$ ].
- $l$ : Longitud del material [ $m$ ].
- $\mu$ : Permeabilidad magnética del material [ $Tm/A$ ].

## 4.7. Circuito magnético

La bobina es un conductor enrollado en forma de espiral sobre una superficie cilíndrica por el que circula corriente eléctrica, con el fin de generar un campo magnético. Para determinar el campo magnético  $B$  generado por la bobina es necesario aplicar la ley de Ampere.

Donde es necesario conocer la corriente que circula por el conductor y la cantidad de veces que esta enrollado (espiras).

$$B = \mu_o NI \quad (10)$$

Donde:

- $\mu_o$ : Permeabilidad magnética del vacío [ $Tm/A$ ].
- $N$ : Numero de espiras.
- $I$ : Corriente aplicada al conductor [ $A$ ].

Las bobinas, al generar un campo magnético debido al paso de corriente alterna, almacenan energía; a este fenómeno se le conoce como inductancia. Por otro lado cuando se tiene una bobina por la cual circula corriente la cual varia con el tiempo (corriente alterna) se genera un fenómeno denominado auto inductancia.

$$L = \frac{N\phi}{I} \quad (11)$$

Donde:

- $L$ : Inductancia [ $H$ ].
- $N$ : Numero de espiras.
- $\phi$ : Flujo magnético [ $Wb$ ].
- $I$ : Corriente [ $A$ ].

Además por la presencia de la autoinducción en la bobina, el conductor experimenta la propiedad de la reactancia inductiva, que es la resistencia al flujo de corriente alterna. Esta resistencia se genera por la fuerza electromotriz inducida por el campo magnético, la cual se opone al cambio de corriente. La reactancia inductiva está dada por la frecuencia de la corriente alterna  $f$  y la inductancia  $L$  de la bobina mediante la siguiente expresión:

$$X_L = 2\pi fL \quad (12)$$

Donde:

- $X_L$ : Reactancia inductiva [ $Ohm$ ].
- $f$ : Frecuencia de la corriente alterna [ $Hz$ ].
- $L$ : Inductancia de la bobina [ $H$ ].



Se le denomina circuito magnético al conjunto de componentes que forman un camino cerrado por el cual fluye un flujo magnético. Los dos elementos principales son el núcleo ferromagnético y la o las bobinas. El núcleo ferromagnético es una pieza de material altamente permeable al flujo magnético. Y tiene como objetivo concentrar y guiar las líneas de campo magnético generadas por la bobina. Mientras que la bobina es un material conductor enrollado en forma de espiral alrededor del núcleo ferromagnético. Al aplicarle corriente se genera un campo magnético el cual fluye a través del núcleo cerrando el circuito magnético.

Sin embargo al circuito magnético se le pueden agregar espacios o separaciones entre los elementos del núcleo los cuales se conocen como entrehierro. En estos espacios el magnetismo fluye por lo que se puede aprovechar, pero es importante tomar en cuenta que la intensidad magnética en los espacios es menor a la del material ferromagnético, ya que ciertas líneas de flujo se escapan.

La magnitud de la fuerza magnética capaz de generar un circuito magnético se conoce como fuerza magnetomotriz (FMM) la cual es análoga a la fuerza electromotriz (FEM) en los circuitos eléctricos. La fuerza magnetomotriz esta determinada por la cantidad de vueltas o espiras de la bobina sobre el núcleo ferromagnético y la corriente que circula por la bobina.

$$F_{mm} = NI \tag{13}$$

Donde:

- $F_{mm}$ : Fuerza magnetomotriz [ $Av$ ].
- $N$ : Numero de espiras.
- $I$ : Corriente en la bobina [ $A$ ].

En este caso particular, el sistema se define como un circuito RL, que está compuesto por una resistencia y un inductor. La resistencia se debe a la resistividad intrínseca del material conductor, mientras que la variación de corriente en la bobina genera inductancia.



### 5.1. Investigación:

Se inició una investigación sobre los parámetros necesarios para llevar a cabo pruebas de vibraciones aleatorias a una carga espacial. Se determinó que era necesario cumplir con los parámetros establecidos en la tabla de densidad espectral de aceleración (ASD), la cual es proporcionada por el fabricante del vehículo espacial o la agencia espacial encargada del lanzamiento. Una vez obtenidos los conocimientos necesarios para comprender dichos gráficos, se aplicaron las ecuaciones correspondientes para descomponer los gráficos y determinar los parámetros y requisitos del banco de vibraciones.

Cuadro 2: Tabla de prueba de vibración aleatoria Gevs de NASA

Frecuencia [Hz]	Nivel ASD [ $g^2/Hz$ ] Calificación	Aceptación
20	0.026	0.013
20 - 50	+6dB/oct	+6dB/oct
50 - 800	0.16	0.08
800 - 2,000	-6dB/oct	-6dB/oct
2,000	0.026	0.013
Nivel general	14.1 $G_{rms}$	10.0 $G_{rms}$

Fuente: Elaboración propia, (NASA, 2017b).

Se pueden realizar pruebas en los rangos de aceptación o calificación, siendo este último más exigente. Por lo tanto, se decidió utilizar los parámetros de calificación. Para el rango de calificación, la tabla establece que las frecuencias de inicio y fin deben ser de 20 y 2,000 Hz, respectivamente, con un valor ASD de  $0.026G^2/Hz$  para ambas frecuencias. En cuanto a las frecuencias medias de 50 y 800 Hz, solo se especifica una pendiente de  $\pm 6dB/OCT$

respectivamente. De esta manera, se determinó un valor ASD específico de  $0.1615G^2/Hz$  constante para las frecuencias medias.

Para determinar el valor de la densidad espectral ASD para las frecuencias medias, se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$\#OCT = \log(f_H/f_L) \log(2) \quad (14)$$

$$db = 10 \log(ASD_H/ASD_L) \quad (15)$$

Donde:

- $f_H$ : Frecuencia alta [Hz].
- $f_L$ : Frecuencia baja [Hz].
- $ASD_H$ : ASD de la frecuencia alta [ $G^2/Hz$ ].
- $ASD_L$ : ASD de la frecuencia baja [ $G^2/Hz$ ].

Para la pendiente positiva, se disponía de los valores de ambas frecuencias, el valor ASD para la frecuencia baja y la pendiente. Con las ecuaciones (14) y (15) se determinó la relación de octavas #OCT y posteriormente se obtuvo el valor ASD para la frecuencia alta por medio de un despeje. Luego, se verificaron los resultados aplicando el mismo procedimiento para la pendiente negativa.

$$\#OCT = \log(50/20)/\log(2) = 1.32$$

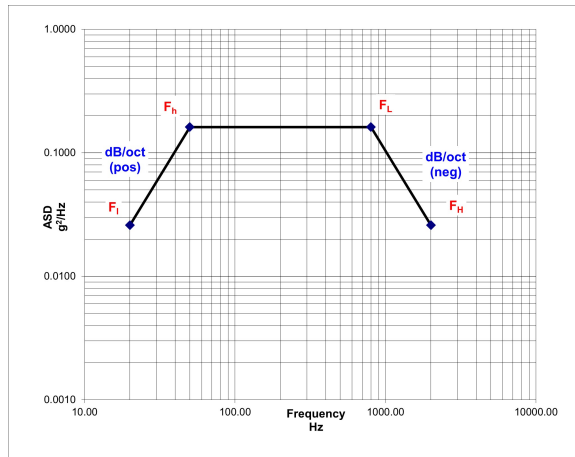
$$db = (6)(1.32) = 7.93$$

$$ASD_{@50Hz} = (20) \left(10^{7.93/10}\right) = 0.1615$$

Con los datos obtenidos, se generó el siguiente gráfico que representa la densidad espectral de aceleración ASD. Este gráfico muestra la variación de la amplitud de las vibraciones en función de la frecuencia.

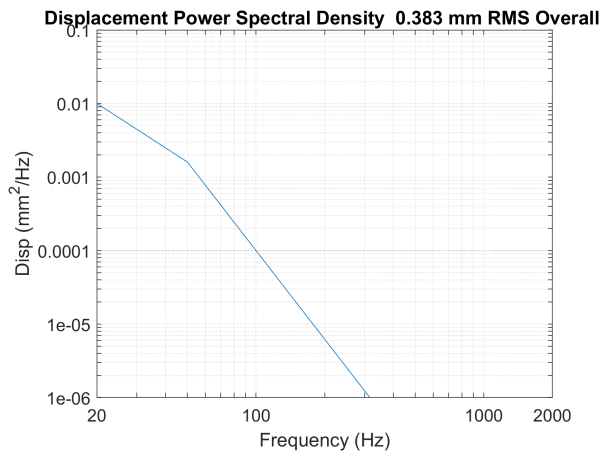
La Figura 12 fue generada utilizando un archivo Excel de acceso público, («Femci book - calculating grms», s.f.) el cual permite introducir las frecuencias junto con sus valores ASD correspondientes. Además, este archivo realiza el cálculo del valor RMS de la aceleración, el cual se determinó como  $14.19 G_{rms}$  coincidiendo con el que establece la tabla de prueba aleatoria, validando los datos obtenidos.

Figura 12: Gráfico ASD de calificación.



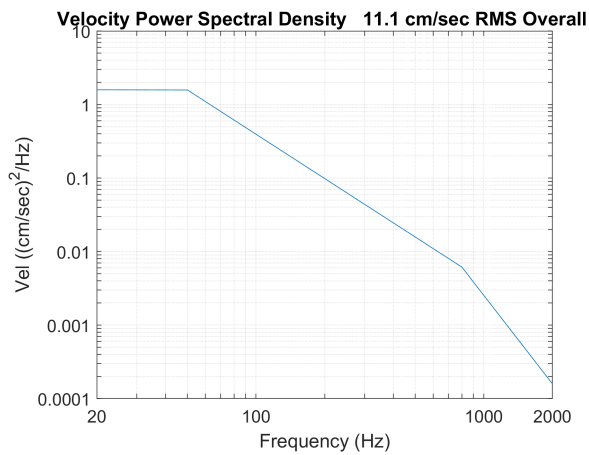
Fuente: Elaboración propia.

Figura 13: Gráfico de desplazamiento



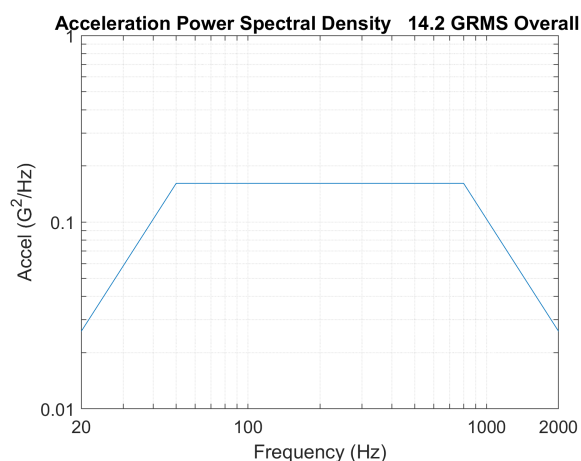
Fuente: Elaboración propia.

Figura 14: Gráfico de velocidad



Fuente: Elaboración propia.

Figura 15: Gráfico de aceleración



Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente, se utilizaron estos datos en el programa de acceso libre *Vibrationdata* («VibrationData Toolbox | enDAQ», [s.f.](#)) de la empresa enDAQ. Se ingresaron los datos mencionados anteriormente a través de un archivo Excel, con las frecuencias y el ASD en columnas sin encabezado. En la sección de análisis aleatorios de dicho programa, se obtuvieron los valores RMS del desplazamiento Figura [13](#), velocidad Figura [14](#) y aceleración Figura [15](#). Estos valores RMS se multiplicaron por  $3\sigma$  para garantizar que se pudieran reproducir el 99.73 % de los valores requeridos en la prueba, práctica común para asegurar una amplia cobertura de los datos.

Figura 16: TestPod.



Fuente: («Cubesat platforms», [s.f.](#)).

Por otro lado, aunque se tenía información sobre la masa del componente y el elemento de prueba TestPOD, la masa de la interfaz que conectaría el agitador con el TestPOD era desconocida. Como resultado, se estableció un límite de masa máxima de 6 kg para el conjunto del banco de sujeción, el TestPOD y el CubeSat. De estos, se asignaron 4 kg al CubeSat, 0.8 kg al TestPOD y 1 kg a una placa de magnesio de 1' x 1' x 1", para la bancada.

Después de obtener los valores de velocidad, aceleración y masa del sistema, se calculó la potencia mecánica máxima requerida para el agitador. Asimismo, utilizando la aceleración y

masa máxima establecida, se determinó la fuerza máxima necesaria. Una vez que se tuvieron definidos el rango de frecuencia, la potencia mecánica y fuerza máxima, se procedió a realizar los cálculos necesarios para el diseño del banco de vibraciones.

$$F_{max} = m_{tot} a_{rms} 3\sigma g \quad (16)$$

$$P_{max} = F_{max} v_{rms} 3\sigma \rightarrow P_{max} = (m_{tot} a_{rms} 3\sigma g)(v_{rms} 3\sigma) \quad (17)$$

Donde:

- $m_{tot}$ : Masa total a desplazar [ $kg$ ].
- $g$ : Aceleración gravitacional [ $m/s^2$ ].
- $a_{rms}$ : Aceleración de la prueba [ $g$ ].
- $v_{rms}$ : Velocidad de la prueba [ $m/s$ ].

A partir de estos cálculos, se obtuvieron los valores máximos de potencia  $P_{max} = 834.4W$  y fuerza  $F_{max} = 2,507.4N$ , mientras que los valores RMS correspondieron a  $P_{rms} = 92.7W$  y  $F_{rms} = 835.22N$ . En consecuencia, se determinó que se necesitaba un agitador capaz de operar en el rango de frecuencias de 20 a 2,000  $Hz$  y generar una fuerza de  $F = 2,510N$ .

A raíz de los requisitos definidos, se llegó a la conclusión de que era necesario diseñar un excitador electrodinámico fundamentado en un electroimán. Este enfoque es capaz de producir fuerzas de magnitud considerable en comparación con los excitadores basados en imanes permanentes. El diseño del excitador involucra dos componentes esenciales: una bobina móvil y una bobina fija.

La bobina móvil se integra en una estructura, que comprende la bancada. Su funcionamiento se sincroniza con la corriente generada por la señal aplicada, y es en esta interacción donde se origina la acción deseada. En contraste, la bobina fija se desempeña con corriente continua, a un nivel de amperaje específico diseñado para generar un campo magnético constante. Esta configuración es capaz de producir las fuerzas necesarias para llevar a cabo pruebas de vibración conforme a los parámetros establecidos previamente.

Además, para generar el campo magnético requerido, es necesario diseñar un circuito magnético que dirija el flujo magnético generado por la bobina fija hacia el entrehierro, donde se ubicará la bobina móvil. Para lograr esto, se deben considerar varios aspectos, como la selección del material del núcleo ferromagnético, el área de sección transversal del núcleo, el número de espiras de la bobina, la corriente de entrada y el área de sección transversal del entrehierro.

Sin embargo, para determinar los requisitos específicos de la bobina fija, se comenzó asumiendo ciertos parámetros, como el diámetro y número de espiras de la bobina móvil y el valor de saturación del material ferromagnético. Estos parámetros deben ser capaces de generar la fuerza de operación requerida. A partir de ahí, se realizaron los cálculos y análisis necesarios para determinar las especificaciones finales de la bobina fija y el circuito magnético que permitan generar el campo magnético adecuado y cumplir con los requisitos de fuerza establecidos.

Tras obtener los parámetros de frecuencia y aceleración máxima, fue posible determinar el tipo de acelerómetro adecuado. Siguiendo la recomendación de varios fabricantes de

utilizar solo el 60 % del rango de medición del acelerómetro, se concluyó que se necesita un acelerómetro con un rango de medición superior a 75 G. Esto asegurará que el acelerómetro sea capaz de capturar con precisión las vibraciones en el rango de frecuencia y aceleración específico requerido para las pruebas sin saturarse.

## 5.2. Requisitos:

Cuadro 3: Identificación memo técnico.

ID	Significado
S	Seguridad
D	Dimensiones
F	Funcionamiento

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 4: Requisitos

Código	Descripción
S-001	La máquina no debe tener visible ninguna parte móvil y estas deben contar con guardas de seguridad.
S-002	La máquina debe ser capaz de soportar una carga máxima de 6 kg.
S-003	Las partes móviles y electrónicas deben contar con elementos de seguridad, es decir candados o similares.
S-004	La máquina debe contar con interruptores de paro de emergencia de fácil acceso.
S-005	Las partes móviles no deben tener bordes filosos o esquinas agudas.
S-006	El equipo debe operar lejos de los modos normales de vibración del ensamble.
D-001	El banco de pruebas debe contar con un área mínima de 100 centímetros cuadrados.
D-002	La estructura del ensamble debe ser capaz de soportar las pruebas vibratorias sin presentar sonidos ni vibraciones peligrosas.
D-003	La sujeción banco-elemento de sujeción debe ser por medio de pernos.
D-004	El elemento de sujeción no debe tener partes móviles y debe ser maquinado o soldado.
D-005	El ensamble no debe introducir ruido ni vibraciones adicionales al sistema.
D-006	El elemento de sujeción debe cumplir los requerimientos establecidos para el Test-Pod.
F-001	El sistema debe ser capaz de recrear el espectro de frecuencias completo descrito por NASA para pruebas vibratorias.
F-002	El equipo debe ser capaz de operar sin sobre-calentarse o forzarse durante un periodo mayor al establecido por NASA para la prueba.
F-003	La máquina debe ser capaz de registrar información en los tres ejes ortogonales, por medio de acelerómetro.
F-004	Los equipos deben ser capaces de generar más de tres pruebas consecutivas sin sobre-calentarse ni forzarse.
F-005	El equipo debe contar con elementos capaces de soportar y proporcionar la curva PSD establecida para pruebas de vibración a carga secundaria.

Fuente: Elaboración propia.



### 5.3. Recursos:

- Tiempo: 15 horas semanales por 40 semanas.
- Electrónicos: computadora, celular.
- Programas: Inventor, Ansys.
- Investigación: internet, biblioteca UVG.

### 5.4. Diseño:

Se tomaron como referencia dos equipos comerciales capaces de generar fuerzas de 2,700 y 3,000 N, respectivamente, para guiar el diseño. Esta elección redujo significativamente el número de iteraciones necesarias para alcanzar el diseño óptimo. Sin embargo, es importante tener en cuenta que los fabricantes solo proporcionaron las dimensiones externas de los equipos, lo que implicó determinar el resto de las dimensiones en función de estas referencias. Así, se trabajó en la optimización del diseño basándose en las dimensiones conocidas y tomando decisiones informadas para las dimensiones restantes requeridas.

#### Circuito magnético:

Como se mencionó en párrafos anteriores, es necesario conocer ciertos valores, como el material del circuito magnético y en consecuencia su saturación magnética y el diámetro medio del entrehierro, ya que limita el diámetro y la cantidad máxima de espiras de la bobina móvil.

Cuadro 5: Materiales ferromagnéticos

Material	Permeabilidad relativa máxima $\mu_{max}$ [ $H/m$ ]	Densidad de saturación $J_s$ [ $T$ ]
Permendur	6,000	2.45
Hierro purificado	100,000	2.22
Acero de bajo carbono	2,000	2.2
Supermalloy	800,000	0.8

Fuente: Elaboración propia, («Permitividad y permeabilidad», 2023).

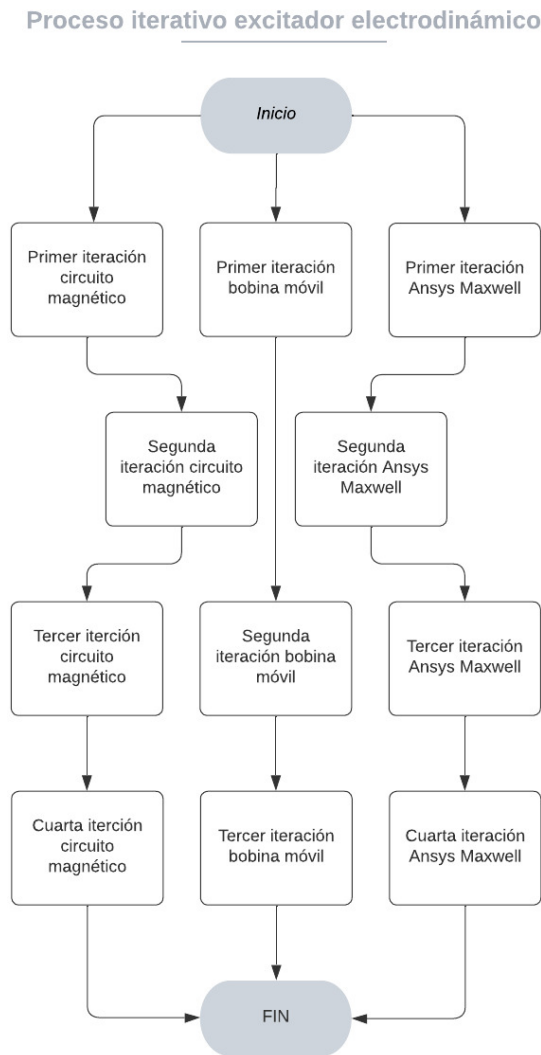
Como se observa en el Cuadro 5, el material "Permendur" resulta ideal para la aplicación en cuestión debido a su alta saturación magnética, lo que permite reducir la corriente de entrada y el número de vueltas en la bobina móvil. Por otro lado, el material "Supermalloy" exhibe una alta permeabilidad relativa que facilita el flujo magnético, pero su densidad de saturación es baja, lo que complica los parámetros de diseño para la bobina móvil.

Es importante mencionar que ambos materiales son específicos para aplicaciones en magnetismo y, por lo tanto, su precio oscila entre USD 100 y 150 por kilogramo, y su disponibilidad puede ser complicada. A su vez, se consideró utilizar hierro purificado, que también

presenta excelentes propiedades para el proyecto y su precio es inferior a los materiales específicos. Sin embargo, el hierro purificado sigue siendo un producto orientado a aplicaciones particulares, lo que puede dificultar la búsqueda de proveedores.

En contraste, los aceros con bajo porcentaje de carbono ofrecen valores similares a los materiales mencionados anteriormente. Además, son más accesibles comercialmente y económicamente ya que están disponibles en el mercado nacional a un precio que varía entre USD 5 y 10 por kilogramo. Por esta razón, se decidió utilizar acero laminado en frío como el material para el núcleo y los elementos del circuito magnético.

Figura 17: Diagrama de flujo proceso de diseño.



Fuente: Elaboración propia.

La Figura No. 17 representa de manera gráfica el proceso de diseño que se llevó a cabo para crear el excitador electrodinámico.

### Primer iteración circuito magnético:

Para el cálculo del entrehierro, se inició un proceso iterativo con un espacio máximo de entrehierro de 10 mm. El diámetro interno se estableció en 200 mm, y la altura del entrehierro en 50 mm. Esto permitió determinar el área media a partir del promedio de las áreas de las paredes cilíndricas del núcleo y del entrehierro y posteriormente la reluctancia magnética.

Figura 18: Simplificación del sistema para representar el entrehierro.

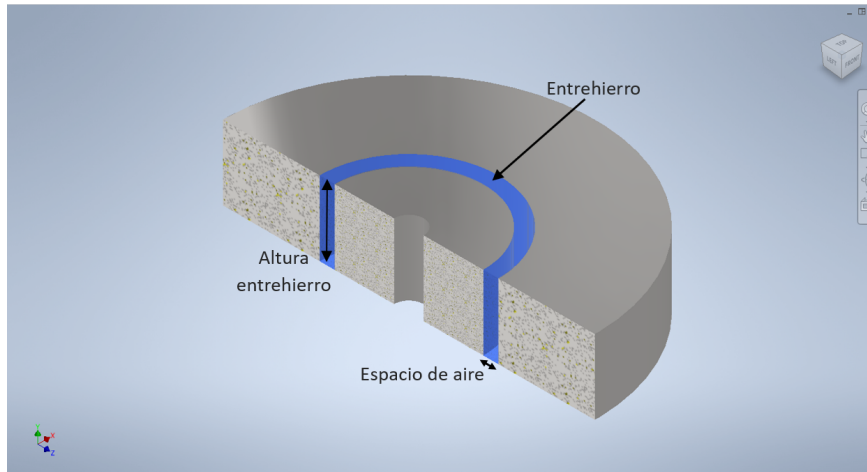


Figura 19: Área núcleo.

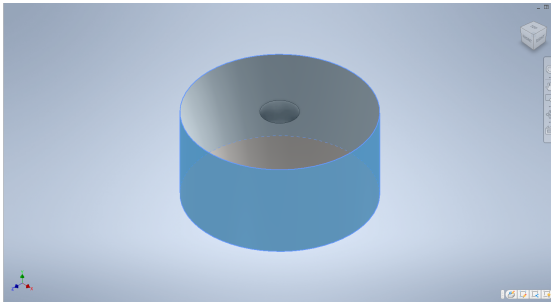
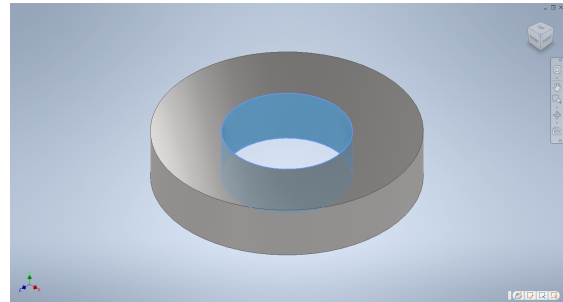


Figura 20: Área entrehierro.



Fuente: Capturas de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Con esta información, se determinó que el área de sección transversal del entrehierro debía permanecer constante en cada elemento del circuito magnético. Además, utilizando el área de sección transversal y el espacio de aire, se calculó la reluctancia magnética en el entrehierro. Dado que, en este punto, las dimensiones finales del circuito aún eran desconocidas, se realizó una suposición en cuanto a la reluctancia del circuito electromagnético, asignándole un valor equivalente al 10 % de la reluctancia obtenida en el entrehierro.

Posteriormente, empleando el área de sección transversal necesaria para el flujo y el valor de saturación magnética, se determinó el flujo magnético requerido para saturar el material a lo largo del circuito completo. Con esta información, se pudo calcular la fuerza magnetomotriz necesaria que debía generar la bobina fija.

$$S_{eh} = \pi \left( \frac{d_{i\,eh} + d_{e\,eh}}{2} \right) h_{eh}$$

$$\implies S_{eh} = \pi \left( \frac{0.200m + 0.220m}{2} \right) 0.5m = 0.033m^2$$

Donde:

- $S_{eh}$ : Sección transversal del entrehierro [ $m^2$ ].
- $d_{i\,eh}$ : Diámetro interno del entrehierro [ $m$ ].
- $d_{e\,eh}$ : Diámetro externo del entrehierro [ $m$ ].
- $h_{eh}$ : Altura del entrehierro [ $m$ ].

$$R_{m,eh} = \frac{e_{eh}}{S_{eh} \mu_o}$$

$$\implies R_{m,eh} = \frac{0.010m}{(0.032m^2)(4\pi 10^{-7}H/m)} \approx 241,300Av/Wb$$

$$R_{m,c} = R_{m,eh} 1.1$$

$$\implies R_{m,c} = (241,300Av/Wb)(1.1) \approx 24,130Av/Wb$$

$$R_{m,Tot} = R_{m,eh} + R_{m,c}$$

$$\implies R_{m,Tot} = (241,300 + 24,130)Av/Wb \approx 270,000Av/Wb$$

Donde:

- $R_{m,eh}$ : Reluctancia magnética del entrehierro [ $Av/Wb$ ].
- $R_{m,c}$ : Reluctancia magnética del circuito [ $Av/Wb$ ].
- $e_{eh}$ : Espacio de aire del entrehierro [ $m$ ].
- $\mu_o$ : Permeabilidad del vacío [ $H/m$ ].

$$\Phi_{sat} = B_{sat}S_{eh}$$

$$\implies \Phi_{sat} = (2.2Wb)(0.033m^2) = 0.072Wb$$

Donde:

- $\Phi_{sat}$ : Flujo magnético para saturar el material [ $Wb$ ].

- $B_{sat}$ : Densidad magnética de saturación [T].

$$F_{mm} = \Phi_{sat} R_{m Tot}$$

$$\implies F_{mm} = (0.072T)(270,000Av/Wb) \approx 20,000Av$$

$$N_f = \frac{F_{mm}}{I}$$

$$\implies N_f = \frac{20,000Av}{45A} = 445$$

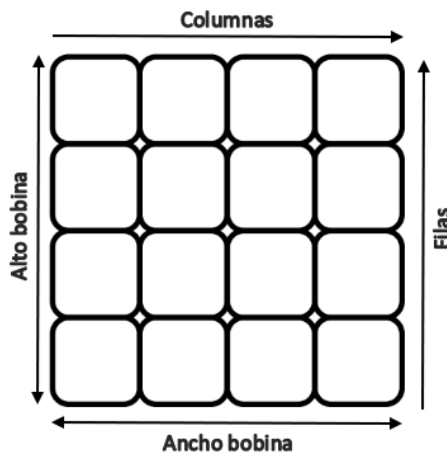
Donde:

- $F_{mm}$ : Fuerza magnetomotriz [Av].
- $N_f$ : Número de espiras de la bobina fija.
- $I_f$ : Corriente de entrada a la bobina fija [A]

Para alcanzar las 445 espiras requeridas, se optó por una configuración de bobina con 55 filas y 9 columnas, lo que suma un total de 495 espiras, excediendo el número necesario. Para acomodar esta bobina en el ensamblaje, se determinaron una altura interna de 180 mm y un ancho de 35 mm.

Con base en los cálculos previos, se obtuvieron los parámetros clave para la bobina fija: el número de vueltas y la corriente de entrada. Además, los datos obtenidos de la bobina fija fueron fundamentales para ajustar las dimensiones finales de los componentes del circuito magnético. El diámetro exterior se establece en función del ancho de la bobina, y esta medida varía en función de la altura de la bobina. En una bobina más alta, es posible acomodar más filas, lo que reduce el número de columnas. A su vez, esta altura determina tanto la dimensión vertical del cilindro externo como la del conjunto completo.

Figura 21: Disposición bobinas.



Fuente: Elaboración propia («Square magnet wire | aluminum and copper square magnet wire», [s.f.](#)).

### Primer iteración bobina móvil:

Una vez que se tenían las dimensiones y la densidad magnética del entrehierro, se procedió a calcular los parámetros necesarios para la bobina móvil mediante la siguiente ecuación.

$$F = I\vec{B} \times \vec{L} \rightarrow IB(\pi d)N_m \quad (18)$$

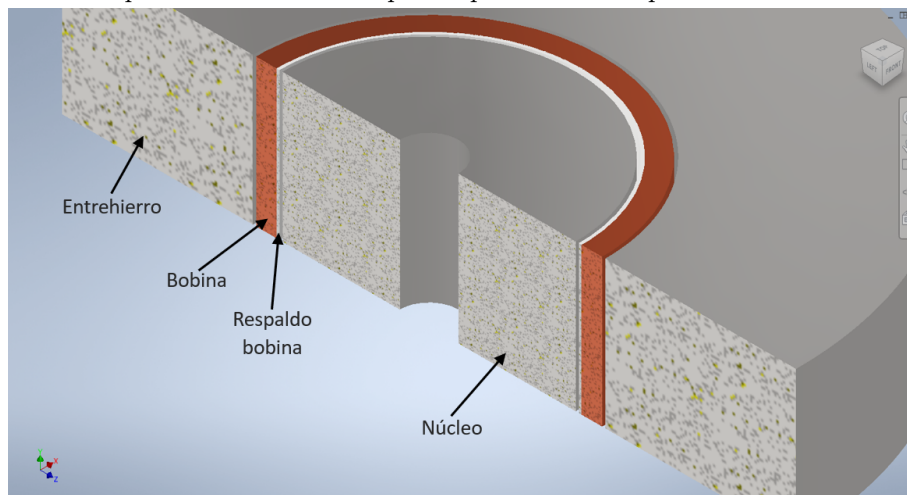
Donde:

- $F$ : Fuerza necesaria [ $N$ ].
- $I_m$ : Corriente de entrada de la bobina móvil [ $A$ ].
- $d$ : Diámetro de la bobina móvil [ $m$ ].
- $N_m$ : Número de espiras de la bobina móvil.

