

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA  
INSTITUTO DE INGENIERÍA



OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA DE SISTEMA DE BARRIDO  
LÁSER PARA EL AUMENTO DE LA PRECISIÓN EN LA TOMA  
DE DATOS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
MAESTRÍA EN INGENIERÍA

PRESENTA

DAVID MEZA GARCÍA

DIRECTOR DE TESIS: DR. OLEG SERGIYENKO

CODIRECTOR DE TESIS: DR. JULIO CÉSAR RODRÍGUEZ QUIÑONEZ

# Resumen

En este trabajo se desarrolló un prototipo optimizado del sistema Technical Vision System (TVS), denominado mini TVS 2, con el objetivo de mejorar la precisión en la recolección de datos tridimensionales mediante escaneo láser. El nuevo diseño se enfocó en minimizar cuatro magnitudes físicas: las vibraciones mecánicas, la variación del momento de inercia, las concentraciones de esfuerzos y el consumo energético. Esto se logró mediante la redistribución estratégica de los componentes internos, el uso de simulación por elementos finitos (FEM) y la implementación de sensores inerciales, con el propósito de caracterizar el comportamiento dinámico tanto de la nueva propuesta como del modelo previo (mini TVS 1), y así evaluar cuantitativamente los cambios propuestos.

Para la adquisición de datos se utilizó una placa Arduino, la cual permitió integrar los sensores de vibración y un sensor de corriente, empleado para registrar el consumo energético del sistema durante su operación. Los resultados mostraron que el mini TVS 2, basado en una estructura cilíndrica hueca y fabricado mediante impresión 3D, ofreció una reducción del 50.31 % en el consumo energético en comparación con el mini TVS 1, lo cual evidencia una mejora en el rendimiento para una futura aplicación móvil. Se observó una distribución más uniforme de las desviaciones angulares en la estimación de coordenadas 3D en el mini TVS 1, atribuida a la mayor longitud de su línea base (20cm) en comparación con el mini TVS 2 (15cm). Esta diferencia geométrica influye directamente en la dispersión del ángulo de recepción ( $\beta$ ) registrado por la apertura, ya que una mayor distancia entre la apertura y el posicionador del TVS genera una disminución en las desviaciones de la estimación, al traducirse en desplazamientos lineales relativamente menores frente a pequeñas variaciones angulares. No obstante, la

configuración del mini TVS 2 presenta una mejor estabilidad en consumo energético y vibraciones, a expensas de una ligera disminución en la precisión.

Este estudio concluye que una aproximación basada en el rediseño geométrico, junto con análisis experimentales, instrumentación electrónica y simulaciones estructurales, permite desarrollar sistemas más eficientes y estables. Las propuestas aquí planteadas representan un avance hacia sistemas de escaneo láser más precisos y energéticamente sostenibles, aplicables en contextos como la salud estructural, navegación robótica y reconstrucción 3D.

# Abstract

In this work, an optimized prototype of the Technical Vision System (TVS), named mini TVS 2, was developed with the aim of improving the accuracy of three-dimensional data acquisition through laser scanning. The new design focused on minimizing four physical magnitudes: mechanical vibrations, variation in the moment of inertia, stress concentrations, and energy consumption. This was achieved through the strategic redistribution of internal components, the use of finite element method (FEM) simulations, and the implementation of inertial sensors, in order to characterize the dynamic behavior of both the new design and the previous model (mini TVS 1), and to quantitatively assess the proposed improvements.

For data acquisition, an Arduino board was used, which enabled the integration of vibration sensors and a current sensor, employed to record the system's energy consumption during operation. The results showed that the mini TVS 2—featuring a hollow cylindrical structure fabricated through 3D printing—achieved a 50.31% reduction in energy consumption compared to mini TVS 1, demonstrating improved performance for potential mobile applications. A more uniform distribution of angular deviations in the estimation of 3D coordinates was observed in mini TVS 1, attributed to the longer baseline (20 cm) compared to mini TVS 2 (15 cm). This geometric difference directly affects the dispersion of the reception angle ( $\beta$ ) recorded by the aperture, as a greater distance between the aperture and the positioner in the TVS results in smaller linear displacements for the same angular variations, thus reducing estimation errors. Nevertheless, the mini TVS 2 configuration exhibits improved stability in terms of energy consumption and vibration levels, at the cost of a slight decrease in precision.

This study concludes that a design approach based on geometric optimization, com-

bined with experimental analysis, electronic instrumentation, and structural simulations, enables the development of more efficient and stable systems. The proposals presented herein represent a step forward toward more accurate and energy-efficient laser scanning systems, applicable in fields such as structural health monitoring, robotic navigation, and 3D reconstruction.

# Dedicatoria

A mi amada esposa, Shicel Díaz, por motivarme a iniciar, continuar y culminar mis estudios de maestría. A ella le debo la fe inquebrantable en mis capacidades y el creer, incluso en los momentos más difíciles, que yo podía lograrlo.

A mis padres, Ricardo Meza y Norma García, por ser siempre un apoyo firme y por mostrarse orgullosos de cada uno de mis logros, sin importar cuán grandes o pequeños hayan sido. Su ejemplo y amor han sido mi guía constante.

A mi hermano, Ricardo Meza, por estar siempre pendiente de mí y cuidar de mí como solo un hermano mayor sabe hacerlo. Su cercanía ha sido un aliento constante.

Sin ellos, nada de esto hubiera sido posible.

A todos ellos, gracias totales.

# Agradecimientos

Gracias primero a Dios por darme salud e inteligencia para culminar este gran logro. A la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (Secihti), por su invaluable apoyo económico y material, que permitió financiar tanto esta investigación como mi labor académica. Su respaldo constante, a través de becas, me brindó la valiosa oportunidad de continuar con mis estudios de posgrado y avanzar en mi formación profesional.

A la Universidad Autónoma de Baja California (UABC), por abrirme las puertas a una educación de calidad y permitirme desarrollar mis capacidades para alcanzar el grado de Maestría en Ingeniería.

Al Instituto de Ingeniería de la UABC, campus Mexicali, por proporcionarme el espacio, las instalaciones y los recursos necesarios para llevar a cabo este proyecto, así como por contar con un cuerpo académico cuya vocación, experiencia y compromiso han sido clave en mi desarrollo como estudiante de posgrado.

A mi director de tesis, el Dr. Oleg Sergiyenko, por su valiosa guía, paciencia y por compartir conmigo su conocimiento y experiencia, fundamentales para el desarrollo de este trabajo.

A mi codirector de tesis, el Dr. Julio César Rodríguez Quiñones, por estar siempre pendiente de mi crecimiento académico y personal, por sus consejos oportunos y su constante disposición para apoyar mi proceso formativo.

A mis compañeros de laboratorio: Rubén, José, César, Fernando, Fabián y Humberto, por su amistad sincera y por su apoyo incondicional dentro y fuera del entorno de investigación. Su compañía convirtió los retos en aprendizajes compartidos y los logros en celebraciones colectivas.

Mis más sinceras gracias a cada uno de ustedes por haber sido parte esencial en esta etapa tan significativa de mi vida.

# Índice general

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Planteamiento del problema . . . . .	2
1.2. Justificación . . . . .	3
1.3. Objetivos . . . . .	3
1.3.1. Objetivo general . . . . .	3
1.3.2. Objetivos específicos . . . . .	4
1.4. Hipótesis . . . . .	5
1.5. Antecedentes . . . . .	6
1.5.1. Reducción de vibraciones . . . . .	8
1.5.2. Momento de inercia . . . . .	12
<b>2. Marco teórico</b>	<b>15</b>
2.1. Fundamentos del TVS . . . . .	15
2.2. Momento de inercia . . . . .	18
2.2.1. Ajuste geométrico . . . . .	20
2.3. Vibraciones mecánicas . . . . .	21
2.4. Concentraciones de esfuerzos . . . . .	23
2.5. Simulación con análisis del elemento finito . . . . .	25
2.5.1. Consideraciones del análisis FEM . . . . .	27
2.6. Procesamiento de señales digitales . . . . .	28
2.6.1. No linealidad . . . . .	29
2.6.2. Variación en el tiempo (comportamientos dinámicos) . . . . .	29
2.7. Motores en el TVS . . . . .	31

2.7.1.	Motores DC . . . . .	31
2.7.2.	Motor a pasos . . . . .	32
2.7.3.	Comparación y aplicaciones de motores DC y a pasos . . . . .	33
2.7.4.	Posicionamiento rotacional inestable . . . . .	33
2.7.4.1.	Momento de inercia y su influencia en la estabilidad . . . . .	34
2.7.4.2.	Caracterización del movimiento de rotación inestable . . . . .	34
2.7.5.	Elemento de reducción de inercia . . . . .	36
2.8.	Fenómenos ópticos : Las leyes de Snell y refracción y fenómenos de dispersión. . . . .	38
2.8.1.	La Ley de la refracción y reflexión en sistemas ópticos. . . . .	39
2.8.1.1.	Refracción y reflexión en la interfaz de medios . . . . .	39
2.8.1.2.	Ecuación vectorial de la Ley de Snell . . . . .	40
2.8.1.3.	Reflexión especular y difusa . . . . .	40
2.8.1.4.	Refracción según la Ley de Snell . . . . .	41
2.8.2.	Imágenes fantasma . . . . .	42
2.9.	Óptica geométrica aplicada . . . . .	44
2.9.1.	Lentes . . . . .	44
2.9.2.	Lentes planas . . . . .	44
2.9.3.	Lente biconvexo . . . . .	45
2.9.4.	Distancia focal . . . . .	46
<b>3.</b>	<b>Metodología</b>	<b>48</b>
3.1.	Geometría del cuerpo del prototipo . . . . .	48
3.2.	Diseño CAD . . . . .	50
3.3.	Modularidad y métodos de unión. . . . .	51
3.4.	Uniones mecánicas semi-permanentes: snap fit y tornillos . . . . .	53
3.4.1.	Redistribución estratégica de elementos internos para optimización mecánica . . . . .	54
3.5.	Análisis del modelo con simulación . . . . .	54
3.5.1.	Simulación de esfuerzos mecánicos . . . . .	55

3.5.2. Impresión 3D . . . . .	57
3.5.3. Consumo de corriente . . . . .	59
3.6. Estrategias para Mitigar la Inestabilidad . . . . .	61
3.7. Alineación mediante bases elevadoras . . . . .	62
3.7.1. Medición de vibraciones . . . . .	64
3.8. Análisis del modelo real . . . . .	66
3.8.1. Análisis estadístico . . . . .	66
<b>4. Experimentación</b>	<b>70</b>
4.1. Estudio de propiedades de masa y momento de inercia . . . . .	71
<b>5. Resultados</b>	<b>74</b>
<b>6. Conclusiones</b>	<b>84</b>
<b>Apéndice A: Publicaciones</b>	<b>95</b>

# Índice de figuras

1.1. Prototipo TVS 2. . . . .	6
1.2. Prototipo TVS 3. . . . .	7
1.3. Prototipo mini TVS 1 . . . . .	7
2.1. Componentes del Posicionador TVS . . . . .	16
2.2. Componentes de la apertura TVS . . . . .	17
2.3. Prototipo mini TVS 1 y sus componentes . . . . .	17
2.4. Diversas posiciones verticales del TVS que generan cambios de momento de inercia. . . . .	19
2.5. Componentes para la toma de datos de prototipo TVS . . . . .	19
2.6. Representacion de movimiento sinusoidal . . . . .	22
2.7. Variación de la posición del valor pico de señal de la apertura a diferentes velocidades angulares. . . . .	23
2.8. Mesh o método de mallas para análisis nodal previo al análisis FEM. . . . .	26
2.9. Análisis de cargas en puntos críticos de unión de piezas el prototipo, para conocer cómo se comportará el material. . . . .	27
2.10. Representación gráfica de la inestabilidad en la rotación y consecuente desviación de la proyección del láser. . . . .	34
2.11. Proyección del láser sobre la paredes del cilindro. . . . .	35
2.12. Volante de inercia en el eje de rotacion del motor DC. . . . .	37

2.13. Al refractarse el láser, cambia la dirección del haz de luz en cada cambio de medio. La línea roja representa de forma exagerada como se deforma la trayectoria debido al uso de espejos con recubrimiento de vidrio. a) deformación de la trayectoria del haz en el posicionador, b) deformación de la trayectoria del haz en la apertura. . . . .	42
2.14. Mancha de laser, donde debería existir un punto consecuencia del fenómeno de refracción. . . . .	43
2.15. Distancia focal $f$ de una lente delgada para un objeto real lejano. . . . .	47
3.1. Figuras analizadas durante la elección de la forma geométrica. . . . .	48
3.2. Vista flotante de los componentes estructurales del sistema, mostrando los elementos que conforman el ensamblaje mecánico del prototipo. . . . .	52
3.3. Vista isométrica de un par de componentes de ensamblaje snap fit. . . . .	54
3.5. Mallado aplicado a pieza de prueba . . . . .	56
3.6. Visual de las tensiones y comportamiento mecánico puntos críticos. . . . .	57
3.7. Interfaz de Ultimaker Cura. . . . .	58
3.8. Proceso de impresión de pieza 3D. . . . .	59
3.9. Arreglo para medir consumo total del sistema. . . . .	60
3.10. Arreglo real para medir consumo total del sistema. . . . .	61
3.11. Elementos móviles de espejo posicionador. . . . .	63
3.12. Sensores MPU6050 montados en el mini TVS 1. . . . .	65
4.1. Técnica de mallado aplicado a pieza de conexión y soporte. . . . .	73
5.1. Componentes de interés . . . . .	74
5.2. Comportamiento mecánicos del elemento de enlace: unión circular. . . . .	75
5.3. Comparación de vibraciones del módulo colocado en el posicionador. . . . .	79
5.4. Comparación de vibraciones del módulo colocado en la apertura. . . . .	79
5.5. Comparación de consumo de corriente . . . . .	80
5.6. Comparativa en el torque entre ambos prototipos. . . . .	81
5.7. Desviación estándar Mini TVS 1. . . . .	82
5.8. Desviación estándar TVS 2. . . . .	82

# Índice de tablas

3.1. Momentos de inercia de diferentes geometrías huecas . . . . .	49
3.2. Formato de matriz de datos de los sensores inerciales y de corriente. . .	67
3.3. Formato de matriz de datos de coordenadas tridimensionales. . . . .	68
5.1. Tabla de fuerzas en componentes de interés. . . . .	75
5.2. Relación entre Posición Angular (rad) y Momento de Inercia en el eje Y (kg·m <sup>2</sup> ) mini TVS 1 . . . . .	76
5.3. Relación entre Posición Angular (rad) y Momento de Inercia en el eje Y (kg·m <sup>2</sup> )mini TVS 2 . . . . .	77
5.4. Resumen estadístico de los datos procesados mini TVS 1 . . . . .	78
5.5. Resumen estadístico de los datos procesados mini TVS 2 . . . . .	78

# Introducción

La búsqueda de mayor rendimiento energético, practicidad y robustez siempre han sido un tema relevante en el desarrollo de prototipos para sistemas de Visión artificial [1]. Por lo que, como en cualquier dispositivo, se busca la elaboración de diseños compactos, ligeros y rígidos con el fin de lograr un mayor ahorro energético, estabilidad estructural y confiabilidad en los datos adquiridos a través de estos sistemas. Uno de los aspectos relevantes en el prototipado de estos sistemas es el posicionamiento de los diversos sensores, elementos mecánicos (como motores DC o mecanismos), cableado y circuitos de control ya que su ubicación puede llegar a influir en la precisión y exactitud de las mediciones tomadas. De tal manera que siempre se busca evitar que los componentes que lo conformen influyan de manera negativa en el comportamiento del sistema. El sistema de visión con el que se realizó en este proyecto es el Technical Vision System (TVS), desarrollado en la Universidad Autónoma de Baja California campus Mexicali, en el laboratorio optoelectrónica y Mediciones Automáticas del Instituto de Ingeniería. Actualmente, es utilizado para realizar escaneo de superficies, con el fin de tomar datos (coordenadas tridimensionales) con los cuales se puede dimensionar y/o posicionar a los objetos escaneados en el espacio tomando como referencia al sistema como origen. Es utilizado en salud estructural, escaneo del cuerpo humano y navegación de robots [2]. El principal punto fuerte del TVS es su precisión en el cálculo de profundidades con una incertidumbre de  $\pm 1$  mm [3] por cada metro de distancia y la confiabilidad de los datos obtenidos. Sin embargo, algunos aspectos de mejora están relacionados con el diseño mecánico de la estructura y la localización de los elementos en ella, ya que estos pueden influir de manera negativa en aspectos como: el posicionamiento angular

del láser (vertical y horizontal), la velocidad de rotación del espejo en la apertura, la estabilidad del punto láser y la correcta distribución de cargas en la estructura que aumenta la existencia de torques de oposición a la rotación. Considerando lo anterior, este proyecto sirvió para cuantificar y reducir las incertidumbres en los efectos mencionados, así como mejorar el rendimiento y obtener un menor consumo energético. Se lograron estos objetivos tomando los diseños actuales como referencia para hacer un reacomodo de los componentes mecánicos y optoelectrónicos. Además, se midió el efecto que genera este cambio de arreglo en el funcionamiento general del sistema y en la toma de decisiones, a través de variables como el momento de inercia del sistema, la concentración de esfuerzos y la medición de torques de oposición en los ejes de rotación, utilizando al análisis del elemento finito como herramienta de simulación. Finalmente, se compararon las variables medidas en la nueva propuesta y en los prototipos actuales para hacer las correspondientes comparaciones y concluir cuál es el arreglo adecuado para usos generales o específicos.

## 1.1. Planteamiento del problema

El sistema de visión artificial, TVS, en el que actualmente se han implementado diversos desarrollos aplicados a campos como la navegación de robots [4], salud estructural [5], escaneo del cuerpo humano [6], entre otros [7] ha pasado por diversas etapas de su desarrollo en su prototipado. Si bien, estos desarrollos han permitido adquirir valiosos datos prácticos y experimentales para los diversos campos ya mencionados, siguen existiendo diversas áreas de mejora, tales como el diseño estructural del prototipo, los protocolos de comunicación de datos o los modos de operación del sistema de escaneo. El ámbito del diseño estructural está relacionado con el diseño mecánico del sistema, donde se han encontrado diversas localizaciones geométricas y fenómenos como mal balanceo de las piezas rotatorias que pueden causar vibraciones en todo el prototipo, la combinación de esto aumenta la incertidumbre en la exactitud de la toma de coordenadas, genera que la estructura pierda rigidez por el movimiento oscilatorio constante dando como resultado que el sistema se descalibre, torques de oposición y

variación en el momento de inercia al cambiar la posición angular del prototipo. Por su parte, el consumo energético incrementa cada que el prototipo realiza un cambio en el posicionamiento angular del haz del láser sobre la superficie de interés.

## **1.2. Justificación**

En términos prácticos, los efectos físicos mencionados resultan no deseables, porque reducen la exactitud y la precisión en la toma de datos, también afectan a la velocidad de posicionamiento del láser y la incertidumbre en el posicionamiento del láser, debido a que las investigaciones previas solo se enfocaban en el aspecto funcional del sistema, en esta investigación se abordaron dichos efectos. De tal manera que, por ejemplo, la localización del motor DC que se encuentra debajo de la apertura del sistema, al rotar y cambiar su posición el peso del mismo, genera una variación en el torque para cada posición angular. También, la geometría del sistema no está uniformemente distribuida, así que se generan variaciones de torque en el eje del motor de posicionamiento vertical. Además de estos fenómenos, se estudiaron los arreglos de espejos y mecanismos utilizados en el posicionamiento láser para determinar si son adecuados para continuar con su uso o si era necesario algún ajuste. Se plantea el desarrollo de un nuevo prototipo que permita reducir estos efectos que pueda traer como resultado un aumento en la precisión y exactitud en el cálculo de posiciones, así como disminución de consumo energético debido a que se requerirá menor torque para generar los mismos movimientos que se alcanzan actualmente en los prototipos existentes del TVS además versatilidad, portabilidad y facilidad de uso.

## **1.3. Objetivos**

### **1.3.1. Objetivo general**

Desarrollar un nuevo prototipo del TVS optimizado geoméricamente para minimizar vibraciones mecánicas, reducir el momento de inercia y disminuir el consumo

energético, garantizando su viabilidad en sistemas alimentados por baterías. Este desarrollo se basó en modelado y simulación computacional, complementados con experimentación en condiciones controladas.

Se implementaron sistemas de adquisición de datos en tiempo real para medir parámetros críticos como aceleraciones angulares, desplazamientos estructurales y consumo energético. Los resultados serán procesados con inferencias estadísticas y representados en tablas y gráficas comparativas para validar los modelos computacionales y evaluar el desempeño del prototipo.

### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Analizar la distribución de cargas y medir cargas en puntos críticos.
- Examinar la relación entre las cargas y la estabilidad, precisión, y rendimiento mediante modelos dinámicos y experimentos controlados.
- Estudiar cómo estas cargas afectan la estabilidad, precisión y rendimiento general del sistema.
- Calcular y analizar el momento de inercia en los componentes clave. Identificar sus efectos sobre la vibración, consumo energético, y velocidad de respuesta.
- Realizar propuesta de rediseño, donde se aligeraran elementos de la estructura de la mano de la reubicación de la masa de los elementos internos.
- Analizar propiedades de los materiales actuales para determinar susceptibilidad a fallos.
- Caracterizar y simular el comportamiento del prototipo planteado. Comparar las variables de desempeño del nuevo prototipo con las de los ya existentes.
- Incorporar los hallazgos del análisis de carga, momento de inercia y concentración de esfuerzos en un nuevo diseño de prototipo del TVS.
- Desarrollar el prototipo con impresión 3D para verificar su comportamiento en condiciones de laboratorio.

- Fabricar el nuevo diseño utilizando tecnologías de manufactura aditiva para reducir costos y tiempos de producción.
- Realizar pruebas de laboratorio para medir el comportamiento del prototipo frente a cargas, vibraciones y condiciones reales de operación.
- Evaluar la viabilidad del prototipo para su uso en entornos reales y proponer mejoras finales antes de su implementación en el sistema TVS.

## 1.4. Hipótesis

El desempeño del sistema de escaneo láser está significativamente influenciado por cuatro magnitudes físicas principales: las vibraciones mecánicas, el momento de inercia, la concentración de esfuerzos y el consumo energético. Estas magnitudes, derivadas de la interacción entre los componentes mecánicos, motores de corriente directa, engranajes planos y elementos estructurales, generan efectos adversos que impactan la precisión de las mediciones y la estabilidad del sistema.

Se plantea que la reducción simultánea de estas magnitudes mediante un diseño mecánico optimizado, que incorpore técnicas avanzadas de modelado y simulación, acompañado de un análisis integral de vibraciones, permitirá mitigar los efectos negativos. En particular, el uso de sensores inerciales como el MPU6050, ubicados estratégicamente en los puntos críticos del sistema (apertura y posicionador), proporcionará datos clave para caracterizar y predecir patrones de vibración. Este enfoque permitirá ajustar dinámicamente los parámetros operativos, minimizando los errores en las mediciones.

Asimismo, la disminución del momento de inercia en los componentes rotativos optimizará la respuesta del sistema, mientras que un diseño estructural que reduzca las concentraciones de esfuerzos prolongará la vida útil de los componentes y garantizará la estabilidad mecánica. Paralelamente, la optimización del consumo energético mediante motores calibrados y análisis de eficiencia energética incrementará la sostenibilidad y la autonomía del sistema.

Por lo tanto, se espera que un enfoque multidisciplinario, basado en el análisis de las magnitudes físicas clave y la implementación de estrategias de diseño e instrumentación,

conduzca a un prototipo más preciso, eficiente y confiable, capaz de cumplir con los requisitos de alta precisión en aplicaciones de escaneo láser.

## 1.5. Antecedentes

Actualmente se cuenta con tres prototipos en el laboratorio de Optoelectrónica y Mediciones Automáticas del Instituto de Ingeniería de la UABC. El TVS 2 (Fig.1.1) es un prototipo metálico con una línea base de 1 m, fabricado de metal, con un láser de 605 nm, correctamente balanceado que usa motores a pasos y una transmisión de engranes planos para el posicionamiento angular en el barrido láser.

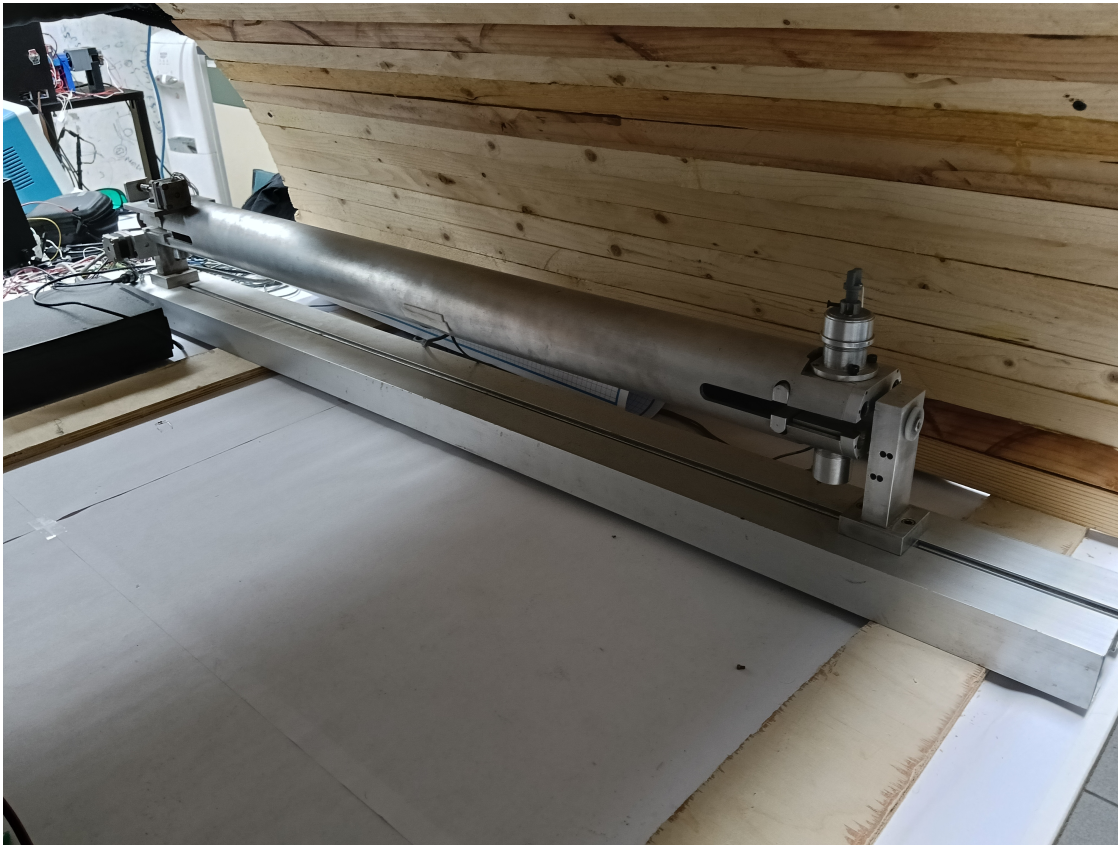


Figura 1.1: Prototipo TVS 2.

El segundo (Fig.1.2), denominado como TVS 3, es un prototipo metálico en el que se buscó la implementación de motores DC para aumentar la velocidad del posicionamiento angular del láser. Una de sus principales desventajas es el desbalance del sistema, lo cual provoca una pérdida de equilibrio cuando el motor responsable del movimiento

vertical no aplica torque.



Figura 1.2: Prototipo TVS 3.

Y el tercero, llamado mini TVS 1, es una versión reducida del primer prototipo, impreso en 3D con PLA, con una línea base de 20 cm y que tiene la ventaja de ser de bajo costo en su construcción y de fácil modificación para experimentación (Fig.1.3).

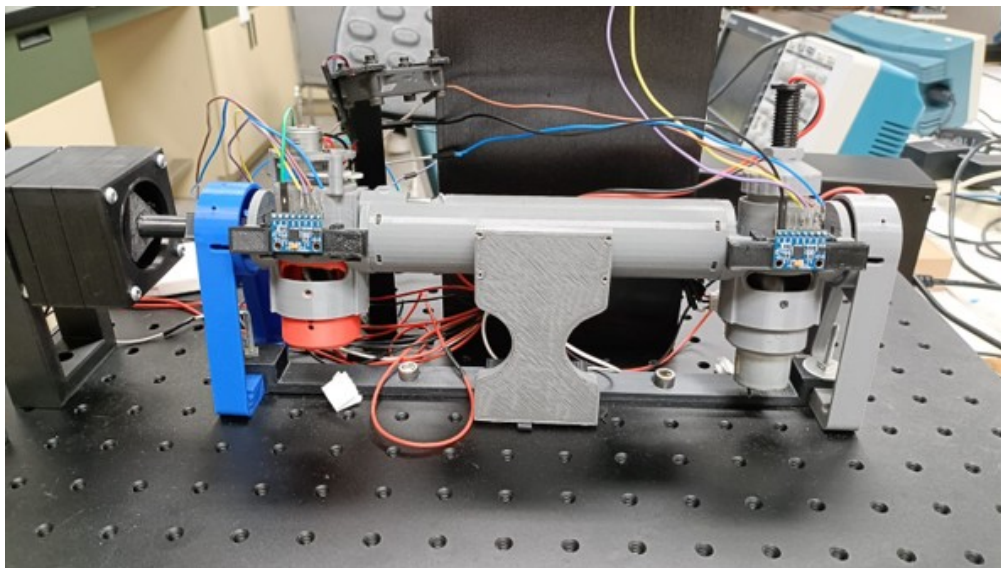


Figura 1.3: Prototipo mini TVS 1

Los tres prototipos están enfocados en lograr la triangulación dinámica para la

estimación de coordenadas 3D, posicionando un láser sobre un objeto de interés y realizando la estimación a partir de la luz reflejada. Sin embargo, existen variables como las vibraciones, el consumo energético y el análisis de esfuerzos que no han sido estudiadas y que afectan de forma directa la estimación de coordenadas, ya sea en términos de precisión o de eficiencia energética.

### **1.5.1. Reducción de vibraciones**

La primer variable a estudiar es la vibración, que ha emergido como una medición esencial en el diagnóstico de sistemas dinámicos, al ser un indicador directo del estado funcional de una máquina o estructura. Tal como se expone en el estudio de Kumari [8], la caracterización precisa de vibraciones mediante sensores acelerométricos permite no solo garantizar la eficiencia operativa de los equipos, sino también prolongar su vida útil y mejorar la calidad de los productos o procesos asociados. Estos parámetros son comúnmente medidos utilizando sensores sísmicos operando en modo de desplazamiento o aceleración. Dentro de esta categoría, el acelerómetro se posiciona como el sensor más utilizado debido a su capacidad para registrar señales dinámicas con alta fidelidad. Existen diferentes tipos según su principio operativo: capacitivos, piezoeléctricos y basados en efecto Hall.

En el marco experimental descrito por Kumari, se utilizó un acelerómetro acoplado a una fuente vibratoria, cuyo análisis de señal se llevó a cabo mediante un analizador de pulsos (OR38) y procesamiento posterior con la técnica de transformada rápida de Fourier (FFT) usando el software NI LabVIEW. Esta metodología permitió identificar la frecuencia natural de la fuente en 17 Hz, con una distorsión armónica total (THD) de apenas 0.000177%, validando la sensibilidad y precisión del sistema de medición.

Las vibraciones mecánicas representan una de las principales causas de fallos, reducción en la vida útil y pérdida de precisión en sistemas y estructuras de ingeniería. Desde los inicios de la maquinaria moderna, el desafío de controlar las vibraciones ha estado presente, particularmente en sectores como la aeronáutica, ingeniería civil, automotriz y de manufactura.

En este contexto, Jing-hui et al. [9] realizaron un estudio integral que abarca desde

la generación de las vibraciones, pasando por métodos de prueba, hasta las técnicas de mitigación aplicadas. En su trabajo, se identificaron las etapas de la vibración (generación, transmisión, difusión y radiación), enfatizando la necesidad de intervenir en las primeras fases para evitar efectos acumulativos perjudiciales.

Desde el punto de vista de diagnóstico y evaluación, se destacan herramientas como el análisis modal, el método de elementos finitos, y simulaciones numéricas en MATLAB. Estos enfoques permiten identificar las frecuencias naturales, modos principales, y parámetros dinámicos que orientan decisiones de diseño para evitar resonancias o minimizar impactos localizados.

En cuanto a la mitigación de vibraciones, el artículo [10] resalta diversas soluciones estructurales y tecnológicas: desde sistemas de aislamiento con soportes elásticos, hasta el uso de geometrías de engranajes específicas, conexiones flexibles (como correas o cuerdas entre ejes), y diseños flexibles en lugar de rígidos. Particularmente interesante es la propuesta de evolucionar hacia sistemas de reducción de vibraciones con capacidad de auto-monitoreo y mantenimiento inteligente, que actúan de manera proactiva ante cambios en las condiciones operativas.

Este enfoque predictivo y adaptativo se alinea con los objetivos del presente proyecto, que busca mejorar la precisión de los datos mediante una estructura optimizada, capaz de reducir vibraciones desde su origen. Al incorporar materiales adecuados, condiciones de lubricación controladas, y sistemas de suspensión o aislamiento, se establecen las bases para un sistema mecánicamente estable, eficiente y duradero.

En el diseño de sistemas mecatrónicos y mecanismos de precisión, el control de las vibraciones es un factor determinante para garantizar la estabilidad y fiabilidad en la adquisición de datos. Las vibraciones mecánicas, particularmente las torsionales, introducen perturbaciones significativas que pueden afectar no solo la calidad del funcionamiento estructural, sino también la precisión de los sistemas de medición y control. Este fenómeno es especialmente relevante en sistemas de transmisión, donde las variaciones en la inercia rotacional, la rigidez torsional y las excitaciones externas pueden inducir resonancias perjudiciales.

Una de las metodologías más eficaces para mitigar este tipo de vibraciones es la im-

plementación de absorbedores dinámicos de vibraciones (DVA, por sus siglas en inglés). Estos dispositivos han sido ampliamente estudiados y aplicados para reducir la amplitud de vibraciones en rangos de frecuencia críticos. El principio consiste en acoplar un sistema secundario masa-resorte al sistema principal de forma que se genere una interferencia destructiva que atenúe la vibración en una frecuencia específica.

Zhi et al. [11] desarrollaron un modelo dinámico de un sistema de transmisión para vehículos con tracción trasera, incorporando un absorbedor de vibraciones torsionales con el fin de analizar y optimizar el comportamiento vibratorio del sistema. A través de modelos de masa concentrada y simulaciones en Simulink, se demostró que la inclusión del DVA permite reducir significativamente los picos de resonancia alrededor de los 98.4 Hz, disminuyendo la respuesta vibratoria en más de 25 dB. Además, se identificó un valor óptimo de relación de masa inercial del absorbedor, alrededor de 0.2, que maximiza la eficiencia del amortiguamiento sin generar efectos colaterales adversos.

Este enfoque no solo resulta útil en la industria automotriz, sino que puede extrapolarse a otros sistemas donde la precisión en la adquisición de datos se ve comprometida por vibraciones mecánicas. Así, la integración de absorbedores dinámicos se plantea como una estrategia viable para la reducción de errores sistemáticos en sistemas de medición, especialmente aquellos que dependen de mecanismos rotacionales o traslacionales impulsados por motores.

La implementación de estrategias de control de vibraciones en estructuras mecánicas flexibles es esencial para garantizar la precisión en la operación de sistemas mecatrónicos. Mientras que los absorbedores pasivos han demostrado ser eficaces en condiciones operativas estables y de frecuencia constante, su capacidad se ve limitada cuando el sistema está sujeto a excitaciones armónicas variables o multifrecuencia. En tales contextos, el uso de absorbedores dinámicos activos se ha posicionado como una solución robusta y versátil.

Silva-Navarro y Beltrán-Carbajal [12] propusieron un esquema de absorción activa de vibraciones capaz de suprimir vibraciones armónicas de frecuencia variable en sistemas mecánicos flexibles débilmente amortiguados. Este enfoque integra técnicas avanzadas como la planitud diferencial, el uso de un modelo masa-resorte-amortiguador, y la com-

pensación integral del error, permitiendo un control efectivo empleando únicamente la medición de la variable de posición del sistema primario.

El esquema propuesto se diseñó para realizar no solo la supresión activa de vibraciones resonantes, sino también el seguimiento de trayectorias de referencia. Uno de los aportes más significativos del estudio fue demostrar que, mediante una reconstrucción integral de las derivadas de estado a partir de la salida medida, es posible evitar la necesidad de sensores adicionales o estimadores complejos para velocidad, aceleración o fuerzas de excitación. Esto reduce la complejidad del sistema de control sin sacrificar robustez ni rendimiento dinámico.

Los resultados numéricos evidencian que, incluso bajo incertidumbre paramétrica y fuerzas de excitación multifrecuencia, el sistema logra una atenuación eficiente de vibraciones y un seguimiento preciso de la trayectoria deseada. Además, la arquitectura de control fue diseñada para ser implementada en tiempo real, lo que abre posibilidades de aplicación en sistemas embebidos o dispositivos portátiles.

Hong et al. [13] propusieron una técnica novedosa para reducir estas vibraciones en motores de corriente directa con escobillas y magnetos permanentes (PMBDC, por sus siglas en inglés). La propuesta consiste en la adición de un anillo de cobre adherido al polo magnético del motor, cuyo efecto es inducir corrientes de Foucault que generan un campo magnético opuesto al campo de alta frecuencia original. Esta interferencia destructiva atenúa de forma significativa el campo magnético oscilante en el entrehierro, reduciendo así la fuerza radial que causa vibraciones. A través de simulaciones por elementos finitos y pruebas experimentales, se demostró que el motor modificado con anillo de cobre mostró una reducción de hasta el 40 % en la aceleración vibratoria, especialmente en las frecuencias armónicas derivadas del número de ranuras del rotor y su velocidad de rotación. Este efecto fue particularmente notable en las primeras órdenes armónicas (600 Hz, 1200 Hz, etc.), las cuales son críticas en la generación de ruido y vibración estructural. Un hallazgo clave fue que el espesor del anillo de cobre afecta directamente la eficacia de la atenuación: a mayor espesor, mayor corriente inducida, pero también mayor pérdida por efecto Joule. Esto genera un compromiso entre reducción vibratoria y eficiencia energética. Sin embargo, incluso con una configuración

de espesor moderado (2 mm), se lograron mejoras sustanciales en la estabilidad del sistema. En sistemas donde las estructuras presentan múltiples niveles de aislamiento, la caracterización y simplificación de las vibraciones se vuelve una herramienta esencial para predecir, controlar y mitigar sus efectos. Este tipo de modelado es crucial no solo en grandes infraestructuras como puentes o edificios sujetos a cargas dinámicas —como el paso de trenes pesados— sino también en sistemas de ingeniería más compactos que requieren exactitud en la medición, como plataformas móviles o dispositivos de escaneo. Hu et al. [14] desarrollaron un estudio enfocado en construir modelos equivalentes simplificados de estructuras multicapa con aislamiento vertical sometidas a vibraciones generadas por trenes de carga pesada. Su objetivo fue evaluar modelos que permitieran representar adecuadamente la dinámica vertical de estas estructuras sin necesidad de recurrir a simulaciones complejas o modelos tridimensionales computacionalmente costosos.

El estudio comparó cuatro tipos de modelos: el modelo de múltiples partículas en paralelo, el modelo jerárquico por capas, el modelo de doble partícula y el modelo de partícula única. Los modelos se validaron contra resultados de referencia mediante simulaciones dinámicas y análisis espectrales, demostrando que el modelo de doble partícula ofrece una alta precisión para estructuras de entre 5 y 8 niveles, siendo una opción balanceada entre exactitud y eficiencia computacional.

Uno de los principales hallazgos fue que la rigidez de las vigas horizontales tiene un impacto mínimo en la respuesta vibratoria vertical, lo que justifica el uso de simplificaciones por capas o elementos equivalentes en estructuras regulares. Además, se observó que modelos más simples, como el de una sola partícula, presentan errores tolerables para estructuras menores, permitiendo un análisis más accesible y adaptable a sistemas mecatrónicos.

### **1.5.2. Momento de inercia**

El momento de inercia es una magnitud fundamental en la dinámica de sistemas rotacionales, ya que cuantifica la resistencia de un cuerpo a modificar su estado de rotación respecto a un eje. Su comprensión y control son especialmente importantes en

sistemas de precisión, donde las variaciones en la inercia pueden generar torques parásitos, errores en la trayectoria y consumo energético innecesario, afectando directamente la calidad en la toma de datos.

En el artículo de Cala [15], se desarrolla una metodología experimental para determinar el momento de inercia de un sistema compuesto por dos cuerpos que rotan en torno a un eje fijo. Este estudio se enfoca en conectar el movimiento de traslación y rotación a través de un sistema acoplado mediante un hilo inextensible, que permite trasladar una masa bajo la acción de la gravedad mientras induce la rotación de los cuerpos acoplados.

Una de las contribuciones clave del artículo es la expresión analítica que permite determinar el momento de inercia total  $I$  del sistema en función de parámetros como la masa descendente, el radio del tambor y el tiempo necesario para realizar un número determinado de vueltas. La relación establecida permite distinguir entre el momento de inercia de las masas giratorias ( $I_m$ ) y el de los componentes fijos del sistema ( $I_0$ ), permitiendo así el análisis detallado de cada contribución.

En sistemas eléctricos modernos, la estabilidad es una condición fundamental para garantizar la operación continua y segura de la red, especialmente en escenarios con alta demanda y generación distribuida. Entre las formas de estabilidad, la estabilidad transitoria representa la capacidad del sistema de volver a un estado operativo aceptable después de perturbaciones severas, como cortocircuitos, pérdidas súbitas de carga o generación, o la apertura de líneas de transmisión críticas.

Gunadin et al. [16] propusieron una estrategia para mejorar esta estabilidad transitoria mediante la reasignación del despacho de potencia activa, tomando como criterio de distribución el valor del momento de inercia de cada generador. Esta metodología reconoce que los generadores con mayor inercia rotacional tienen una mayor capacidad para absorber perturbaciones transitorias sin desestabilizarse, lo que permite mejorar el tiempo crítico de despeje (CCT, por sus siglas en inglés) durante fallas.