Las incógnitas en la ecuación anterior (18) son la corriente y el número de espiras, por lo que se tomó la decisión de buscar el amperaje de entrada variando el número de espiras. Ya que es importante tener en cuenta que el número de espiras está limitado por el espacio disponible en el entrehierro. Para abordar este punto, se comenzó por determinar la cantidad de columnas que la bobina podría contener sin interferir con el entrehierro. A continuación, se calculó cuántas filas podrían ajustarse en cada columna, tomando en cuenta la altura del entrehierro.

El espacio en el entrehierro tiene una medida de 10 mm, y se tomó la decisión de considerar un margen de 1 mm en cada lado para prevenir rozamientos. Asimismo, se asignó un espacio adicional de 1 mm para el material de respaldo de la bobina, lo que resulta en un espacio disponible de 7 mm para la bobina en sí. Además, considerando que la altura del entrehierro es de 50 mm, se determinó que una altura de bobina de 60 mm sería óptima para aprovechar el 100 % del campo generado, incluso cuando la bobina esté en los picos de amplitud.

Figura 22: Simplificación del sistema para representar la disposición de la bobina móvil.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Para la construcción de la bobina, se tomó la decisión de emplear alambre esmaltado de sección cuadrada. Esta elección permite mantener la misma área transversal del conductor, pero la forma cuadrada del alambre optimiza la utilización del espacio disponible.

Cuadro 6: Características de alambre de geometría cuadrada

AWG	Dimensión [mm]	Resistencia DC [Ohm/km]	Capacidad de corriente [A]
6	4.282	1.05	162
7	3.828	1.34	128
8	3.424	1.71	100
9	3.061	2.14	80
10	2.741	2.73	62

Fuente: Elaboración propia, a partir de («Alambres Magneto», s.f.).

Tomando en cuenta el alambre de cobre esmaltado de geometría cuadrada calibre AWG 10, únicamente se pueden colocar dos columnas en la bobina móvil y hasta 22 filas por columna, lo que da como resultado que la bobina móvil puede albergar un total de 44 espiras.

$$I = \frac{F}{B(\pi d N_m)}$$

$$\Rightarrow I = \frac{2,510N}{2.00T[\pi(0.203m)(44)]} \approx 44A$$

Después de calcular el número de espiras y la corriente de entrada de la bobina móvil, es esencial obtener la resistencia del conductor, así como la inductancia y la reactancia inductiva de la bobina. Esto permitió determinar la impedancia total de la bobina.

$$R = R_{@1km} l \rightarrow R_{@1km}(\pi d N_m)$$

$$\Rightarrow R = (0.00273\Omega)[(\pi)(0.2m)(44)] = 0.075\text{Ohm}$$

Donde:

- $R$ : Resistencia del conductor [Ohm].
- $R_{@1km}$ : Resistencia del conductor por cada 1,000m [Ohm/km].
- $l$ : Longitud del conductor [m].

$$L = \frac{N_m^2 \mu_o S_{bm}}{l_a}$$

$$\Rightarrow L = \frac{(44)^2 (4\pi 10^{-7} H/m) (0.031m^2)}{0.60m} = 1.27mH$$

Donde:

- $L$ : Inductancia [ $H$ ].
- $S_{bm}$ : Sección transversal de la bobina [ $m^2$ ].
- $l_a$ : Longitud axial de la bobina [ $m$ ].

Ahora, tras calcular la inductancia, fue posible obtener la reactancia inductiva a diferentes frecuencias y posteriormente la impedancia para cada frecuencia.

$$X_L = 2\pi fL$$

Donde:

- $X_L$ : Reactancia inductiva [ $Ohm$ ].
- $f$ : Frecuencia [ $Hz$ ].
- $L$ : Inductancia  $H$ .

$$Z = \sqrt{(X_L)^2 + (R)^2}$$

Donde:

- $Z$ : Impedancia [ $Ohm$ ].

Cuadro 7: Reactancias inductivas de la bobina móvil primer iteración.

Frecuencia [ $Hz$ ]	Reactancia Inductiva [ $Ohm$ ]	Impedancia [ $Ohm$ ]
20	0.5	0.55
50	0.8	0.85
800	5	5.5
2000	8	8.5

Fuente: Elaboración propia.

### Primer simulación Ansys® Maxwell:

Después de obtener los valores necesarios, se procedió a realizar una simulación utilizando el software Ansys®; Electronics, específicamente el módulo Maxwell3D, en un escenario de régimen magnetostático. Para lograrlo, se creó un modelo tridimensional basado en las dimensiones resultantes, y se asignaron las propiedades de los materiales a cada componente. Se incorporaron excitaciones de corriente y el número de espiras para cada bobina, junto con el parámetro que determina la fuerza generada por la bobina móvil. Finalmente, se incluyó



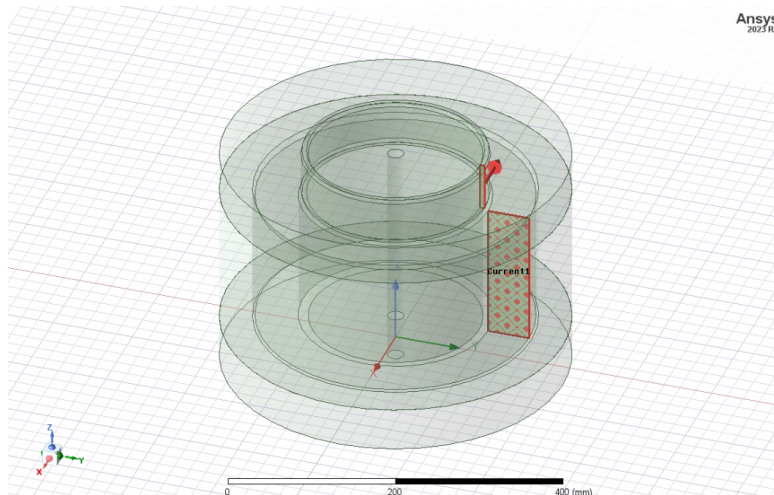
un espacio de aire alrededor del conjunto para evaluar la densidad magnética en el espacio de aire del entrehierro.

La generación del modelo 3D comenzó asumiendo el plano XY como horizontal y el eje Z como vertical. Utilizando esta referencia, el ensamble se generó mediante rectángulos 2D en el plano ZX, los cuales fueron revolucionados 360 grados en torno al eje Z. Para cada elemento, se asignaron coordenadas  $[X, Z]$  y dimensiones en X y Z, simplificando así el proceso de modelado 3D y permitiendo cambios más ordenados, ya que se conocía la posición y dimensiones de cada componente.

Al finalizar el proceso de modelado 3D, se modificaron los sólidos de las dos bobinas, ya que las excitaciones de corriente solo podían introducirse en superficies planas, ya que se debe definir la dirección de la corriente. Por lo tanto, se dividió cada bobina mediante el plano XZ, creando dos superficies planas que corresponden a las secciones transversales de las bobinas. Sin embargo, solo se requería una, por lo que se eliminó una de ellas en cada bobina. Las superficies restantes se cargaron con los valores de amperaje correspondientes. Adicionalmente, debido al esmaltado del alambre de las bobinas, se le asignó la propiedad de aislamiento eléctrico a las bobinas.

Al finalizar el proceso de modelado 3D, se modificaron los sólidos de las dos bobinas, ya que las excitaciones de corriente solo podían introducirse en superficies planas, ya que se debe definir la dirección de la corriente. Por lo tanto, se dividió cada bobina mediante el plano XZ, creando dos superficies planas que corresponden a las secciones transversales de las bobinas. Sin embargo, solo se requería una, por lo que se eliminó una de ellas en cada bobina. Las superficies restantes se cargaron con los valores de amperaje correspondientes. Adicionalmente, debido al esmaltado del alambre de las bobinas, se le asignó la propiedad de aislamiento eléctrico a las bobinas.

Figura 23: Excitaciones del sistema.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

A continuación, se asignaron los materiales apropiados a cada elemento, aprovechando las propiedades de los tres materiales disponibles en la librería de Ansys Electronics. Se realizaron ajustes en los colores de los elementos con el fin de mejorar su visualización,

coincidiendo con los colores de los materiales reales utilizados. Estos materiales incluyeron cobre Figura 24 para las bobinas, aire para el espacio circundante del conjunto y acero AISI 1008 Figura 25 para los componentes del circuito magnético.

Figura 24: Propiedades cobre.

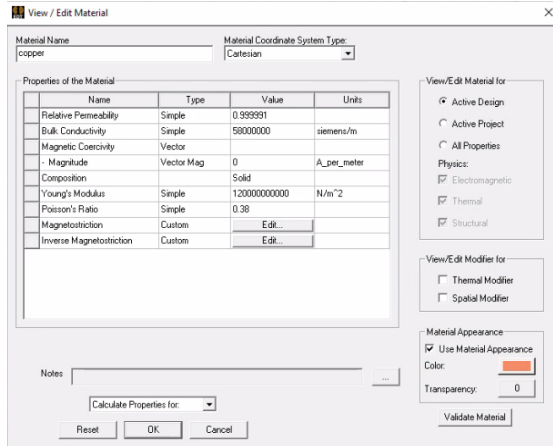
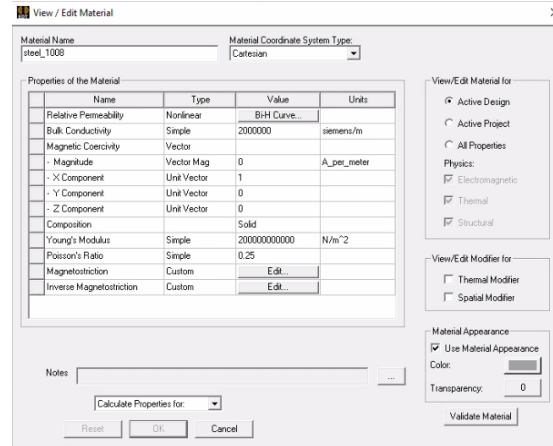


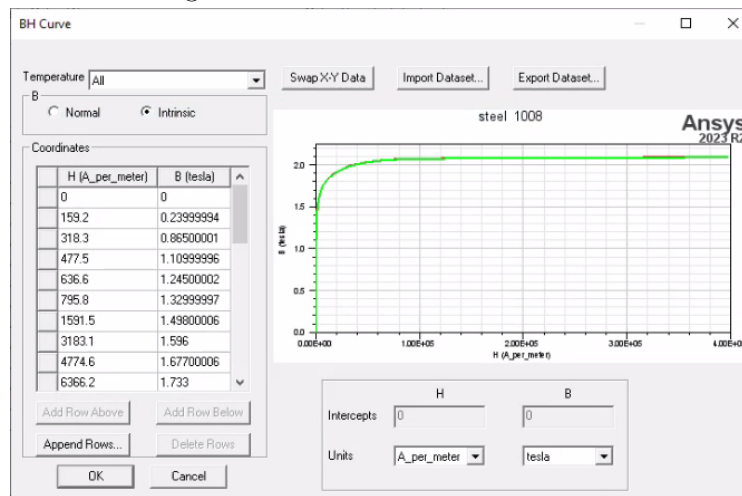
Figura 25: Propiedades acero AISI 1008.



Fuente: Imágenes utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

La curva BH Figura 26, también conocida como curva de magnetización o curva de histéresis, es una representación gráfica que muestra la relación entre la intensidad del campo magnético (H) y la densidad del flujo magnético (B) en un material ferromagnético. Esta curva es esencial para comprender el comportamiento de los materiales magnéticos y resulta fundamental en el diseño de núcleos magnéticos.

Figura 26: Curva BH acero AISI 1008.



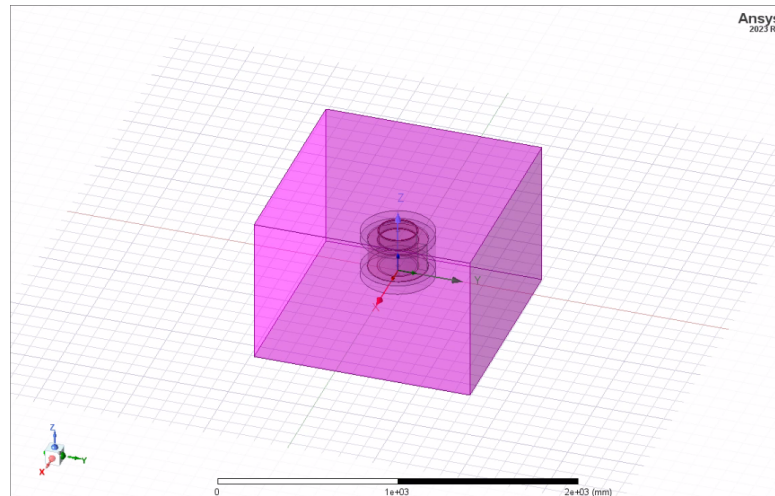
Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

Además, la histéresis se refiere a la propiedad de un material de retener cierta magnetización después de que el campo magnético que lo magnetizó ha sido retirado. Esta propiedad es intrínseca a los materiales ferromagnéticos y se evidencia claramente en la curva BH, donde la relación entre H y B no es única y depende de la historia magnética previa del

material.

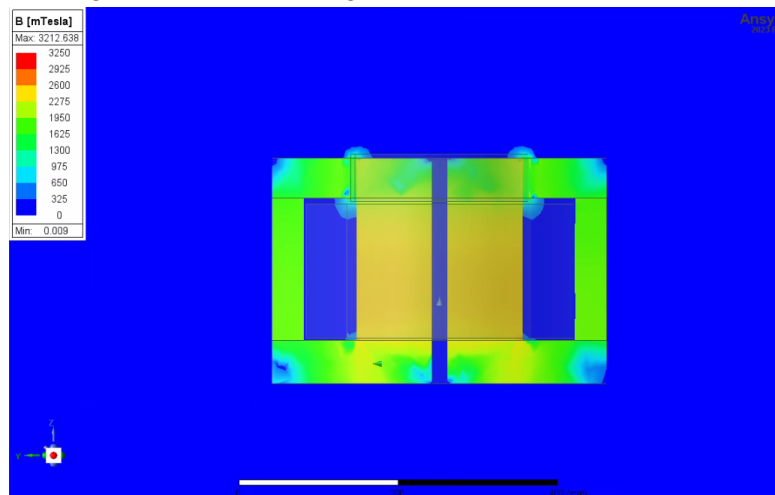
En relación con la bobina móvil, se incorporó el parámetro de fuerza con el modelo tipo Lorentz, ya que se trataba de una bobina expuesta a un campo electromagnético y se necesitaba determinar la fuerza generada a cierta corriente de entrada. Después de establecer los parámetros apropiados para cada componente, se introdujo una región de espacio vacío. Se definió una geometría rectangular para esta región, con una longitud del 100% en cada dirección.

Figura 27: Región de aire.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

Figura 28: Densidad magnética del ensamble una bobina.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

Finalmente, se configuraron los parámetros de la prueba, utilizando un mallado básico que se mejoró mediante un incremento de dos niveles en la resolución. Se ajustó el número de iteraciones de 10 a 12, ya que con diez iteraciones no se lograba la convergencia en el resultado. Mientras que los demás parámetros predefinidos del análisis se mantuvieron sin cambios. Con todo preparado, se procedió a ejecutar la simulación.

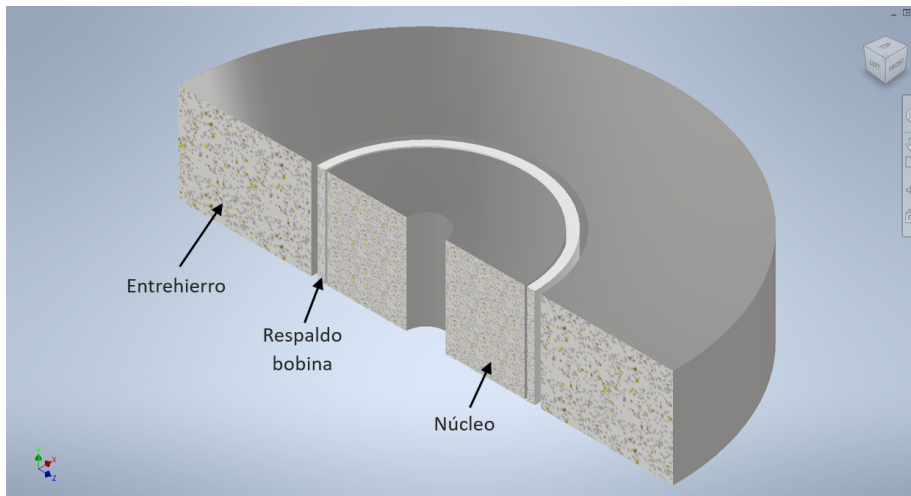
Tras llevar a cabo la simulación, se observó que el sistema solo podía generar alrededor de  $1,600 N$ . En vista de esto, se decidió aumentar el amperaje de la bobina fija de  $45$  a  $55 [A]$  respectivamente. Además, se incrementó el número de espiras de  $495$  a  $780$ , lo que significó agregar  $5$  columnas adicionales. En cuanto a la bobina móvil, dadas las restricciones impuestas por las dimensiones del entrehierro, únicamente se ajustó el amperaje de entrada de  $44$  a  $60 [A]$ , ya que este es el límite permitido por el fabricante. Gracias a estas modificaciones, se logró generar una fuerza de  $2,577 N$ , superando el requerimiento de  $2,510 N$ .

No obstante, a pesar de haber conseguido un sistema capaz de generar la fuerza necesaria, este operaría muy cerca de sus límites, lo que aumenta los riesgos y limita las pruebas a los parámetros de diseño establecidos. Por lo tanto, se llevó a cabo un proceso iterativo que involucró la adición de una segunda bobina. Esta adición permitiría una saturación más efectiva de los materiales en el entrehierro, lo cual a su vez permitiría reducir las dimensiones y parámetros de las bobinas fijas.

### Segunda iteración circuito magnético:

Basándonos en la información previamente mencionada, se procedió a desarrollar un segundo diseño que incluyera ambas bobinas, manteniendo el material del circuito magnético y las dimensiones del entrehierro. Posteriormente, se calculó la reluctancia magnética del nuevo circuito, considerando que se debía añadir la reluctancia correspondiente al entrehierro superior. Para este último entrehierro, se asumió un espacio de aire de  $8$  mm, ya que solo se necesita tener en cuenta el espesor del respaldo de la bobina.

Figura 29: Simplificación del sistema para representar el entrehierro superior.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

$$R_{m, eh2} = \frac{e_{eh}}{S_{eh} \mu_o}$$

$$\Rightarrow R_{m, eh2} = \frac{0.08m}{(0.032m^2)(4\pi 10^{-7} H/m)} \approx 193,000 Av/Wb$$

$$R_{m,teh} = R_{m,eh} + R_{m,eh2}$$

$$\implies R_{m,eh} = (241,300 + 193,000)Av/Wb \approx 435,000Av/Wb$$

$$R_{m,c} = R_{m,teh} \cdot 1.1$$

$$\implies R_{m,c} = (435,000Av/Wb)(1.1) \approx 43,500Av/Wb$$

$$R_{m,Tot} = R_{m,eh} + R_{m,c}$$

$$\implies R_{m,Tot} = (435,000 + 43,500)Av/Wb \approx 480,000Av/Wb$$

$$F_{mm} = \Phi_{sat} R_{m,Tot}$$

$$\implies F_{mm} = (0.072T)(480,000Av/Wb) \approx 35,000Av$$

$$N_f = \frac{F_{mm}}{I}$$

$$\implies N_f = \frac{35,000Av}{50A} = 700$$

Donde:

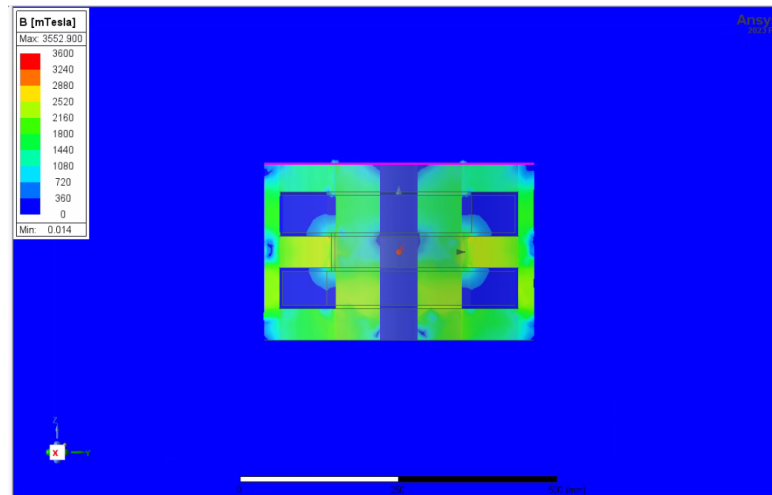
- $R_{m,eh2}$ : Reluctancia magnética segundo entrehierro [ $Av/Wb$ ].
- $R_{m,teh}$ : Reluctancia magnética total entrehierros [ $Av/Wb$ ].

Por lo tanto, después de efectuar los cálculos pertinentes, se determinó que se requerían dos bobinas con 700 espiras cada una, operando a 50A cada una. Con base en esto, se optó por diseñar las bobinas con una configuración de 27 filas y 27 columnas, lo que suma un total de 729 espiras. En lo que respecta a la bobina móvil, no se realizaron modificaciones en su diseño original.

### Segunda iteración Ansys® Maxwell:

Se generó nuevamente el modelo tridimensional en el software Ansys® Electronics y se replicó el procedimiento descrito previamente para aplicar las excitaciones. Del mismo modo, se llevaron a cabo las modificaciones en el mallado y los parámetros de análisis. Luego se asignaron las mismas propiedades de los materiales a los diferentes elementos.

Figura 30: Densidad magnética del ensamble doble bobina primer iteración.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

En este caso, se logró generar una fuerza de  $2,510N$ . Además, como se puede observar en la Figura 30, el campo magnético que se escapa por el entrehierro superior es menor en comparación con la iteración anterior. No obstante, se observa una baja densidad de flujo magnético en las esquinas del equipo. Debido a este hallazgo, se tomó la decisión de llevar a cabo una última iteración con el propósito de lograr una fuerza mayor en la bobina móvil, manteniendo los parámetros de amperaje de entrada constantes para las tres bobinas. Esto se buscó lograr mediante un mejor aprovechamiento de las áreas de sección transversal a lo largo del circuito magnético.

### Tercer iteración circuito magnético:

En esta iteración, el enfoque principal fue maximizar la fuerza del sistema. Para lograrlo, se comenzó por agregar chافلanes en las esquinas, ya que es en estas áreas donde se observa en la Figura 30 una reducción en la densidad magnética.

Figura 31: Ángulo núcleo.

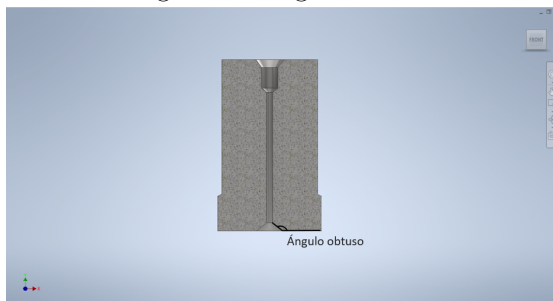
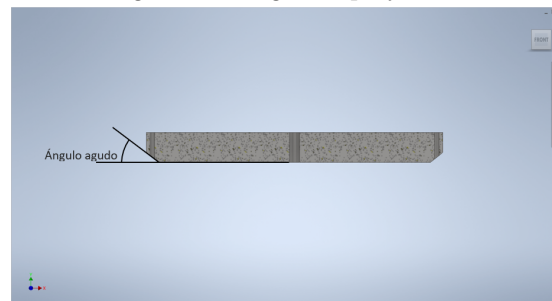


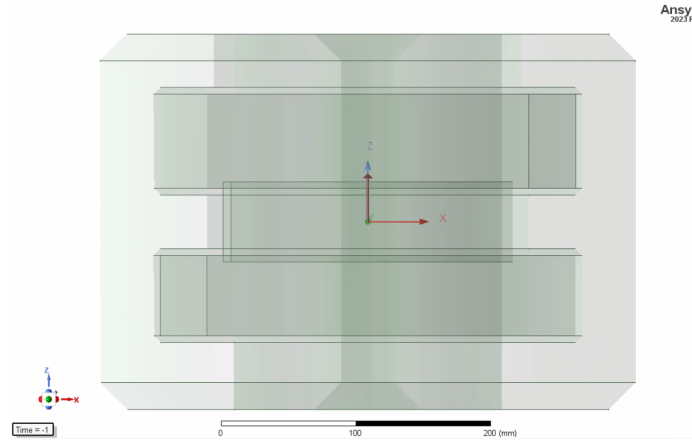
Figura 32: Ángulo tapa y base.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Inicialmente, se implementaron chaflanes a 45 grados y luego se realizaron varias iteraciones, variando las dimensiones en las direcciones X y Z. Se encontró que para los chaflanes en el núcleo, se obtiene una mayor densidad con ángulos obtusos, mientras que para la tapa y la base se obtiene un mejor resultado con ángulos agudos. Esto se debe a que en el núcleo, aumentar progresivamente el diámetro interno incrementa su área de sección transversal, mientras que en la tapa y la base, disminuir progresivamente su altura reduce su área de sección transversal, lo que permite un mejor aprovechamiento del área de sección transversal y, por ende, un mejor flujo magnético.

Figura 33: Tercer iteración circuito magnético.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

### Segunda iteración bobina móvil:

Con el objetivo de disminuir la potencia requerida por la bobina móvil, se implementó la estrategia de incrementar la altura del entrehierro. Este enfoque buscaba aumentar la longitud axial de la bobina móvil y, como resultado, reducir su impedancia. Se llevaron a cabo incrementos de  $10\text{mm}$  en la altura del entrehierro hasta alcanzar  $80\text{mm}$ , momento en el cual se observó que el incremento en la fuerza generada ya no era significativo. Esto permitió diseñar una bobina móvil con una altura de  $100\text{mm}$ , lo que a su vez posibilitó la modificación del calibre del alambre de AWG 10 a AWG 8 y la reducción de la cantidad de espiras de 44 a 30 en una sola columna. Este ajuste también permitió reducir el espacio de aire de  $10\text{mm}$  a  $7\text{mm}$ . Adicionalmente, se notó que el núcleo era el elemento con mayor saturación, por lo que se optó por emplear los 3 mm ganados para aumentar el diámetro del núcleo en lugar de reducir el diámetro del entrehierro. Aunque esta modificación aumenta el diámetro de la bobina móvil y, en consecuencia, su impedancia, la mejora en la fuerza generada es de al rededor de  $350\text{N}$

Tras llevar a cabo las modificaciones mencionadas, se procedió a determinar los valores de resistencia DC, inductancia e impedancia a las distintas frecuencias de operación para la nueva configuración de la bobina móvil.

$$R = R_{@1km} l \rightarrow R_{@1km}(\pi d N_m)$$

$$\implies R = (0.00171\Omega)[(\pi)(0.2m)(30)] = 0.032\text{Ohm}$$

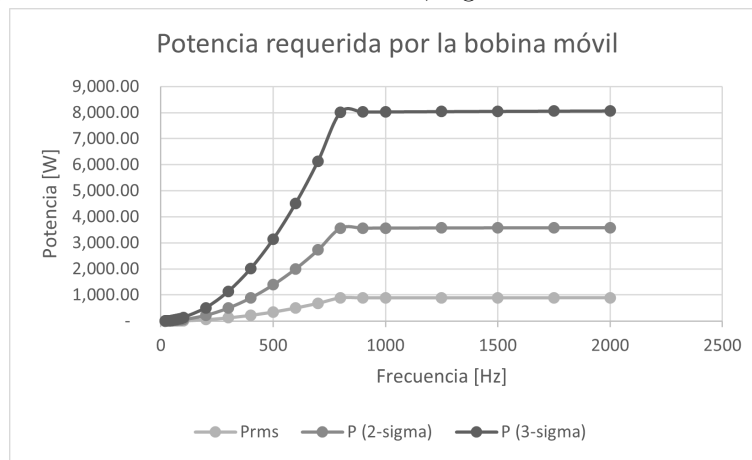
Cuadro 8: Impedancias de la bobina móvil segunda iteración.

Frecuencia [ <i>HZ</i> ]	Reactancia Inductiva [ <i>Ohm</i> ]	Impedancia [ <i>Ohm</i> ]
20	0.05	0.06
50	0.125	0.13
800	2.00	2.00
2000	5.01	5.01

Fuente: Elaboración propia.

Ahora que se conocían los valores de impedancia de la bobina móvil, se procedió a determinar los valores de potencia requerida a lo largo de toda la prueba.

Figura 34: Gráfico: Potencia-Frecuencia, segunda iteración bobina móvil.



Fuente: Elaboración propia.

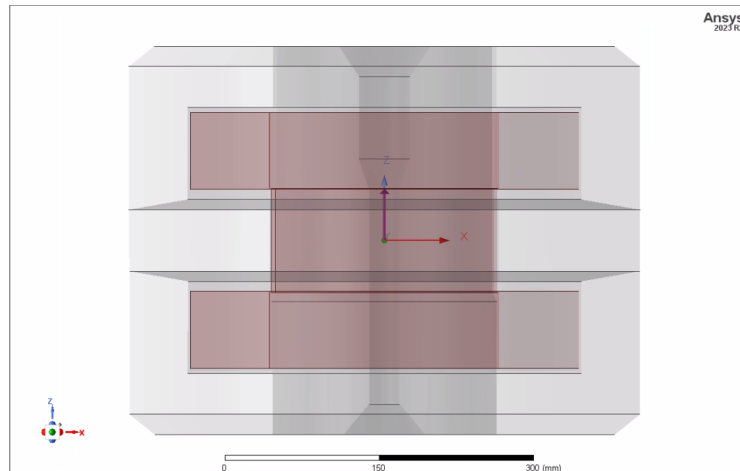
Es fundamental tener en cuenta que para determinar los valores de potencia requerida, se comenzó por obtener los valores de aceleración RMS a partir del gráfico PSD (densidad espectral de potencia). Esto se debió a que ya se disponía de las pendientes correspondientes. Además, es crucial considerar que el gráfico PSD se encuentra en una escala log-log. Por último, es esencial destacar que los valores obtenidos solo deben ser considerados como referencia, ya que estamos tratando con un entorno aleatorio, lo que impide obtener valores exactos.