El estudio se implementó utilizando el sistema de prueba WSCC de 9 barras, y comparó tres escenarios: condiciones base, despacho económico clásico (por método de Lagrange) y el método propuesto basado en la constante de inercia  $H$ . Los resulta-

dos mostraron que el CCT se incrementa significativamente cuando se redistribuye la generación proporcionalmente al momento de inercia de cada unidad generadora. Por ejemplo, para una falla en la barra 7, el tiempo crítico mejoró de 0.162 s (caso base) a 0.710 s con el método propuesto.

Este enfoque demuestra que la planificación del despacho de potencia considerando la inercia puede mejorar no solo la robustez del sistema, sino también evitar apagones generalizados causados por inestabilidad transitoria. Asimismo, se evidencia que el momento de inercia no solo debe contemplarse como un parámetro físico estático, sino como una variable estratégica en la gestión dinámica del sistema.

En el marco del presente proyecto, que busca maximizar la precisión y confiabilidad en sistemas de escaneo u operación controlada, esta investigación aporta una visión aplicable: al controlar y distribuir las masas rotacionales según su capacidad de amortiguamiento dinámico, se puede reducir la aparición de torques parásitos y estabilizar el sistema ante variaciones bruscas de carga o perturbaciones externas.

# Marco teórico

## 2.1. Fundamentos del TVS

El TVS es un sistema de visión artificial que escanea superficies reflectivas mediante el movimiento controlado de un láser dirigido a diferentes posiciones angulares [17]. La luz emitida por el láser es reflejada de forma especular sobre una superficie, de la cual, una parte se dirige a una apertura donde es posible determinar el ángulo de reflexión. Con la aplicación de geometría, este ángulo de reflexión, una distancia base y la dirección angular a la que se posicionó el láser se puede determinar la posición tridimensional del punto donde se reflejó el láser. La adquisición de las coordenadas espaciales se calcula en base a estas ecuaciones 2.1, 2.2 y 2.3:

$$x_{ij} = a \left( \frac{\sin(\phi_{ij}) \sin(\beta_{ij})}{\sin(\phi_{ij} + \beta_{ij})} \right) \quad (2.1)$$

$$y_{ij} = a \left( \frac{1}{2} - \frac{\cos(\phi_{ij}) \sin(\beta_{ij})}{\sin(\phi_{ij} + \beta_{ij})} \right) \quad (2.2)$$

$$z_{ij} = a \left( \frac{\cos(\phi_{ij}) \sin(\beta_{ij}) \tan(\gamma_{ij})}{\sin(\phi_{ij} + \beta_{ij})} \right) \quad (2.3)$$

En las ecuaciones anteriores, los ángulos  $\phi_{ij}$ ,  $\beta_{ij}$  y  $\gamma_{ij}$  representan parámetros angulares fundamentales que permiten calcular la posición tridimensional del punto de reflexión del láser. El ángulo  $\phi_{ij}$  corresponde al ángulo de incidencia del rayo láser respecto a un eje de referencia horizontal, y está determinado por el movimiento angular

del sistema de posicionamiento. El ángulo  $\beta_{ij}$  representa el ángulo de reflexión medido desde la normal a la superficie reflectiva hasta la dirección del rayo reflejado hacia la apertura. Finalmente, el ángulo  $\gamma_{ij}$  es una variación angular adicional en el eje perpendicular al plano principal de escaneo, y puede estar asociado a ajustes o inclinaciones del sistema en el eje vertical. Estos ángulos varían con los índices  $i$  y  $j$ , que corresponden a diferentes posiciones angulares del escaneo.

Los dos principales componentes del TVS son un posicionador láser y una apertura. El posicionador es el encargado de direccionar a un láser y la apertura recibe la reflexión del láser incidido sobre un objeto a través de un espejo cortado a 45 grados que, a su vez, refleja el láser a través de un par de lentes biconvexas hacia un fotosensor. Con la luz recibida al fotosensor se genera una señal que se utiliza para determinar la posición en coordenadas tridimensionales del punto de incidencia del láser. El posicionador cuenta con los siguientes componentes: un láser como emisor de luz, dos motores a pasos para el posicionamiento horizontal y vertical del láser y dos espejos para ayudar a direccionar el láser (Fig. 2.1).

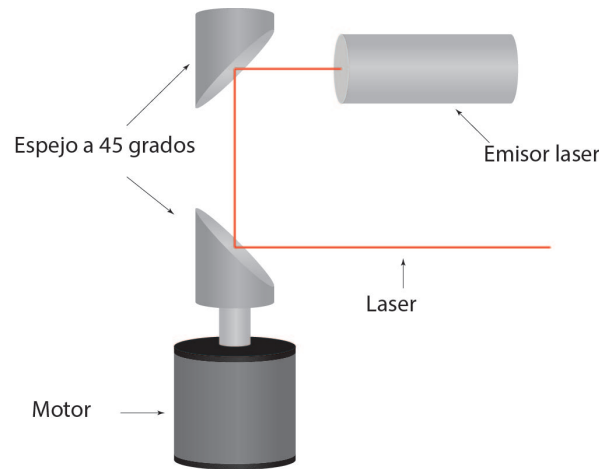


Figura 2.1: Componentes del Posicionador TVS

Para la apertura, es necesario un motor DC que gire (idealmente) a velocidad constante, un fotosensor, y un lente biconvexo que dirija la luz reflejada al espejo de 45 grados que está montado sobre el motor DC (Figura 2.2).

En el prototipo mini TVS 1 (Fig. 2.3), el posicionador láser (izquierda) se encuentra conectado, a través de un cilindro, con la apertura (derecha). Estos elementos están sujetos a una base a través de unos soportes en los extremos derecho e izquierdo,

formando un TVS.

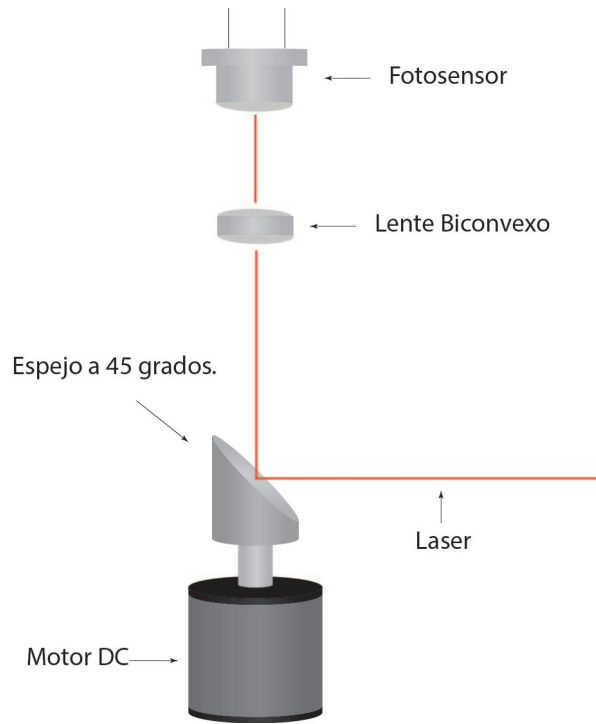


Figura 2.2: Componentes de la apertura TVS

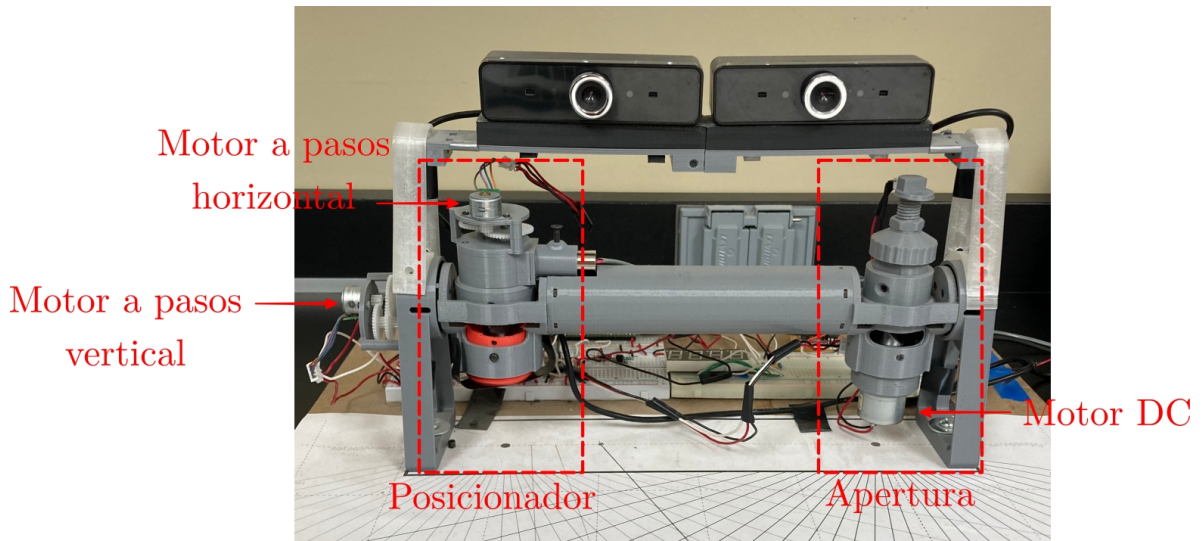


Figura 2.3: Prototipo mini TVS 1 y sus componentes

Si bien, este prototipo permite la correcta toma de mediciones en condiciones de laboratorio, su diseño no tiene en cuenta un bajo consumo energético ni el efecto de las vibraciones en las mediciones. Para acercarse a un mejor diseño, se miden parámetros cuantificables que influyen directamente en la estimación de la posición del punto de incidencia del láser. Las tres principales variables que se van a analizar en el TVS para

buscar la mejora de la precisión al tomar lecturas, son el momento de inercia generado en las diversas posiciones que adopta el TVS en la rotación para el posicionamiento vertical, la concentración de esfuerzos en su estructura y las vibraciones mecánicas generadas en el cuerpo del TVS.

## 2.2. Momento de inercia

Es una medida de la inercia rotacional de un cuerpo o la tendencia de un cuerpo a presentar resistencia al cambio de movimiento con respecto a su eje [15]. El momento de inercia desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. Es el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido. El momento de inercia de un cuerpo depende de su forma, más específicamente, de la distribución de su masa con respecto al eje de rotación. Aun para un mismo cuerpo, el momento de inercia puede ser distinto, si se considera ejes de rotación ubicados en distintas partes del cuerpo. Un mismo objeto puede tener distintos momentos de inercia, dependiendo de dónde se considere el eje de rotación. Mientras una mayor cantidad masa este mas alejada del eje de rotación, mayor es el momento de inercia cuya magnitud se mide en unidades de longitud al cuadrado ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ). Dado un sólido rígido con masa total, el momento de inercia calculado respecto a un eje que pasa por su centro de masa está relacionado con el momento de inercia respecto a un segundo eje paralelo al primero, pero desplazado una distancia , según la siguiente expresión el momento de inercia de ambos ejes está relacionado mediante la expresión fórmulas del teorema de Steiner, también conocido como el teorema los ejes paralelos expresada en la siguiente ecuación (2.4) .

$$I_p = I_{c_m} + md^2 \quad (2.4)$$

Donde  $I_p$  es el momento de inercia del cuerpo según el eje que no pasa a través de su centro de masas,  $I_{c_m}$  es el momento de inercia del cuerpo según un eje que pasa a través de su centro de masas,  $m$  es la masa de objeto y  $d$  es la distancia perpendicular entre los dos ejes. Para obtener el momento de inercia un elemento compuesto de diferentes

figuras geométricas usamos el método de momento de inercia de un área compuesta es igual a la suma algebraica de los momentos de inercia de todas sus partes componentes. El momento de inercia que se genera al ir modificando la posición vertical del TVS (Fig. 2.4), genera un aumento de una fuerza que tiende a atraerlo hacia su posición inicial.

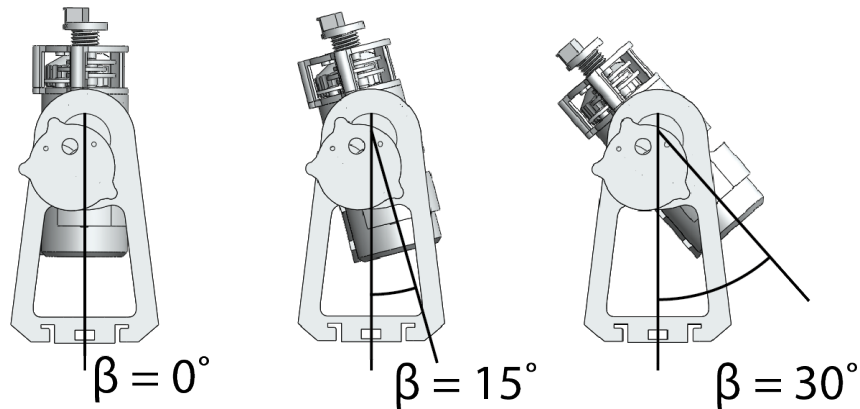


Figura 2.4: Diversas posiciones verticales del TVS que generan cambios de momento de inercia.

El efecto observado en el sistema TVS puede atribuirse principalmente a la interacción combinada de la posición del motor a pasos que mueve el láser horizontalmente, el motor DC que gira el espejo en la apertura, la geometría irregular del posicionador y la apertura, así como el cableado utilizado para adquirir datos de los sensores, factores que contribuyen a generar vibraciones, desalineaciones y errores de posicionamiento en el sistema (Fig.2.5).

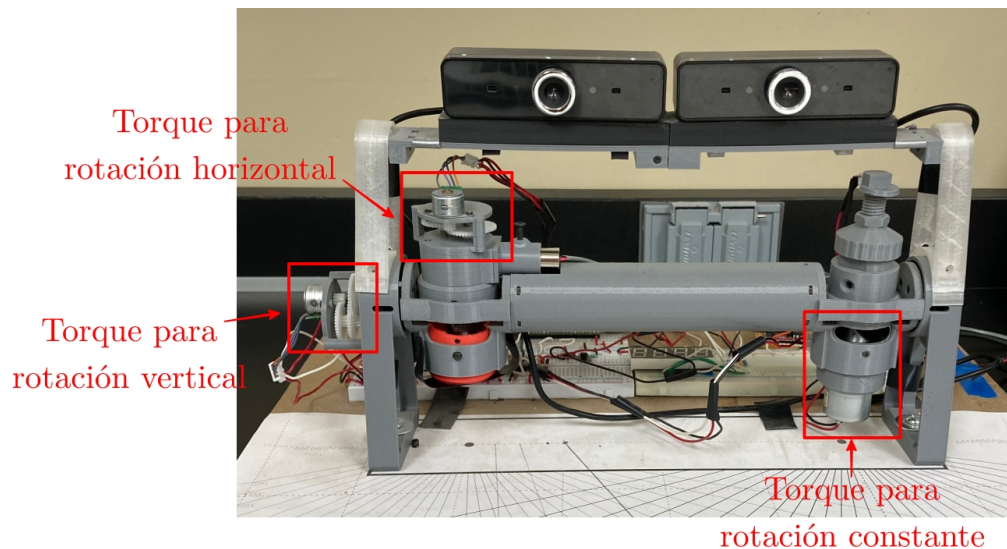


Figura 2.5: Componentes para la toma de datos de prototipo TVS

La variación en el momento de inercia generado por los componentes mencionados,

lo cual genera cambios en la resistencia al movimiento rotacional, como resultado, se producen pequeñas desviaciones en la trayectoria del láser y vibraciones que afectan la estabilidad del sistema, incrementando la incertidumbre en el posicionamiento del láser y traduciéndose en un error acumulativo de precisión en la determinación de las coordenadas tridimensionales de los puntos medidos, o lo que podríamos entender como un error de posicionamiento.

### 2.2.1. Ajuste geométrico

La selección de la forma geométrica de la estructura de un prototipo es un paso de suma importancia en el diseño de sistemas mecánicos, ya que influye directamente en su rendimiento, eficiencia y estabilidad. En el caso del prototipo desarrollado, se opta por una estructura cilíndrica debido a sus ventajas mecánicas y funcionales, especialmente en relación con el momento de inercia y la dinámica del movimiento rotacional.

Este parámetro depende tanto de la distribución de masa del cuerpo como de su geometría. Entre las distintas formas disponibles [18], el cilindro destaca por tener una distribución uniforme de masa respecto a su eje central, lo que minimiza el esfuerzo necesario para mantener un giro constante. En sistemas donde el movimiento rotacional es fundamental, como en el presente prototipo, la reducción del momento de inercia contribuye a:

- **Mejorar la eficiencia energética:** un momento de inercia reducido implica que se requiere menos energía para iniciar, mantener o cambiar el movimiento rotacional. Esto resulta en una menor carga para los motores y, por ende, un menor consumo de energía.
- **Reducir el desgaste de los componentes:** al disminuir las fuerzas necesarias para operar el sistema, se reduce también el desgaste mecánico en componentes clave, como engranajes y cojinetes.
- **Incrementar la estabilidad del sistema:** la simetría del cilindro respecto a su eje central favorece un equilibrio dinámico, minimizando vibraciones y desviaciones durante la operación.

El momento de inercia de un cilindro hueco respecto a su eje de rotación viene dado por la ecuación 2.5.

$$I = M \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)}{2} \quad (2.5)$$

donde  $M$  es la masa ,  $(R_1)$  es radio interno y  $(R_2)$  es el radio externo del cilindro.

Además de estas ventajas, el cilindro presenta beneficios prácticos en términos de fabricación y montaje. Su forma permite una integración más sencilla con otros componentes del prototipo, como motores y sensores, facilita la alineación del sistemas, además de usar una estructura cilíndrica asegura una rotación uniforme [19], lo que contribuye a la precisión de las mediciones.

### 2.3. Vibraciones mecánicas

Se puede definir como el movimiento oscilatorio de las partículas de un cuerpo sólido alrededor de su posición de equilibrio [20], sin que exista un desplazamiento neto del mismo. Estas oscilaciones pueden transmitirse hacia el interior de un objeto o, de igual manera, a través de los puntos de contacto con otros cuerpos.

En el caso de sistemas mecánicos con múltiples grados de libertad, el comportamiento dinámico se puede modelar mediante la Ecuación 2.6.

$$\mathbf{M}\ddot{x}(t) + \mathbf{C}\dot{x}(t) + \mathbf{K}x(t) = \mathbf{f}(t) \quad (2.6)$$

donde  $\mathbf{M}$  representa la matriz de masa,  $\mathbf{C}$  la matriz de amortiguamiento,  $\mathbf{K}$  la matriz de rigidez,  $x(t)$  es el vector de desplazamientos,  $\dot{x}(t)$  y  $\ddot{x}(t)$  corresponden a la velocidad y aceleración, respectivamente, y  $\mathbf{f}(t)$  es el vector de fuerzas externas aplicadas siendo estas las generadas por los motores de los subsistemas.

El movimiento vibratorio más simple es el de tipo sinusoidal, una oscilación que describe un movimiento repetitivo y suave, como el que traza la curva asociada a la función seno [10], representada en la Fig. 2.6.

La vibración puede ser medida, usando un dispositivo llamado acelerómetro. El cual

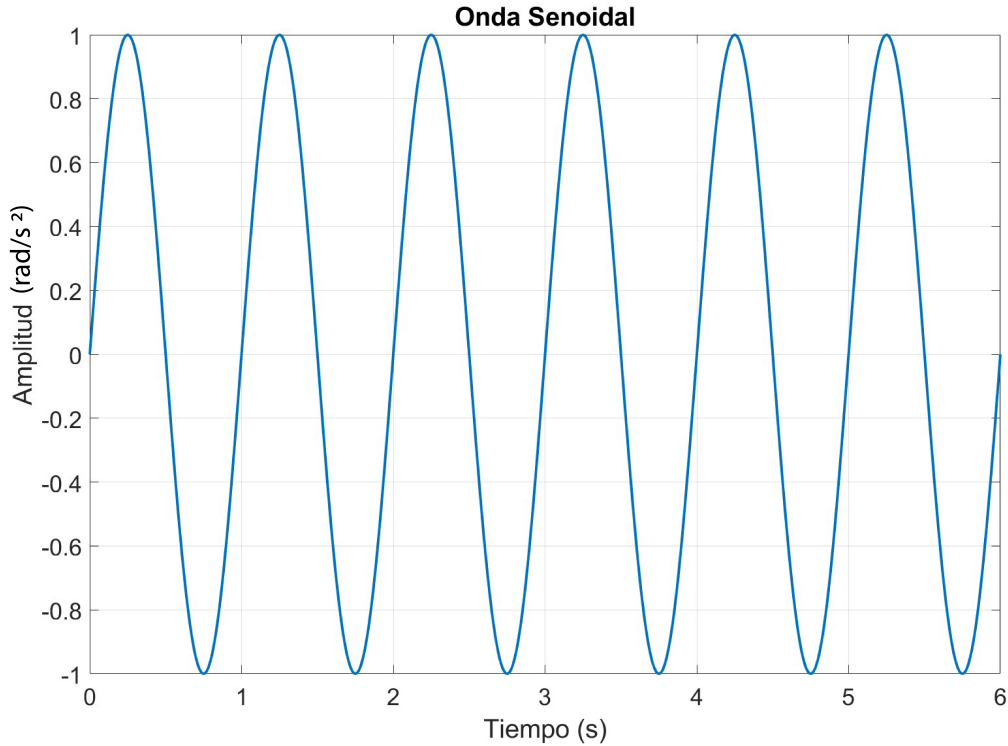


Figura 2.6: Representacion de movimiento sinusoidal

genera una señal de voltaje, proporcional la aceleración angular en  $rad/s^2$  como medida de la vibración, así como a la frecuencia de vibración, o cuántas veces por segundo o minutos se produce la vibración, el cual está conectado a un microcontrolador [1].

Las vibraciones mecánicas son un fenómeno no deseado que ocurre al momento de aumentar la velocidad del motor DC en la apertura para acelerar la toma de datos, ya que, es directamente proporcional a la velocidad del motor, en la Fig. 2.7, en este análisis, se puede observar cómo el prototipo del TVS, fabricado en PLA, presenta una menor variación en la desviación estándar de los datos de vibración mecánica a frecuencias cercanas a los 35 Hz. Esta variación, que se incrementa conforme la frecuencia aumenta hacia los 50 Hz [21], proporciona una medida indirecta de las vibraciones en el sistema. Una menor desviación estándar indica que las vibraciones son más controladas y estables, lo que es deseable para asegurar una mayor precisión en la toma de datos. Por el contrario, una mayor desviación estándar a frecuencias más altas sugiere un aumento en la inestabilidad del sistema, se puede notar como el prototipo fabricado en PLA presenta menor variación en la desviación estándar de la lectura correspondien-

te a la posición del valor pico de la señal recibida en la apertura (forma indirecta de dimensionar a la vibración mecánica del TVS) cerca de 35 Hz y aumenta conforme se acerca a los 50 hz.

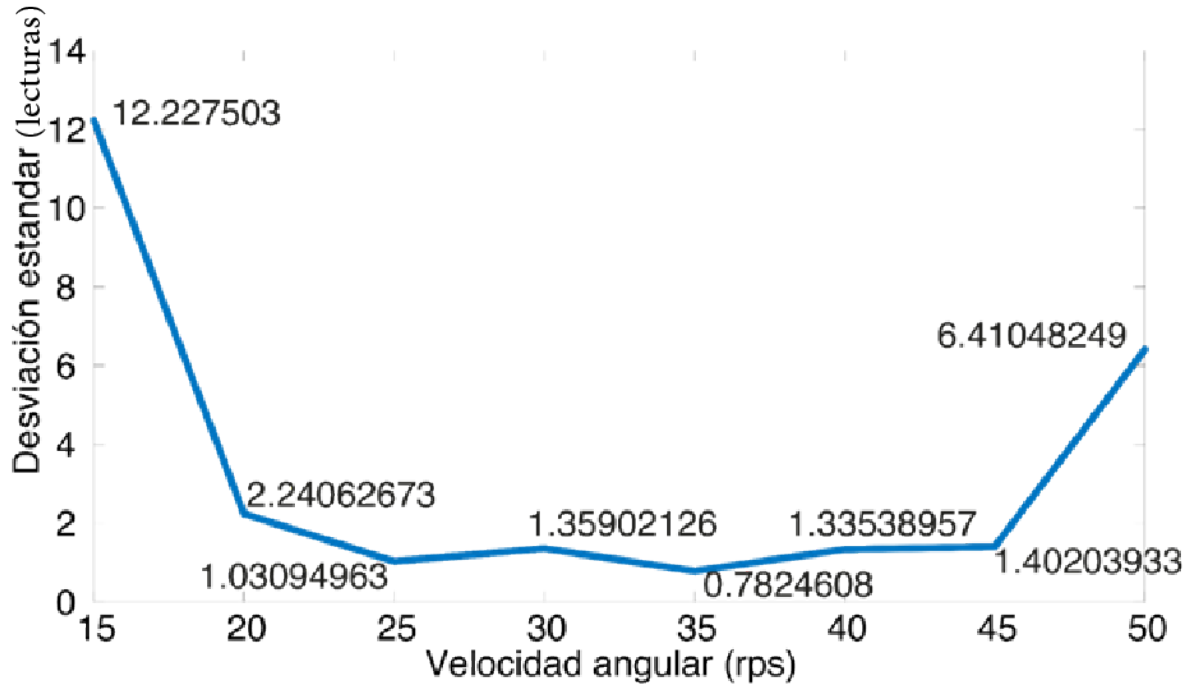


Figura 2.7: Variación de la posición del valor pico de señal de la apertura a diferentes velocidades angulares.

Ya que las principales características del TVS son la precisión y la exactitud en la toma de datos [22], la vibración generada en el posicionador láser durante el proceso de medición provoca una variación en el cálculo de la posición entre una medición y otra (el punto del láser vibra, lo que ocasiona que la posición estimada varíe en cada toma). Esta situación se analiza en la Ecuación (2.4).

## 2.4. Concentraciones de esfuerzos

Todos los materiales presentan una oposición a la deformación cuando se les aplica una carga externa. Esta oposición es un esfuerzo medido como la magnitud de la carga aplicada sobre un área de sección transversal [23]. En mecánica, existen dos tipos de esfuerzos: esfuerzos normales ( $\sigma$ ) ecuación y esfuerzos cortantes ( $\tau$ ), expresados en las ecuaciones 2.7 y 2.8, respectivamente.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.7)$$

$$\tau = \frac{v}{A} \quad (2.8)$$

Siendo  $P$  una carga axial aplicada sobre un elemento,  $v$  es fuerza cortante o una componente tangencial de la fuerza y  $A$  es el área de sección transversal. Ambos tipos de esfuerzos son ampliamente estudiados en el análisis de elementos estructurales y se procura que los valores de los esfuerzos no superen a los valores de resistencia correspondiente del material [24]. Es decir, se espera que los esfuerzos normales no superen a la resistencia a la tensión y los esfuerzos cortantes no deben de ser mayores que la resistencia al corte de un material. Si el esfuerzo llega a superar a la resistencia, se generará una deformación plástica e incluso un fallo (rotura o corte). Si bien, es inevitable que el material de un sistema se esfuerce (incluso por la carga de su propio peso), siempre se busca mantener el valor del esfuerzo lo más alejado posible (por debajo) de la resistencia. Cuando un elemento mecánico tiene una forma simple, la distribución de los esfuerzos en los materiales se considera que es uniforme, sin embargo, cuando se generan cambios geométricos en la estructura, los esfuerzos comienzan a ser variables debido a la no uniformidad de la geometría [25]. Cuando se diseña un sistema complejo, es inevitable dar forma a elementos geoméricamente no uniformes, lo cual puede llevar a concentraciones de esfuerzos. La concentración de esfuerzos es ocasionada por los cambios abruptos en la geometría del material. Que puede ser por filetes y orificios generalmente. Otras formas de concentrar los esfuerzos puede ser la discontinuidad en el material y en el caso de los aceros también se genera por los esfuerzos residuales debido a tratamientos térmicos, las soldaduras y el trabajo en frío [26]. Es importante estudiar la concentración de esfuerzos en la estructura del TVS ya que de esta manera se puede determinar si la localización de los elementos no genera concentraciones de esfuerzos en elementos estructurales del sistema como soportes y ensambles [27]. Para determinar los esfuerzos en todo el sistema, sería necesario descomponer toda la estructura en pequeñas partes y de esta manera determinar como es el esfuerzo generado en cada

zona. Sin embargo, esta tarea puede resultar extensa y propensa a errores, es por esto que las estructuras sometidas a cargas externas se suelen modelar en tres dimensiones y simularse para determinar los esfuerzos en cada uno de sus componentes.

## 2.5. Simulación con análisis del elemento finito

Podemos definir a la simulación, como un experimento en el cual vamos a reproducir variantes reales, controladas por el criterio personal de quien realiza dicha simulación. Por lo que podemos hacer uso de un tipo de herramienta que nos arroja resultados de nuestros diseños y variables llamado Análisis de Elemento Finito (FEM por sus siglas en inglés). La cual es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería. El FEM está aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en computadoras [28]. El FEM divide el modelo en numerosas piezas pequeñas de formas simples llamadas elementos, que reemplazan un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea. La simulación es una herramienta de suma importancia cuyo fin es la evaluación y análisis de los sistemas nuevos o ya existentes, y en base a la cantidad de resultados que arrojen determinar y seleccionar la mejor configuración. Algunos estudios que se pueden hacer con el FEM son:

- Cargas estáticas
- Análisis dinámico
- Análisis vibracional
- Estudio de pandeo
- Estudio térmico
- Fatiga
- Combinación de estudios

Finalmente, el FEM resultará relevante para darle forma a una propuesta robusta para el diseño del TVS, se utiliza para estudiar cómo la estructura del posicionador láser, la apertura, y los ejes de los motores reaccionan a las fuerzas externas y las vibraciones mecánicas. El análisis permite optimizar la distribución de los materiales y asegurar que los componentes clave, como el espejo y los soportes, soporten las cargas sin comprometer la precisión de las mediciones [29]. Los puntos de interés del análisis FEM en el TVS incluyen los soportes de la estructura, el eje del motor DC que hace girar el espejo, y las zonas donde se concentran los esfuerzos en el posicionador láser. Estos puntos son críticos para asegurar que las vibraciones y las cargas no afecten la precisión del sistema.

El método consiste en dividir un modelo complejo en múltiples subregiones más pequeñas y manejables, conocidas como elementos finitos, que adoptan formas geométricas simples (Fig. 2.8). Cada uno de estos elementos se analiza de manera individual y posteriormente se combinan para obtener una solución global del problema.

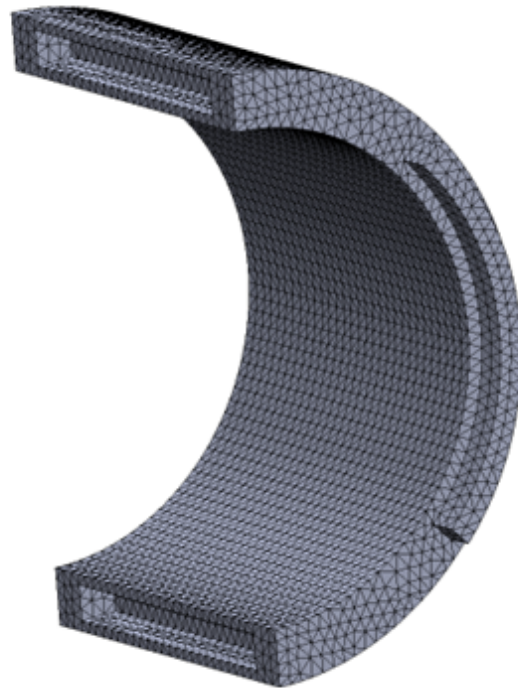


Figura 2.8: Mesh o método de mallas para análisis nodal previo al análisis FEM.

Para la simulación con FEM del mini TVS 1 y mini TVS 2, el análisis se centró en los puntos críticos de unión entre componentes, donde es más probable que se presenten concentraciones de esfuerzo debido a la geometría y a las restricciones mecánicas

impuestas por el ensamblaje.

La simulación permite visualizar la distribución de esfuerzos en la estructura y anticipar posibles fallas por deformación o acumulación de tensiones. En la Fig. 2.9 se muestra la respuesta del material ante la aplicación de cargas en las zonas críticas. Se observa que las áreas en color rojo representan las máximas concentraciones de esfuerzo, mientras que las zonas en color azul corresponden a los mínimos esfuerzos.

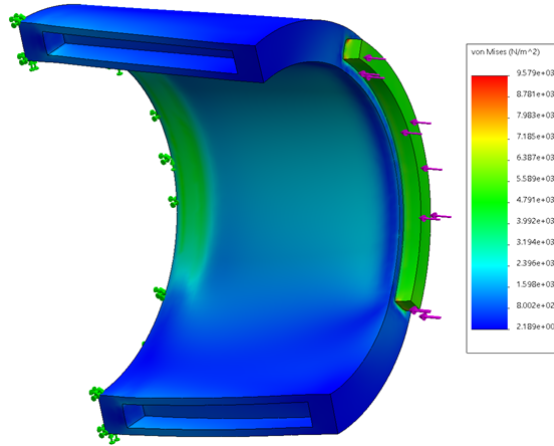


Figura 2.9: Análisis de cargas en puntos críticos de unión de piezas el prototipo, para conocer cómo se comportará el material.

### 2.5.1. Consideraciones del análisis FEM

Los resultados obtenidos mediante el Método de Elementos Finitos (FEM, por sus siglas en inglés) dependen directamente de la fidelidad del modelo geométrico utilizado. Si el diseño no representa con precisión las dimensiones y características del prototipo real, los resultados pueden ser poco confiables.

Además, la correcta definición de las condiciones de frontera es fundamental. Una modelación inadecuada de las uniones o restricciones del sistema TVS puede generar errores significativos en la simulación.

Finalmente, debe considerarse el coste computacional del análisis. El uso de mallas finas para obtener mayor detalle en componentes complejos incrementa considerablemente el tiempo de simulación y el uso de recursos computacionales.

## 2.6. Procesamiento de señales digitales

Las señales digitales permiten un procesamiento más eficiente y robusto, ya que son menos susceptibles al ruido y las interferencias que afectan a las señales analógicas. El proceso de digitalización convierte una señal analógica en digital mediante un Convertidor Analógico-Digital (ADC, por sus siglas en inglés), que toma muestras de la señal en intervalos regulares de tiempo y las cuantifica en niveles discretos [30]. Estas muestras pueden ser manipuladas y procesadas por sistemas electrónicos como microprocesadores, computadoras o sistemas de control.

En el sistema TVS, las señales digitales juegan un papel crucial en el procesamiento de los datos obtenidos de los sensores, acelerómetros y/o giroscopios. Una vez digitalizadas, estas señales pueden ser analizadas utilizando técnicas matemáticas, como la transformada de Fourier [31], para extraer información clave sobre el comportamiento dinámico del sistema, como las vibraciones o desplazamientos, mejorando la precisión y control del prototipo.

Matemáticamente, una señal se describe como una función de una o más variables, tomando como ejemplo las ecuaciones 2.9 y 2.10.

$$S1(t) = 5t \tag{2.9}$$

$$S2(t) = 20t^2 \tag{2.10}$$

Las señales descritas por las ecuaciones 2.9 y 2.10 pertenecen a una clase de señales que están definidas con precisión especificando la dependencia funcional de la variable independiente. Sin embargo, hay casos en los que dicha relación funcional es desconocida o demasiado complicada para ser de utilidad práctica, como las señales no lineales y las variables en el tiempo.

### 2.6.1. No linealidad

Corresponde a señales descritas por ecuaciones diferenciales no lineales o funciones de grado mayor diferente de uno, si la señal es dependiente de potencias, producto o funciones no lineales con variable independiente se cumple esta relación [32]. Una función no lineal se puede expresar como en la Ecuación 2.11.

$$S(t) = a_0 + a_1t + a_2t^2 + a_3t^3 \quad (2.11)$$

Donde  $a_0$  significa el término independiente de la función, es decir, el valor de  $S(t)$  cuando  $t = 0$ ; representa el punto de partida o la constante base de la función.  $a_1$  es el coeficiente lineal que multiplica al tiempo  $t$ , y define la tasa de cambio directa o velocidad inicial de la función con respecto al tiempo.  $a_2$  es el coeficiente cuadrático que acompaña a  $t^2$ , y modela un efecto de aceleración o curvatura en la trayectoria de la función, indicando un crecimiento o decrecimiento no lineal. Finalmente,  $a_3$  es el coeficiente cúbico que multiplica a  $t^3$ , y permite capturar comportamientos más complejos o fluctuaciones en la evolución de la función a lo largo del tiempo. Esta combinación de términos define una función polinómica de tercer grado que describe una relación no lineal entre la variable dependiente  $S(t)$  y el tiempo  $t$ .

### 2.6.2. Variación en el tiempo (comportamientos dinámicos)

Las señales que varían con respecto al tiempo o a las características de su frecuencia muestran la dinámica del fenómeno en estudio. Estas señales pueden descomponerse en una suma de componentes sinusoidales mediante el uso de la serie de Fourier [31], lo cual facilita su análisis. Esta descomposición se puede expresar matemáticamente como en la Ecuación 2.12.

$$S(t) = \sum_{i=1}^N A_i(t) \sin [2\pi f_i(t)t + \theta_i(t)] \quad (2.12)$$

Donde  $A_i(t)$ ,  $F_i(t)$  y  $\theta_i(t)$ , son los conjuntos de amplitudes frecuencias y fases de las sinusoides, respectivamente. Siendo esta última mencionada la que nos va a resultar

útil en la interpretación de las señales generadas por las vibraciones del prototipo, para conocer la naturaleza de la señal, la cual nos permite identificar las frecuencias dominantes en las señales de vibración generadas por el prototipo TVS. Esto es crucial para el análisis, ya que cada componente sinusoidal en la descomposición de la señal representa una frecuencia distinta, estas frecuencias pueden estar relacionadas con diferentes partes del sistema, como el motor DC, el motor a pasos o las resonancias estructurales del prototipo. Al identificar las frecuencias predominantes, se pueden relacionar con componentes específicos del TVS y analizar cómo afectan la estabilidad del sistema. Además, el análisis de Fourier es útil para evaluar la estabilidad del sistema frente a las vibraciones, si se detectan frecuencias dominantes que coinciden con las frecuencias naturales de algunos componentes, como el eje del motor o el espejo giratorio, es posible que las vibraciones se amplifiquen debido a resonancias [33]. Este fenómeno de resonancia puede incrementar las vibraciones y, por lo tanto, aumentar los errores de medición del prototipo. De esta forma, conocer las frecuencias a las que se generan estos problemas permite tomar medidas preventivas para evitar que las vibraciones afecten la precisión del sistema [34]. Otro aspecto clave del análisis es la determinación de patrones de vibración. Mediante la serie de Fourier, se puede analizar si las vibraciones son periódicas o si presentan un comportamiento aleatorio. Esto permite establecer si las vibraciones son causadas por ciclos regulares, como las revoluciones del motor, o si tienen un origen externo no controlado. El conocimiento de estos patrones es importante para evaluar la repetibilidad y precisión del sistema TVS, ya que las vibraciones periódicas suelen ser más predecibles y, por tanto, más fáciles de mitigar que las aleatorias. Con base en el análisis de Fourier, es posible identificar frecuencias problemáticas y, por lo tanto, optimizar el diseño del prototipo, ya sea ajustando la rigidez de la estructura, modificando la geometría, o ajustando la velocidad de los motores para evitar operar en rangos de resonancia.

## 2.7. Motores en el TVS

Para el movimiento mecánico de elementos reflectantes como los espejos, se utilizan comúnmente dos tipos de motores eléctricos: motores de Corriente Directa (DC, por sus siglas en inglés) y motores a pasos. Ambos están compuestos por un embobinado y una armadura, y poseen características que los hacen adecuados para aplicaciones que requieren control preciso del posicionamiento. El motor DC se distingue por su capacidad para regular suavemente la velocidad y el par mediante variaciones en el voltaje de alimentación, mientras que el motor a pasos es ideal cuando se necesita alta precisión en el control angular, siendo ambos ampliamente utilizados en entornos industriales y tecnológicos [35], [36].

El motor de DC es apreciado por su capacidad de controlar suavemente la velocidad y el par a través de ajustes en el voltaje de alimentación [37], mientras que el motor a pasos es indispensable cuando se requiere precisión en el posicionamiento angular. Ambos tipos de motores están compuestos por un embobinado y una armadura, y permiten un control dinámico sobre el sistema en que se integran, brindando diferentes beneficios según el contexto de uso [38].

### 2.7.1. Motores DC

El par  $T$  generado por el motor DC es directamente proporcional a la corriente que circula por el rotor, de acuerdo con la Ecuación 2.13.

$$T = k_M \cdot I \quad (2.13)$$

Donde  $k_M$  es la constante de motor e  $I$  es la corriente. La velocidad angular  $\omega$  del motor está relacionada con el voltaje inducido (EMF o back EMF), que se puede expresar como en la Ecuación 2.14.

$$E = k_b \cdot \omega \quad (2.14)$$

Donde  $k_b$  es la constante de la EMF.

El voltaje total aplicado  $V$  se distribuye entre la resistencia del rotor  $R$ , la inductancia  $L$  y la EMF, dando lugar a la Ecuación 2.15.

$$V = L \frac{dI}{dt} + RI + k_b \cdot \omega \quad (2.15)$$

El motor de corriente continua es ideal cuando se requiere un control fino sobre la velocidad y el par, especialmente en aplicaciones que demandan ajustes dinámicos. Su capacidad de respuesta rápida y sencilla regulación lo hacen adecuado para sistemas como controladores de velocidad, actuadores lineales, y posicionadores [39].

### 2.7.2. Motor a pasos

El motor a pasos se utiliza principalmente en sistemas donde se necesita un control preciso de la posición, como en impresoras 3D o mecanismos de control de movimiento. Se caracteriza por moverse en pasos discretos, lo que permite controlar con exactitud la rotación angular.

El ángulo de paso se determina por el número de polos del motor y se expresa como ecuación 2.16.

$$\theta_{\text{paso}} = \frac{360^\circ}{n_{\text{pasos}}} \quad (2.16)$$

Donde  $n_{\text{pasos}}$  es el número de pasos por revolución. El par  $T$  en un motor a pasos es mayor a bajas velocidades, disminuyendo conforme aumenta la velocidad. La relación entre par y corriente se expresa como Ecuación (2.17):

$$T = k_{\text{paso}} \cdot I \quad (2.17)$$

Donde  $k_{\text{paso}}$  es la constante del motor a pasos.