Por otro lado, como se puede observar en la Figura 34, la potencia requerida al operar en modo RMS se encuentra por debajo de  $1\text{kW}$ . En contraste, los valores pico de aceleración en  $3\sigma$  presentan una potencia máxima de  $8\text{kW}$ , mientras que los valores a  $2\sigma$  se sitúan alrededor de los  $3.5\text{kW}$ . Por lo tanto, considerando el amplificador del equipo utilizado como referencia, que opera a  $3\text{kW}$  en modo RMS y tiene la capacidad de operar a  $24\text{kW}$  en modo pico, se puede concluir que los rangos de operación del sistema diseñado estarían dentro de las capacidades del amplificador mencionado.

Tercer simulación Ansys <sup>®</sup> Maxwell:



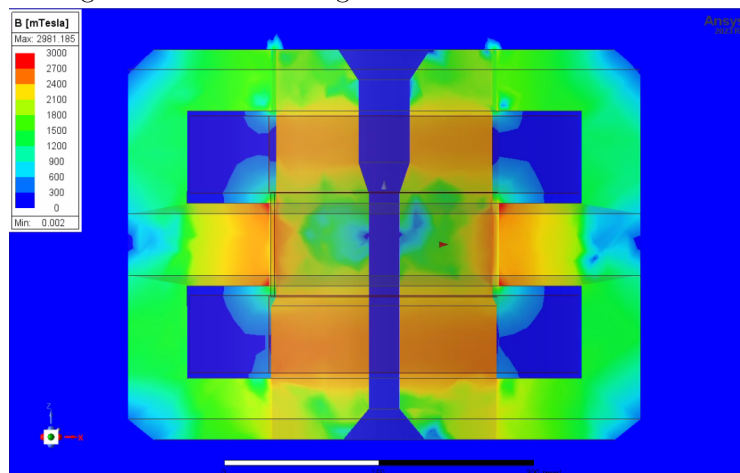
Figura 35: Modelo final circuito magnético.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

Se generó nuevamente el modelo 3D siguiendo los pasos mencionados anteriormente. Con este modelo, se logró generar una fuerza de  $3,810N$  al aplicar los mismos parámetros de entrada a las bobinas. Estos resultados validan que las modificaciones realizadas en el ensamble efectivamente aumentaron la fuerza generada por el sistema por alrededor de  $1,000N$ .

Figura 36: Densidad magnética B circuito modelo final.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

#### Cuarta iteración circuito magnético:

Tras haber realizado tres iteraciones en el circuito magnético y dos en la bobina móvil, se logró desarrollar un equipo capaz de generar una fuerza pico de  $3,810N$  pico. Este valor cumple con los requisitos previamente establecidos; sin embargo, durante el proceso de cotización, se observó que la masa total de la parte móvil se aproximaba a  $17.5kg$ , en lugar de los  $6kg$  estipulados en los requisitos iniciales. Como resultado, se determinó que la

fuerza pico requerida para la prueba era de 7,300N. Por lo tanto, fue necesario realizar una iteración adicional para lograr desarrollar un equipo capaz de generar la fuerza requerida.

Por lo tanto, se procedió a modificar el diámetro externo del equipo de 500mm a 600mm con la finalidad de aumentar el diámetro del entrehierro y del núcleo, lo que, a su vez, aumentaría la capacidad de flujo magnético. Además, se modificó la altura del equipo de 400mm a 500mm con el fin de aumentar la altura del entrehierro. Estos cambios permitieron, asimismo, encajar bobinas fijas con un mayor número de espiras.

### Tercer iteración bobina móvil:

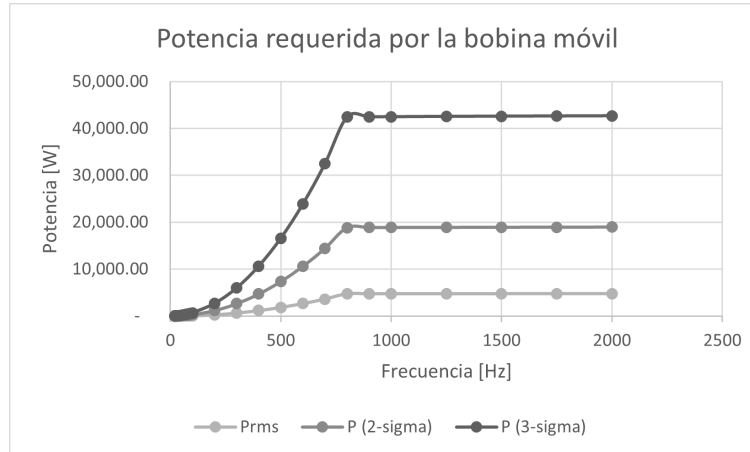
Al aumentar la altura del entrehierro de 80mm a 120mm, se identificó la posibilidad de utilizar un calibre de alambre más grande, pasando de AWG8 a AWG6. Además, como se mencionó en el párrafo anterior, uno de los elementos que contribuía significativamente al peso del componente móvil era la bobina en sí. Por esta razón, se optó por implementar una bobina móvil fabricada en aluminio, lo que requirió adicionar una columna extra y aumentar el número de filas de 30 filas a 35. Para un total de 70 espiras. Sin embargo el espacio del entrehierro aumento a 11mm. Por lo tanto, las impedancias y consumos correspondientes a la bobina son los siguientes.

Cuadro 9: Impedancias de la bobina móvil tercer iteración.

Frecuencia [HZ]	Reactancia Inductiva [Ohm]	Impedancia [Ohm]
20	0.25	0.25
50	0.63	0.63
800	10.12	10.12
2000	25.32	25.32

Fuente: Elaboración propia.

Figura 37: Potencia-Frecuencia, tercer iteración bobina móvil.

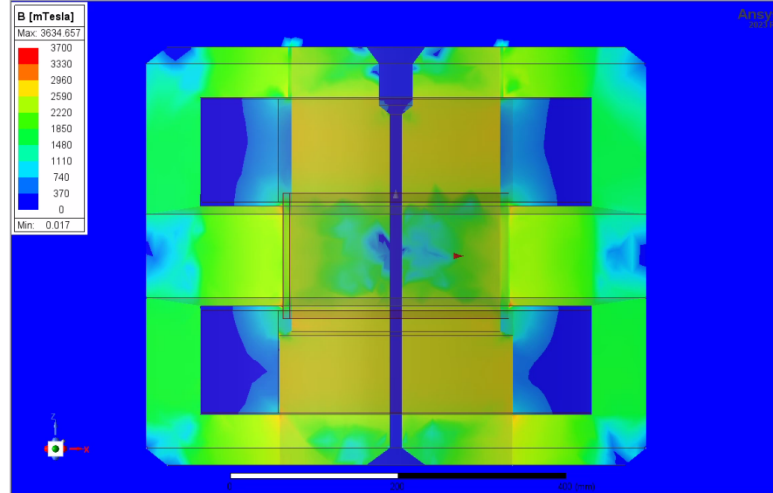


Fuente: Elaboración propia.

### Cuarta simulación Ansys <sup>®</sup> Maxwell:

Una vez que se creó el modelo, se procedió a seguir los pasos mencionados anteriormente, lo que resultó en la capacidad del equipo para generar una fuerza pico de 7,900N.

Figura 38: Densidad magnética B circuito modelo final segunda iteración.



Fuente: Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc.

### Parámetros finales de diseño electromagnético:

Tras haber realizado tres iteraciones en el circuito magnético y dos en la bobina móvil se llegó a los siguientes parámetros de diseño para el ensamble del equipo capaz de generar 7,900N pico.

Se determinó que las bobinas fijas debían tener una configuración de 30 filas y 24 columnas de alambre cuadrado de cobre AWG 7, con un amperaje de entrada de 90A, mientras que la bobina móvil tiene una configuración de 35 filas y 2 columna de alambre cuadrado de aluminio AWG 6, lo que requería una corriente de 70A para generar la fuerza máxima requerida por la prueba. Como se observa en la Tabla 6, el alambre AWG 7 tiene una ampacidad de 128A, por lo tanto opera a un 25 % por debajo del máximo, mientras que para el alambre AWG 6 se tiene una ampacidad de 75A, por lo tanto se opera a un 10 % por debajo del máximo durante los picos.

Por lo tanto, se procedió a verificar los parámetros finales de diseño de manera teórica utilizando las ecuaciones previamente descritas. Donde el diámetro interno es igual para ambos entrehierros  $d_{i\ eh} = 250mm$ , mientras que el externo del inferior es  $d_{e\ eh,inf} = 272mm$  y del superior  $d_{e\ eh,sup}=260$ , mientras que la altura del entrehierro superior es de  $h_{eh\ sup} = 60$  y la del inferior  $h_{eh\ inf} = 120$  y los espacios de entrehierro son de  $e_{eh\ inf} = 11mm$  para el inferior y  $e_{eh\ sup} = 5mm$ .

Sección transversal entrehierro inferior:

$$S_{eh\ inf} = 0.098m^2$$

Sección transversal entrehierro superior:

$$S_{eh\ sup} = 0.048m^2$$

Reluctancia magnética entrehierro inferior:

$$R_{m, eh\ inf} \approx 107,000Av/Wb$$

Reluctancia magnética entrehierro superior:

$$R_{m, eh\ sup} \approx 120,000Av/Wb$$

Reluctancia magnética circuito magnético inferior:

$$R_{m, c\ inf} \approx 11,000Av/Wb$$

Reluctancia magnética circuito magnético superior:

$$R_{m, c\ sup} \approx 12,000Av/Wb$$

Reluctancia magnética total del circuito magnético:

$$R_{m, tot} \approx 250,000Av/Wb$$

Estos cálculos resultaron en el siguiente flujo magnético necesario: Flujo magnético de saturación:

$$\Phi_{sat, sup} \approx 0.216Wb$$

Lo cual nos permitió obtener la fuerza magnetomotriz necesaria para generar un campo electromagnético con una densidad de 2.15 Teslas:

Fuerza magnetomotriz necesaria:

$$F_{mm} \approx 55,000Av$$

Comparando esto con el sistema modelado en Ansys, que requiere una fuerza magnetomotriz de 65,000 Av, se observa una diferencia de 10,000 Av. Esta discrepancia podría deberse al hecho de que la reluctancia final del sistema representa más del 10 % de la reluctancia del circuito magnético. Además, es importante tener en cuenta que el sistema teórico es ideal y no contempla pérdidas debidas a la concentración de líneas de flujo ni pérdidas en los entrehierros. Por lo tanto, los resultados obtenidos por la simulación se consideran válidos ya que se asemejan a los resultados teóricos.

En resumen, se concluyó que con los parámetros mencionados anteriormente, se había creado un equipo capaz de llevar a cabo las pruebas establecidas en los requisitos. Además, este equipo contaba con la capacidad de realizar pruebas más allá de las especificaciones de manera segura.

## Generación diseño mecánico:

### Elementos del excitador:

Tras validar los cálculos mediante la simulación en el software Ansys® Electronics, se procedió a la generación del diseño mecánico a través del software Autodesk Inventor. Este proceso permitió obtener planos de diseño que podrían ser empleados en un futuro si se decide llevar a cabo la construcción del proyecto.

El proceso comenzó generando cada uno de los elementos que conforman el ensamble del circuito magnético. Este conjunto está compuesto por la base, el cilindro, el entrehierro, la tapa y el núcleo. Al crear cada una de estas piezas, se obtuvo una referencia visual que facilitó la ubicación y configuración de los diferentes elementos de unión y sujeción.

En relación a los elementos de unión, al contar con una referencia sobre las posibles opciones disponibles, se procedió a realizar los cálculos necesarios para determinar los materiales adecuados. Esto se hizo considerando las propiedades mecánicas de los elementos de sujeción y las uniones entre los diversos componentes.

Dado que las dimensiones del sistema fueron definidas en la sección anterior, solo fue necesario recrear los diferentes elementos utilizando las dimensiones especificadas:

Cuadro 10: Dimensiones elementos.

Elemento	Diámetro interno [mm]	Diámetro externo [mm]	Altura [mm]
Base	15	600	60
Cilindro	470	600	140
Entrehierro	250	600	120
Tapa	260	600	60
Núcleo	15	420	440

Fuente: Elaboración propia.

Figura 39: Base.

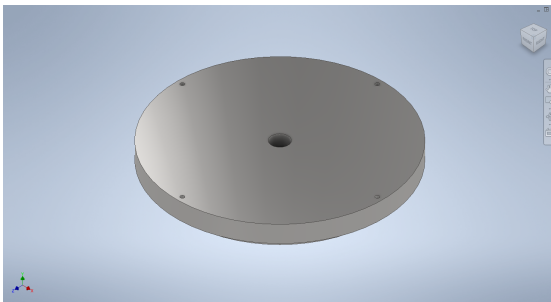


Figura 40: Cilindro.

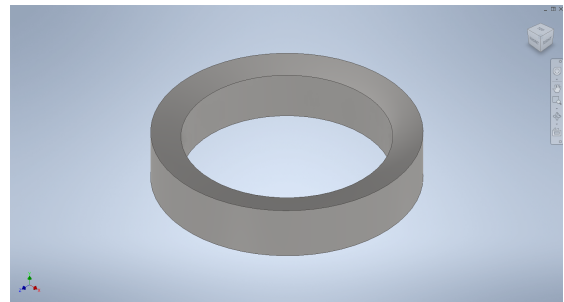


Figura 41: Entrehierro.

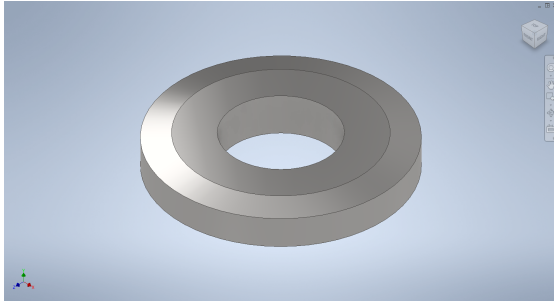


Figura 42: Tapa.

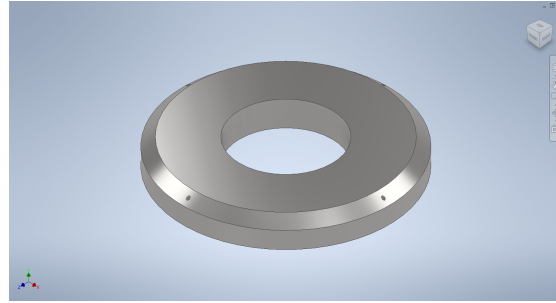
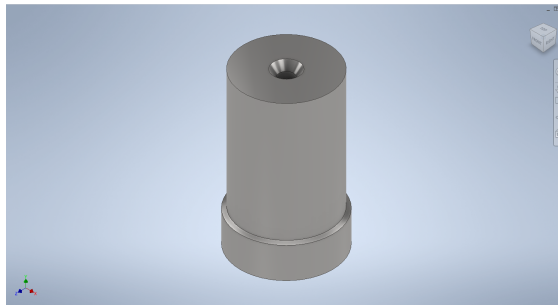


Figura 43: Núcleo.



Fuente: Capturas de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Además, dado que se conocían las dimensiones de los alambres que conforman las bobinas y la cantidad de espiras, fue posible crear una representación del espacio que ocuparán las bobinas dentro del ensamble.

Figura 44: Bobina fija.

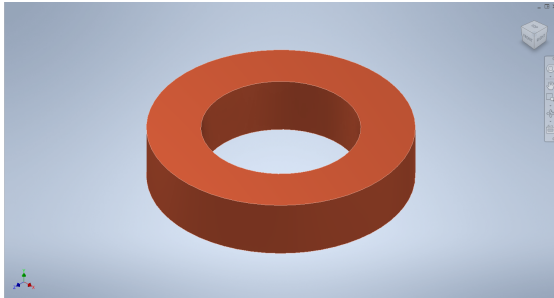
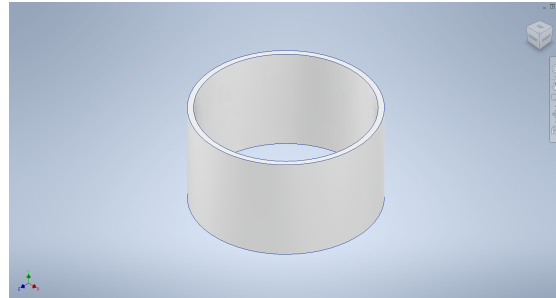


Figura 45: Bobina móvil aluminio.



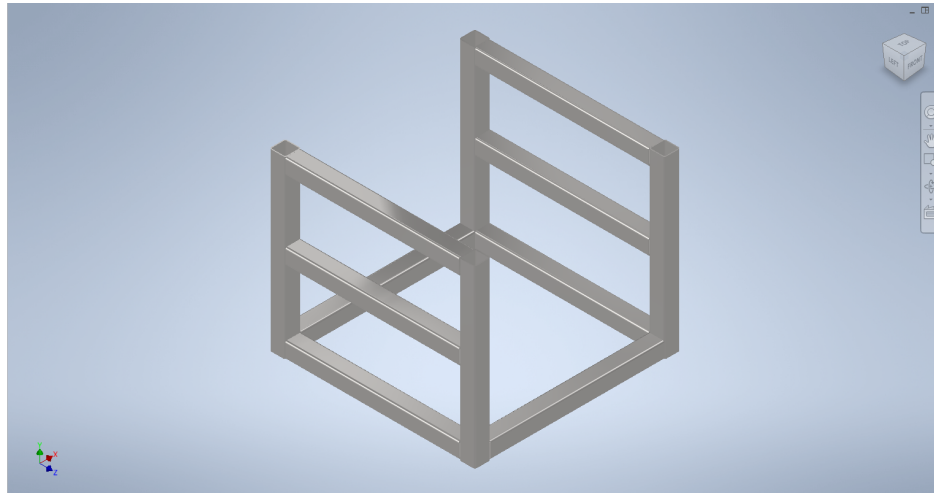
Fuente: Capturas de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

### Diseño de la base:

Después de finalizar el proceso de diseño del excitador electrodinámico, se utilizó la opción iProperties del software Autodesk Inventor para determinar la masa aproximada del ensamble. Luego, se procedió a diseñar la base que soportaría el equipo.

Por lo tanto, se procedió a generar una primer iteración de diseño para el cual se tomó en cuenta el uso de perfiles cuadrados y la soldadura como método de unión. Mientras que para el sistema de rotación, se decidió implementar un eje y rodamientos para facilitar la rotación. En este caso, se determinaron oportunidades de mejora por lo tanto se generó un segundo diseño para la base.

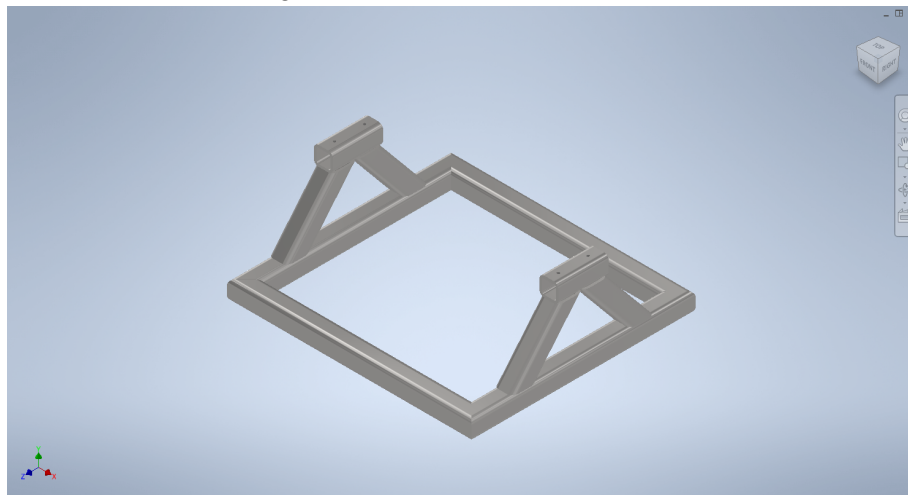
Figura 46: Primer diseño de la base.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Finalmente, basados en el primer diseño, se optó por mantener el uso de perfiles cuadrados y, además, se incorporaron soportes verticales para los perfiles responsables de sostener el rodamiento. Esto se hizo con el propósito de prevenir el pandeo y brindar una mayor estabilidad y solidez a la base. Esta elección no solo contribuye a una mayor rigidez estructural, sino que también resulta en un uso más eficiente de los materiales y una ocupación reducida del espacio. Como resultado, se logra una disminución tanto en los costos como en el peso total del conjunto.

Figura 47: Tercer diseño de la base.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Respecto al sistema de acoplamiento entre la base y el agitador, se optó por la utilización de láminas metálicas en conjunto con un disco y dos cilindros mecanizados en aluminio. No obstante, se observó que este enfoque conllevaría costos considerables debido al precio del aluminio, que se sitúa alrededor de los USD 4 por kilogramo, en contraste con el costo de las láminas de acero, que es inferior al USD 1 por kilogramo. Además, como se evidencia en las Figuras 49 y 51, se requieren planchas de aluminio de 2' x 2' x 1" las cuales tienen un precio aproximado de USD 650 cada plancha.

Figura 48: Disco inferior.

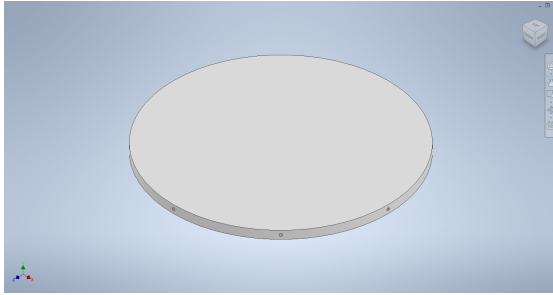


Figura 49: Cilindro central.

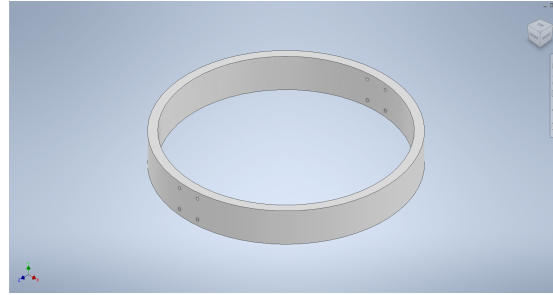


Figura 50: Cilindro superior.

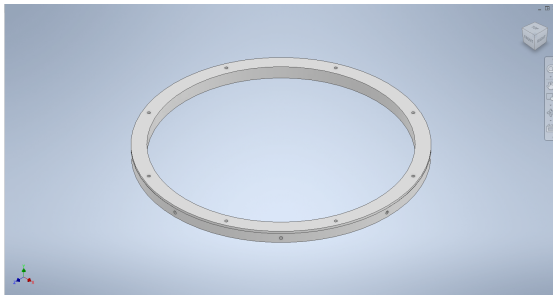
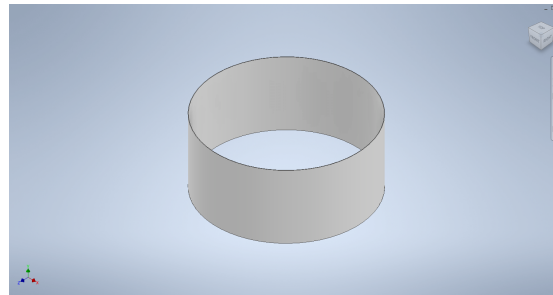


Figura 51: Cilindro exterior.



Fuente: Capturas de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

En el diseño del sistema de acople entre la base y el excitador, se consideró la posibilidad de incorporar rodamientos para mejorar la rotación del agitador. Se consultó el catálogo en línea del proveedor SKF para buscar un rodamiento capaz de soportar tanto los 10,000 N correspondientes al peso del sistema como una carga adicional de 8,000 N durante las pruebas. Dado que los 18,000 N se distribuyen entre los dos apoyos, se requirió que el rodamiento tuviera una capacidad de carga estática superior a 9,000 N, ya que las pruebas se realizan en posición estática. En consecuencia, se optó por utilizar rodamientos de rodillo, ya que la aplicación en cuestión implica una carga puramente radial y prácticamente estática.

Por medio de la calculadora en línea del proveedor SKF, se determinó que el rodamiento cilíndrico NU1005 es ideal para la aplicación, ya que cuenta con un factor de seguridad de 1.32. Sin embargo, el fabricante recomienda realizar rotaciones del eje de manera periódica para promover la lubricación en los componentes internos.

Además, se diseñaron chumaceras mecanizadas que se acoplan a la base y que alojarán los rodamientos, permitiendo su fijación mediante un eje que facilita la rotación. También



se incorporaron pasadores en las chumaceras para garantizar que las pruebas se realicen a ángulos precisos de 90 o 180 grados.

Para garantizar esta unión, se diseñaron placas laterales que conectan los bujes con el agitador.

Figura 52: Soporte.

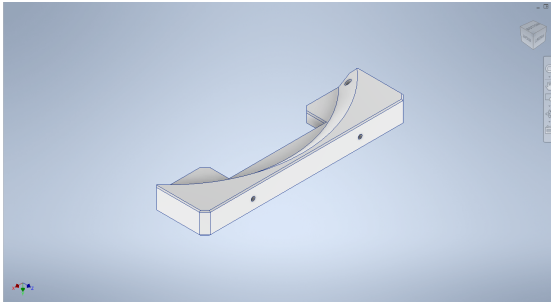


Figura 53: Soporte lateral.

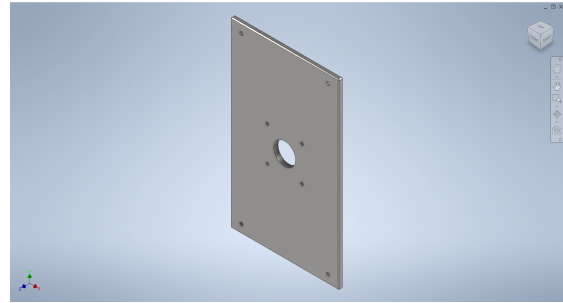


Figura 54: Chumacera.

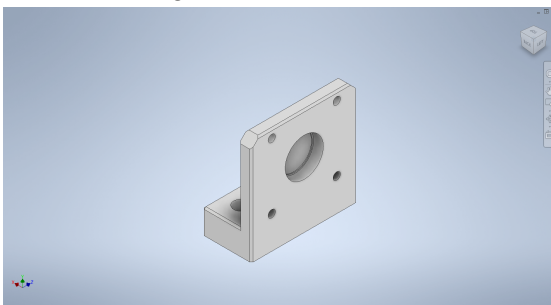
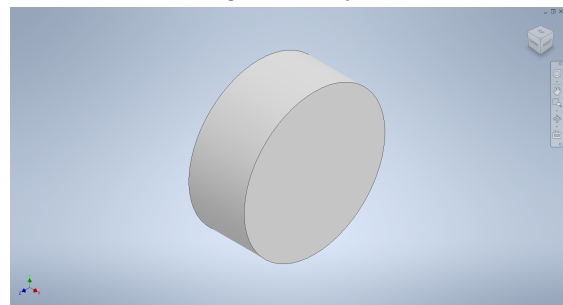


Figura 55: Eje.



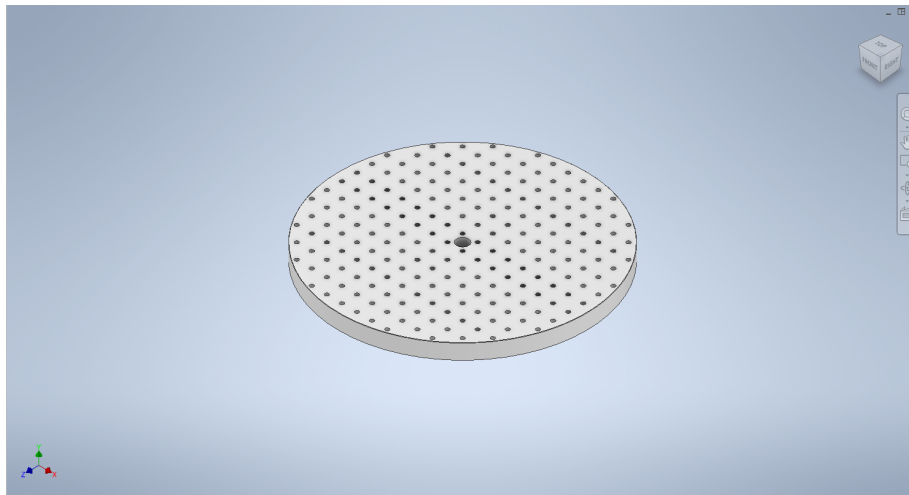
Fuente: Capturas de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

### **Bancada:**

Por otro lado, para el diseño de la bancada se tenían las dimensiones conocidas del TestPod, que son 150.5 x 150.5 x 376.5 [mm]. Por lo tanto, se optó por crear una bancada con un diámetro externo de 410 mm y un espesor de 25 mm. Además, se observó que en los modelos comerciales se realizan agujeros en un patrón cuadrado con una separación de 10 mm entre cada agujero, lo que facilita la sujeción de distintos elementos de manera universal.

Durante el proceso de diseño, también se notó que en el mercado existen bancadas de aluminio y de magnesio. Por lo tanto, se procedió a comparar ambos materiales y se encontró que el magnesio presenta una ventaja significativa sobre el aluminio en cuanto a densidad. La bancada de aluminio tenía una masa de 8.8 kg, mientras que la de magnesio pesaba 5.5 kg. Sin embargo, es importante mencionar que el costo del aluminio se encuentra en el rango de USD 3.2 por kilogramo, mientras que el magnesio tiene un costo de USD 30 por kilogramo. A pesar de representar un costo cerca de diez veces mayor, la implementación de magnesio en la bancada disminuye en al rededor de 1,400 N el requisito de fuerza máxima del equipo.

Figura 56: Bancada de magnesio.

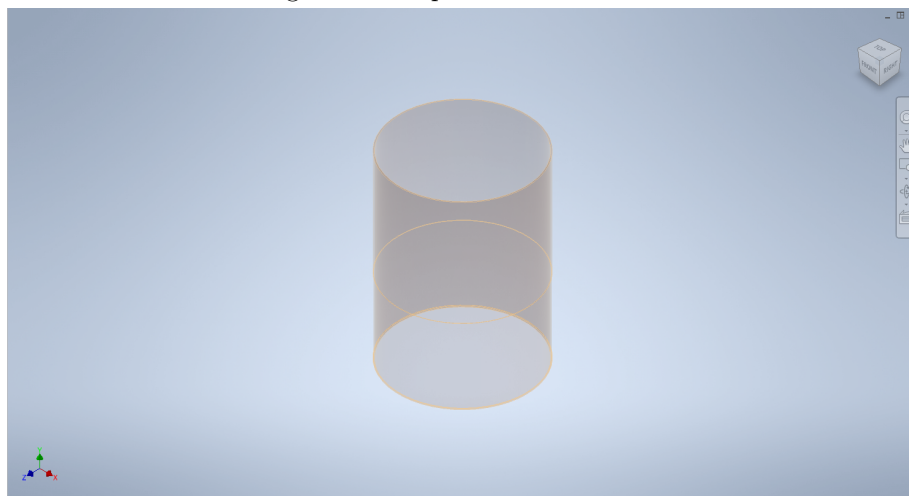


Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

### **Respaldo bobina móvil:**

Las dimensiones del respaldo de la bobina móvil están determinadas por el diámetro de la bobina móvil, que es de 250 mm, y su altura, que corresponde a la distancia desde la base de la bobina móvil hasta la bancada, siendo esta de 180 mm. Además, como se mencionó en párrafos anteriores, se estableció que el espesor máximo del respaldo debía ser de 1 mm. Por lo tanto, el diseño del respaldo se basó principalmente en la selección del material para su construcción. Se requería un material ligero con buenas propiedades mecánicas en términos de resistencia y propiedades físicas para resistir variaciones de temperatura.