Durante el arranque, los motores a pasos pueden experimentar oscilaciones o resonancias. El comportamiento transitorio se modela mediante la ecuación (2.18) que involucra el momento de inercia  $J$  y la  $b$  fricción

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} = T_{\text{aplicado}} - T_{\text{carga}} \quad (2.18)$$

Donde  $\theta$  es el ángulo de rotación, y  $T_{\text{aplicado}}$  y  $T_{\text{carga}}$  son el par aplicado y el par de la carga, respectivamente.

El motor a pasos es ideal para aplicaciones de posicionamiento preciso, donde se requiere un control detallado del ángulo de rotación. Estos motores son altamente confiables para tareas que requieren movimientos repetidos y controlados, como en maquinaria de control numérico (CNC), robots y dispositivos de automatización [40].

### 2.7.3. Comparación y aplicaciones de motores DC y a pasos

Los motores de corriente continua se destacan por su capacidad de control suave sobre la velocidad y el par, haciéndolos útiles en aplicaciones que requieren ajustes dinámicos. En cambio, los motores a pasos son preferidos para sistemas que demandan alta precisión en el posicionamiento [41]. En el contexto de movimiento de elementos reflejantes, como espejos, un motor DC puede usarse para ajustes dinámicos de velocidad o par, mientras que un motor a pasos es excelente para colocar el espejo en posiciones angulares específicas con alta precisión.

### 2.7.4. Posicionamiento rotacional inestable

El posicionador del TVS cuenta con un espejo con corte a  $45^\circ$  montado en un motor a pasos para el posicionamiento angular horizontal. Su función es redirigir un haz láser hacia diferentes puntos del campo de visión del TVS. Sin embargo, la estabilidad del movimiento rotacional del espejo es un factor relevante para garantizar la precisión y la repetibilidad del sistema. La inestabilidad en el movimiento rotacional puede originarse por factores como desbalance mecánico, vibraciones inducidas por los componentes, y el efecto del momento de inercia en las transiciones rápidas de velocidad angular.

#### 2.7.4.1. Momento de inercia y su influencia en la estabilidad

El momento de inercia es un parámetro clave en el análisis dinámico de sistemas rotatorios. En el sistema de escaneo láser, el momento de inercia afecta directamente la capacidad del motor DC para realizar transiciones rápidas y precisas [42]. Un momento de inercia elevado implica una mayor resistencia al cambio de velocidad, lo que puede causar retardos en el posicionamiento del espejo y pérdida en la precisión del posicionamiento vertical. Por otro lado, un momento de inercia demasiado bajo puede hacer que el sistema sea más susceptible a vibraciones y oscilaciones no deseadas, comprometiendo la estabilidad del haz láser proyectado generando un movimiento de rotación inestable [43] en el espejo que se encuentra sobre el eje del motor DC colocado en la apertura (Fig. 2.10).

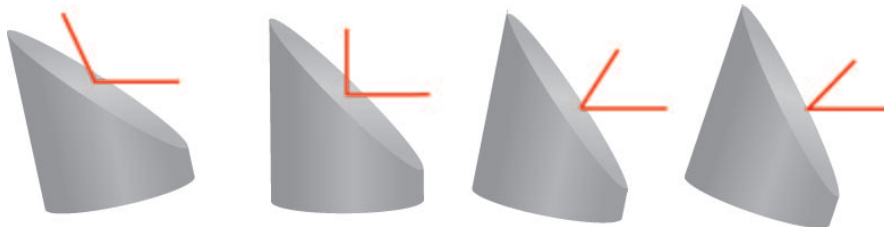


Figura 2.10: Representación gráfica de la inestabilidad en la rotación y consecuente desviación de la proyección del láser.

#### 2.7.4.2. Caracterización del movimiento de rotación inestable

Para analizar y caracterizar la inestabilidad rotacional, se obtuvo la función matemática del fenómeno con base en la observación directa del movimiento rotacional del espejo y la proyección final del láser sobre la pared del cilindro que comparte con el foto sensor (Fig.2.11).

Este enfoque permitió identificar patrones de vibración y oscilaciones anómalas que afectan el comportamiento del sistema, mediante el análisis exclusivo del fenómeno físico a través de funciones matemáticas. Adicionalmente, se calcularon las amplitudes de oscilación en función del tiempo para identificar posibles resonancias mecánicas en el rango operativo del motor DC [44], representado por la Ecuación.2.19.

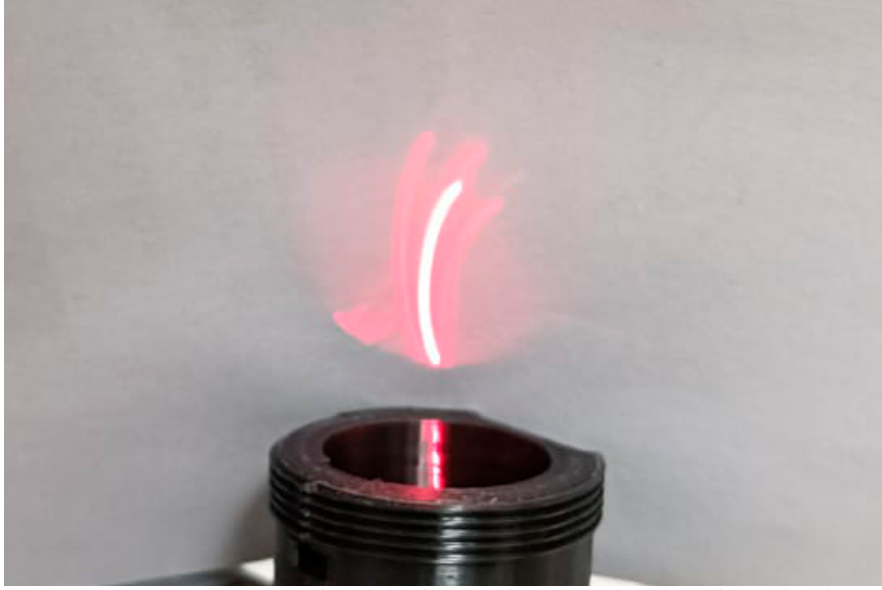


Figura 2.11: Proyección del láser sobre la paredes del cilindro.

$$J_{total}\ddot{\theta}(t) + b\dot{\theta}(t) + mgr \sin(\alpha) [\cos(k_i + \theta(t)) + \sin(k_i + \theta(t))] = k_M i(t) \quad (2.19)$$

Esta ecuación busca reunir los efectos principales observados durante el experimento. El primer término,  $J_{total}\ddot{\theta}(t)$ , representa la inercia del sistema completo, considerando tanto el espejo como el eje del motor. El segundo término,  $b\dot{\theta}(t)$ , corresponde a la fricción viscosa que se opone al movimiento. El tercer término,  $mgr \sin(\alpha)[\cos(k_i + \theta(t)) + \sin(k_i + \theta(t))]$ , intenta modelar la variación del momento gravitacional ejercido sobre el sistema a causa de la inclinación del espejo y su desfase angular respecto al eje horizontal [45]. Por último, el término del lado derecho,  $k_M i(t)$ , representa el torque generado por el motor, directamente relacionado con la corriente eléctrica que recibe.

Tanto  $k_i$  como  $\theta(t)$  están expresados en radianes, lo cual permite trabajar con argumentos compatibles en funciones trigonométricas. La suma  $k_i + \theta(t)$  se interpreta como una fase angular instantánea del sistema, asociada a la posición dinámica del espejo y su orientación inicial. Aunque esta combinación no se usa comúnmente en modelos clásicos, se consideró útil para representar de forma aproximada ciertos efectos observados durante el funcionamiento del sistema. Aproximaciones similares se han utilizado en estudios sobre inestabilidades de rotores acoplados electromecánicamente [46]. Es im-

portante aclarar que no se logró realizar una parametrización completa del fenómeno, debido a la complejidad del sistema. No obstante, se propuso una solución mecánica para contrarrestar los efectos indeseados observados: agregar una masa adicional bajo el eje de rotación, funcionando como *volante de inercia*. Esta intervención ayudó a estabilizar el comportamiento del sistema bajo ciertas condiciones de operación.

Finalmente, se considera que esta formulación puede servir como base para estudios futuros que busquen caracterizar y controlar fenómenos similares en sistemas con componentes rotacionales inclinados o desequilibrados [46].

La dinámica completa del sistema se describe mediante la Ecuación 2.20.

$$L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) + k_b \dot{\theta}(t) = u(t) \quad (2.20)$$

La ecuación (2.20) describe el comportamiento eléctrico de un motor de corriente continua (DC). El término  $L \frac{di(t)}{dt}$  representa la tensión inducida debido a la autoinductancia de la bobina, donde  $L$  es la inductancia y  $\frac{di(t)}{dt}$  es la tasa de cambio de la corriente en el tiempo. El término  $Ri(t)$  es la caída de tensión causada por la resistencia interna  $R$  de la bobina, proporcional a la corriente  $i(t)$ . El término  $k_b \dot{\theta}(t)$  corresponde a la fuerza contraelectromotriz generada por el movimiento del motor, donde  $k_b$  es una constante y  $\dot{\theta}(t)$  es la velocidad angular del motor. Finalmente,  $u(t)$  es el voltaje de entrada aplicado al motor.

### 2.7.5. Elemento de reducción de inercia

Un volante de inercia es esencialmente un disco (o un objeto con masa distribuida) diseñado para almacenar energía cinética mediante su rotación [47]. Su propósito principal es estabilizar el movimiento rotacional al resistir cambios repentinos en la velocidad angular (Fig.2.12). El volante de inercia se integro para abordar los problemas de inestabilidad rotacional y vibraciones [48]. Su efecto se refleja directamente en la Ecuación 2.21 de movimiento del sistema:

$$(J_{\text{espejo}} + J_{\text{rotor}} + J_{\text{volante}})\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + k_b\dot{\theta} = T_{\text{motor}} \quad (2.21)$$

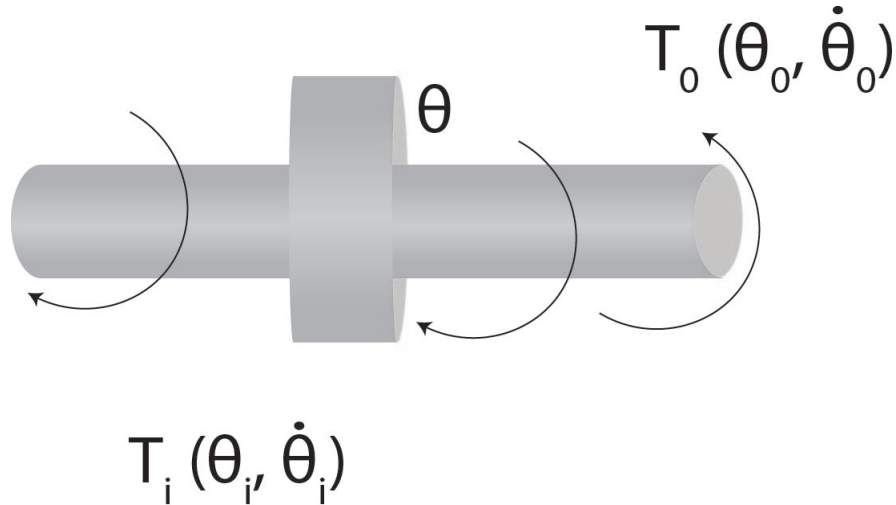


Figura 2.12: Volante de inercia en el eje de rotacion del motor DC.

Este dispositivo es común en motores, máquinas y sistemas de transmisión. El volante de inercia está montado sobre un eje que gira alrededor de su propio centro. El movimiento de rotación es representado por el ángulo  $\theta$ , que indica la posición angular en el tiempo [49].

El torque de entrada al sistema, generado por un motor u otra fuente de energía, está representado por  $T_i(\theta_i, \dot{\theta}_i)$ , donde  $\theta_i$  es el ángulo de rotación asociado al torque de entrada y  $\dot{\theta}_i$  es la velocidad angular correspondiente [50]. Las flechas indican que este torque actúa en la dirección de la rotación del eje. El torque de salida, transmitido a la carga, está representado por  $T_o(\theta_o, \dot{\theta}_o)$ , donde  $\theta_o$  es el ángulo de rotación asociado al torque de salida y  $\dot{\theta}_o$  es la velocidad angular correspondiente. Las flechas muestran cómo este torque puede oponerse al torque de entrada, dependiendo de la dinámica del sistema.

El volante de inercia es un componente diseñado con una masa significativa y un radio adecuado para maximizar su momento de inercia ( $I$ ), que está dado por la ecuación(2.22) :

$$I = \int r^2 dm \quad (2.22)$$

donde  $r$  es la distancia al eje de rotación y  $dm$  es un elemento diferencial de masa. Este momento de inercia es fundamental para suavizar las fluctuaciones de energía y

regular la velocidad angular del sistema. Las flechas curvas alrededor del eje indican la dirección de la rotación del volante de inercia, mientras que las orientaciones de las flechas para  $T_i$  y  $T_o$  representan las direcciones relativas de los torques de entrada y salida.

Las flechas asociadas a  $T_i$  y  $T_o$  varían dependiendo de los cambios en el torque aplicado y la resistencia de la carga. Esto afecta directamente la aceleración angular del sistema, que está relacionada con el torque neto mediante la segunda ley de Newton para rotaciones expresada con esta ecuación(2.23):

$$\tau_{\text{neto}} = I\alpha \quad (2.23)$$

donde  $\tau_{\text{neto}}$  es el torque neto,  $I$  es el momento de inercia, y  $\alpha$  es la aceleración angular. En el contexto de sistemas mecánicos con motores y engranajes, el volante de inercia ofrece una alternativa para reducir las vibraciones mecánicas, estabilizar la velocidad del eje en situaciones de carga variable y minimizar el impacto de los picos de torque sobre los componentes del sistema, lo que contribuye a prolongar su vida útil [51].

La Ecuación 2.21 describe el comportamiento dinámico de un sistema rotacional que incluye un espejo, un rotor y un volante. El término  $(J_{\text{espejo}} + J_{\text{rotor}} + J_{\text{volante}})\ddot{\theta}$  representa la suma de los momentos de inercia del espejo, el rotor y el volante multiplicados por la aceleración angular  $\ddot{\theta}$ . El término  $b\dot{\theta}$  corresponde al torque resistivo debido a la fricción viscosa, donde  $b$  es el coeficiente de fricción y  $\dot{\theta}$  es la velocidad angular. El término  $k_b\dot{\theta}$  representa el torque resistivo adicional causado por efectos relacionados con la constante  $k_b$ . Finalmente,  $T_{\text{motor}}$  es el torque generado por el motor que impulsa el sistema.

## 2.8. Fenómenos ópticos : Las leyes de Snell y refracción y fenómenos de dispersión.

La interacción de la luz con diferentes superficies y medios da lugar a los fenómenos de difusión y dispersión, que son fundamentales para entender cómo se propaga la luz

en el entorno físico [52]. Estos fenómenos ocurren cuando los rayos luminosos inciden sobre una superficie o atraviesan un medio, provocando que la luz se desvíe en múltiples direcciones. La forma en que la luz se refleja o se dispersa depende de las características de la superficie o del medio y puede ser descrita mediante varias funciones matemáticas [53].

### **2.8.1. La Ley de la refracción y reflexión en sistemas ópticos.**

En la construcción de sistemas ópticos que involucran láseres, una de las configuraciones más comunes es el uso de espejos a 45 grados para dirigir el haz hacia un punto deseado con precisión. Este principio es crucial en una amplia variedad de aplicaciones, como la alineación de sistemas ópticos, el escaneo de superficies y la transmisión de información por fibra óptica [54]. Para comprender cómo funciona este fenómeno, es esencial analizarlo desde la perspectiva de las leyes de la óptica geométrica, en particular las leyes de reflexión y refracción, que rigen el comportamiento de la luz en estos sistemas. Cuando un rayo de láser incide sobre la superficie de un espejo inclinado a 45 grados, la ley de la reflexión garantiza que el ángulo de incidencia es igual al ángulo de reflexión, permitiendo que el rayo se desvíe exactamente en la dirección esperada, a 90 grados respecto a la dirección original [55]. La ley de la reflexión se expresa matemáticamente con la Ecuación 2.24.

$$\theta_i = \theta_r \tag{2.24}$$

Donde:  $\theta_i$  es el ángulo de incidencia y  $\theta_r$  es el ángulo de reflexión, también 45 grados, lo que asegura que el rayo de láser se refleje perpendicularmente respecto a la dirección de incidencia. Este principio es fundamental en la alineación precisa de sistemas láser, ya que asegura que la luz se refleje hacia el punto deseado con exactitud.

#### **2.8.1.1. Refracción y reflexión en la interfaz de medios**

Además de la reflexión, la ley de Snell describe cómo un rayo de luz se comporta cuando pasa de un medio a otro con diferente índice de refracción. Aunque en el caso

de los espejos no se observa refracción, el concepto es relevante para comprender cómo la luz interactúa con superficies transparentes u ópticamente activas. La ley de Snell se enuncia de la siguiente ecuación(2.25):

$$n_1 \sin(\theta_1) = n_2 \sin(\theta_2) \quad (2.25)$$

Donde  $n_1$  y  $n_2$  son los índices de refracción de los medios 1 y 2, respectivamente, y  $\theta_1$  y  $\theta_2$  son los ángulos de incidencia y refracción.

### 2.8.1.2. Ecuación vectorial de la Ley de Snell

La Ley de Snell también puede expresarse en términos vectoriales con la siguiente ecuación(2.26):

$$n_1 k_1^* (n^* k_1) = n_2 k_2^* (n^* k_2) \quad (2.26)$$

Donde  $n_1$  y  $n_2$  son los índices de refracción de los medios 1 y 2, respectivamente,  $k_1$  y  $k_2$  son las constantes relacionadas con los medios 1 y 2, y el símbolo \* denota el complejo conjugado de las respectivas variables. Este tratamiento vectorial nos permite analizar el fenómeno en superficies más complejas y en situaciones donde los ángulos de incidencia varían. Este principio es crucial en sistemas que combinan láseres con elementos ópticos transparentes, como lentes o cristales, donde el rayo láser puede cambiar de dirección al pasar de un medio a otro.

### 2.8.1.3. Reflexión especular y difusa

Dependiendo de la naturaleza de la superficie del espejo, la reflexión puede ser especular (cuando la superficie es lisa) o difusa (cuando la superficie es rugosa). En el caso de los espejos utilizados en el posicionador y la apertura del TVS, la reflexión especular es la deseada, ya que permite que el haz conserve su coherencia y enfoque, reflejándose de forma controlada. La reflexión especular se describe matemáticamente por la misma ley de reflexión (Fig. 2.24).

Sin embargo, si la superficie del espejo presenta irregularidades, como sucede en

superficies difusas, el haz se dispersa en múltiples direcciones, lo que disminuye la precisión del sistema óptico. En estos casos, la reflexión difusa se manifiesta de la siguiente manera, dispersando la luz en diferentes ángulos y reduciendo la eficacia de la reflexión.

En el prototipo actual, se utilizan espejos comerciales en los cuales la capa reflectante se encuentra detrás de un medio transparente, generalmente vidrio. Este diseño introduce varios efectos ópticos indeseados que afectan la precisión y eficiencia del sistema. Al cambiar a un espejo con la película reflectante directamente en la superficie, se optimiza el desempeño del sistema óptico, especialmente en aplicaciones que requieren alta precisión, como las que involucran haces láser.

#### 2.8.1.4. Refracción según la Ley de Snell

La luz cambia de dirección al pasar de un medio con menor índice de refracción (aire) a uno con mayor (vidrio), y viceversa. Estas desviaciones pueden modificar el ángulo del rayo reflejado, generando errores en aplicaciones que requieren precisión angular.

Tanto en el posicionador como en la apertura del mini TVS 1 y del mini TVS 2 se emplean espejos comerciales, formados por una película de aluminio recubierta con vidrio. Este recubrimiento cuenta con su propio índice de refracción, lo cual afecta el ángulo de entrada y salida del haz láser, variando así el ángulo de proyección sobre la superficie de interés (Fig. 2.13).

En la figura 2.13 se muestra cómo, de acuerdo con la ley de Snell, la trayectoria del haz del láser se deforma. Esto, para el posicionador, implica que los ángulos  $\beta$  y  $\gamma$  reales serán diferentes a los esperados. En el caso de la apertura, al recibir el haz del láser reflejado por la superficie de interés sobre el espejo a 45 grados, se repite el fenómeno de refracción, cambiando la dirección de proyección fuera del centro de la lente biconvexa y, como consecuencia, no se logra enfocar el haz en el sensor, resultando en que solo se capte una parte de la reflexión en el sensor.