Figura 57: Respaldo bobina móvil.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Luego de un análisis, se concluyó que la resina de poliamida era el material ideal para el

respaldo. Esta elección se basa en su resistencia a la tensión, que alcanza los 90 MPa, y su capacidad para soportar temperaturas de hasta 220 grados centígrados. Además, en el proceso de diseño, se evaluó la posibilidad de fabricar este componente utilizando la tecnología de impresión 3D, lo que no solo garantizaría sus dimensiones, sino también simplificaría el proceso de construcción.

### **Pernos:**

Una vez que se generaron las partes del ensamble, se procedió a realizar los cálculos necesarios para la selección de los pernos. El propósito de este proceso era determinar la precarga requerida en los pernos, así como el grado y el diámetro adecuados para los mismos. Para simplificar el proceso de fabricación, se optó por utilizar el mismo diámetro de perno en todo el ensamble.

Inicialmente, se identificaron los pernos sujetos a las cargas más significativas, que resultaron ser los pernos responsables de unir los soportes superiores con el agitador, ya que están sometidos a tensión, así como los pernos que conectan los soportes laterales con los soportes, ya que están sometidos a cortante puro.

El proceso de diseño comenzó por determinar la precarga necesaria en los pernos. Esta precarga depende del tipo de unión deseado para el ensamble, la resistencia a la prueba de los pernos y el área de sección transversal de los mismos. Dado que se optó por usar pernos del mismo diámetro en todo el ensamble, solo fue necesario considerar diferentes grados para los pernos o mantener el mismo grado en todos los pernos del ensamble. Esto simplificaría el proceso de ensamblaje futuro, ya que requeriría aplicar el mismo torque a todos los pernos.

$$F_i = \begin{cases} F_i = (0.75)(A_t)(S_p) \\ F_i = (0.90)A_t(S_p) \end{cases} \quad (19)$$

Donde:

- $F_i$ : Fuerza de precarga [N].
- 0.75: Para unión desarmable.
- 0.90: Para unión permanente.
- $A_t$ : Área sujeta a tensión del perno [ $mm^2$ ].
- $S_p$ : Resistencia de prueba mínima [MPa].

En este caso, se buscaba una unión permanente, por lo que se utilizó un coeficiente 0.90. El área sujeta a tensión del perno dependía del diámetro del mismo, y la resistencia de prueba mínima estaba relacionada con el grado del material del perno. Se llevó a cabo un proceso iterativo considerando diferentes tamaños de perno, incluyendo M5, M8 y M12, así como diferentes grados de resistencia, como 4.8, 5.8, 8.8 y 10.9, con el objetivo de determinar la opción que mejor satisficiera las necesidades del proyecto.

$$F_i = (0.90)(A_t @ M8)(S_p @ 8.8)$$

$$\implies F_i = (0.90)(36.6mm^2)(600MPa) = 19.7kN$$

Finalmente, para alcanzar la precarga requerida, se supuso que durante el ensamblaje se aplicaría lubricación en los pernos. En este caso, se necesitaría aplicar un torque de  $40Nm$  para lograr la precarga deseada. Sin embargo, en caso de que la lubricación no fuera posible, se requeriría un torque de  $65Nm$  para obtener la misma precarga.

Continuando con el procedimiento de Shigley, para determinar el esfuerzo al que estará sometido el perno, fue necesario calcular la constante de rigidez tanto del perno como de los elementos que sujetaría. Esto implicó determinar la longitud del perno, que dependía de la configuración de la unión, es decir, si se utilizarían tuercas o agujeros roscados.

Sin embargo, en este caso, la elección del perno estaba condicionada por la configuración del ensamble, por lo que se ingresaron los parámetros de longitud total, longitud de la rosca y diámetro del perno en las ecuaciones correspondientes.

Donde:

- $t$ : espesor arandela =  $2.3mm$
- $L$ : longitud total del perno =  $100mm$
- $l_T$ : longitud del perno roscada =  $28mm$
- $l_d$ : longitud del perno sin rosca =  $72mm$
- $d$ : diámetro del perno =  $8mm$
- $E$ : Módulo elasticidad del perno =  $207GPa$

Por lo tanto:

Área de la parte sin rosca:

$$A_d = \pi d^2 / 4$$

$$\implies A_d = \pi(8mm)^2 / 4 = 50.26mm^2$$

Área de la parte roscada:

$A_t = \text{verificar con proveedor o tablas 8 - 1 u 8 - 2 del libro de Shigley}$

$$A_t = 36.6mm^2$$

Rigidez del perno:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

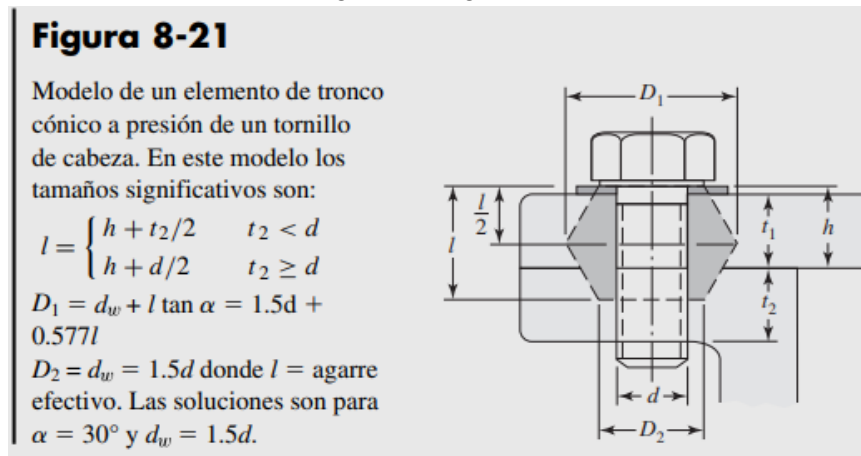
$$\implies k_b = \frac{(50.26mm^2)(36.6mm^2)(207GPa)}{(50.26mm^2)(20mm) + (36.6mm^2)(72mm)} = 1.89 \cdot 10^8 N/m$$

Por otro lado, para determinar la rigidez de los elementos que se unirán, es necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$k = \frac{0.5774\pi Ed}{\ln \frac{(1.155t+D-d)(D+d)}{(1.115t+D+d)(D-d)}} \quad (20)$$

Donde para determinar los diámetros  $D$  y  $d$ , respectivamente, se hizo uso de la Figura 8-21 del libro de Shigley como referencia visual.

Figura 58: Figura 8-21.



Por lo tanto Diámetro del tronco superior:

$$D_w = 1.5(d)$$

$$\Rightarrow D_w = 1.5(8mm) = 12mm$$

Diámetro del tronco medio:

$$D_1 = 1.5d + 0.557l$$

$$\Rightarrow D_1 = 1.5(8mm) + 0.557(46.3mm) = 39.4mm$$

Diámetro del tronco inferior:

$$D_2 = 1.5d$$

$$\Rightarrow D_2 = 1.5(8mm) = 12mm$$

Altura del tronco superior:

$$t = l/2$$

$$\Rightarrow t = 48.3mm/2 = 23.15mm$$

Altura del tronco medio:

$$t = h - l/2$$

$$\Rightarrow t = 42.3mm - 48.3mm/2 = 19.15mm$$

Altura del tronco inferior:

$$t = l - h$$

$$\implies t = (48.3 - 42.3)mm = 4mm$$

Rigidez del tronco superior:

$$k_{sup} = \frac{(0.5774)(\pi)(207GPa)(8mm)}{\ln \frac{(1.155(23.15mm)+(12-8)mm)(12+8)mm}{(1.115(23.15mm)+(12+8)mm)(12-8)mm}} \approx 2.43 \cdot 10^8 N/m$$

Rigidez del tronco medio:

$$k_{med} = \frac{(0.5774)(\pi)(70GPa)(8mm)}{\ln \frac{(1.155(19.15mm)+(39-8)mm)(39+8)mm}{(1.115(19.15mm)+(39+8)mm)(39-8)mm}} \approx 6.75 \cdot 10^8 N/m$$

Rigidez del tronco inferior:

$$k_{inf} = \frac{(0.5774)(\pi)(200GPa)(8mm)}{\ln \frac{(1.155(4mm)+(12-8)mm)(12+8)mm}{(1.115(4mm)+(12+8)mm)(12-8)mm}} \approx 5.18 N/m$$

Rigidez equivalente de los elementos de unión:

$$k_m = (1/k_1 + 1/k_2 + \dots)^{-1}$$

$$k_m = (1/k_{sup} + 1/k_{med} + 1/k_{inf})^{-1}$$

$$\implies k_m = \left( \frac{1}{2.43 \cdot 10^8 N/m} + \frac{1}{6.75 \cdot 10^8 N/m} + \frac{1}{6.75 \cdot 10^8 N/m} \right)^{-1} \approx 1.33 \cdot 10^8 N/m$$

Por otro lado es necesario determinar el valor de la constante  $C$  dado por la ecuación:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (21)$$

$$C = \frac{1.89 \cdot 10^8 N/m}{(1.89 \cdot 10^8 + 1.33 \cdot 10^8) N/m} = 0.12$$

Ahora bien, como se mencionó en párrafos anteriores, con la ayuda de la opción iProperties del Software Autodesk Inventor, se determinó que la masa aproximada del sistema es de  $1,000kg$  lo que equivale a un peso de aproximadamente  $10,000N$ . A su vez, cuando el excitador se encuentre realizando su carrera en la dirección de  $z+$  se genera una fuerza máxima de  $7,900N$  los cuales se tomaron en cuenta. Por lo tanto, la carga total del sistema se redondeó a  $18,000N$  que se dividió entre los cuatro pernos superiores, de manera que cada uno debe soportar una carga de  $4,500N$ .

Por último, al conocer la carga en el sistema y la constante  $C$ , se procedió a determinar la componente de la carga soportada por el perno y la componente soportada por los elementos sujetos.

$$F_b = CP + F_i \quad (22)$$

$$F_m = (1 - C)P - F_I \quad (23)$$

Donde:

- $F_b$ : carga resultante del perno [N].
- $F_m$ : carga resultante de los elementos [N].

Con lo anteriormente determinado, se procedió a verificar si el perno será capaz de soportar la carga, por lo tanto, se calculó el esfuerzo al que estará sujeto debido a esta carga.

$$\sigma_b = \frac{(PC) + F_i}{A_t} \quad (24)$$

$$\sigma_b = \frac{(4,500N)(0.12) + 19,750N}{36.3mm^2} = 555MPa$$

Factor de seguridad a la fluencia:

$$n_p = \frac{S_p A_t}{(CP) + F_i} \quad (25)$$

Factor de seguridad a la sobrecarga:

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (26)$$

Factor de seguridad a la separación:

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (27)$$

$$n_p = \frac{(600MPa)(36.3mm^2)}{[(0.12)(4,500N)] + 19,750N} = 1.08$$

$$n_L = \frac{[(600MPa)(36.3mm^2)] - 19,750N}{(0.12)(4,500N)} = 3.92$$

$$n_0 = \frac{19,750N}{4,500N(1 - 0.12)} = 5.02$$

Con el procedimiento realizado, se verificó que los pernos M8 Grado 8.8 serán capaces de soportar la carga equivalente del sistema en la unión entre la tapa y el soporte con un factor de seguridad de 1.9. Ahora, se procede a determinar si son capaces de soportar la carga cortante generada por la unión entre el soporte y el soporte lateral.

Los pernos de la unión entre el soporte lateral y el soporte están sujetos a una carga cortante debido a la naturaleza del sistema, sin que se generen momentos u otras cargas que afecten a estos pernos. No obstante, por precaución, se consideró la posibilidad de que ocurran momentos. Por lo tanto, se siguió el procedimiento descrito en el capítulo No. 8 del libro "Diseño en Ingeniería Mecánica" de Shigley.

Dado lo anterior, se inició determinando el factor de seguridad ante cortante puro mediante el siguiente cálculo:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (28)$$

Donde:

- $\tau$ : Esfuerzo cortante [ $MPa$ ].
- $F$ : Fuerza o carga [ $N$ ].
- $A$ : Sección transversal del perno [ $mm^2$ ].

La carga  $F$  debe dividirse entre la cantidad de pernos que soportan dicha carga. En este caso, son 8 pernos, por lo tanto:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{F}{8A} \\ \implies \tau &= \frac{18,000N}{8(32.8mm^2)} = 68.60MPa \end{aligned}$$

Mientras que el factor de seguridad por cortante esta dado por:

$$\begin{aligned} n &= \frac{0.577S_y}{\tau} \quad (29) \\ n &= \frac{0.577(S_y \text{ Grado8.8})}{\tau} \\ \implies n &= \frac{0.577(630MPa)}{68.60MPa} = 3.02 \end{aligned}$$

Continuando con el análisis, se procedió a determinar el factor de seguridad ante el cortante en el caso de que se aplique un momento y, por lo tanto, una carga equivalente. Se conoce:



- $P$ : Carga  $[18,000N]$ .
- $L$ : Brazo de palanca de la carga  $[0.25m]$ .
- $n$ : Número de pernos  $8pernos$ .
- $t$ : Espesor soporte lateral  $0.01m$ .

La carga aplicada en el borde del ensamble del agitador genera un momento de  $4.5kNm$

Cortante primario:

$$F' = P \quad (30)$$

Cortante secundario:

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} \quad (31)$$

Cortante equivalente:

$$F_R = \sqrt{((F''_x)^2 + (F' + F''_y)^2)} \quad (32)$$

Por lo tanto

$$F' = \frac{18,000N}{8} = 2,250N$$

Mientras que para determinar el radio se siguió el siguiente procedimiento donde se conocía:

- $x$  Distancia  $x$  de los pernos  $0.25m$ .
- $y$  Distancia  $y$  de los pernos  $0.5m$ .

$$r = \sqrt{((x/2)^2 + (y/2)^2)} \quad (33)$$

$$r = \sqrt{((0.2m/2)^2 + (0.38m/2)^2)} = 0.28m$$

Por lo tanto

$$F'' = \frac{(4,500Nm)(0.28m)}{4(0.28m)^2} = 4,020N$$

$$\alpha = \arctan(y/x)$$

$$\implies \alpha = \arctan(0.5/0.25) = 63.43 \text{ grados}$$

$$\theta = 90 - \alpha$$

$$\implies \theta = (90 - 63.43) \text{ grados} = 26.57 \text{ grados}$$

$$F_x'' = F'' \cos(\theta)$$

$$F_y'' = -F'' \sin(\theta)$$

$$F_x'' = (4.02kN) \cos(26.57) = 3.6kN$$

$$F_y'' = -(4.02kN) \sin(26.57) = -1.8kN$$

$$F_R = \sqrt{((3.6kN)^2 + ((-2.25 + -1.8)kN)^2)} = 5.42kN$$

$$\tau = \frac{F_R}{A}$$

$$\implies \tau = \frac{5,420N}{32.8mm^2} = 165.24MPa$$

Con los datos calculados se procedió a determinar el factor de seguridad por cortante en los pernos M8 Grado 8.8

$$n = \frac{S_{sy \text{ Grado } 8.8}}{\tau}$$

$$n = \frac{0.557(630MPa)}{165.24MPa} = 2.2$$

Además, se determinó el factor de seguridad contra el aplastamiento en el perno, lo cual requirió calcular el área transversal de aplastamiento  $A_b$

$$A_b = dt$$

$$\implies A_b = (8)(10)[mm] = 80mm^2$$

$$\sigma_b = \frac{P}{A_b}$$

$$\implies \sigma_b = \frac{4,500N}{80mm^2} = 56.25MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$\implies \frac{630MPa}{56.25MPa} = 11.2$$

Por lo tanto, con los datos mencionados anteriormente, se puede afirmar de manera adecuada que los pernos seleccionados, M8 grado 8.8, serán capaces de soportar las cargas de manera segura en todas las uniones pernadas presentes en el sistema.

### Simulación Ansys <sup>®</sup> estático:

Por último, para corroborar los datos, se realizaron simulaciones en el software Ansys <sup>®</sup> Student para determinar los factores de seguridad de los pernos y el eje.

A pesar de varios intentos de obtener resultados con el modelo completo generado en Autodesk Inventor, se sobrepasaron los límites de elementos e iteraciones permitidos por las licencias disponibles en la universidad. Por lo tanto, se tomó la decisión de generar modelos simplificados a los cuales se les aplicaron las cargas equivalentes.

Se incorporaron los siguientes materiales, junto con sus respectivas propiedades, de acuerdo con los cálculos que se deseaban obtener.

Cuadro 11: Propiedades de los materiales agregados.

Material	Módulo de elasticidad [GPa]	Razón de Poisson	Resistencia a la fluencia [MPa]	Resistencia a la tensión [MPa]
AISI 1008	207	0.29	170	305
AISI 1018	207	0.29	275	475
Aluminio 6061	68.9	0.33	55.2	124
Grado 8.8	207	0.3	660	830

Fuente: Elaboración propia.

Para las simulaciones, se mejoró la calidad del mallado de 2 a 4. Además, se aplicó la función de *Sweepable* a los cuerpos que lo permitían, mientras que a los pernos, que eran los elementos de interés, se les aplicó *MultiZone* y *Sizing* de 2mm.

### Pernos a tensión:

Se simplificó el sistema a un solo perno y cuadrados de 50mm por lado, con el espesor adecuado para representar el soporte, la tapa y el cilindro. Además, se aplicó un *Face Split* en la superficie del eje del perno a la altura donde finaliza la rosca del mismo, con el propósito de aplicar la precarga en el eje sin agarre durante la simulación.

Figura 59: Parámetros simulación tensión.

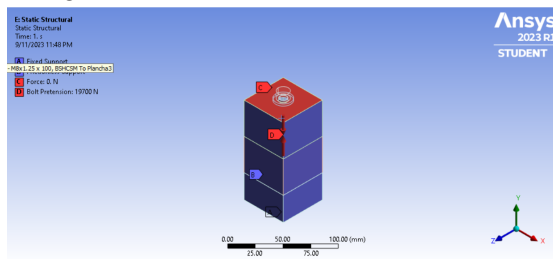
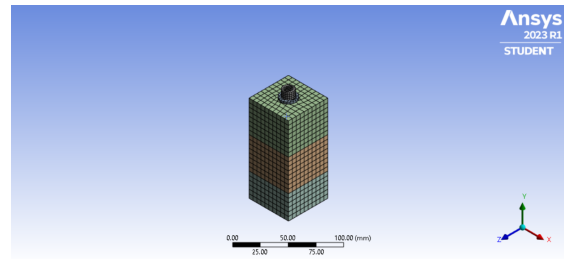


Figura 60: Mallado simulación tensión.

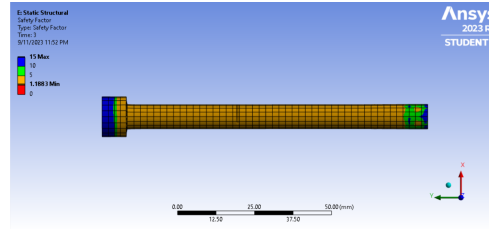


Fuente: Imágenes utilizadas por cortesía de ANSYS, Inc.

En la simulación, se configuró un soporte *Fixed* en la superficie inferior del cilindro, mien-

tras que, en la superficie superior del soporte se aplicó una carga equivalente de  $4,500N$ . Además, para simular el soporte lateral de los elementos, se aplicó *Frictionless* en las superficies laterales. Por último, se aplicó la precarga de  $19,700N$  en el perno.

Figura 61: Factor de seguridad perno a tensión.



Fuente: Imágenes utilizadas por cortesía de ANSYS, Inc.

En cuanto a los soportes, se asumió *Rough* para las conexiones Cabeza perno - Arandela, Arandela - Soporte, así como a las conexiones entre los elementos a unir. Por otro lado, se utilizó *Frictionless* a las conexiones ente el eje del Perno y los agujeros de los elementos a unir y la arandela. Por ultimo, se asignó *Bonded* en la conexión Eje perno - Cilindro.

### Pernos a cortante:

En el caso de los pernos sometidos a corte, se aplicó un soporte fijo en las superficies externas de los soportes laterales y se aplicó una carga de  $10,000N$  en dirección  $z-$ .

Por otro lado, se configuraron las conexiones entre el Soporte lateral - Soporte y la Cabeza del perno - Soporte lateral como *Rough*, mientras que se estableció la conexión entre el Eje del perno - Soporte lateral como *Frictionless* y la conexión entre el Eje del perno - Soporte como *Bonded*.

Figura 62: Parámetros simulación cortante.

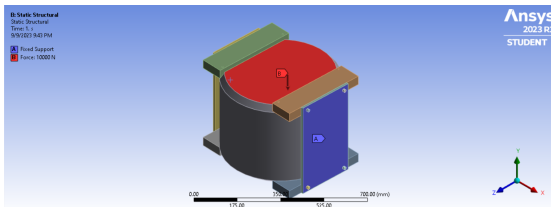


Figura 63: Mallado simulación cortante.

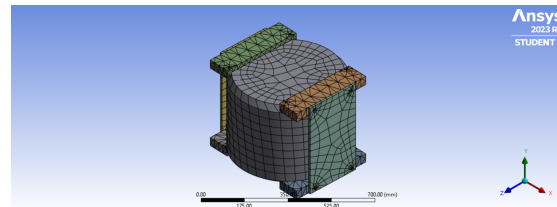


Figura 64: Factor de seguridad a 4 pernos.

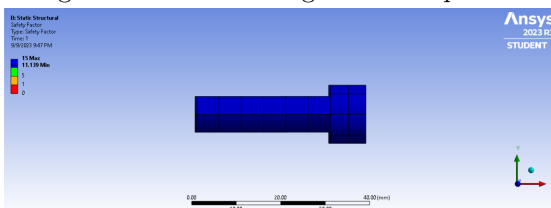
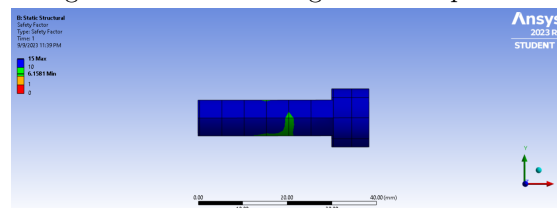


Figura 65: Factor de seguridad a 2 pernos.



Fuente: Imágenes utilizadas por cortesía de ANSYS, Inc.

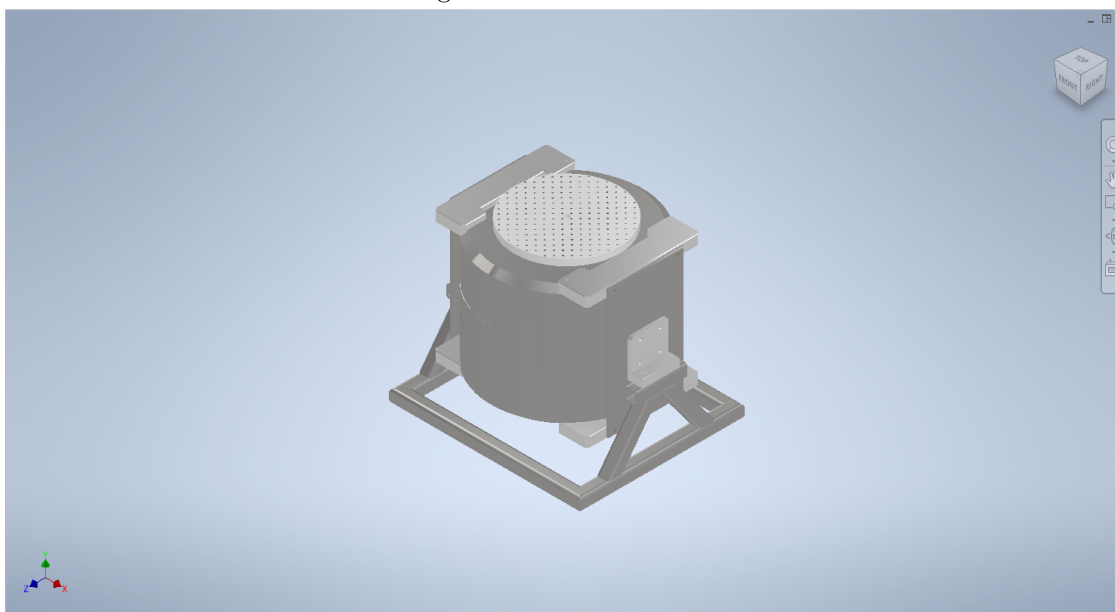
### Materiales seleccionados para la base:

Para la base, se optó por utilizar un perfil cuadrado de  $2 \times 2 \times 1/4$  [in] cortado y soldado a las dimensiones necesarias, Estas dimensiones fueron calculadas para garantizar la capacidad de soportar el agitador tanto en posición vertical como en horizontal. En cuanto al sistema de sujeción, se decidió emplear planchas de lámina negra laminadas en frío con un espesor de  $10m$ , y para los soportes se utilizó aluminio 6061. Para el eje que unirá y soportará la carga del excitador, se seleccionó una varilla lisa de acero A36 con un diámetro de  $1in$

### Diseño mecánico final:

El diseño final logra cumplir con los requisitos definidos, ya que es capaz de soportar el equipo de manera segura en las posiciones vertical y horizontal, lo que posibilita la realización de cualquier prueba de vibraciones aleatorias requerida para un Cubesat 3U, de acuerdo con los estándares vigentes en el momento de llevar a cabo este trabajo.

Figura 66: Ensamble final.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

## 5.5. Presupuesto:

Se inició investigando las opciones disponibles para la selección del TestPOD y el sistema de adquisición de datos (DAQ), donde se encontró que el proveedor Data Physics contaba con el equipo *Abacus 901* con un costo de USD 350.00. En cuanto al TestPOD, se identificaron dos proveedores: la empresa ISISPACE, que ofrecía el TestPOD 3U a un precio de EUR 6,550.00, y la empresa 2NDSpace, que lo ofrecía a EUR 3,800.00.

En cuanto a los acelerómetros, se encontró al proveedor en línea PCB Piezotronics, el

cual contaba con varias opciones disponibles que cumplen con los parámetros requeridos por la prueba. Por lo tanto se seleccionaron las opciones que cumplieran con un rango de aceleración de  $\pm 500g$  y un rango de frecuencia superior a los 900 Hz.

Cuadro 12: Opciones de acelerómetros.

Modelo	Especificaciones	Precio (\$USD)
PCB Piezotronics 352B10	Rango de aceleración: $\pm 500g$ Rango de frecuencia: 2 - 10000 Hz	1191.30
PCB Piezotronics 352A71	Rango de aceleración: $\pm 500g$ Rango de frecuencia: 0.5 - 10000 Hz	1554.30
PCB Piezotronics 352C41	Rango de aceleración: $\pm 500g$ Rango de frecuencia: 1 - 10000 Hz	1388.20
PCB Piezotronics 352A21	Rango de aceleración: $\pm 500g$ Rango de frecuencia: 1 - 10000 HZ	1325.50

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, se dio inicio al proceso de cotización de los materiales para la base y el excitador utilizando los precios disponibles públicamente en las páginas web de los proveedores *Made-In-China* y *Alibaba*. Esto se hizo con el propósito de obtener estimaciones de costos y, de esta manera, poder seleccionar los materiales adecuados para posteriormente solicitar cotizaciones formales a los proveedores. En el caso del permendur, se encontró a un precio promedio de USD 150.00 por kilogramo, mientras que el acero AISI 1008 laminado en frío tenía un precio aproximado de USD 1.2 por kilogramo. El alambre de cobre cuadrado con aislante térmico de clase 200 C tenía un precio de USD 16.00 por kilogramo, mientras que el mismo alambre en aluminio estaba disponible a USD 10.00 por kilogramo. Es importante destacar que este último proveedor solo aceptaba pedidos superiores a 300.00 kg.

En cuanto a la adquisición de los materiales necesarios para la bancada, el soporte y el buje, decidimos contactar a proveedores en Estados Unidos debido a que ofrecían láminas en bruto con dimensiones similares a las requeridas. Esta elección tenía como objetivo minimizar el desperdicio de material durante el proceso de maquinado.

Para la placa de magnesio, se estableció contacto con proveedores *Buymetal*, donde la placa de 1 pulgada de espesor y de 18 x 18 pulgadas tiene un valor de USD 5,029.45. Para las placas de aluminio, se contactó al proveedor *OnlineMetals*, quien vende la placa de 2 pulgadas de espesor y con dimensiones de 12 x 24 pulgadas a un precio de USD 739.63. En cuanto a los rodamientos NU 1005 de *SKF*, su precio unitario es de USD 106.70.

Por otro lado, para la fabricación del respaldo de la bobina móvil el proveedor *3DXTech* que ofrece filamento termoplástico de poliamida para impresión 3D. Este filamento tiene un diámetro de 1.75 mm y se presenta en bobinas de 500g, con un costo de USD 195.00.

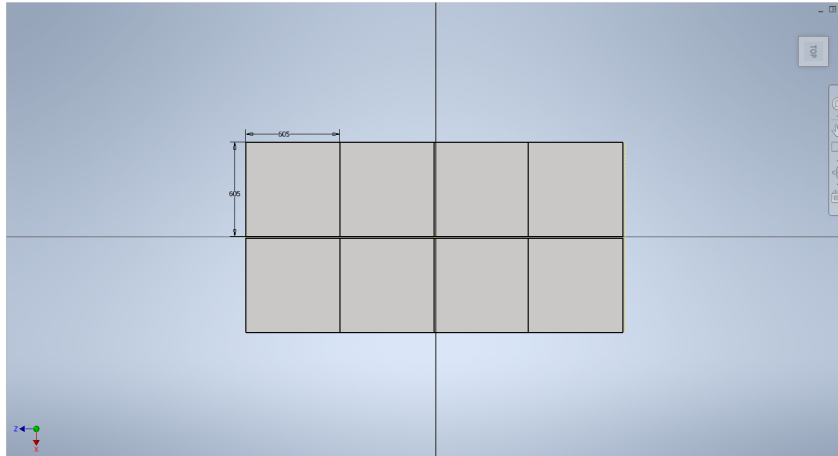
Por último, para la unión de las laminas del circuito magnético, se seleccionó el adhesivo epóxico E645 de dos partes con aislante de grado térmico H de la empresa *Magna-Tac* tiene un costo de USD 245.00.

Por otro lado, en el mercado nacional se solicitaron cotizaciones para las láminas de acero laminado en frío AISI 1008. Sin embargo, solo se encontró disponibilidad de láminas A36 en la empresa Grupo AP a un precio de GTQ 3,271.20. Además, el tubo cuadrado en la

empresa Grupo AP estaba disponible a GTQ 1,219.66. Mientras que la varilla lisa de sección redonda con un espesor de 1/2 pulgada y una longitud de 6 metros tuvo un costo de GTQ 68.00.

Dado que la plancha de mayor espesor disponible en el país es de 1.5 mm, fue necesario crear el circuito magnético mediante el proceso de laminación, es decir, apilar las láminas de 1.5 mm de espesor una sobre otra hasta alcanzar el volumen requerido.

Figura 67: Corte de lámina para elementos.



Fuente: Captura de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.

Por lo tanto, para generar la base del sistema, con una altura de 60 mm, y como se muestra en la Figura 67, de una lámina de 4 x 8 pies se obtienen 8 elementos de 605 mm por lado, lo que implica que se necesitan 5 láminas.

Mientras que para el entrehierro, con una altura de 120 mm, se necesitan 10 láminas. Del mismo modo, para los cilindros superior e inferior, cada uno con una altura de 130 mm, se requieren 22 láminas para crear ambos cilindros. Por último, para generar el núcleo, es posible utilizar el material sobrante que no se requiere para fabricar los cilindros y el entrehierro. En consecuencia, se concluye que se necesitan 44 láminas de 4 x 8 pies con un espesor de 1.5 mm.

Figura 68: Corte de lámina para entrehierro.

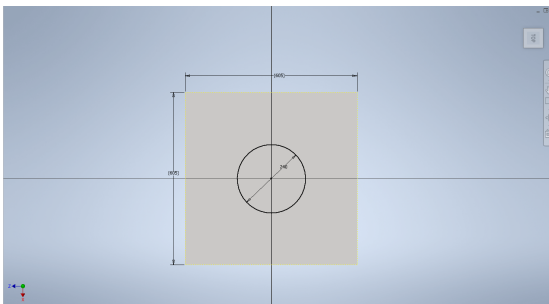
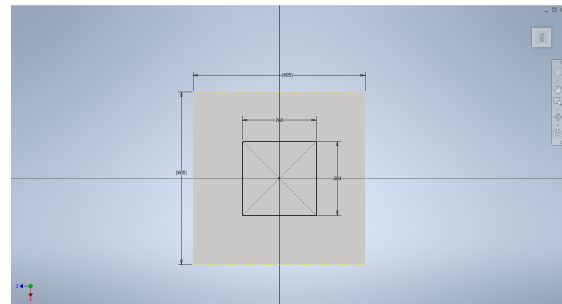


Figura 69: Corte de lámina para cilindros.



Fuente: Capturas de pantalla de Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc.



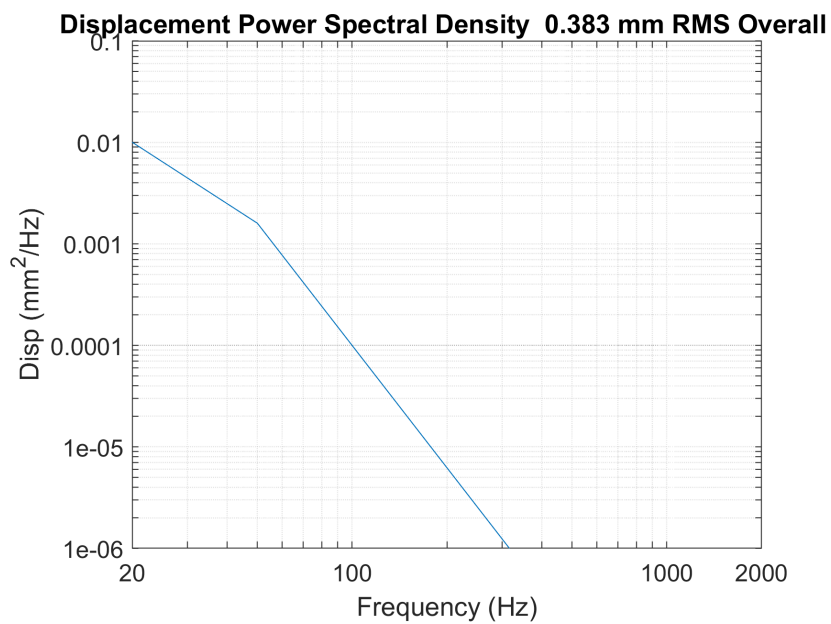


**Requisitos del excitador electrodinámico:**

Los requisitos del excitador electrodinámico se establecieron con el propósito de cumplir con las pruebas de calificación del estándar GEVS de la NASA.

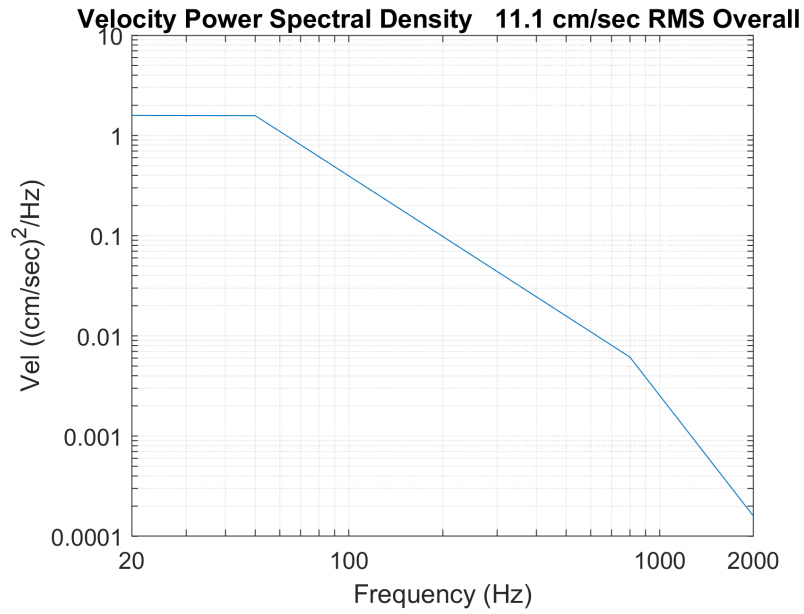
**Desplazamiento:**

Figura 70: Desplazamiento requerido.



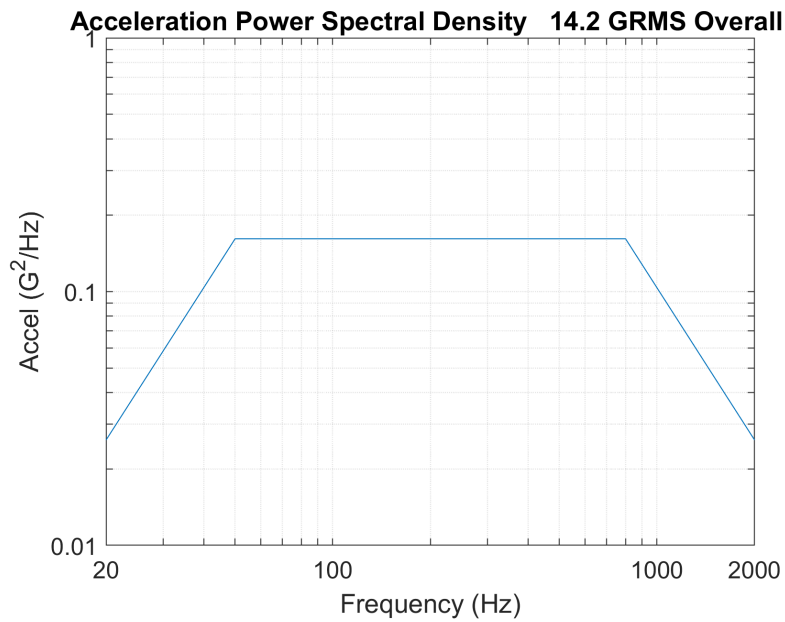
**Velocidad:**

Figura 71: Velocidad requerida.



**Aceleración:**

Figura 72: Aceleración requerida.



**Fuerza requerida:**

$$F_{RMS} = 2,616.4877N$$

$$F_{Pico} = 7,856.632N$$

### Área de la bancada necesaria:

$$A_{bancada} = 0.132m^2$$

### Especificaciones del excitador electrodinámico diseñado:

Cuadro 13: Especificaciones del excitador electrodinámico diseñado

Especificación		Magnitud
Desplazamiento Pico-Pico	$d_{pico-pico}$	20mm
Velocidad máxima	$V_{max}$	1.9m/s
Aceleración máxima	$a_{max}$	850m/s <sup>2</sup>
Fuerza RMS	$F_{RMS}$	2,800N
Fuerza máxima	$F_{Pico}$	7,900N
Área de la bancada	$A_{bancada}$	0.132m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia

### Parámetros de las bobinas:

Cuadro 14: Parámetros de las bobinas

Elemento	Corriente de entrada [A]	No. Espiras	Columnas	Filas	Calibre AWG
Bobina fija No.1	100	768	24	32	7
Bobina fija No.2	100	768	24	32	7
Bobina móvil	10 - 75	70	2	35	6

Fuente: Elaboración propia

### Dimensiones del excitador electrodinámico:

Cuadro 15: Dimensiones elementos.

Elemento	Diámetro interno [mm]	Diámetro externo [mm]	Altura [mm]
Base	15	600	60
Cilindro	470	600	130
Entrehierro	272	600	120
Tapa	246	600	60
Núcleo	15	360	250

Fuente: Elaboración propia

## Presupuesto:

El presupuesto que se presenta a continuación se fundamenta en el tipo de cambio entre las divisas USD-GTQ y EUR-GTQ correspondiente al día 22 de septiembre de 2023. Es crucial tener en cuenta que los precios de los componentes están sujetos a posibles variaciones. Además, hasta la fecha del 4 de diciembre del mismo año, no se ha recibido respuesta de los proveedores de amplificadores que cumplen con las características establecidas.

Cuadro 16: Presupuesto:

Elemento	Descripción	cnt	Precio Unitario GTQ	Total GTQ
Amplificador de corriente	$P_{RMS}$ : 15000W $P_{Pico}$ : 42000 W	1		
Acelerómetro	PCB Piezotronics 352B10	1	9,424.71	9,424.71
DAQ	MyDAQ National Instruments	1	2,768.85	2,768.85
TestPod	3U 2NDSpace	1	31,468.23	31,468.23
Alambre cuadrado	6 AWG Aluminio 200 C [kg]	54	46.06	13,818
Alambre cuadrado	7 AWG Cobre 200 C [kg]	300	117.70	35,310
Lámina rolada en frío	A 36, 1.5 mm 4' x 8'	40	365.00	14,600.00
Barniz / Pegamento	Grado eléctrico Clase térmica H		1,922.46	1,922.46
Aluminio	6061 1' x 2' x 2"	2	5,851.21	11,702.42
Magnesio	AZ31 18" x 18" 1' 2" x 2" x 1/4	1	39,787.96	39,781.96
Tubo cuadrado	6 metros	1	1,219.66	1,219.66
Tornillo Allen	M8 100 grado 8.8	8	26.50	212.00
Tornillo Allen	M8 40 grado 8.8	4	12.25	49.00
Tornillo Allen	M8 25 grado 8.8	4	9.75	39.00
Tornillo Allen	M8 20 grado 8.8	4	7.50	30.00
Tuerca Hex	M8 65 (5 unidades)	1	11.95	11.95
Rodamiento SKF	NU 1005	2	835.68	1,671.36
Varilla lisa	1/2" x 6mt	1	68.00	68.00
Filamento 3D	500 g,	1	1,530.12	1530.12
Resina poliamida	espesor 1.75 mm			
Total				165,627.72

Fuente: Elaboración propia

---

## Discusión de resultados

---

Durante el proceso de iteración para definir las dimensiones finales del entrehierro, se obtuvieron los siguientes hallazgos:

- **Altura del entrehierro:** Se observó que al aumentar la altura del entrehierro de 80 a 120 [mm], la sección transversal se incrementaba de 0.064 a 0.098 [mm<sup>2</sup>], lo que representaba una menor reluctancia. Sin embargo, este aumento en el área significaba que se necesitaba un mayor flujo magnético para saturar el entrehierro de 0.13 a 0.20 [Wb]. Como resultado, la fuerza magnetomotriz generada por el entrehierro no sufría cambios al aumentar su altura permaneciendo a  $\approx 18,800Av$ . Sin embargo, se determinó que aumentar su altura era beneficioso, ya que permitía acomodar una bobina móvil más alta, lo que se traducía en una disminución de su impedancia. Esto contribuyó a una mayor eficiencia del sistema.
- **Espacio y diámetro medio del entrehierro:** El espacio y el diámetro medio del entrehierro se determinaron en función del ancho del alambre de la bobina móvil. A pesar de que aumentar el ancho del alambre podría parecer contraproducente a primera vista, ya que permitía albergar un menor número de columnas y filas, en realidad facilitaba una mayor capacidad de corriente. Esto posibilitaba generar la misma magnitud de fuerza con menos alambre, lo que a veces reducía el espacio de aire necesario.
- **Diámetro del entrehierro:** Al igual que con el aumento en la altura se observó que al aumentar el diámetro del entrehierro, al pasar de un diámetro interno de 240 a uno de 250 [mm] se mantuvo la fuerza magnetomotriz constante a  $\approx 18,800Av$ . Sin embargo, esta modificación requirió un aumento en el diámetro del núcleo y la bobina móvil. Al aumentar el diámetro del núcleo, se incrementó el área de sección transversal, lo que permitió un mayor flujo electromagnético y, en última instancia, una mayor fuerza. Por otro lado, el aumento en el diámetro de la bobina móvil resultó en un incremento

en la impedancia, pero debido al aumento en la longitud del alambre, la corriente de entrada disminuyó, lo que no afectó significativamente el consumo de energía.

Además, se observó que el aumento en el diámetro y la altura de la bobina móvil, así como en el ancho del alambre, incrementaba la capacidad de generar fuerza, pero al mismo tiempo aumentaba su masa. Esto tenía como consecuencia una menor fuerza útil, ya que se requería aplicar una mayor fuerza para mover la bobina. Esto se hizo evidente en la cuarta iteración, donde los requisitos establecían una masa máxima de 6 kilogramos, pero el sistema de sujeción ya presentaba una masa de 5.5 kilogramos, y al finalizar las iteraciones, la bobina móvil tenía una masa de 9.5 kilogramos, convirtiéndose en el componente más pesado del ensamblaje móvil.

Por lo tanto, se tomó la decisión de cambiar el material de la bobina móvil de cobre a aluminio, ya que el aluminio tiene aproximadamente un tercio de la densidad del cobre, a pesar de que su ampacidad se reduce en aproximadamente un 49 %. Con esta modificación, se logró reducir la masa de la bobina móvil a 2.3 kilogramos y, en consecuencia, disminuir la fuerza necesaria de 17,500 N a 7,860 N.

Además, se encontró que, al aumentar las dimensiones del equipo, era más efectivo incrementar el diámetro del núcleo en lugar de ampliar el espacio para las bobinas fijas y, por ende, aumentar el número de espiras de estas últimas. Esto se debió a que se trabajó con valores cercanos a la saturación, por lo que un aumento en el número de espiras en las bobinas fijas no generaba cambios significativos en la fuerza generada.

En cuanto a la impedancia de la bobina móvil, se observó que el parámetro que tenía una mayor influencia era el aumento de la longitud de la bobina. Sin embargo, este aumento requería también un incremento en la altura del entrehierro. Por otro lado, el incremento o disminución del número total de espiras y el diámetro interno de la bobina móvil prácticamente no generaban cambios significativos en el consumo energético del equipo. Esto se debía a que, a medida que estos valores aumentaban, se requería un menor amperaje de entrada, pero al mismo tiempo se obtenía una mayor impedancia.

Estos hallazgos contribuyeron de manera significativa a la optimización de las dimensiones finales del entrehierro y el diseño general del sistema, asegurando un rendimiento eficiente y la capacidad de generar la fuerza necesaria para el proyecto.

Por otro lado, durante el proceso de generación del presupuesto, se determinó que en el país solo se trabajan láminas laminadas en frío con un espesor máximo de 1.5 mm. Por lo tanto, se tomó la decisión de fabricar los diferentes elementos del circuito electromagnético mediante el proceso de laminación. Esto, a su vez, conlleva la ventaja de reducir la generación de corrientes parásitas dentro del sistema. Para lograr esto, es necesario aplicar barniz de grado eléctrico para unir las láminas y crear una capa aislante entre ellas.

Del mismo modo, se observa en el presupuesto que los elementos que más contribuyen al aumento de los costos son el TestPod, el acelerómetro y el magnesio, que deben ser adquiridos en ambos casos. A continuación de estos elementos, se encuentra la plancha de magnesio, cuyo uso es de vital importancia debido a su baja densidad y excelente capacidad de transmisión. Esto ha llevado a una significativa reducción en el peso de la masa móvil. Por otro lado, están las planchas de aluminio; sin embargo, es necesario utilizar un material

que carezca de propiedades ferromagnéticas para evitar pérdidas.





1. Se diseñó un equipo capaz de cumplir con los parámetros establecidos por el estándar GEVS de la NASA, lo que permite realizar pruebas en ensambles tipo Cubesat de hasta 3U y otros componentes de nanosatélites.
2. El costo estimado de los materiales y componentes para la construcción del equipo es de aproximadamente USD 20,000.00.
3. El diseño del equipo permite operar a una fuerza pico de 7,900 N, utilizando una bobina móvil de aluminio de calibre AWG 6, con un diámetro interno de 250 mm y 70 espiras dispuestas en 35 filas y dos columnas.



---

### Recomendaciones

---

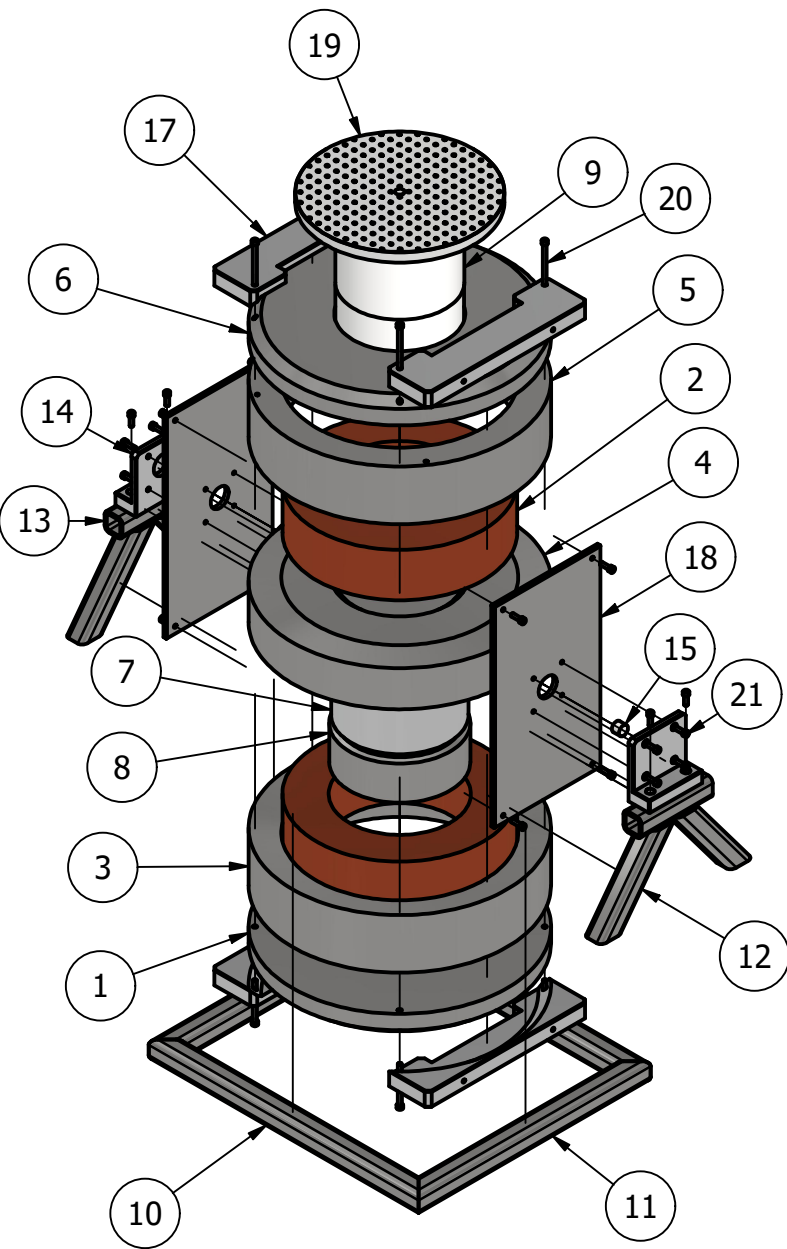
1. Realizar el análisis modal del conjunto de la bancada (Bancada-Respaldo) dado que, por lo general, la frecuencia natural más baja de este ensamblaje corresponde a la frecuencia mínima de operación del excitador electrodinámico. Para dicho análisis se requiere una licencia de Ansys con una capacidad de análisis superior a los 95,000 elementos en el mallado.
2. Realizar un análisis térmico y diseñar un sistema de enfriamiento mediante tiro forzado por convección de aire, con el propósito de reducir la temperatura interna del equipo.
3. Diseñar el sistema de amortiguamiento de la bancada basado en la parametrización de los resultados obtenidos con el banco. Esto permitirá lograr desplazamientos precisos a las velocidades requeridas, evitando oscilaciones y asegurando que el banco regrese a su posición de equilibrio.
4. Generar el presupuesto para la fabricación y construcción del equipo. En el presente trabajo, se presentan únicamente los precios de los materiales y equipos necesarios.



- Alambres Magneto [publisher: Centelsa]. (s.f.). <https://www.centelsa.com/archivos/52285edc.pdf>
- Barco, H., Rojas, E., & Restrepo, E. (2012). *Física Principios básicos de electricidad y magnetismo*. Universidad Nacional de Colombia. <https://repositorio.unal.edu.co/bitstream/handle/unal/51068/9789587612837.pdf?sequence=3&isAllowed=y>
- Burger, E., Bohrer, R., Costa, L., Hoffmann, C., & Zambrano, H. (2013). DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF A BRAZILIAN CUBESAT STRUCTURE.
- Cal Poly. (2022). CubeSat Design Specification. [https://static1.squarespace.com/static/5418c831e4b0fa4ecac1bacd/t/62193b7fc9e72e0053f00910/1645820809779/CDS+REV14\\_1+2022-02-09.pdf](https://static1.squarespace.com/static/5418c831e4b0fa4ecac1bacd/t/62193b7fc9e72e0053f00910/1645820809779/CDS+REV14_1+2022-02-09.pdf)
- Cubesat platforms. (s.f.). Consultado el 17 de octubre de 2023, desde <https://www.2ndspace.eu/cubesat-platforms>
- Dennis, S. (2020). *Introduction to probability*. <https://dlsun.github.io/probability/index.html>
- Femci book - calculating grms. (s.f.). Consultado el 13 de octubre de 2023, desde <https://femci.gsfc.nasa.gov/random/randomgrms.html>
- George, I., & Barsoum. (2019). Static and Random Vibration Analyses of a University CubeSat Project. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1264/1/012019/pdf>
- Gomesa, H. M., Ferreirab, F. S., Thomesc, C. A. K., Douglas, S., & Gasparetod. (2007). AN AUTOMATIC SYSTEM FOR ELECTRODYNAMIC SHAKER CONTROL BY ACCELERATION POWER SPECTRAL DENSITY. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:55655108>
- Introduction to sentek dynamics vibration testing systems - page 3. (s.f.). Consultado el 6 de octubre de 2023, desde <https://www.sentekdynamics.com/introduction-to-sentek-dynamics-vibration-testing-systems-page-3>
- Kaushish, V. (2014). FORCE LIMITED VIBRATION TESTING AND SUBSEQUENT RE-DESIGN OF THE NAVAL POSTGRADUATE SCHOOL CUBESAT LAUNCHER. <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA608065.pdf>
- Kelly, S. G. (2000). *Fundamentals of mechanical vibrations* (2nd ed). McGraw-Hill.

- Larson, M. G., & Bengzon, F. (2013). *The finite element method: theory, implementation, and applications* [OCLC: ocn841296692]. Springer.
- Learn About Electronics. (2012). Amplifiers. <https://learnabout-electronics.org/Downloads/amplifiers-module-01.pdf>
- Martino, J., & Harri, K. (2016). Modeling and simulation of a random shaker test, 10. [http://past.isma-isaac.be/downloads/isma2016/papers/isma2016\\_0566.pdf](http://past.isma-isaac.be/downloads/isma2016/papers/isma2016_0566.pdf)
- Meng, Z., Wu, C.-y., & Ni, J. (2016). Effect of sink flow on dual-valve electro-hydraulic excitation system. *Journal of Vibroengineering*, 18(3), 1563-1572. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.16589>
- NASA. (2017a). CubeSat 101. [https://www.nasa.gov/sites/default/files/atoms/files/nasa\\_csl\\_i\\_cubesat\\_101\\_508.pdf](https://www.nasa.gov/sites/default/files/atoms/files/nasa_csl_i_cubesat_101_508.pdf)
- NASA. (2017b). PAYLOAD VIBROACOUSTIC TEST CRITERIA. <https://standards.nasa.gov/sites/default/files/standards/NASA/B/0/nasa-std-7001b.pdf>
- NASA. (2021). *General Environmental Verification Standard (GEVS) for GSFC Flight Programs and Projects* (inf. téc. GSFC-STD-7000B). NASA. Greenbelt, MD. [https://standards.nasa.gov/sites/default/files/standards/GSFC/B/0/gsfc-std-7000b\\_signature\\_cycle\\_04\\_28\\_2021\\_fixed\\_links.pdf](https://standards.nasa.gov/sites/default/files/standards/GSFC/B/0/gsfc-std-7000b_signature_cycle_04_28_2021_fixed_links.pdf)
- Permitividad y permeabilidad. (2023). Consultado el 17 de octubre de 2023, desde <https://mundo-vivo.com/salonfermi/permitividad-y-permeabilidad/>
- Qazizada, M., & Pivarciova, E. (2016). Mobile Robot Controlling Possibilities of Inertial Navigation System. *Procedia Engineering*, 149, 404-413. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.685>
- Random vibration testing. (2021). Consultado el 6 de octubre de 2023, desde <https://www.etsolution-asia.com/blog/random-vibration-testing>
- Rao, S. S. (2011). *Mechanical vibrations* (5th ed). Prentice Hall.
- Sine sweep | RecordingBlogs. (s.f.). Consultado el 6 de octubre de 2023, desde <https://www.recordingblogs.com/wiki/sine-sweep>
- Space, A. (s.f.). A basic guide to nanosatellites. Consultado el 6 de octubre de 2023, desde <https://alen.space/basic-guide-nanosatellites/>
- Square magnet wire | aluminum and copper square magnet wire. (s.f.). Consultado el 13 de octubre de 2023, desde <https://mwswire.com/magnet-wire/square-magnet-wire/>
- Stanbury, P. F., Whitaker, A., & Hall, S. J. (2017). *Principles of fermentation technology* (Third edition) [OCLC: ocn965605531]. Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier.
- THERMOTRON. (2016). Fundamentals of electrodynamic vibration testing handbook. <https://thermotron.com/wp-content/uploads/2016/02/HV-105-Vibration-Handbook.pdf>
- VibrationData Toolbox | enDAQ. (s.f.). Consultado el 13 de octubre de 2023, desde <https://endaq.com/pages/vibration-shock-analysis-software-vibrationdata-toolbox>
- Weaver, W., Timoshenko, S., & Young, D. H. (1990). *Vibration problems in engineering* (5th ed). Wiley.
- What is the psd? - vibration testing & analysis - power spectral density. (s.f.). Consultado el 6 de octubre de 2023, desde <https://vru.vibrationresearch.com/lesson/what-is-the-psd/>
- Zhou, L., Han, J., & Ji, G. (2014). Optimum design of new high strength electrodynamic shaker in broad work frequency range. <https://www.extrica.com/article/15062>

**11.1. Planos de construcción**



LISTADO DE PARTES

ITEM	CANT	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Base	AISI 1008
2	2	BobinaFija	AWG 7 Cobre Cuadrado
3	1	Cilindro Inferior	AISI 1008
4	1	Entrehierro	AISI 1006
5	1	Cilindro Superior	AISI 1008
6	1	Tapa	AISI 1008
7	1	BobinaMovil	AWG 6 Aluminio Cuadrado
8	1	Nucleo	AISI 1008
9	1	Respaldo Bobina Movil	Resina poliamida
10	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Base Frontal y Posterior
11	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Base Laterales
12	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Soporte Diagonales
13	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Soporte Buje
14	2	BujeSoporte	Aluminio 6161
15	2	Eje	A36
16	2	NU 1005	RODAMIENTO SKF
17	4	Soporte	Aluminio 6061
18	2	SporteLateral	AISI 1018
19	1	Bancada	Magnesio
20	8	M8x1.25 x 100	CABEZA ALLEN
21	20	M8x1.25 x 25	CABEZA ALLEN

TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES

LINEAL .X ± 0.1  
.XX ± 0.04  
.XXX ± 0.001  
ANGULAR ± .5

DIBUJADO POR Juan Lam Morales FECHA 08-09-2023

DISEÑO POR Juan Lam Morales FECHA 08-09-2023

REVISADO POR Rodrigo Aragón FECHA 23-10-2023

APROBADO POR Rodrigo Aragón FECHA 23-10-2023

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO Banco vibraciones

TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III  
Guatemala, Guatemala 01015  
PBX: (502) 2634-0336 / 40  
lam18609@uvg.edu.gt

TÍTULO: Trabajo graduación

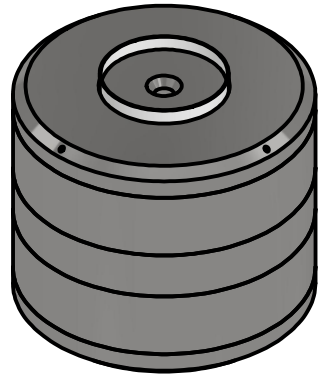
NÚMERO DE DIBUJO: EXCT-ENF-CPT

MATERIAL N/A  
TRATAMIENTO N/A  
MASA: N/A

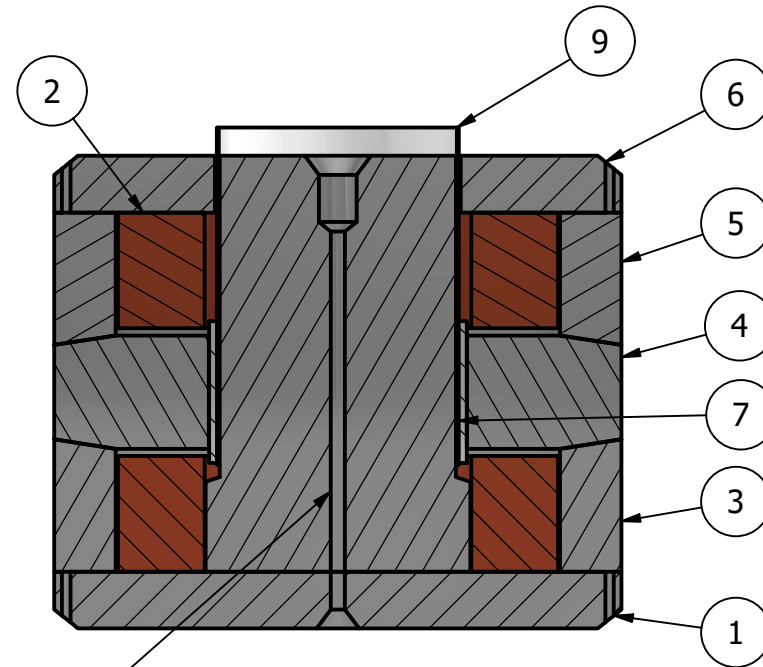
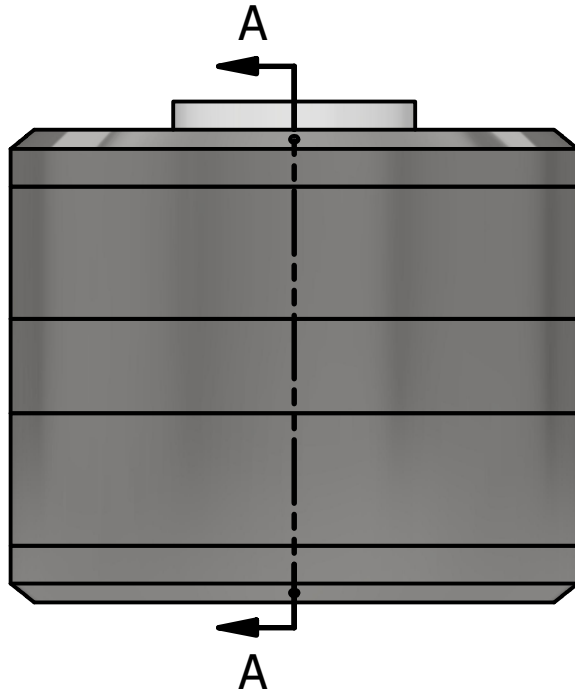