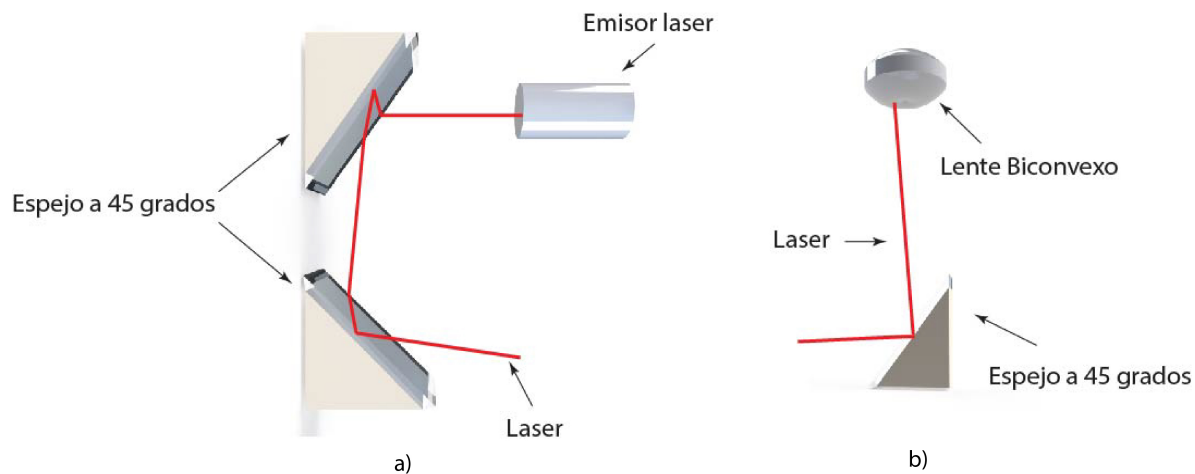


Figura 2.13: Al refractarse el láser, cambia la dirección del haz de luz en cada cambio de medio. La línea roja representa de forma exagerada como se deforma la trayectoria debido al uso de espejos con recubrimiento de vidrio. a) deformación de la trayectoria del haz en el posicionador, b) deformación de la trayectoria del haz en la apertura.

## 2.8.2. Imágenes fantasma

La reflexión parcial de la luz en la superficie frontal del vidrio produce haces adicionales que interfieren con el haz principal, degradando la calidad de la señal óptica, como se muestra en la Fig. 2.14.

Las pérdidas de intensidad en un sistema óptico se deben a las múltiples interacciones de la luz con el vidrio, incluyendo la entrada, la salida y la reflexión interna dentro del material. Estas interacciones generan pérdidas debido a la absorción y dispersión de la luz [56], lo que reduce significativamente la intensidad del rayo reflejado. En particular, cuando la capa reflectante de un espejo se encuentra detrás de un sustrato de vidrio transparente, la luz debe atravesar este medio antes y después de reflejarse, lo que introduce efectos no deseados como la refracción y la generación de imágenes [57].

Para mitigar estos problemas, se puede utilizar un espejo con la capa reflectante en la superficie, lo que elimina la necesidad de un medio transparente delante de la capa reflectante. Esta configuración aporta diversas ventajas. En primer lugar, se logra la eliminación de la refracción, ya que la luz se refleja directamente en la superficie sin cambiar de medio, manteniendo su trayectoria original. Esto resulta especialmente

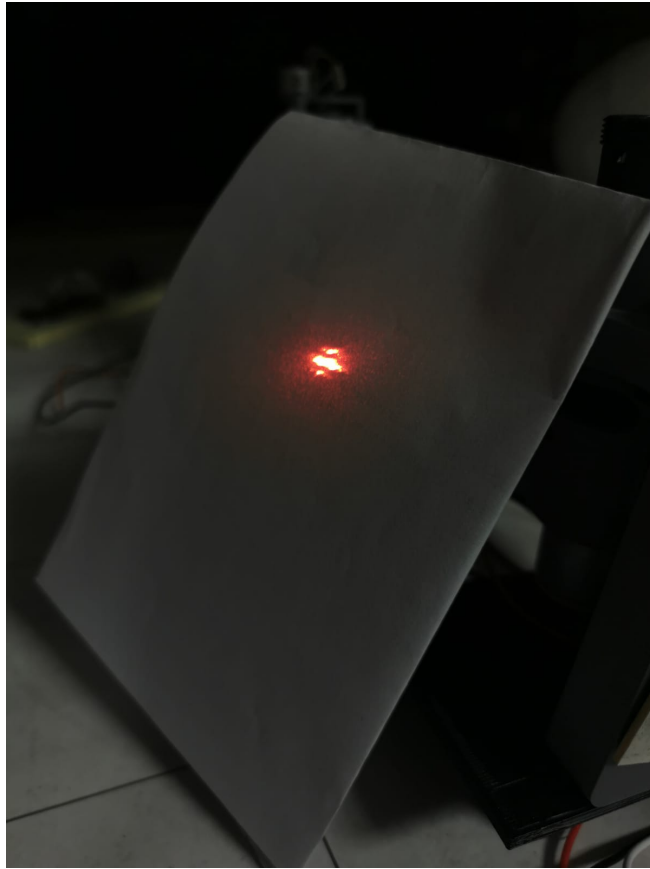


Figura 2.14: Mancha de laser, donde debería existir un punto consecuencia del fenómeno de refracción.

crítico en sistemas que requieren alta precisión angular, como los sistemas láser, donde cualquier desviación en el trayecto del haz puede comprometer la exactitud de las mediciones o la alineación del sistema.

Además, con un espejo de reflexión superficial se eliminan las imágenes fantasma. En los espejos convencionales, donde la luz atraviesa una capa de vidrio antes de alcanzar la capa reflectante, se generan reflexiones parciales en la superficie frontal del vidrio, que pueden superponerse con la imagen principal y degradar la calidad óptica del sistema. Al prescindir de este medio adicional, se mejora la nitidez y la calidad de la reflexión al evitar haces no deseados que puedan interferir con la señal principal.

En un espejo convencional, la luz atraviesa un medio parcialmente absorbente antes y después de la reflexión, lo que reduce la intensidad del haz reflejado. En cambio, con una capa reflectante en la superficie, la luz se refleja de manera directa sin pérdidas adicionales, maximizando la energía disponible para su aplicación, lo cual es fundamental

en sistemas que dependen de una alta eficiencia óptica, como los equipos de escaneo láser [58].

En aplicaciones de sistemas láser, donde los haces son altamente direccionales y extremadamente sensibles a distorsiones ópticas. La implementación de un espejo con la película reflectante en la superficie permite una reflexión más precisa y sin pérdidas adicionales, lo que mejora tanto la alineación del sistema como la calidad del haz reflejado. Esto se traduce en una mayor estabilidad del rayo láser y una reducción en las fluctuaciones que podrían afectar la medición o el procesamiento de la señal reflejada [59].

## 2.9. Óptica geométrica aplicada

### 2.9.1. Lentes

Las lentes son sistemas ópticos diseñados para modular la fase y la dirección de propagación de frentes de onda mediante refracción, aprovechando la ley de Snell en interfaces diópticas. Su operación se fundamenta en la modificación del camino óptico de los rayos incidentes, induciendo convergencia o divergencia controlada. Esto se logra mediante perfiles geométricos (esféricos, esféricos o freeform) que ajustan la curvatura local de la superficie, modificando así el gradiente de fase de la onda transmitida [60].

### 2.9.2. Lentes planas

Las lentes presentan una amplia variedad de formas y aplicaciones, desde sistemas ópticos hasta dispositivos acústicos y de microondas. Mientras que algunas están fabricadas con materiales como vidrio o cerámica, otras pueden utilizar polímeros o compuestos dieléctricos para mejorar su desempeño. En general, una lente posee dos superficies refractoras, al menos una de ellas curvada, lo que le permite modificar la trayectoria de la luz al atravesarla.

Las superficies de las lentes suelen estar alineadas en un mismo eje óptico, asegurando un comportamiento uniforme en la focalización y transmisión de la luz. En algunos casos, estas superficies pueden estar recubiertas con finas capas de materiales dieléctri-

cos que optimizan sus propiedades de transmisión y reducen las pérdidas energéticas. Si una lente está compuesta por un solo elemento con dos superficies refractoras, se clasifica como una lente simple. En contraste, cuando se ensamblan múltiples elementos ópticos que trabajan en conjunto, se denomina lente compuesta. Además, una lente se considera delgada si su grosor es lo suficientemente pequeño como para ser despreciable en comparación con su radio de curvatura.

Las lentes pueden clasificarse según su forma y el efecto que tienen sobre los frentes de onda. Las lentes convexas, convergentes o positivas son más gruesas en el centro y provocan que los frentes de onda reduzcan su radio de curvatura al atravesarlas, generando un efecto de concentración de la luz. Esto ocurre siempre que el índice de refracción de la lente sea mayor que el del medio en el que está inmersa. Por otro lado, las lentes cóncavas, divergentes o negativas son más delgadas en el centro y provocan que los frentes de onda se expandan, haciendo que la luz se disperse a su paso. Como resultado, los rayos emergentes divergen más en comparación con su estado inicial, produciendo un efecto de dispersión óptica en los sistemas donde se emplean.

### **2.9.3. Lente biconvexo**

Un lente biconvexo es un elemento óptico con dos superficies esféricas convexas (curvadas hacia el exterior) que actúa modificando la trayectoria de los rayos luminosos mediante refracción. Su función principal es convergir la luz hacia un punto focal, transformando frentes de onda divergentes en planos o convergentes [61]. Cuando un haz de rayos paralelos al eje óptico incide sobre el lente, cada superficie convexa refracta la luz según la ley de Snell con los índices de refracción del medio exterior y del material de la lente, respectivamente. La curvatura de las superficies reduce progresivamente el ángulo de los rayos, desviándolos hacia un foco real ubicado a una distancia. Las superficies esféricas se caracterizan por su radio de curvatura, medible con esferómetros o interferómetros ( $R$ ), y el índice de refracción ( $n$ ), determinado experimentalmente.

Las lentes plano-convexas cuentan con una superficie plana y otra convexa, lo que las convierte en elementos ópticos convergentes capaces de enfocar rayos de luz paralelos hacia un punto focal. Son comúnmente utilizadas en aplicaciones como colimadores,

condensadores y sistemas de iluminación donde se requiere concentrar la luz. Su diseño permite minimizar aberraciones cuando el haz incide por el lado plano, optimizando la calidad óptica del sistema.

Por otro lado, las lentes plano-cóncavas presentan una superficie plana y otra cóncava, generando un efecto divergente sobre los rayos incidentes. Estas lentes se utilizan para expandir haces de luz o compensar aberraciones introducidas por otros componentes ópticos convergentes. Además, son útiles en sistemas donde es necesario controlar la divergencia del haz o reducir su densidad energética. Finalmente, las lentes de índice de gradiente (GRIN, por sus siglas en inglés) son una clase especial de lentes planas cuya particularidad radica en que su índice de refracción varía de forma gradual en su interior, permitiendo manipular la trayectoria de la luz sin requerir superficies curvas. Gracias a esta propiedad, pueden enfocarse o dispersarse haces luminosos manteniendo superficies exteriores planas, lo que resulta ventajoso en sistemas ópticos miniaturizados, fibras ópticas y módulos integrados de imagen [62].

No obstante, estas superficies introducen aberración esférica, donde los rayos periféricos convergen antes que los centrales, degradando la calidad de la Fig. [63]. Esta limitación se mitiga en aplicaciones avanzadas mediante lentes esféricas o sistemas compuestos.

#### 2.9.4. Distancia focal

La distancia focal ( $f$ ) de una lente delgada, expresada por la ecuación 2.27, se define como la posición imagen ( $l_2$ ) cuando el objeto se encuentra en el infinito [64], es decir  $l_1 = \infty$ , como se muestra en la Fig. 2.15. Esta definición permite derivar la ecuación del constructor de lentes, formulada por Carl Friedrich Gauss en el siglo XIX, que relaciona los parámetros geométricos y materiales de la lente con su distancia focal.

$$\frac{1}{f} = (n - 1) \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right), \quad (2.27)$$

Donde  $n$  es el índice de refracción del material de la lente, y  $r_1$  y  $r_2$  son los radios de curvatura de las superficies de la lente. Según la convención de signos, los radios

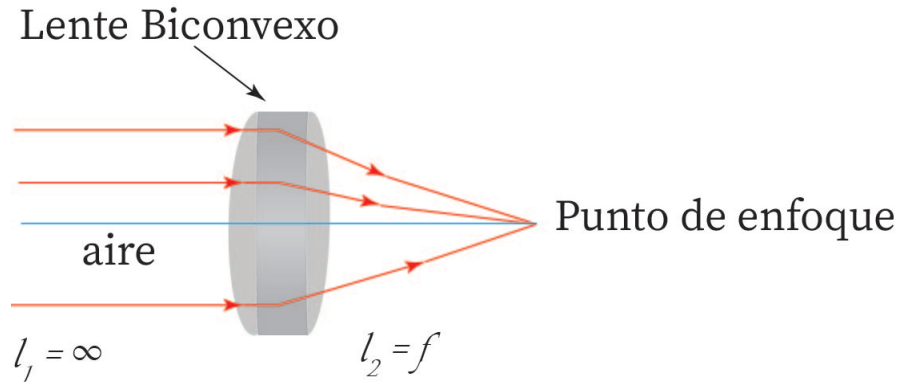


Figura 2.15: Distancia focal  $f$  de una lente delgada para un objeto real lejano.

son positivos si las superficies son convexas hacia la fuente de luz y negativos si son cóncavas.

Esta ecuación revela que múltiples combinaciones de  $n$ ,  $r_1$  y  $r_2$  pueden generar la misma distancia focal  $f$ . Por ejemplo, una lente biconvexa simétrica ( $r_1 = -r_2$ ) con un índice  $n$  alto podría equivaler a una lente con menor curvatura pero  $n$  más bajo. Esta flexibilidad es crucial en el diseño óptico, permitiendo adaptar lentes a restricciones de materiales o geometría.

En lentes delgadas,  $f$  se mide desde un plano transversal al eje óptico que representa la lente idealizada. Sin embargo, en lentes gruesas (o reales), la distancia focal se referencia desde los planos principales, ubicaciones teóricas que dependen del espesor y curvatura de la lente. Estos planos son esenciales para modelar sistemas ópticos complejos mediante matrices de transferencia o la fórmula de Gullstrand.

La ecuación de Gauss asume la aproximación paraxial ( $\theta \approx \sin \theta$ ) y desprecia efectos como aberraciones esféricas o cromáticas [65]. No obstante, constituye la base para entender cómo la geometría y el material influyen en la capacidad de una lente para enfocar luz, siendo aplicable en instrumentos como cámaras, telescopios y microscopios.

# Metodología

## 3.1. Geometría del cuerpo del prototipo

Como paso inicial se busco un diseño geométrico que se apegue a los objetivos planteados, para que sea la base de la armadura del TVS para modificar el momento de inercia. Durante la investigación se analizaron diferentes formas geométricas (Fig. 3.1), considerando el momento de inercia, se seleccionó un diseño geométrico óptico basado en un cilindro hueco como armadura principal para optimizar el momento de inercia y minimizar los efectos negativos de las vibraciones mecánicas, garantizando la estabilidad y precisión del sistema. Este diseño se fundamentó en un análisis de diferentes configuraciones, identificando que la distribución uniforme de la masa alrededor del eje de rotación que ofrece el cilindro hueco reduce significativamente el momento de inercia en comparación con un cilindro sólido o geometrías irregulares.

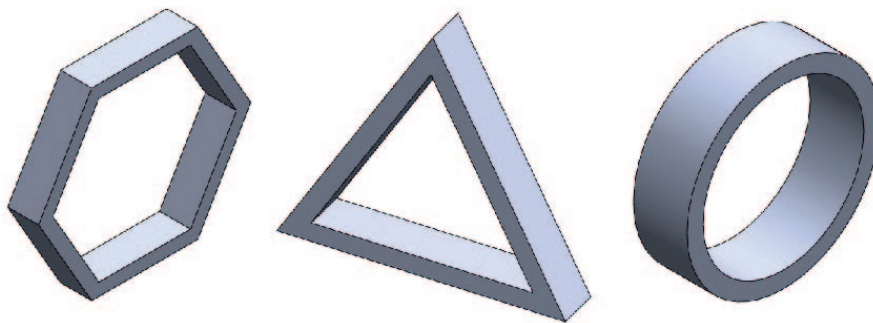


Figura 3.1: Figuras analizadas durante la eleccion de la forma geometrica.

Se consideraron otras formas geométricas, como prismas o estructuras irregulares, pero estas fueron descartadas por las limitaciones que se presentaron durante su desarrollo en la impresora 3D como lo fueron:

- **Prismas:** Aunque pueden ofrecer una mayor rigidez estructural en ciertas direcciones, su momento de inercia es mayor respecto a su eje de rotación, lo que incrementa el esfuerzo necesario para mantener un movimiento uniforme.
- **Formas irregulares:** Presentan distribuciones de masa no uniformes, lo que genera inestabilidades durante la rotación, incrementando las vibraciones y dificultando el control preciso del sistema.

Geometría	Fórmula del Momento de Inercia ( $I$ )	Valor Calculado ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )
Cilindro Hueco	$I = \frac{1}{2}M(R_{\text{externo}}^2 + R_{\text{interno}}^2)$	0.001843
Prisma Triangular Hueco	$I = \frac{1}{36}Ma^2(1 + 3r^2)$	0.001419
Hexágono Hueco	$I = \frac{1}{24}M(5R_{\text{externo}}^2 + 5R_{\text{interno}}^2)$	0.000990

Tabla 3.1: Momentos de inercia de diferentes geometrías huecas

Esto disminuye el esfuerzo requerido por los motores, mejorando la eficiencia energética y la respuesta dinámica del sistema. Aunque el hexágono hueco presenta el menor momento de inercia de las tres geometrías analizadas (como se muestra en la Tabla 3.1), se eligió el cilindro hueco por su simplicidad y por la rapidez con la que puede ser manufacturado mediante impresión 3D, lo cual representa una ventaja significativa en tiempo y costo de producción. Además, la simetría del cilindro hueco contribuye a reducir vibraciones causadas por desequilibrios en la distribución de masa. Su estructura, diseñada con materiales ligeros o compuestos, permite absorber frecuencias resonantes y mejorar la estabilidad del sistema. Este diseño también garantiza una alta relación resistencia/peso, permitiendo soportar las cargas generadas por los componentes sin comprometer la integridad mecánica. La forma cilíndrica facilita la integración de componentes ópticos como lentes o espejos, así como de sensores y motores, lo que simplifica tanto la alineación óptica como el montaje. Además, su espacio interno fue aprovechado para alojar cables, circuitos y otros elementos, contribuyendo a un diseño compacto y funcional. Este enfoque metodológico responde a la necesidad de mejorar el rendimiento del sistema, permitiendo movimientos de escaneo más rápidos, menor

consumo energético y reducción del desgaste de los componentes mecánicos. Además, la simetría inherente del cilindro hueco contribuye a la reducción de vibraciones inducidas por desequilibrios en la distribución de masa, mientras que su estructura, diseñada con materiales ligeros o compuestos, absorbe frecuencias resonantes y aumenta la estabilidad. Este diseño también garantiza una alta relación entre resistencia y peso, permitiendo soportar las cargas generadas por los componentes del sistema sin comprometer la integridad mecánica. La forma del cilindro hueco facilita, además, la integración de componentes ópticos como lentes y espejos, así como sensores y motores, simplificando la alineación óptica y el montaje. Adicionalmente, el espacio interno se aprovechó para alojar cables, circuitos y otros elementos, contribuyendo a un diseño compacto y ordenado. Este enfoque metodológico responde a la necesidad de mejorar el rendimiento del sistema, permitiendo movimientos de escaneo más rápidos, menor consumo de energía y reducción del desgaste de los componentes mecánicos.

## 3.2. Diseño CAD

El diseño 3D se realizó a cabo utilizando el software CAD, comenzando con un cilindro hueco como figura base debido a su geometría versátil y aplicabilidad en componentes mecánicos. Este enfoque permitió establecer un punto de partida uniforme y eficiente para la personalización posterior del modelo. A partir de esta figura base, se realizaron diversas modificaciones para añadir detalles, optimizar funcionalidades y garantizar la integración de las piezas en el ensamblaje final. Primero, se ajustaron las dimensiones del cilindro hueco (diámetro externo, diámetro interno y altura) utilizando herramientas como operaciones de extrusión y revolución para modelar características adicionales en torno al eje principal. Además, se aplicaron redondeos (fillets) en los bordes para mejorar la aerodinámica y reducir concentraciones de esfuerzo.

Para adaptar el cilindro a las necesidades del ensamblaje, se realizaron cortes y ranuras utilizando herramientas como el corte por extrusión, generando aperturas en la superficie lateral para acoplamientos o el paso de cables. También se emplearon cortes por barrido (sweep cut) para ranuras helicoidales y cortes en planos inclinados para

ajustar ángulos específicos.

Posteriormente, se añadieron elementos auxiliares como salientes para puntos de conexión, así como pestañas y bridas que reforzaron el diseño y facilitaron el montaje. Se emplearon herramientas avanzadas del software, como patrones para replicar elementos geométricos de forma simétrica o circular, y chaflanes en bordes para facilitar el ensamblaje y reducir el desgaste. Además, se realizaron simulaciones en SolidWorks para analizar tensiones y esfuerzos, optimizando el modelo mediante la reducción de material en áreas específicas sin comprometer su resistencia.

Una vez finalizadas las piezas individuales, se integraron en un ensamblaje maestro mediante relaciones de ensamblaje (coincidencia, concentricidad y distancia) para posicionar las piezas con precisión. Durante este proceso, se realizaron ajustes iterativos para garantizar la funcionalidad del sistema global. Finalmente, se aplicaron acabados virtuales como texturización y apariencias para simular materiales y superficies, y se generaron vistas detalladas de ensamblajes explotados que facilitaron el análisis y la documentación técnica.

### **3.3. Modularidad y métodos de unión.**

Para lograr la modularidad en el diseño del sistema, se procuró que los subsistemas operen de manera independiente. El sistema se divide en dos módulos principales: el módulo de emisión, responsable de generar y dirigir el haz láser, y el módulo de recepción, encargado de captar la señal reflejada y convertirla en una respuesta eléctrica. Cada módulo fue diseñado para operar de manera independiente y poder integrarse fácilmente dentro del sistema global (Fig.3.2).

El primer paso consistió en modelar ambos módulos en un software CAD. Se definirán las estructuras mecánicas, interfaces de montaje y componentes electrónicos necesarios. Para el módulo de recepción, se diseñará una base que soporte el espejo montado en un motor de corriente continua, asegurando estabilidad y minimizando vibraciones. Se establecerán interfaces de montaje estándar para facilitar futuras modificaciones sin afectar la configuración global. Por otro lado, el módulo de emisor incluirá

un soporte ajustable para el sensor, permitiendo calibraciones precisas y optimizando la captación de la señal. Una vez modelados los módulos, se definirán las interfaces mecánicas y electrónicas que permitirán la interconexión entre ambos sin comprometer su independencia funcional. Se implementarán conectores estandarizados y mecanismos de fijación móviles para permitir ajustes sin alterar la estructura principal.

Posteriormente, se realizará un análisis de independencia funcional, asegurando que cada módulo pueda operar por separado antes de su integración. El módulo de emisión deberá ser capaz de dirigir el láser a un punto de referencia sin la necesidad del receptor, mientras que el módulo de recepción podrá captar diferentes fuentes de láser sin modificar su estructura. Este enfoque modular permitirá pruebas individuales antes del ensamblaje final del sistema.

Finalizadas las simulaciones, se procederá a la fabricación de los módulos. Se imprimirán prototipos en 3D para validar ensamblajes y ajustes antes de fabricar las versiones finales. Se ensamblará el motor, el espejo y el láser en el módulo de emisión, asegurando alineaciones precisas y calibraciones adecuadas. En el módulo de recepción, se montará el sensor en su soporte ajustable y se verificará su funcionalidad con diferentes fuentes de láser.

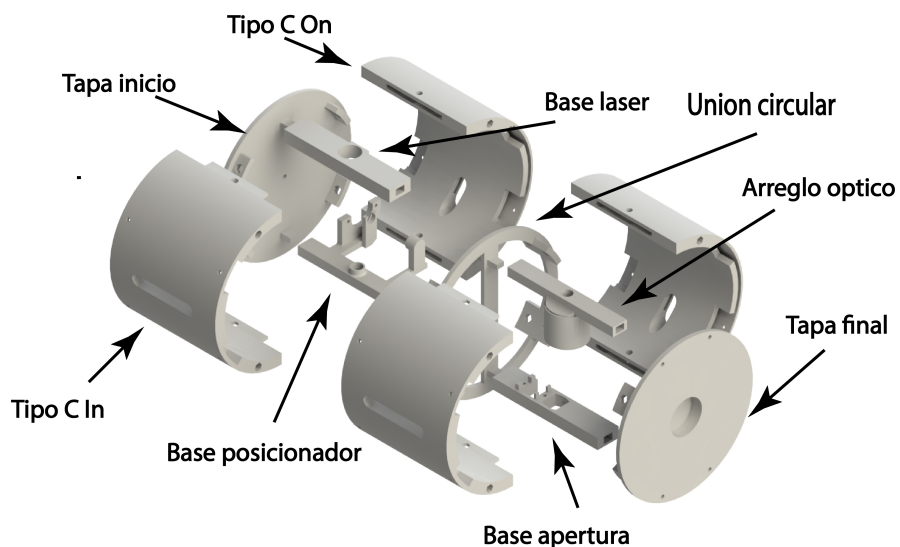


Figura 3.2: Vista flotante de los componentes estructurales del sistema, mostrando los elementos que conforman el ensamblaje mecánico del prototipo.

### **3.4. Uniones mecánicas semi-permanentes: snap fit y tornillos**

El método snap fit (Fig.3.3), se empleó para conexiones rápidas y eficientes, aprovechando su facilidad de ensamblaje y desmontaje sin la necesidad de herramientas adicionales. Este tipo de unión fue implementado en piezas donde la ligereza y la rapidez en el montaje eran esenciales, garantizando un ajuste firme mediante la deformación elástica controlada del material PLA utilizado en la fabricación.

Para asegurar la modularidad y robustez del prototipo, también se emplearon uniones atornilladas entre los distintos componentes estructurales. Este tipo de unión permite una fijación desmontable y precisa, facilitando tanto el montaje inicial como futuras tareas de mantenimiento o sustitución de módulos. Los tornillos aplican una fuerza de apriete que genera fricción entre las superficies de contacto, evitando el deslizamiento entre piezas.

Se utilizaron ambos métodos de unión para asegurar la estabilidad y firmeza entre cada pieza del sistema, dando como resultado un equilibrio entre resistencia, facilidad de ensamblaje y versatilidad en las operaciones de mantenimiento.

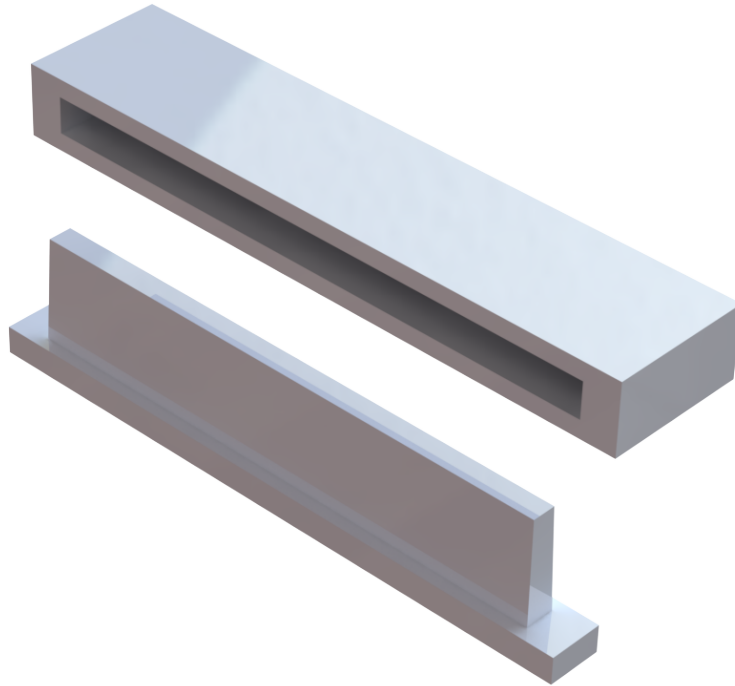


Figura 3.3: Vista isométrica de un par de componentes de ensamble snap fit.

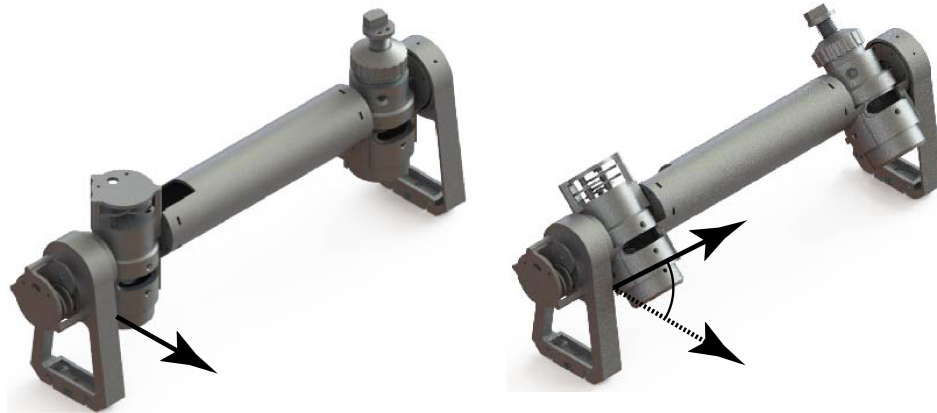
### **3.4.1. Redistribución estratégica de elementos internos para optimización mecánica**

La redistribución de los componentes optoelectrónicos se realizó mediante un enfoque de múltiples análisis que priorizaron la eficiencia mecánica y la estabilidad dinámica. Para lograr esto, se analizaron detalladamente parámetros como la geometría, masa y ubicación de cada elemento, optando por materiales ligeros (aleaciones de aluminio, compuestos de fibra de carbono) y perfiles aerodinámicos que redujeran la resistencia al movimiento. Mediante herramientas CAD/CAE, se simuló escenarios operativos para reubicar estratégicamente los componentes más pesados cerca del eje de rotación, disminuyendo el brazo de palera y, con ello, el torque requerido para el movimiento.

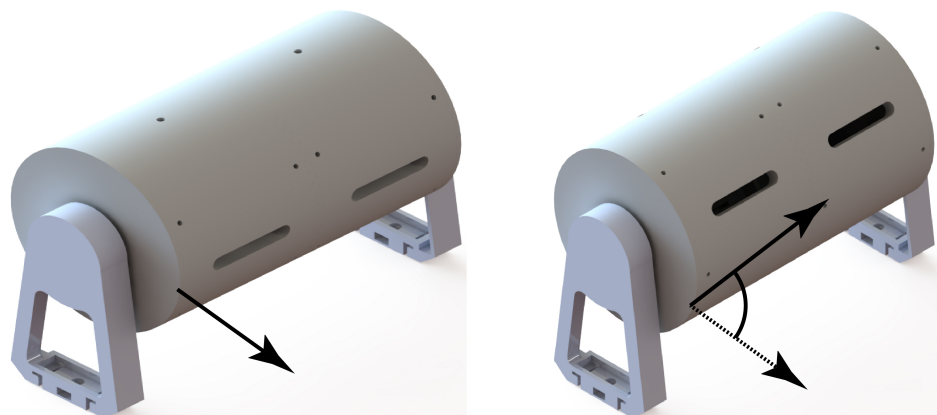
## **3.5. Análisis del modelo con simulación**

En este punto se propone el desarrollo de las piezas de manera individual para posteriormente ensamblar el prototipo dentro del software, para proceder a medir el momento de inercia, donde podremos generar un gráfico en el cual podremos visualizar los puntos

donde mas se genera momento de inercia y torque, que van ligados estrechamente al consumo energético y con esto cuantificar cuanta energía requiere para lograr alcanzar esa posición.(Fig.3.4a, Fig.3.4b)



(a) Fig. 3.4a Simulación posición angular en solidworks del prototipo mini TVS 1.



(b) Fig.3.4b Simulación posición angular en solidworks del prototipo mini TVS 2.

### 3.5.1. Simulación de esfuerzos mecánicos

El proceso inicia con la creación de un nuevo estudio en CAD Simulation en SolidWorks. Se selecciona el tipo de análisis adecuado, como estático lineal para evaluar esfuerzos mecánicos bajo cargas constantes. Se asignan las propiedades del material al modelo (módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson), asegurando que reflejen las características reales del componente.

Se definen las condiciones de contorno mediante restricciones (fixtures) que simulan sujeciones físicas, como superficies fijas o ejes inmovilizados. Luego, se aplican cargas

externas, como fuerzas, presiones o momentos torsores, en las zonas especificadas del diseño. También se configuran los contactos entre componentes para replicar interacciones reales, como uniones atornilladas o fricción

Para conocer los esfuerzos de un objeto tridimensional se realiza con el cálculo del esfuerzo equivalente de Von Mises se obtiene con la Ecuación 3.1, la cual permite transformar un estado de esfuerzo tridimensional en un valor escalar que puede compararse directamente con el límite de fluencia del material.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (3.1)$$

Donde  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  representan los esfuerzos principales en el material.

Se genera una malla de elementos finitos que divide la geometría en pequeñas celdas tetraédricas y hexaédricas (Fig.3.5). El equilibrio entre densidad de la malla y recursos computacionales es clave: una malla muy fina mejora la exactitud, pero incrementa el tiempo de cálculo.

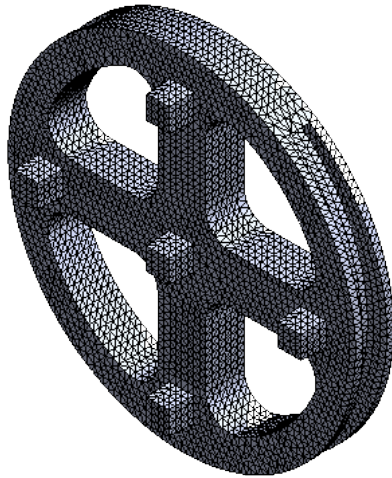


Figura 3.5: Mallado aplicado a pieza de prueba

Mediante el software se resuelve las ecuaciones del método de elementos finitos, calculando desplazamientos, deformaciones y tensiones (Fig.3.6).

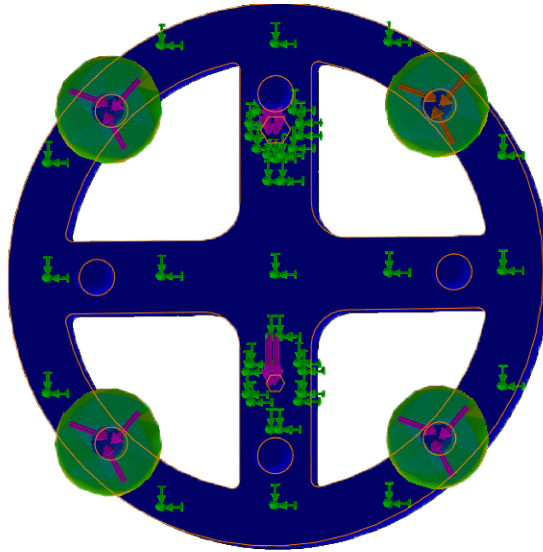


Figura 3.6: Visual de las tensiones y comportamiento mecánico puntos críticos.

Se verifica la convergencia de los resultados: si estos varían significativamente al ajustar la malla, se repite el proceso con una discretización más detallada.

Con base en los resultados, se ajustan parámetros del diseño como geometría, espesores y materiales para reducir tensiones críticas. Se comparan los esfuerzos máximos con las resistencias de los materiales y, en casos críticos, se validan mediante ensayos físicos como pruebas de carga o extensometría.

### 3.5.2. Impresión 3D

Para realizar una impresión 3D, se empleara la tecnología de modelado por deposición fundida (FDM, por sus siglas en inglés) con filamento de ácido poliláctico (PLA). Este material fue elegido por su facilidad de uso, bajo costo y propiedades mecánicas adecuadas para pruebas estructurales en condiciones de laboratorio. El PLA ofrece una resistencia a la tracción aproximada de 60 MPa, un módulo de elasticidad de 3.5 GPa y una temperatura de transición vítrea cercana a los 60°C [66], lo que lo hace ideal para aplicaciones de baja a media exigencia donde no se someta a un ambiente tanto de altas temperaturas como de cargas a la estructura.

Para configurar la impresión, se usará una boquilla de 0.4 mm de diámetro, que permite un buen equilibrio entre detalle y velocidad. El software utilizado para preparar los archivos fue Ultimaker Cura, cuya interfaz se muestra en la Fig. 3.7, donde se

seleccionó un perfil de calidad media. Esta configuración incluyó una altura de capa de 0.2 mm, adecuada para obtener una resolución aceptable sin tiempos de impresión excesivos. El porcentaje de relleno se ajustó entre 20 % y 30 %, dependiendo de si la pieza requería mayor resistencia estructural o menor peso. La velocidad de impresión se mantuvo en un valor intermedio para asegurar una buena adherencia entre capas y una correcta definición de geometrías.

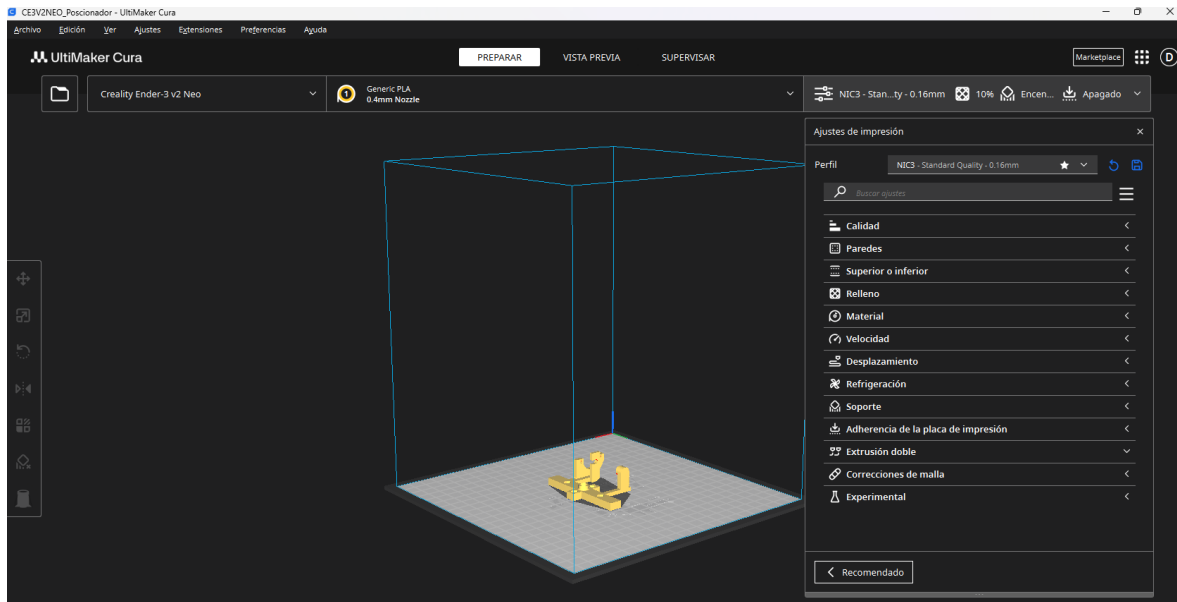


Figura 3.7: Interfaz de Ultimaker Cura.

En cuanto a las temperaturas, se fijó la temperatura del extrusor en 185°C, valor adecuado para el PLA, que permite una buena fluidez del material sin degradación [67]. La temperatura de la cama caliente se estableció en 45°C, suficiente para mejorar la adhesión de la primera capa al lecho sin generar deformaciones por contracción. Se recomienda utilizar adhesivos como cinta térmica o pegamento en barra si se presentan problemas de adhesión inicial.

Una vez configurados estos parámetros, se procede a cargar el archivo STL del modelo, generar el G-code y transferirlo a la impresora Ender 3 S1 - Plus. Antes de iniciar la impresión, es fundamental nivelar la cama y asegurarse de que la boquilla esté limpia y correctamente alineada. Durante la impresión, es aconsejable supervisar las primeras capas para verificar que la adhesión y la extrusión se comportan de manera adecuada (Fig.3.8). Al finalizar, la pieza se deja reposar en la cama para que se enfríe la pieza alcanzando la temperatura ambiente.

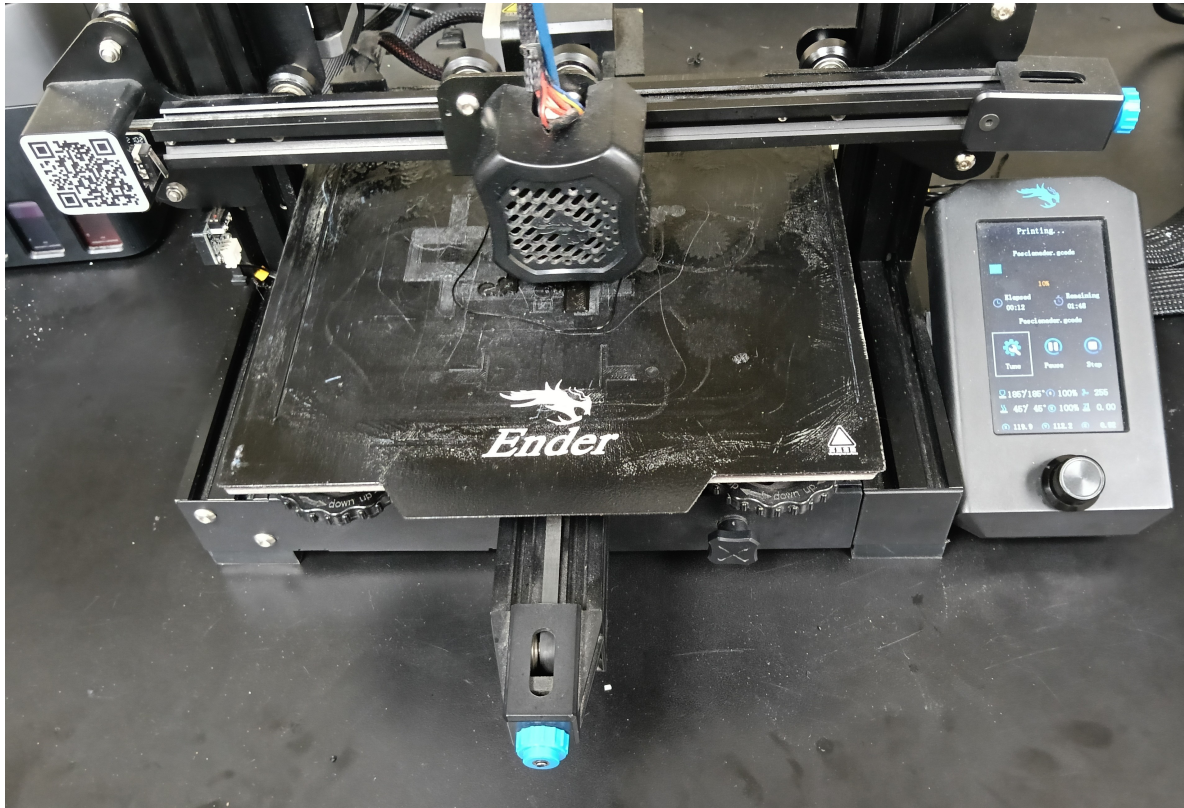


Figura 3.8: Proceso de impresión de pieza 3D.