FORMATO A4 ESCALA: 1:15 UNIDADES: mm  
PÁGINA 1 DE 23 REV A





LISTADO DE PARTES			
ITEM	CANT	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Base	AISI 1008
2	2	BobinaFija	AWG 7 Cobre Cuadrado
3	1	Cilindro Inferior	AISI 1008
4	1	Entrehierro	AISI 1006
5	1	Cilindro Superior	AISI 1008
6	1	Tapa	AISI 1008
7	1	BobinaMovil	AWG 6 Aluminio Cuadrado
8	1	Nucleo	AISI 1008
9	1	Respaldo Bobina Movil	Resina poliamida



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 / 8

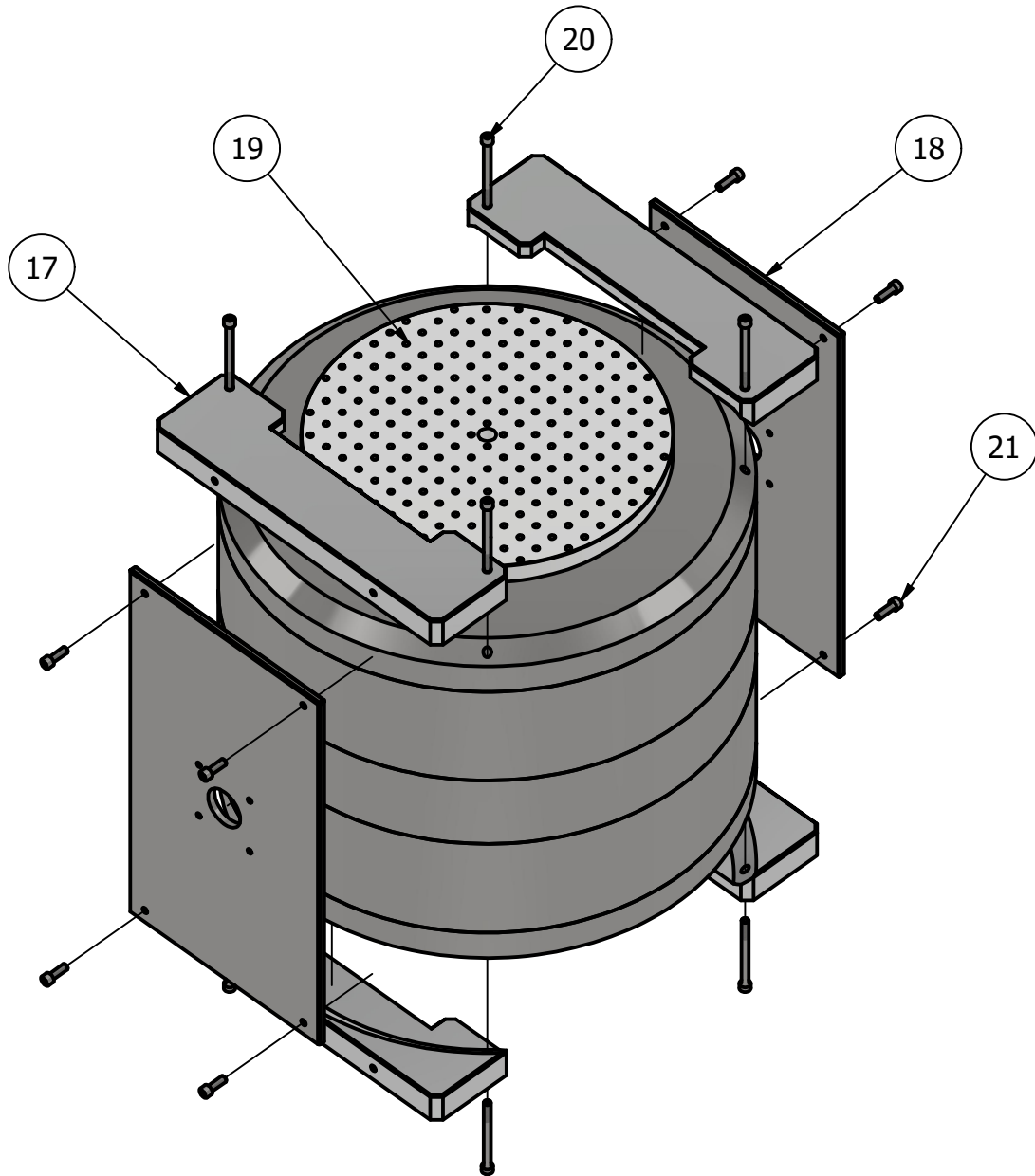
TÍTULO: ENSAMBLE EXCITADOR

NÚMERO DE DIBUJO: EXCT-EEM-CTT

FORMATO <b>A4</b>	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
	PÁGINA 2 DE 23	REV A

LISTADO DE PARTES

ITEM	CANT	PARTE	DESCRIPCIÓN
	1	Ensamble Electromagnetico	
17	4	Soporte	Aluminio 6061
18	2	SporteLateral	AISI 1018
19	1	Bancada	Magnesio
20	8	M8x1.25 x 100	CABEZA ALLEN
21	20	M8x1.25 x 25	CABEZA ALLEN



TÍTULO: ECXITADOR CON SOPORTES

NÚMERO DE DIBUJO: EXCT-EN-CNS

FORMATO

A4

ESCALA: 1:8

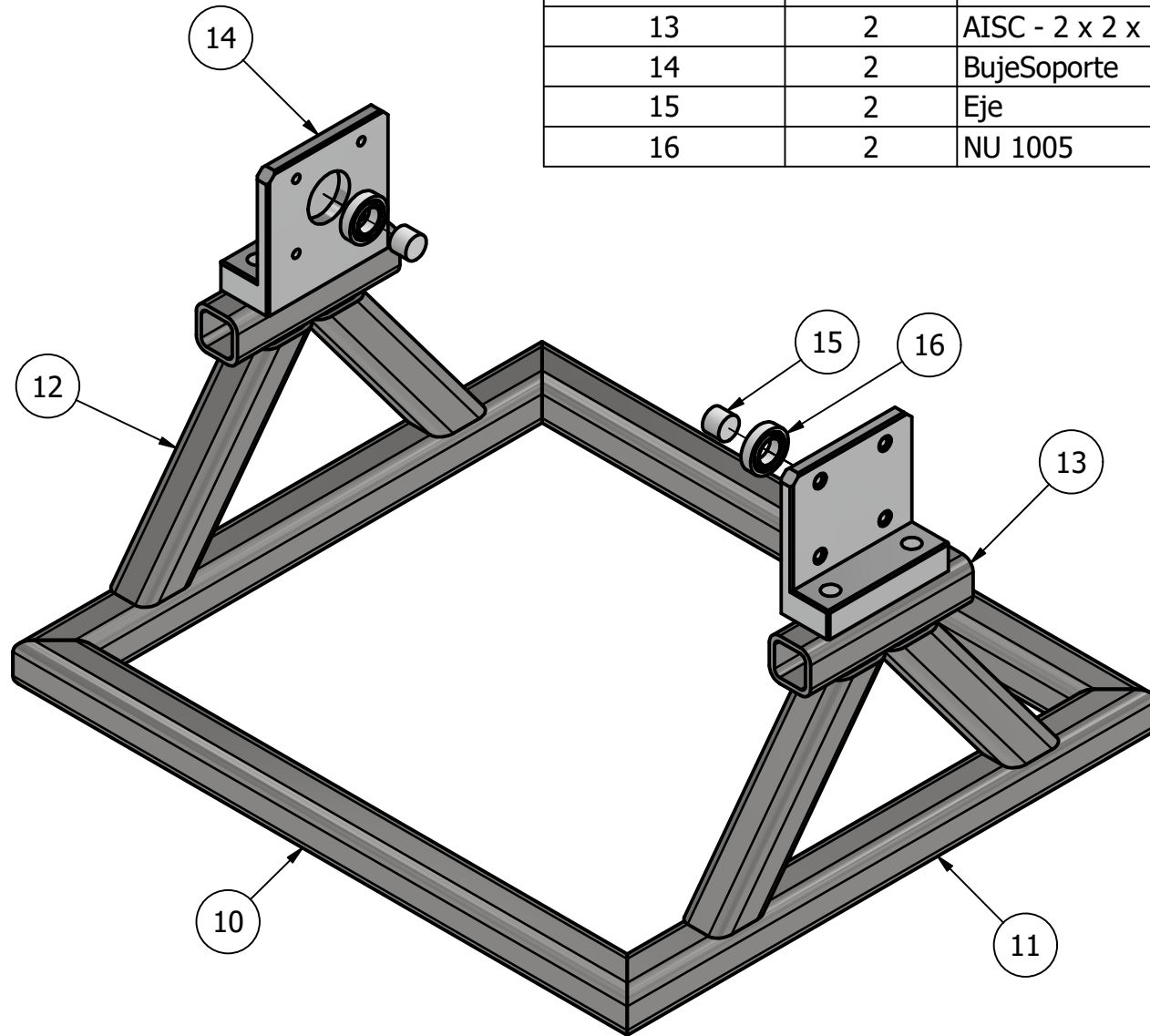
UNIDADES: mm

PÁGINA 3 DE 23

REV  
A

LISTADO DE PARTES

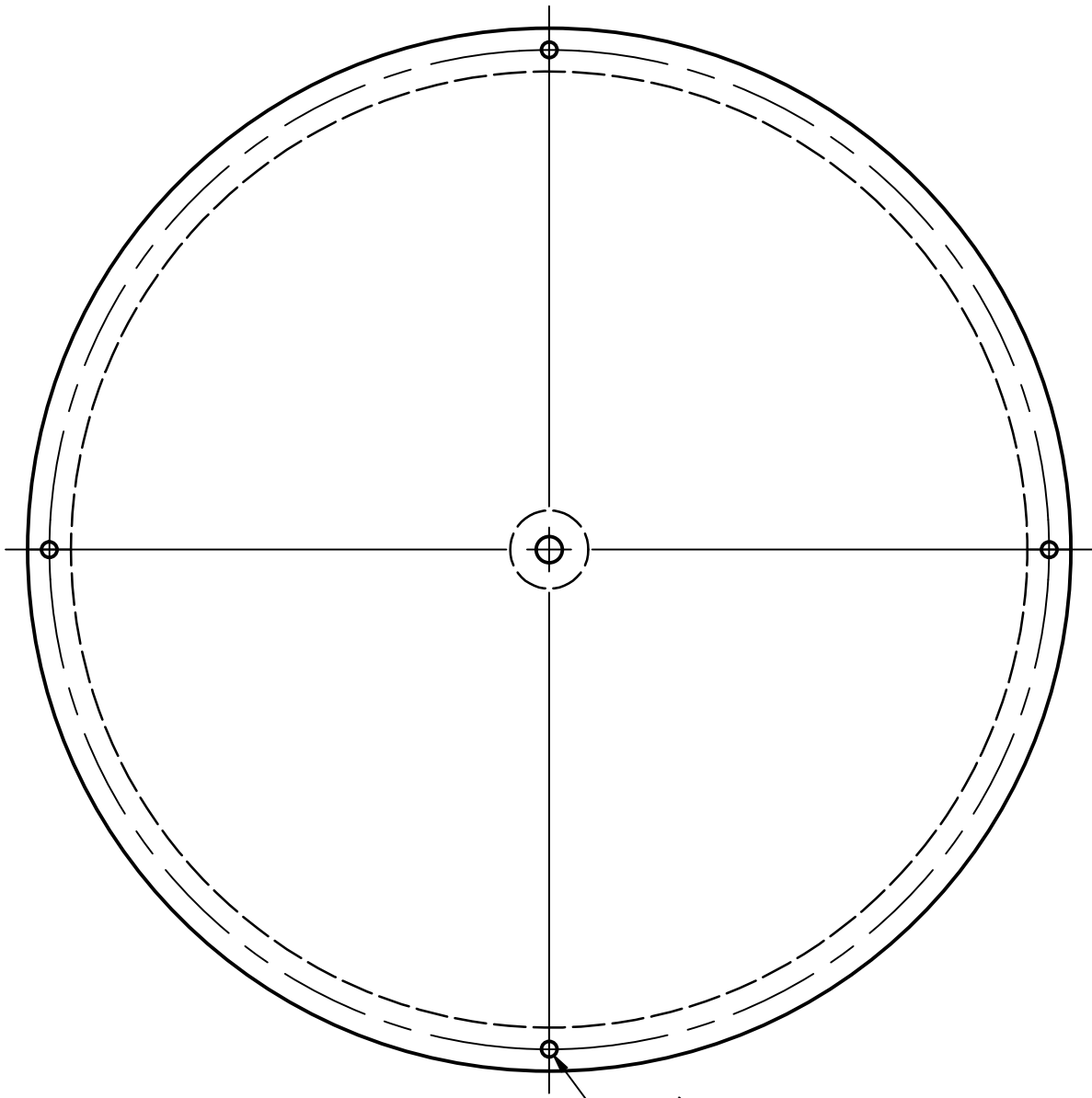
ITEM	CANT	PARTE	DESCRIPCIÓN
	1	MarcoBase	
10	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Base Frontal y Posterior
11	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Base Laterales
12	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Soporte Diagonales
13	2	AISC - 2 x 2 x 1/4	Soporte Buje
14	2	BujeSoporte	Aluminio 6161
15	2	Eje	A36
16	2	NU 1005	RODAMIENTO SKF



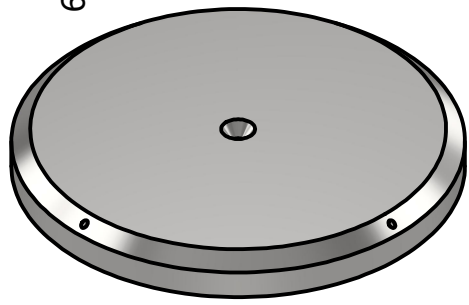
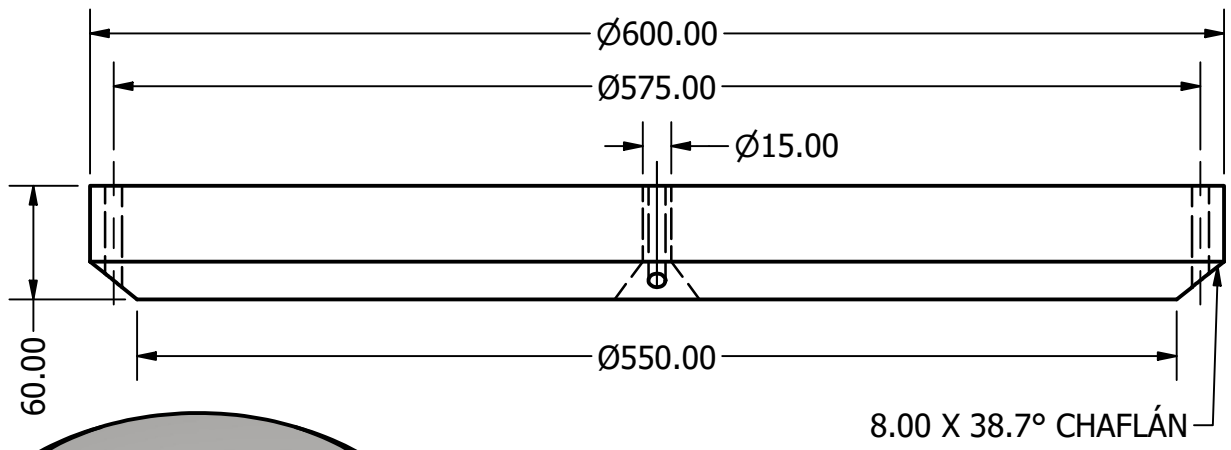
TÍTULO: ENSAMBLE MARCO  
CHUMACERA

NÚMERO DE DIBUJO: MRC-ENC-CNS

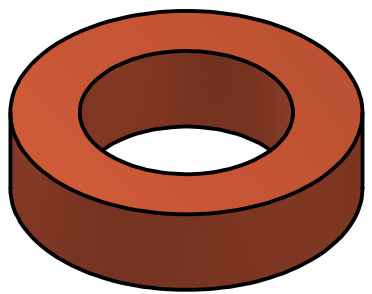
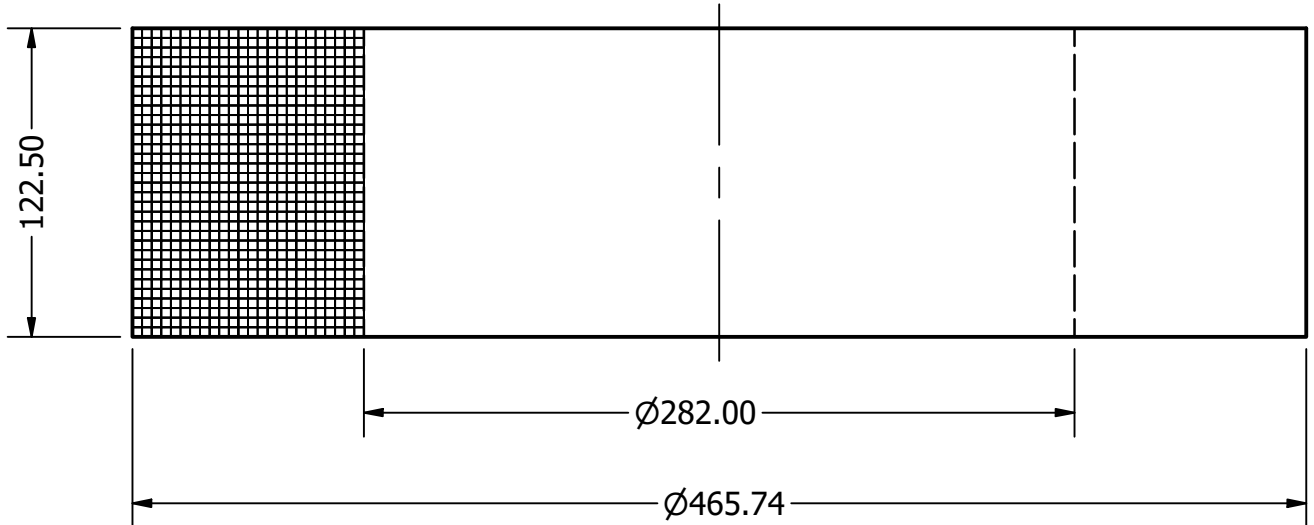
FORMATO	ESCALA: 1:6	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 4 DE 23	REV A



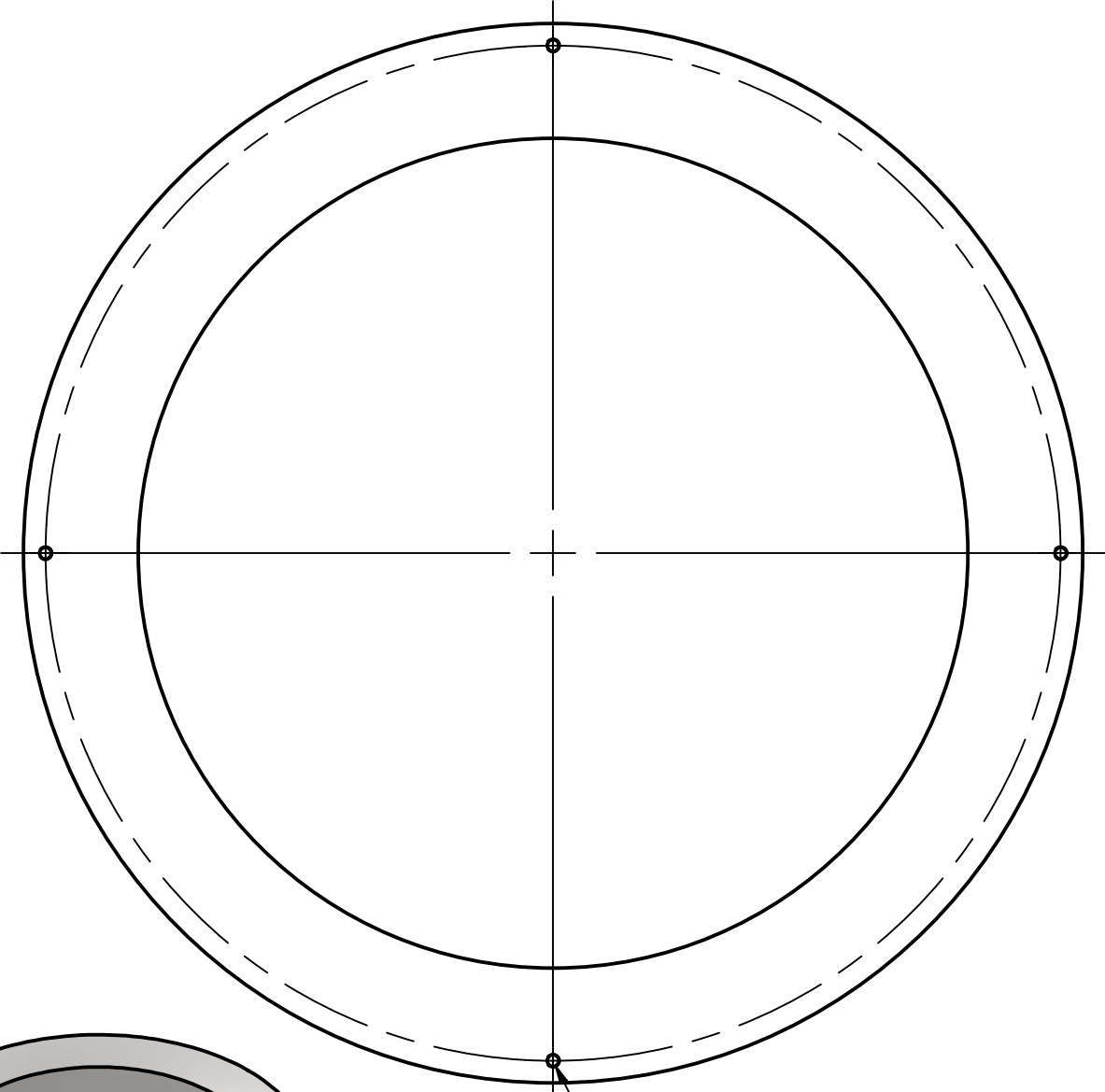
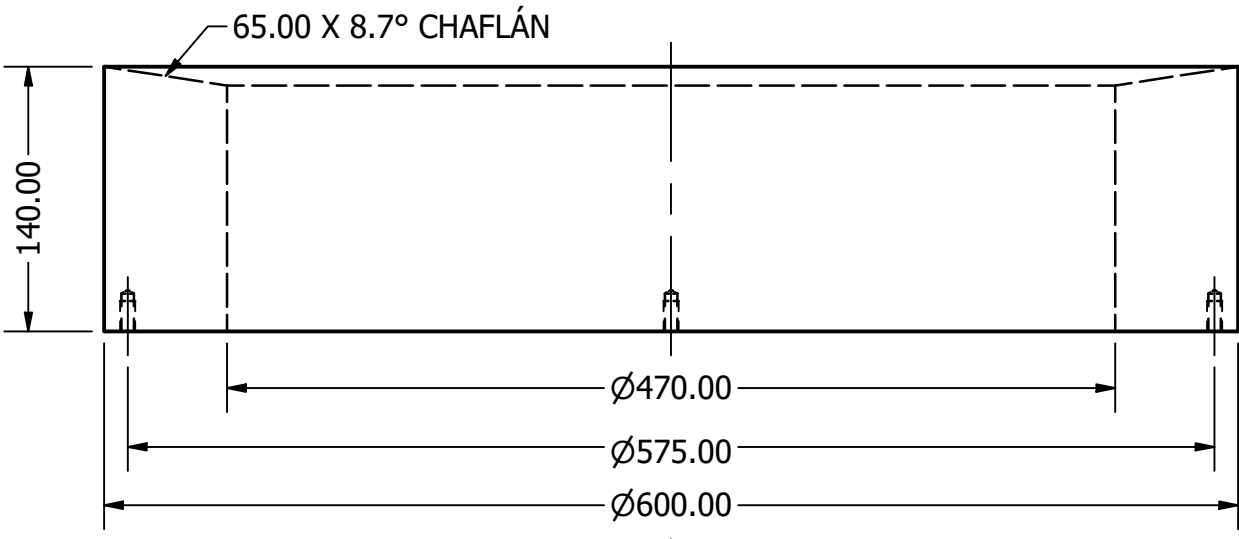
4X Ø9.00 PASANTE



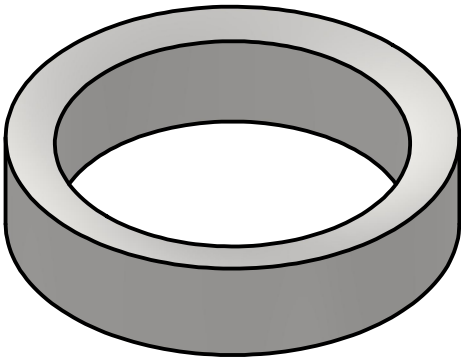
TÍTULO: BASE		
CIRCUITO MAGNÉTICO		
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-BASE		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 5 DE 23	REV A



TÍTULO: <b>BOBINA FIJA</b>		
CIRCUITO MAGNÉTICO		
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-BSUP		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 6 DE 23	REV A

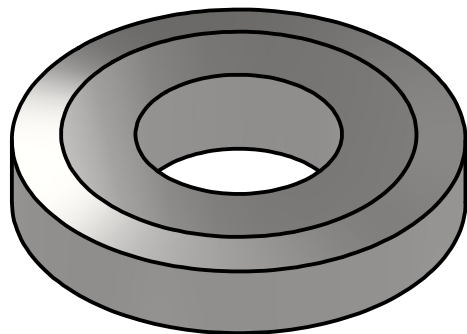
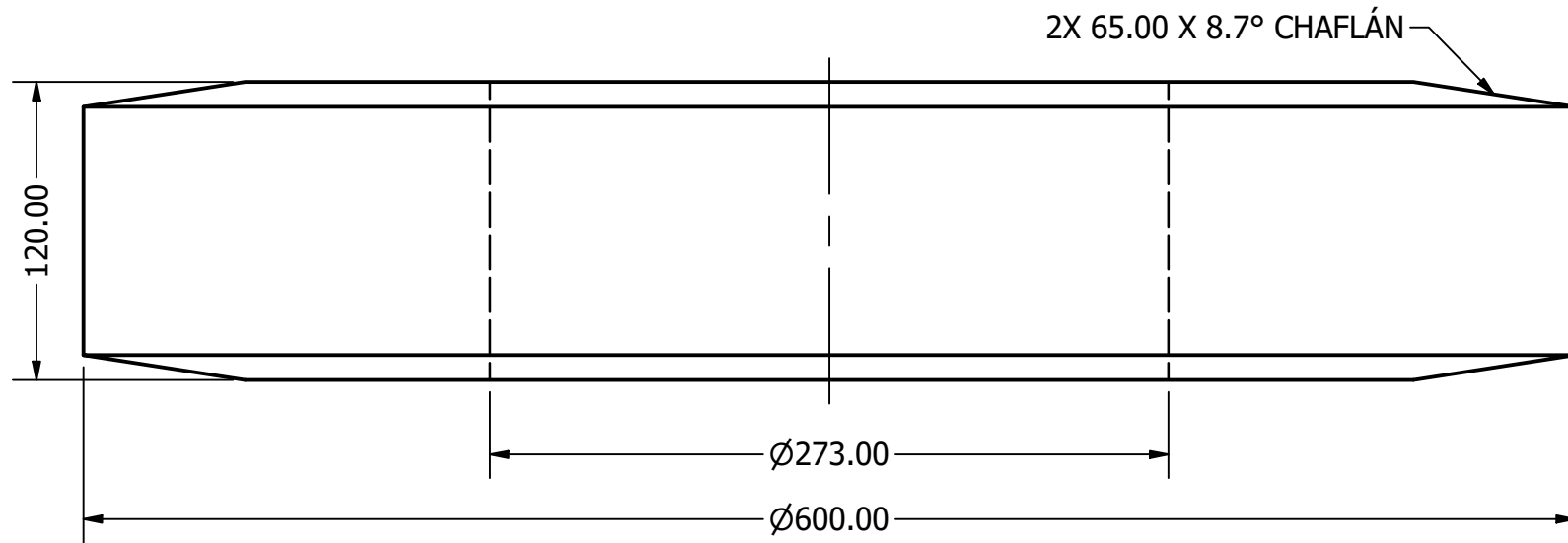


4X M8x1.25 - 6H ∇ 16.00

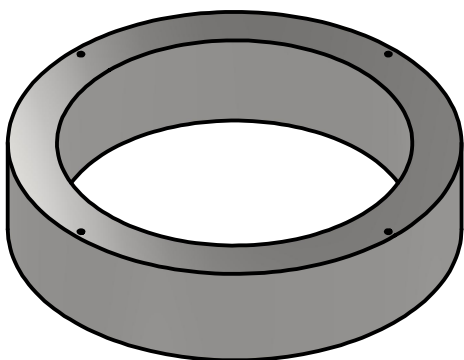
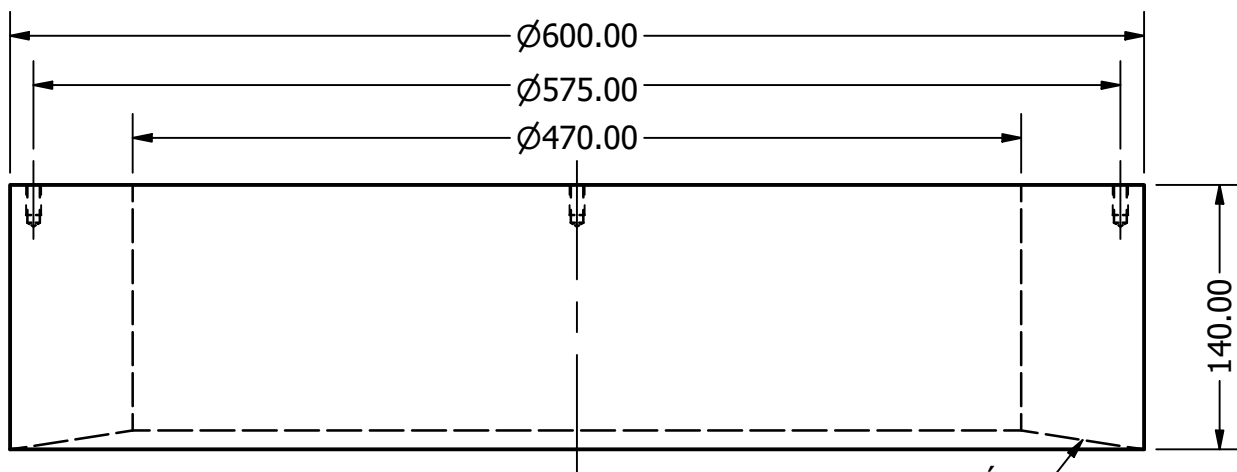
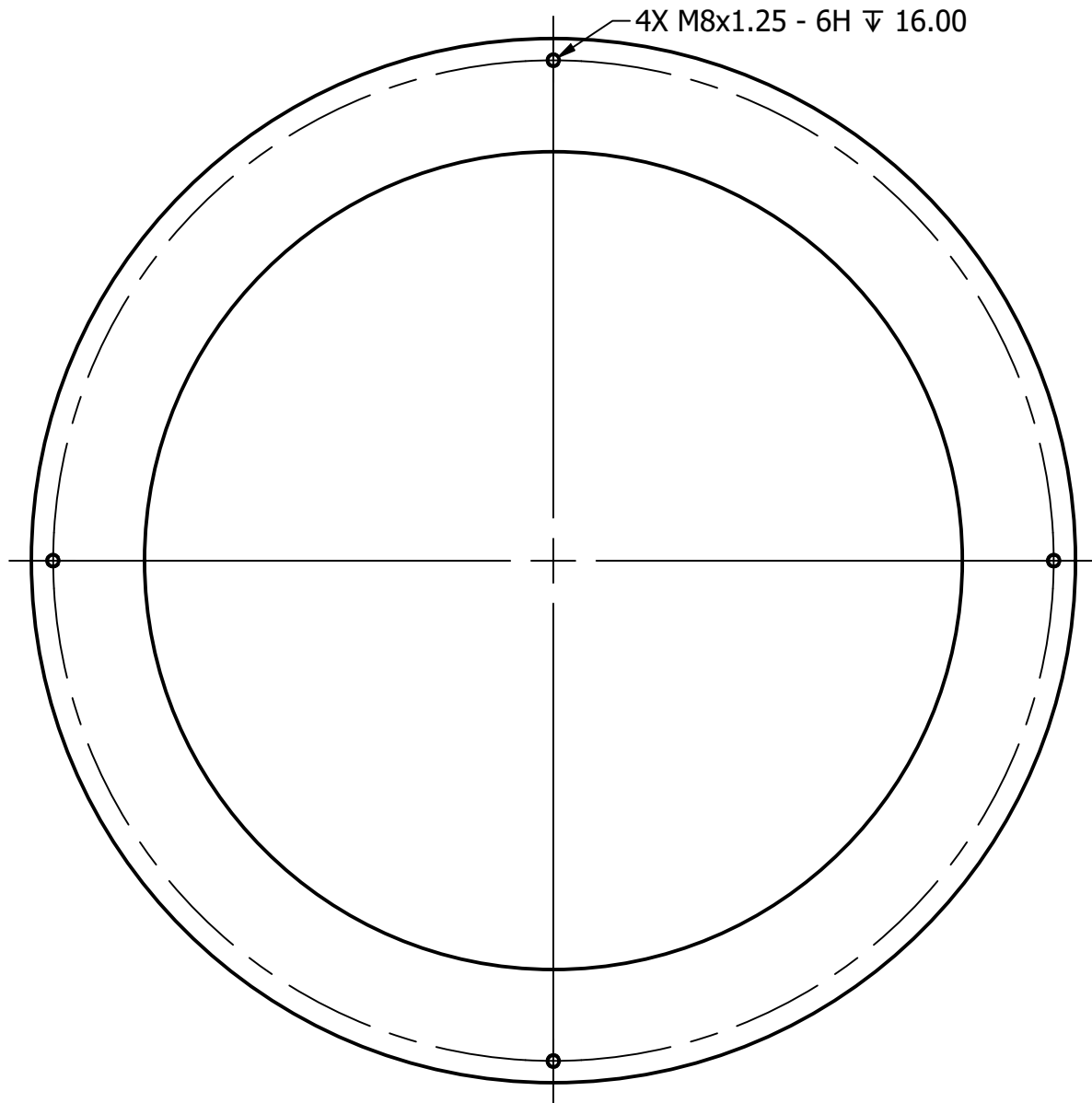


TÍTULO: CILINDRO INFERIOR CIRCUITO MAGNÉTICO		
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-CLIN		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 7 DE 23	REV A





TÍTULO: ENTREHIERRO		
CIRCUITO MAGNÉTICO		
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-ENHR		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 8 DE 23	REV A

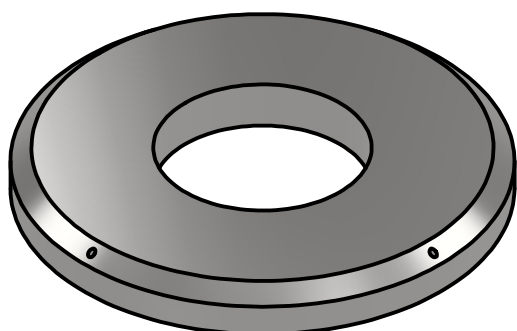
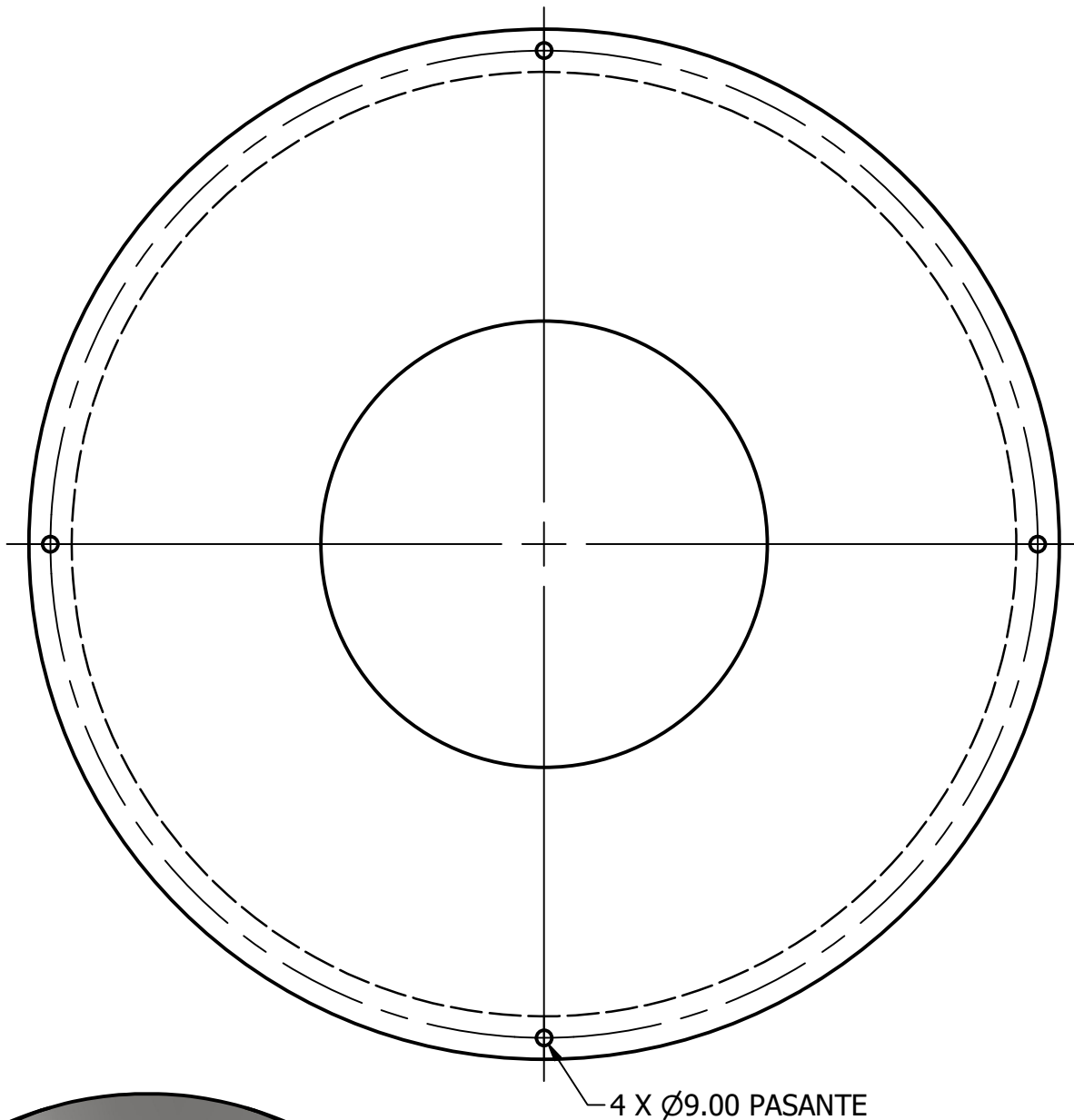
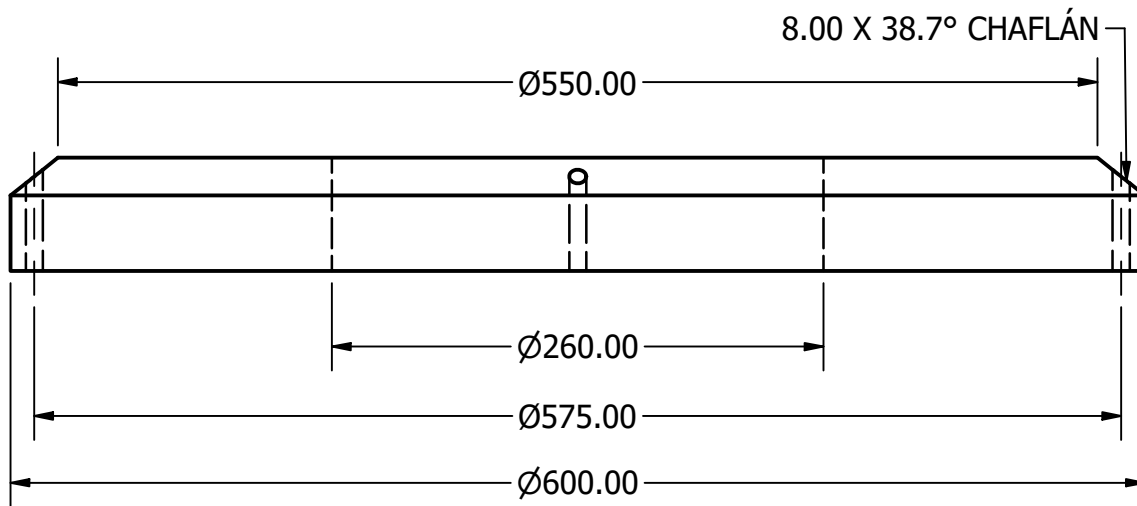


TÍTULO: CILINDRO SUPERIOR  
CIRCUITO MAGNÉTICO

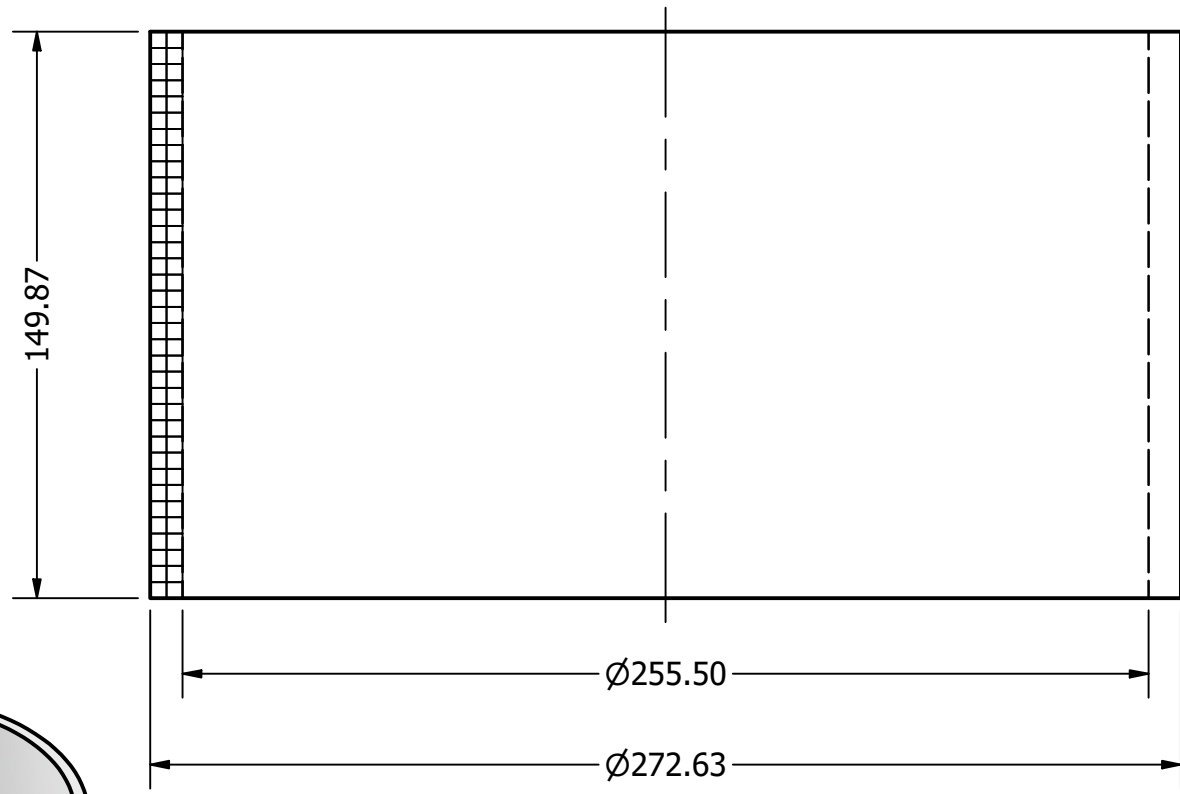
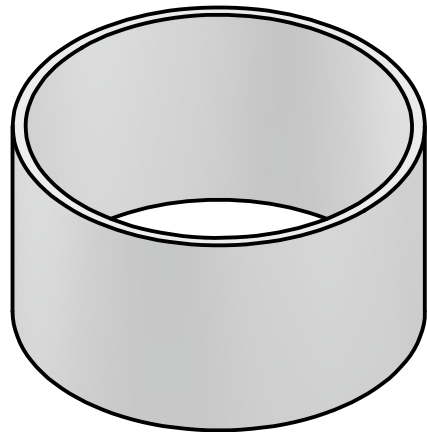
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-CLSP

FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 9 DE 23	REV A

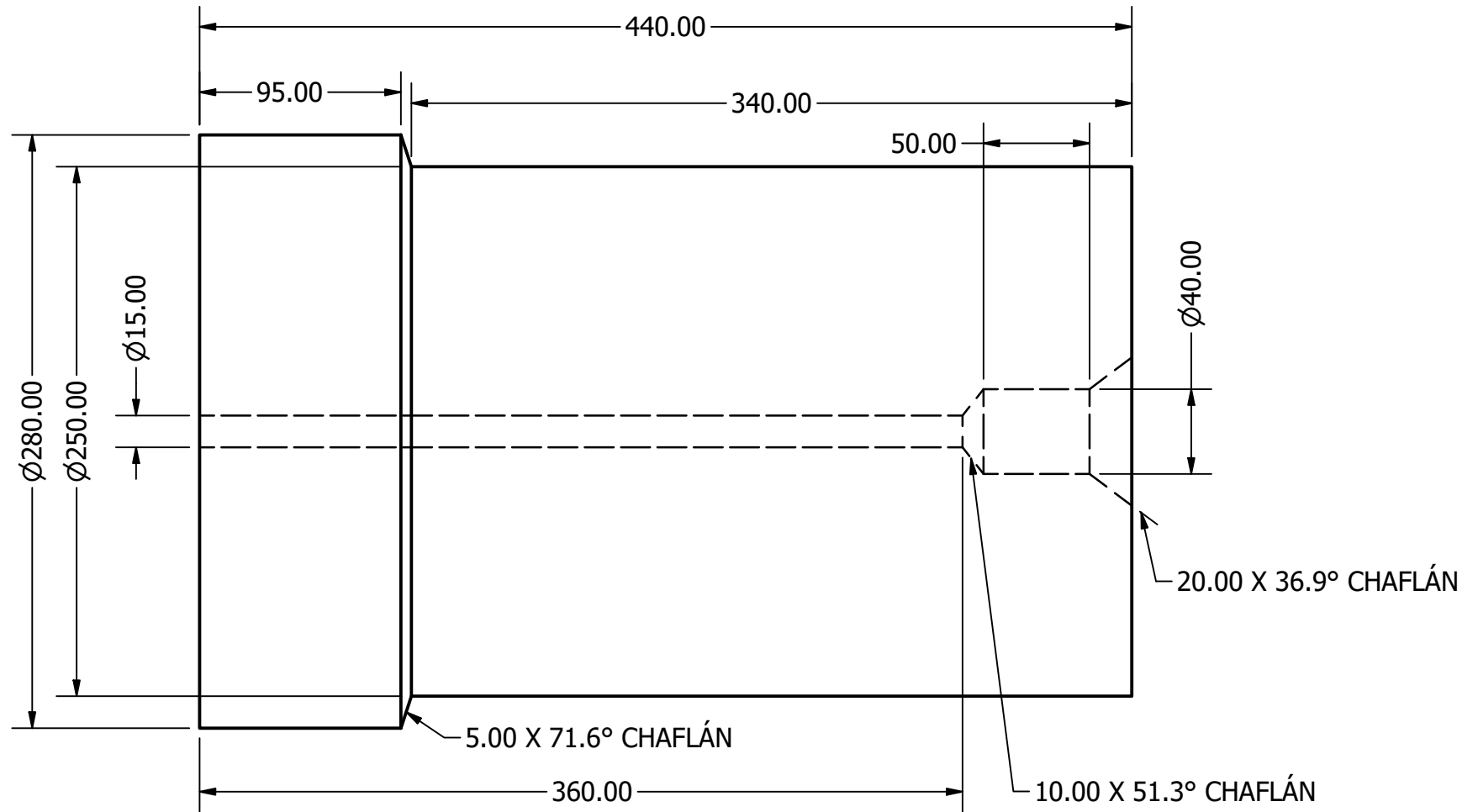
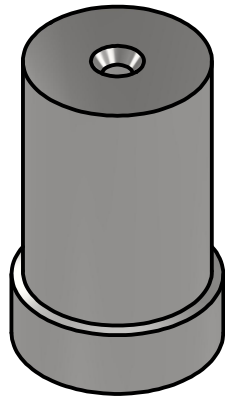




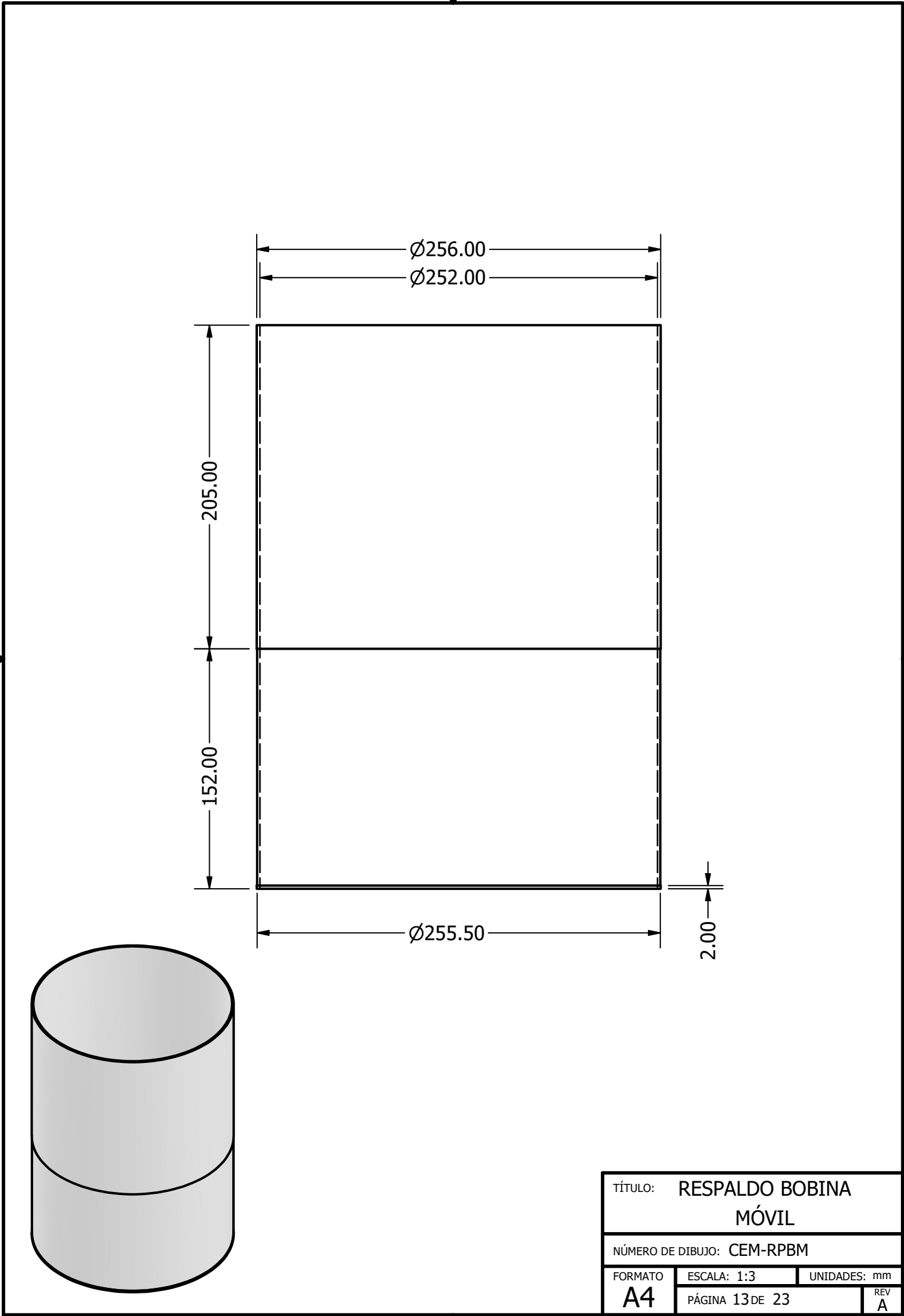
TÍTULO:		TAPA	
		CIRCUITO MAGNÉTICO	
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-TAPA			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
<b>A4</b>	PÁGINA 10 DE 23	REV A	



TÍTULO: <b>BOBINA MÓVIL CIRCUITO MAGNÉTICO</b>		
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-BMOV		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 11 DE 23	REV A



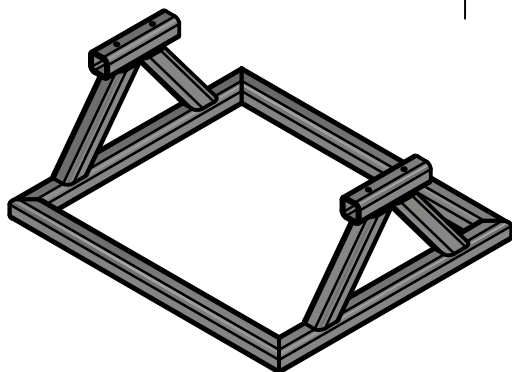
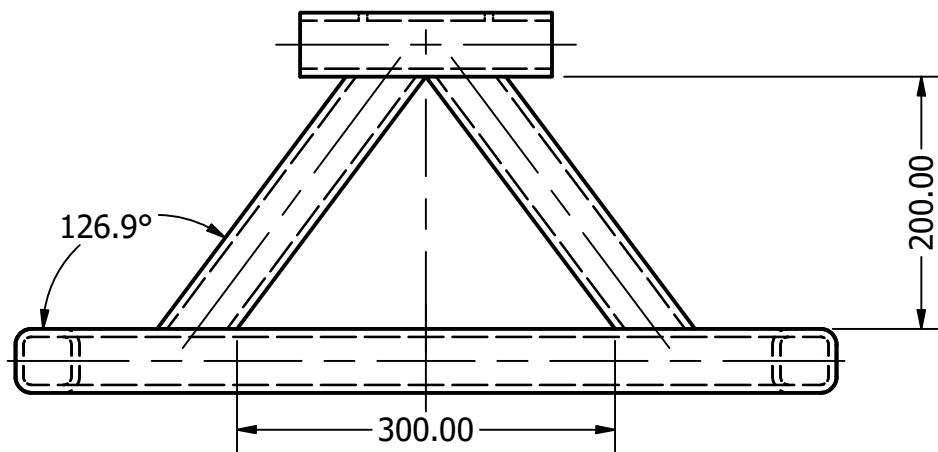
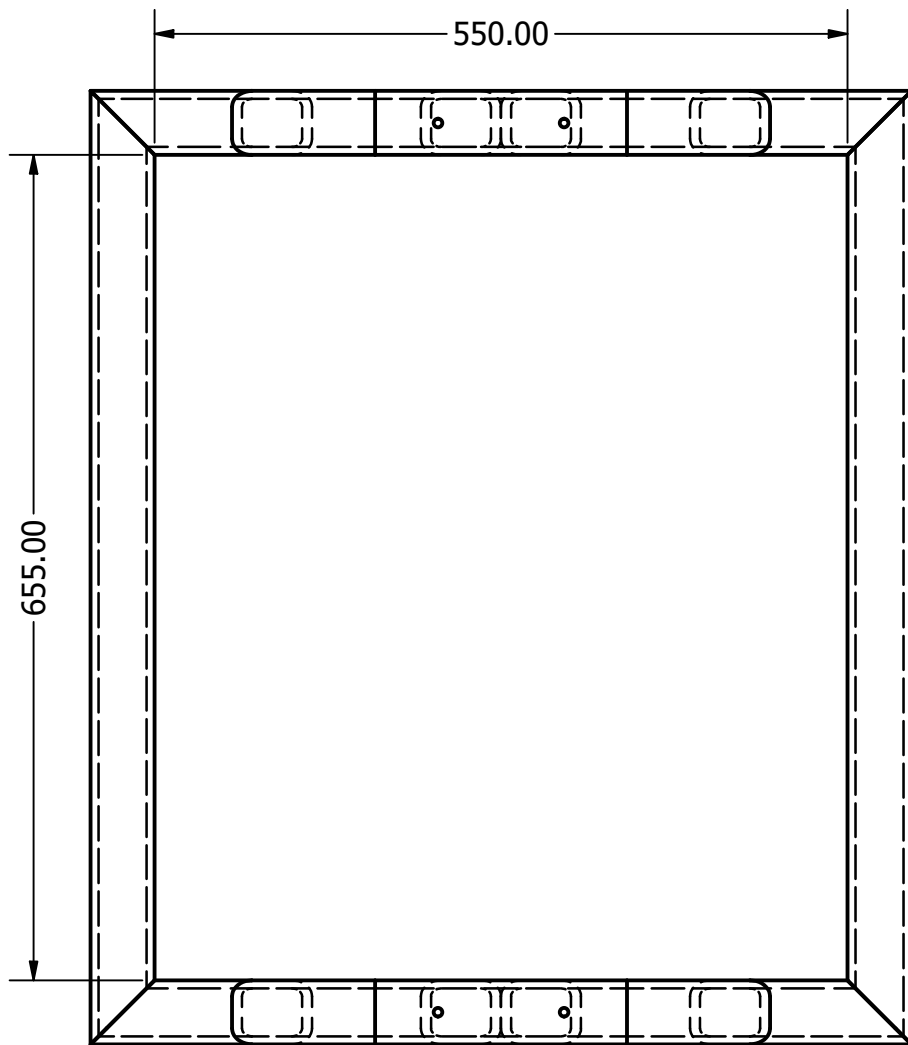
TÍTULO: NÚCLEO CIRCUITO MAGNÉTICO		
NÚMERO DE DIBUJO: CEM-NUCL		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 12 DE 23	REV A



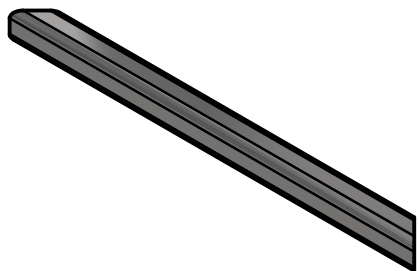
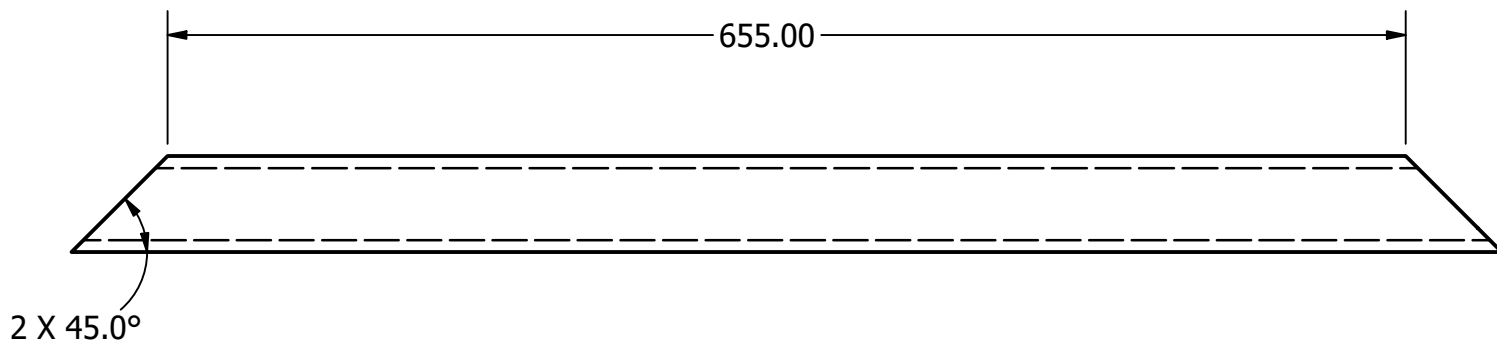
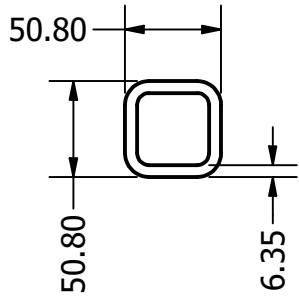
TÍTULO: RESPALDO BOBINA  
MÓVIL

NÚMERO DE DIBUJO: CEM-RPBM

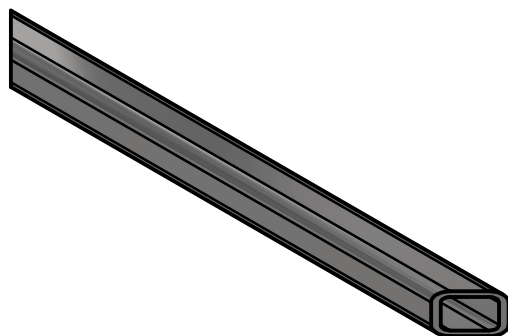
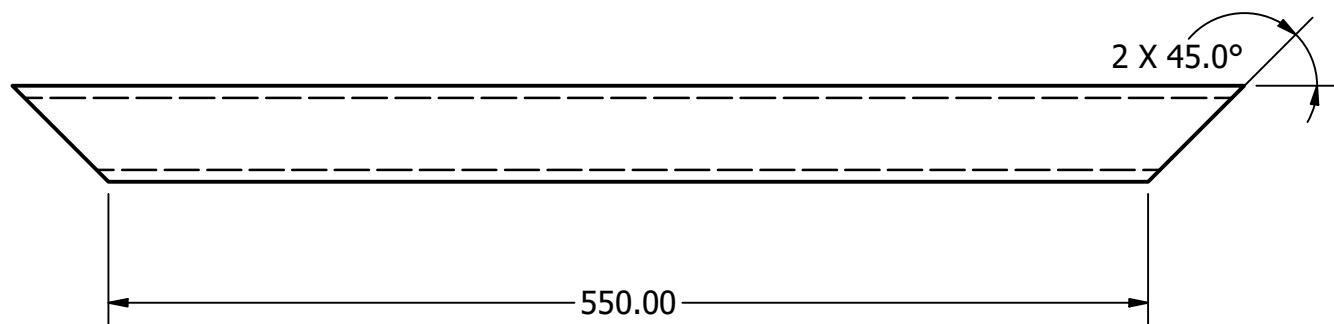
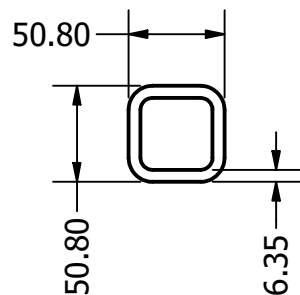
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 13 DE 23	REV A



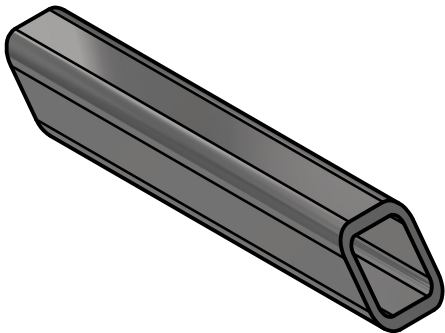
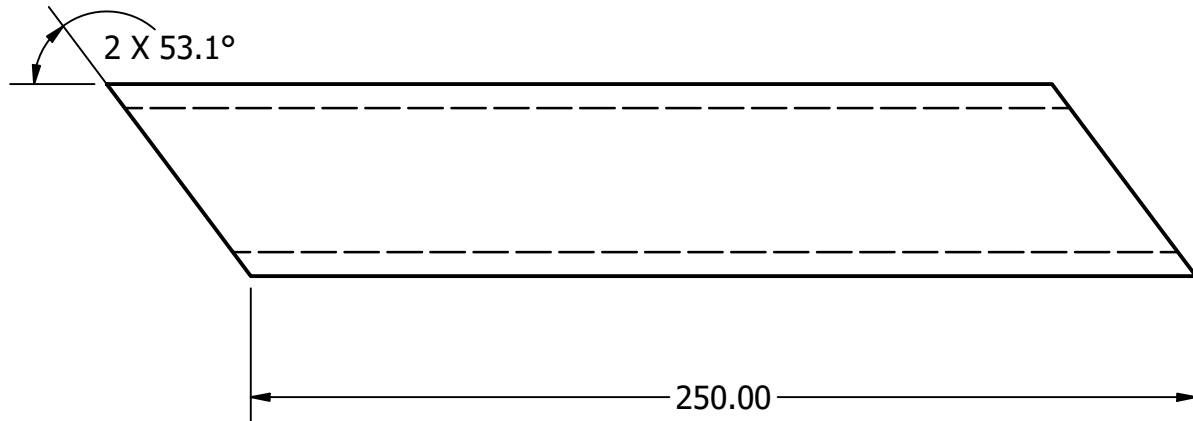
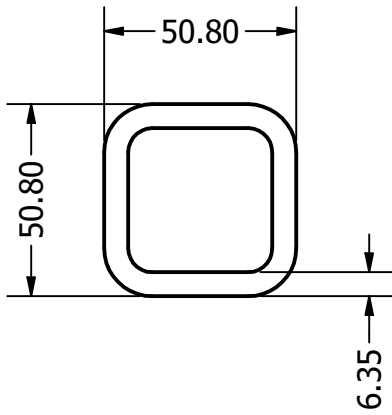
TÍTULO:		ENSAMBLE BASE	
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-MARC			
FORMATO	ESCALA: 1:6	UNIDADES: mm	
<b>A4</b>	PÁGINA 14 DE 23	REV A	



TÍTULO: PERFILES BASE FRONTAL Y POSTERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-PER-FRPS		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 15 DE 23	REV A

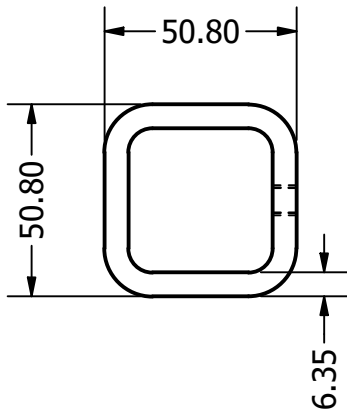


TÍTULO: PERFILES BASE LATERALES		
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-PER-IZDR		
FORMATO <b>A4</b>	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
	PÁGINA 16 DE 23	REV A

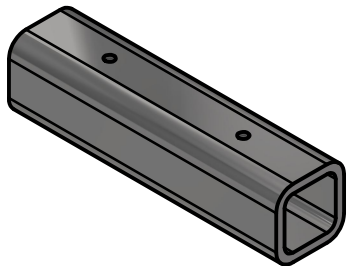
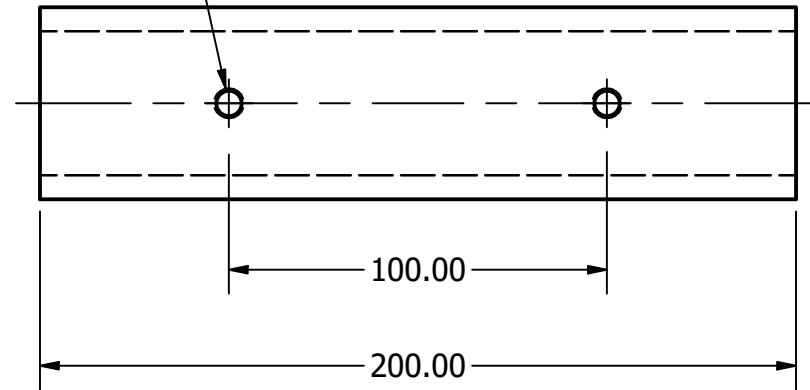


TÍTULO: PERFILES SOPORTE DIAGONAL		
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-PER-DIAG		
FORMATO <b>A4</b>	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
	PÁGINA 17 DE 23	REV A





2X M8x1.25 - 6H



TÍTULO: PERFILES SOPORTE  
BUJE

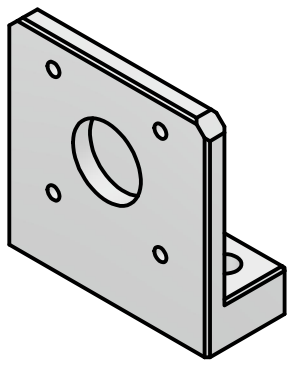
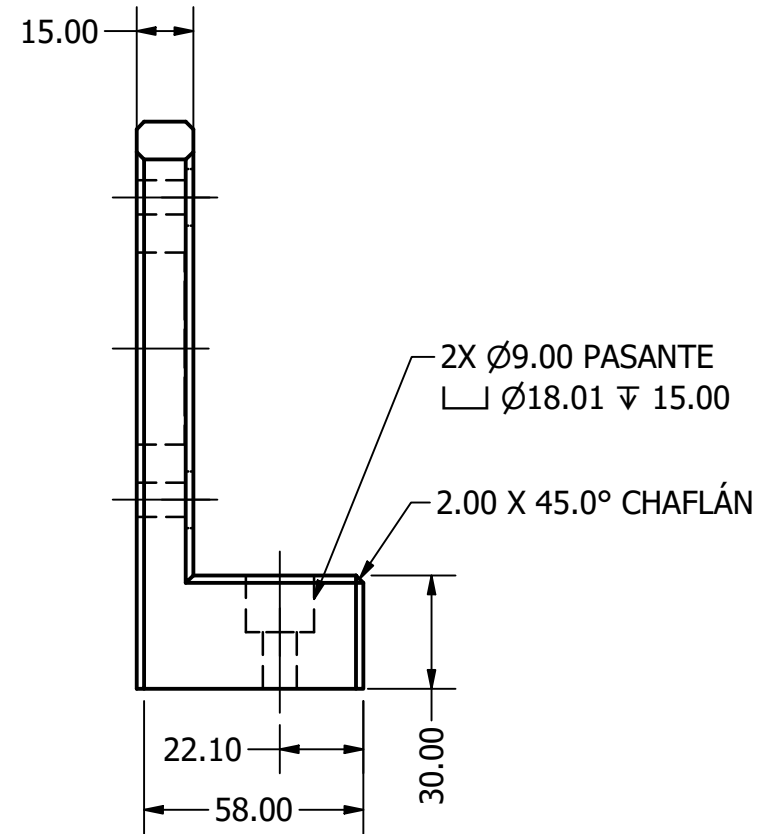
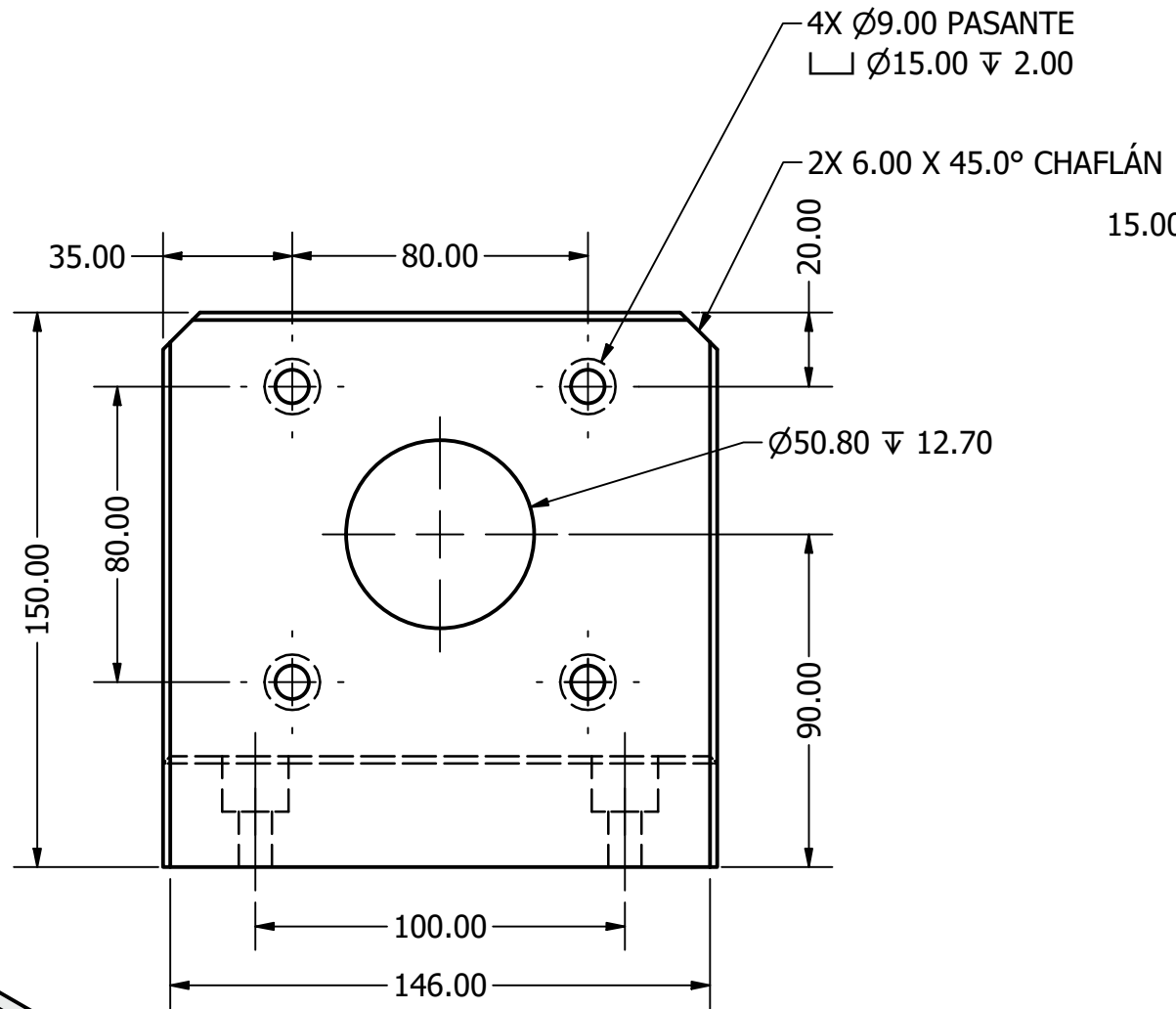
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-PER-BUJE

FORMATO ESCALA: 1:2 UNIDADES: mm

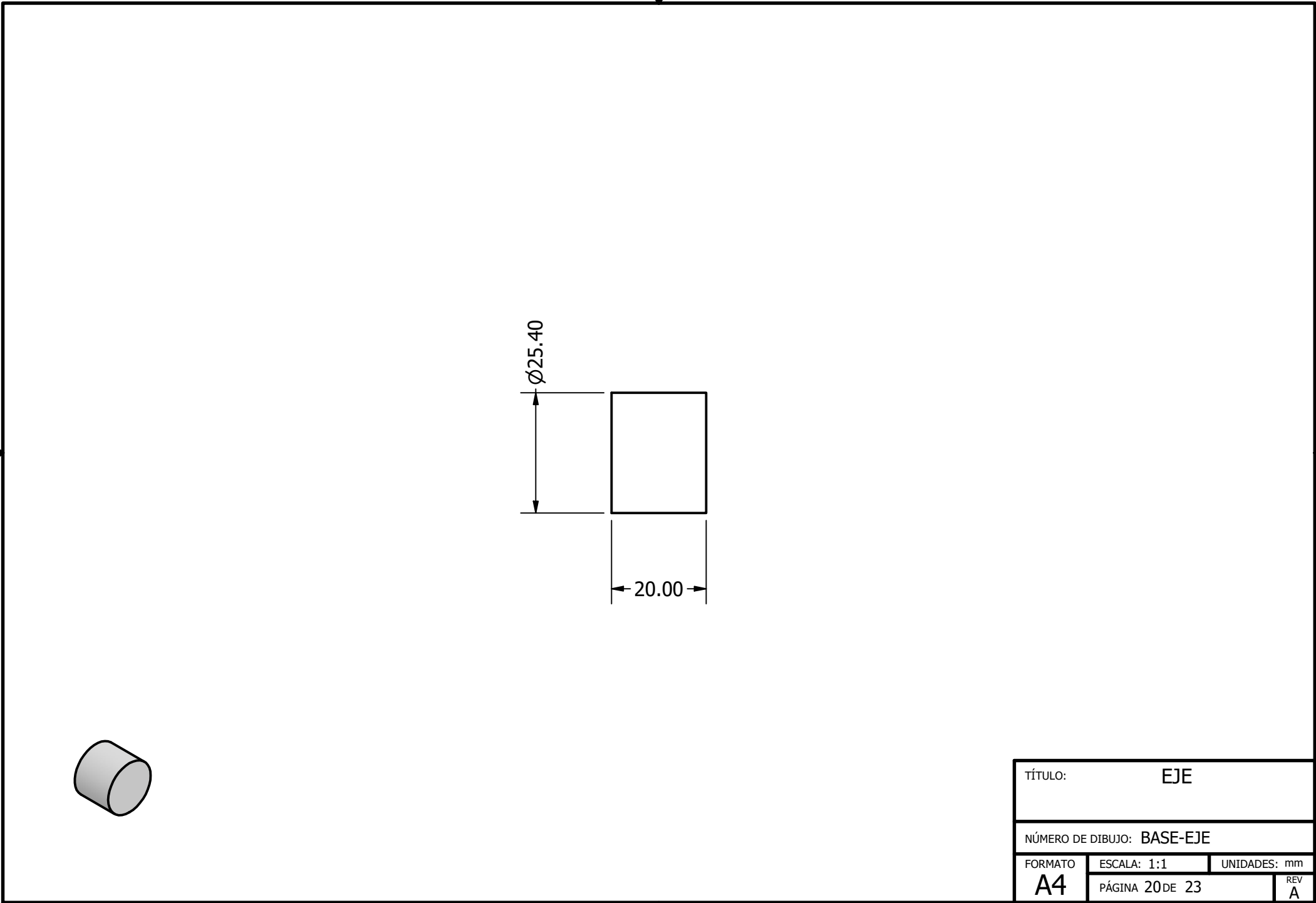
A4

PÁGINA 18 DE 23

REV  
A

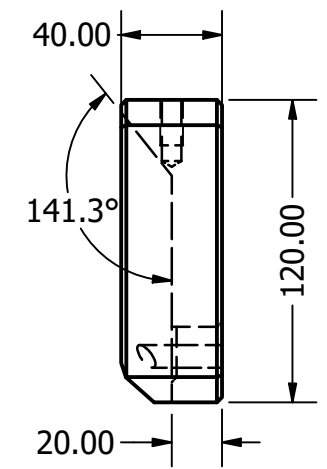
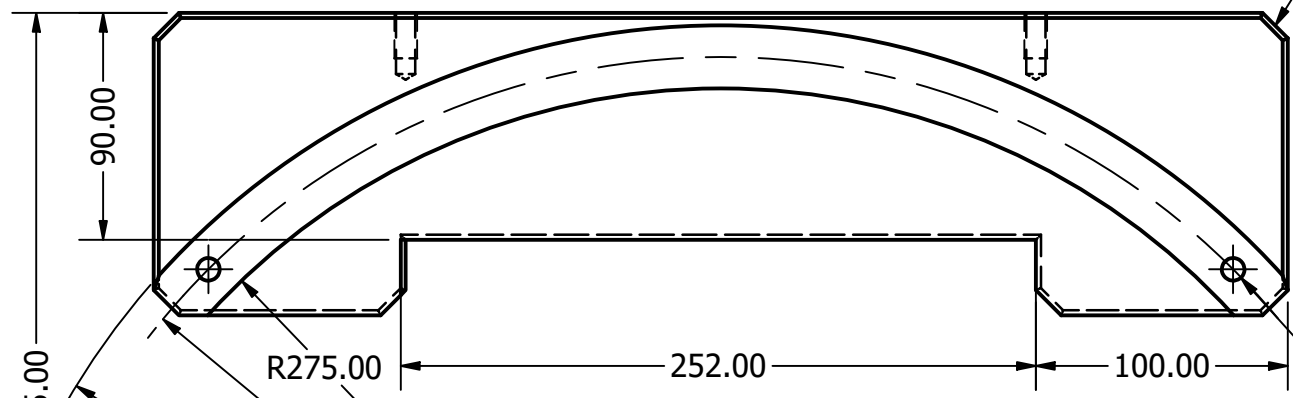
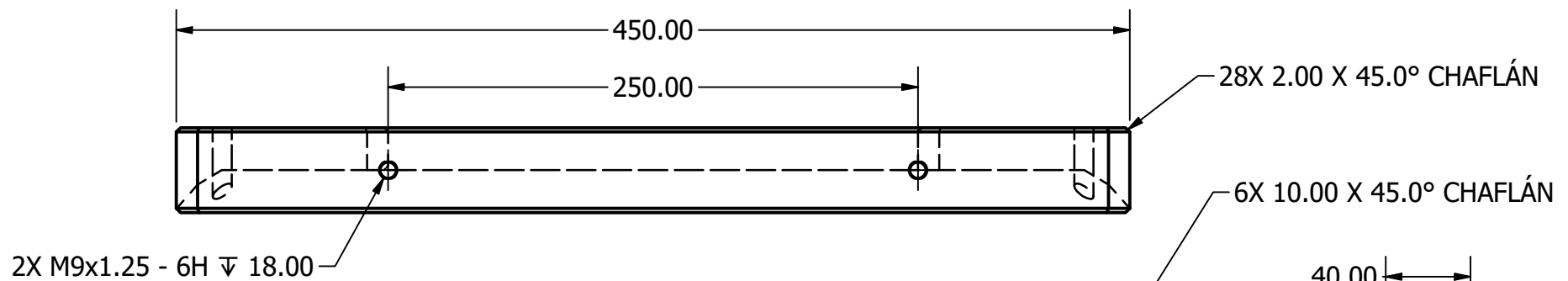


TÍTULO: BUJE SOPORTE		
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-BUJE		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 19 DE 23	REV A

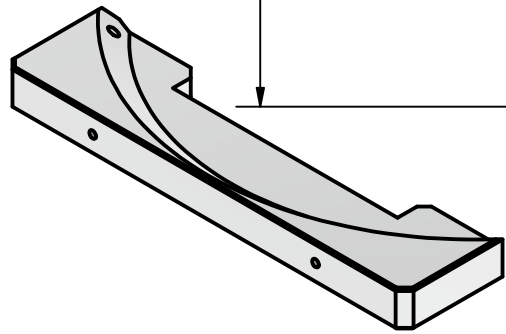


$\varnothing 25.40$   
20.00

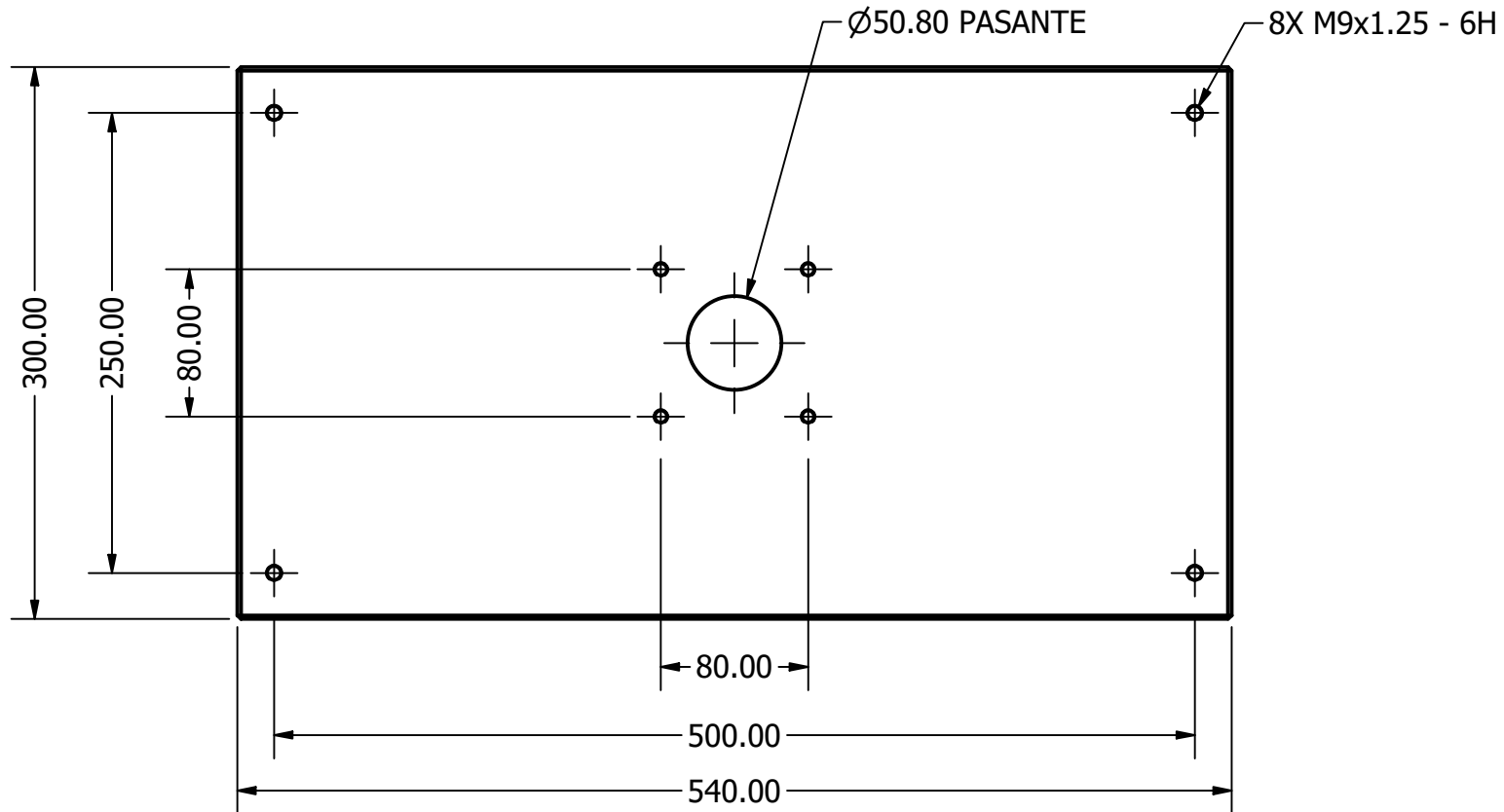
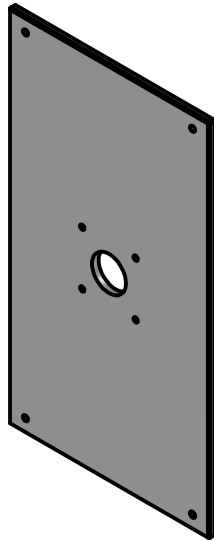
TÍTULO:		EJE	
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-EJE			
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 20 DE 23		A



2X  $\varnothing$ 9.00 PASANTE

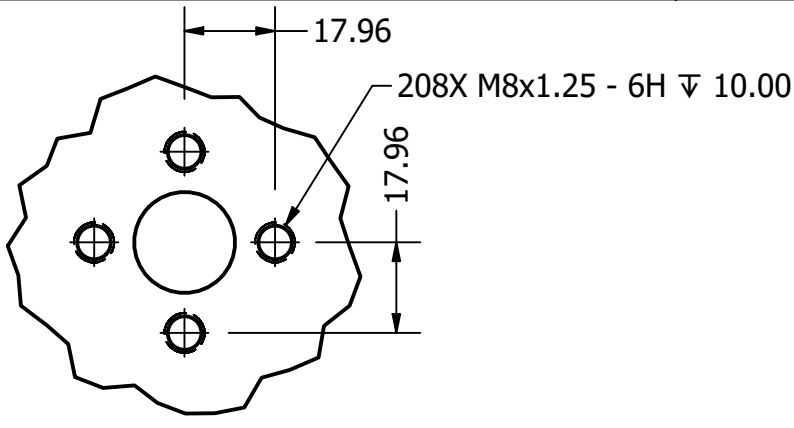


TÍTULO: SOPORTE		
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-SPTE		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 21 DE 23	REV A

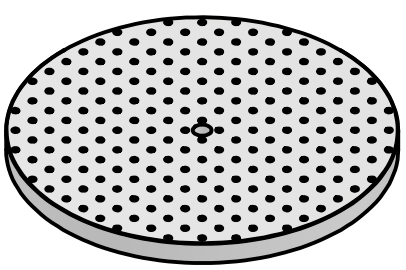
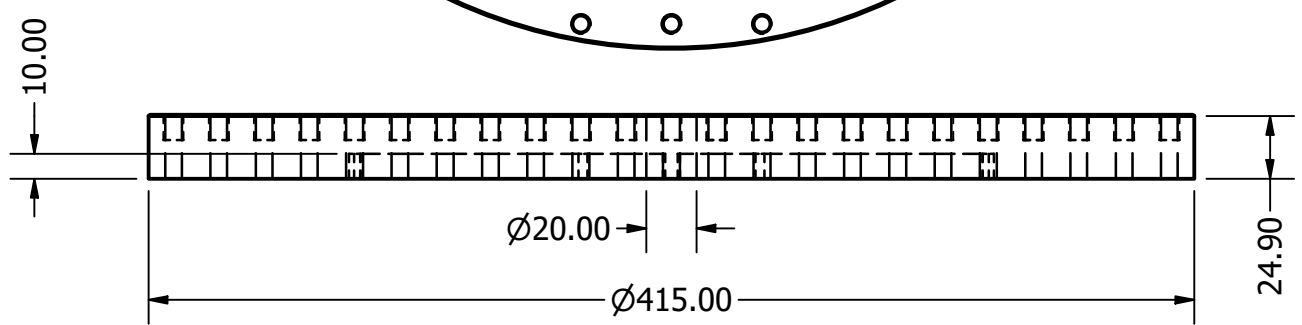
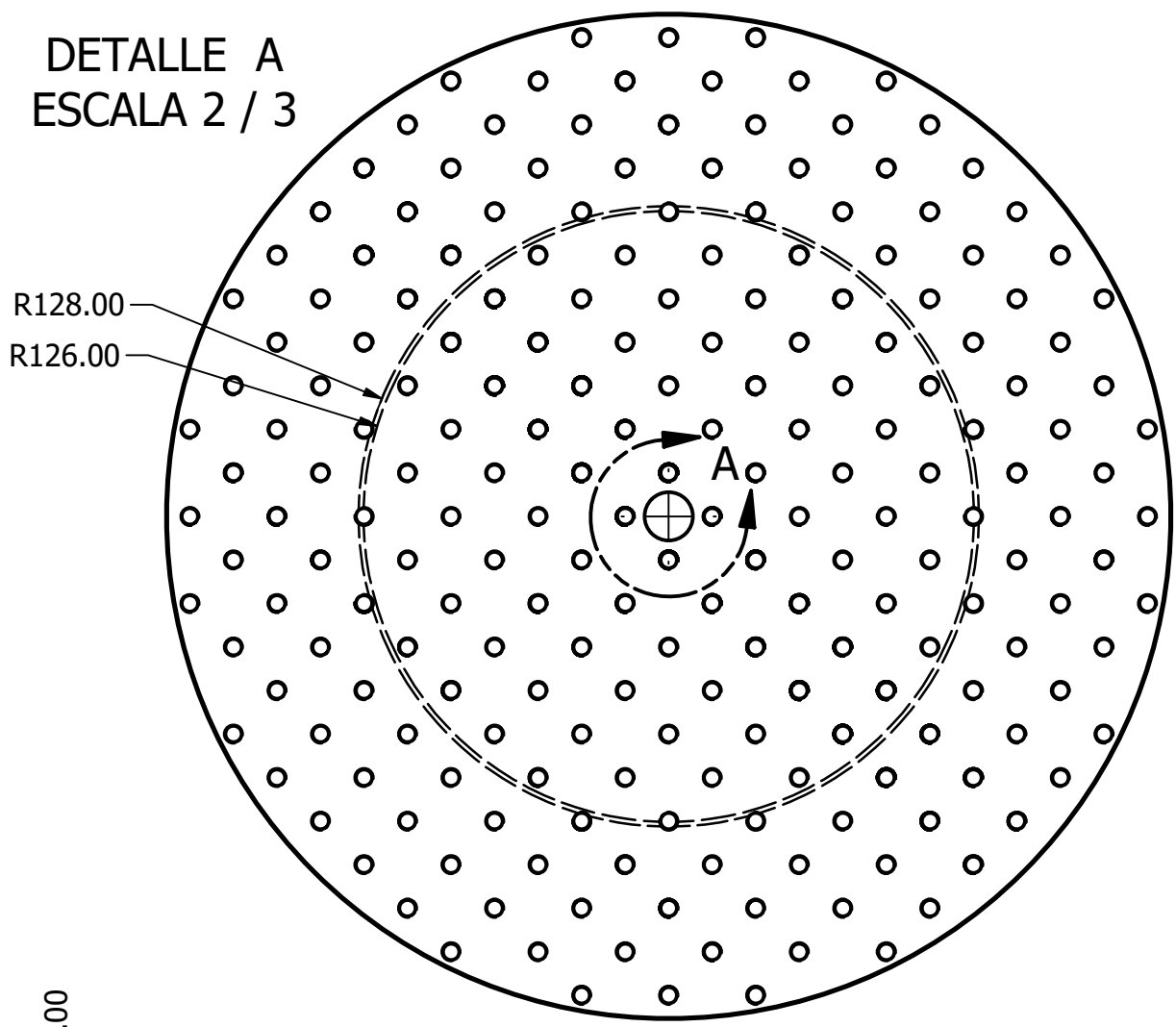


LAMINA DE 3/8" DE ESPESOR.

TÍTULO: SOPORTE LATERAL		
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-SPT-LAT		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
<b>A4</b>	PÁGINA 22 DE 23	REV A



DETALLE A  
ESCALA 2 / 3



TÍTULO:		BANCADA	
NÚMERO DE DIBUJO: BASE-BNCA			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
<b>A4</b>	PÁGINA 23 DE 23	REV A	