### 3.5.3. Consumo de corriente

Medir la corriente eléctrica en un sistema rotatorio no permite evaluar su desempeño, eficiencia y estabilidad operativa. La corriente consumida permite calcular el consumo de energía mediante la Ecuación 3.2.

$$P = V \cdot I \quad (3.2)$$

Donde  $P$  representa la potencia eléctrica consumida por el sistema, medida en vatios (W), y se obtiene como el producto entre el voltaje  $V$  aplicado al sistema y la corriente eléctrica  $I$ , medida en amperios (A).

Asegurando que el sistema no desperdicie energía por fricción o cargas excesivas. Además, la corriente está directamente relacionada con el torque generado, dado por la siguiente Ecuación 3.3.

$$T = k \cdot I \quad (3.3)$$

Donde  $T$  corresponde al torque generado, el cual es proporcional a la corriente mediante la constante  $k$ , característica del motor y expresada en newton-metros por amperio (Nm/A).

Lo que permite evaluar la fuerza aplicada al sistema y garantizar un funcionamiento óptimo. Un aumento anómalo en la corriente puede indicar sobrecarga, fricción excesiva o desbalanceo mecánico, lo que ayuda a detectar fallos en etapas tempranas y evitar daños en el motor.

El sensor ACS712ELC-30A es un dispositivo basado en el efecto Hall que permite medir corriente alterna (AC) y corriente continua (DC), proporcionando una salida analógica proporcional a la corriente detectada. En su versión de 30A, tiene una sensibilidad de 66 mV/A y opera con una alimentación de 5V, entregando una señal de 2.5V en ausencia de corriente, aumentando o disminuyendo en función de la corriente medida.

Para aplicarlo en un motor a pasos bipolar de 4 hilos, el sensor debe conectarse en serie con la alimentación del controlador del motor de modo que pueda registrar el consumo eléctrico total del sistema (3.9). Su integración con un microcontrolador

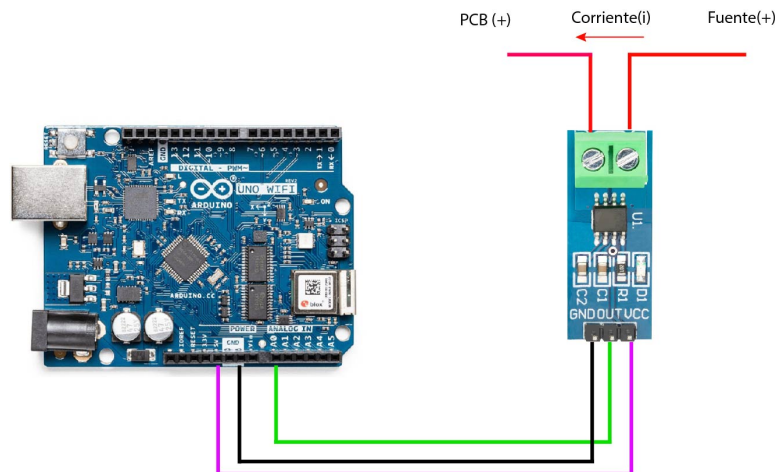


Figura 3.9: Arreglo para medir consumo total del sistema.

en este caso Arduino permite monitorear el consumo de corriente en tiempo real (Fig. 3.10).

La calibración del ACS712 se realiza en tres pasos:

1. Medir el voltaje de salida en reposo, que por defecto es de 2.5V para el sensor ACS712, cuando no hay corriente circulante.
2. Aplicar una carga con una corriente conocida y comparar la lectura del sensor para ajustar su sensibilidad real en el circuito.
3. Utilizar la Ecuación 3.4 para la conversión de voltaje a corriente.

$$I = \frac{V_{\text{salida}} - 2.5V}{66\text{mV/A}} \quad (3.4)$$

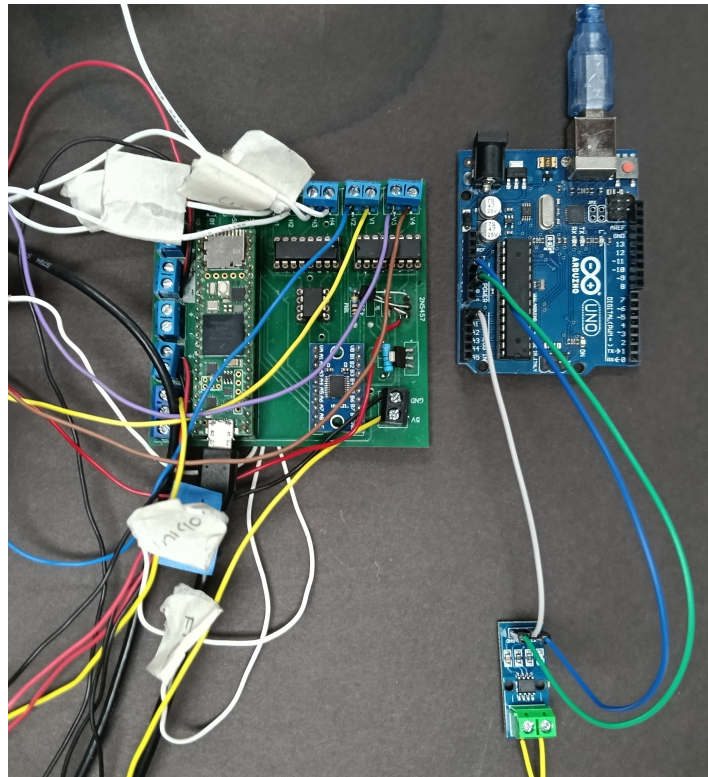


Figura 3.10: Arreglo real para medir consumo total del sistema.

### 3.6. Estrategias para Mitigar la Inestabilidad

A partir del análisis dinámico realizado, se implementarán diversas estrategias enfocadas en mejorar la estabilidad rotacional del sistema de barrido láser, con el objetivo de reducir vibraciones, optimizar el desempeño en condiciones reales de operación y aumentar la precisión del sistema.

En primer lugar, se llevará a cabo una redistribución de masa orientada a reducir el momento de inercia del conjunto rotativo. Para lograrlo, se optimizará la ubicación del motor de DC y del espejo móvil, posicionando ambos componentes lo más cerca posible del eje de rotación. Esta concentración de masa en torno al eje permitirá disminuir el esfuerzo requerido para iniciar o detener el giro, lo que no solo mejorará la eficiencia energética del sistema, sino que también reducirá las oscilaciones mecánicas indeseadas. Como complemento, se integrará un volante de inercia, cuyo objetivo será estabilizar el movimiento rotacional mediante la acumulación y liberación controlada de energía cinética, suavizando las variaciones en la velocidad angular.

En segundo lugar, para la fabricación de los componentes móviles, se priorizarán materiales livianos, como polímeros técnicos utilizados en la impresión 3D, que presenten una relación favorable entre peso y rigidez. Esta elección permitirá reducir la resistencia al movimiento rotacional, minimizando la carga que actúe sobre el motor sin comprometer la integridad estructural del sistema. La disminución de la masa giratoria contribuirá directamente a la reducción del momento de inercia y a una respuesta dinámica más rápida y estable.

Por último, se realizará un proceso de alineación de componentes, centrado en asegurar que todos los elementos del sistema se encuentren perfectamente alineados con respecto al plano de barrido.

### **3.7. Alineación mediante bases elevadoras**

Como parte del proceso de diseño del sistema de barrido láser, se desarrolló un mecanismo de ajuste manual para lograr la correcta alineación horizontal de los centros de los espejos del posicionador y la apertura. Estas estructuras móviles fueron diseñadas específicamente para permitir el ajuste de altura e inclinación de los espejos (Fig.3.11).

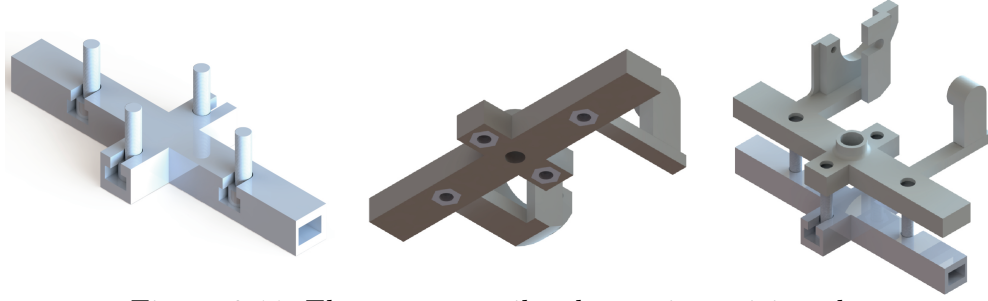


Figura 3.11: Elementos móviles de espejo posicionador.

El objetivo de este mecanismo es minimizar el desfase en la posición de los espejos, principalmente en el eje  $Z$ , pero también garantizando condiciones específicas en los ejes  $X$  y  $Y$ , según lo establece el análisis geométrico y vectorial del sistema. Para definir el desfase, se establecieron tres puntos de referencia: el centro del sistema TVS ( $O = [o_1, o_2, o_3]^T$ ), la posición del espejo del plano láser ( $P = [p_1, p_2, p_3]^T$ ), y la posición del espejo del actuador de salida ( $Q = [q_1, q_2, q_3]^T$ ). A partir de estas posiciones se definieron dos vectores (Ecuaciones 3.5 y 3.6):

$$\vec{v} = Q - O = [q_1 - o_1, q_2 - o_2, q_3 - o_3]^T \quad (3.5)$$

$$\vec{w} = O - P = [o_1 - p_1, o_2 - p_2, o_3 - p_3]^T \quad (3.6)$$

$$\vec{u} = \vec{v} \pm \vec{w} \quad (3.7)$$

A partir del vector  $\vec{u}$  (Ecuación 3.7) se calculan los ángulos de desfase en cada eje mediante las Ecuaciones 3.8, 3.9 y 3.10.

$$\theta_x = \cos^{-1} \left( \frac{u_1}{|\vec{u}|} \right) \quad (3.8)$$

$$\theta_y = \cos^{-1} \left( \frac{u_2}{|\vec{u}|} \right) \quad (3.9)$$

$$\theta_z = \cos^{-1} \left( \frac{u_3}{|\vec{u}|} \right) \quad (3.10)$$

La alineación ideal se garantiza bajo las siguientes condiciones:

- En el eje  $Z$ : cuando  $\vec{u} = a$  y  $\theta_y = 90^\circ$
- En el eje  $X$ : cuando  $\vec{u} = a$  y  $\theta_x = 90^\circ$
- En el eje  $Y$ : cuando  $\vec{u} = a$  y  $z = 0$

Con base en este modelo teórico, se diseñaron las bases elevadoras para permitir ajustes mecánicos que acercaran los valores reales a estas condiciones ideales. El funcionamiento de estas bases se basa en el desplazamiento vertical controlado mediante un tornillo, el cual actúa sobre una tuerca insertada en aperturas específicas del cuerpo impreso. Al girar el tornillo, la pieza sobre la que se monta el espejo puede elevarse o descender, según el sentido de rotación, permitiendo así corregir desviaciones angulares y posicionamiento en el eje  $Z$ , así como colaborar en el ajuste general del sistema tridimensional. Este mecanismo no solo facilita una alineación, sino que además es compatible con la fabricación aditiva mediante impresión 3D, integrándose directamente en la estructura del prototipo sin necesidad de piezas externas complejas. Su inclusión fue esencial para compensar errores en la fabricación, desviaciones estructurales o desplazamientos originados por el montaje, alineando de forma eficiente los espejos con el sistema de referencia planteado.

### 3.7.1. Medición de vibraciones

Las vibraciones en un sistema mecánico de escaneo láser se miden debido a su impacto en la precisión, estabilidad y rendimiento del sistema. En primer lugar, afectan la precisión de la medición, ya que cualquier desviación en la trayectoria del láser debido a vibraciones puede generar errores en la captura de coordenadas espaciales. Además, influyen en la estabilidad del sistema, especialmente cuando se utilizan motores de corriente continua o motores paso a paso, que pueden introducir inestabilidad y afectar la calidad de los datos obtenidos.

Para el experimento se plantea utilizar dos módulos MPU6050, los cuales incluyen tanto un acelerómetro como un giroscopio, midiendo la aceleración y la velocidad

angular en los ejes X, Y y Z. Estos módulos se colocaran en dos puntos críticos del prototipo: el posicionador y la apertura (Fig. 3.12), asegurando que ambos se alinearan correctamente a lo largo del eje X para garantizar las coordenadas de referencia para realizar la comparativa. Se propone el uso de un Arduino UNO para tomar lecturas de los sensores y enviarlos por comunicación serial a una interfaz de Python, que se hace cargo de procesar y almacenar los datos.

El prototipo TVS se configuró para realizar un movimiento angular controlado sobre el eje Y, mientras que el eje X, se mantiene como referencia fija, durante el movimiento de barrido láser, y los módulos MPU6050 capturan la aceleración y velocidad angulares alrededor de los ejes: X, Y y Z con una capacidad de muestreo de 1000 muestras por segundo.

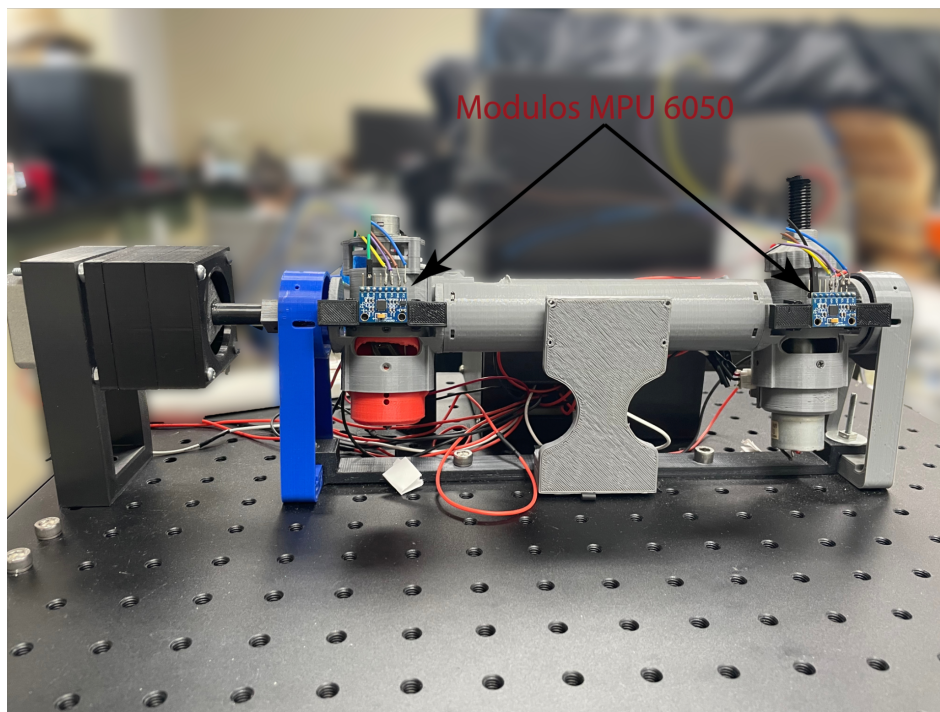


Figura 3.12: Sensores MPU6050 montados en el mini TVS 1.

Durante la experimentación, se realizarán 100 mediciones en cada una de las posiciones angulares y puntos espaciales predeterminados. Por ello, se propone analizar si el ángulo  $\gamma$  (correspondiente a la rotación del cuerpo del prototipo TVS alrededor del eje Y) tiene una influencia directa en la magnitud de las vibraciones.

Teóricamente, al variar  $\gamma$ , se busca modificar la contribución de las diferentes componentes de vibración que se manifiestan durante la operación del sistema.

Para obtener una caracterización precisa de las vibraciones, se implementó la captura de datos sincronizada con los ciclos de apertura del sistema, en donde un opto acoplador emite un pulso en cada ciclo.

## 3.8. Análisis del modelo real

Para garantizar la reproducibilidad y validez de los datos en la evaluación del comportamiento de las magnitudes físicas de los modelos post-impresión 3D, se establece una serie de parámetros experimentales que deben mantenerse constantes durante cada iteración del experimento:

- Velocidad del motor de apertura: 30 revoluciones por segundo (rps).
- Rango de posiciones angulares de medición: desde  $-90^\circ$  hasta  $90^\circ$ , abarcando un intervalo de  $180^\circ$  en total, lo que permite analizar la respuesta del sistema en toda su extensión operativa.
- Número de mediciones por sensor: se registrarán 100 muestras por cada sensor de medición inercial (IMU) y sensor de corriente en cada posición angular, asegurando una densidad de datos suficiente para un análisis estadístico.

La experimentación se repetirá 20 veces en cada uno de los prototipos bajo evaluación, utilizando las mismas condiciones experimentales establecidas previamente. Este procedimiento tiene el objetivo de minimizar la influencia de factores externos y obtener una base de datos confiable para el análisis.

### 3.8.1. Análisis estadístico

Los datos adquiridos por los sensores serán procesados con un script de Python, el orden de la matriz de información almacenada es como se describe en la Tabla 3.2, donde los datos de  $(Ax_1, Ay_1, Az_1)$  corresponden a los datos del sensor inercial montado en la apertura,  $(Ax_2, Ay_2, Az_2)$  son los datos del sensor montado en el posicionador e  $I$  es la corriente medida en un instante de tiempo  $t$ .

Tabla 3.2: Formato de matriz de datos de los sensores inerciales y de corriente.

<b>Tiempo</b>	$Ax_1$	$Ay_1$	$Az_1$	$Ax_2$	$Ay_2$	$Az_2$	$I$
$t_1$	$Ax_{1_1}$	$Ay_{1_1}$	$Az_{1_1}$	$Ax_{2_1}$	$Ay_{2_1}$	$Az_{2_1}$	$I_1$
$t_n$	$Ax_{1_2}$	$Ay_{1_2}$	$Az_{1_2}$	$Ax_{2_2}$	$Ay_{2_2}$	$Az_{2_2}$	$I_2$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$t_n$	$Ax_{1_n}$	$Ay_{1_n}$	$Az_{1_n}$	$Ax_{2_n}$	$Ay_{2_n}$	$Az_{2_n}$	$I_n$

Para cada una de las 180 posiciones se generará una tabla de datos, por lo que para hacer inferencias, los datos deberán ser procesados con herramientas estadísticas, que se describen a continuación:

- Prueba de Normalidad: se aplicarán pruebas estadísticas, si los datos presentan una distribución normal y una baja dispersión, se podrá asumir que el sistema opera bajo condiciones controladas sin la influencia significativa de factores externos o errores sistemáticos. En caso contrario, será necesario investigar posibles fuentes de ruido, errores en la instrumentación o variaciones en las condiciones experimentales que puedan estar afectando las mediciones.
- Media: la media aritmética (Ecuación 3.11) de cada conjunto de datos permitirá conocer el valor central de la magnitud medida, proporcionando una referencia cuantitativa del comportamiento del sistema.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.11)$$

- Desviación Estándar: se calculará la dispersión de los datos respecto a la media mediante la Ecuación 3.12, lo que permitirá evaluar la variabilidad y estabilidad de las mediciones. Una desviación estándar baja indicará un sistema más preciso y estable, mientras que una desviación alta podría sugerir la presencia de factores externos o anomalías en el comportamiento dinámico del sistema. En este análisis, se consideraron 100 mediciones independientes para cada caso, por lo que al calcular la media o el valor cuadrático medio, se emplea un factor de normalización de  $\frac{1}{100}$ , correspondiente al número total de observaciones.

$$\sigma_E(i) = \sqrt{\frac{1}{100} \sum_{j=1}^{100} (E_{i,j} - \mu_E(i))^2}. \quad (3.12)$$

- Valor Cuadrático Medio (RMS): se calculará la magnitud promedio de las señales medidas mediante la Ecuación 3.13, lo cual permitirá evaluar la energía asociada a las variaciones registradas en cada componente. Un valor RMS bajo reflejará un sistema con menor consumo energético, mientras que un valor elevado puede indicar un comportamiento más demandante. Al igual que en el caso anterior, se consideraron 100 mediciones independientes por cada caso, por lo que se emplea un factor de normalización de  $\frac{1}{100}$  correspondiente al número total de observaciones.

$$\text{RMSE}(i) = \sqrt{\frac{1}{100} \sum_{j=1}^{100} (E_{i,j})^2}. \quad (3.13)$$

Para hacer una comparación entre la precisión de estimación de coordenadas 3D del mini TVS 1 y el mini TVS 2, se adquieren datos 3D en posiciones angulares específicas dentro del campo de visión de ambos prototipos. Las posiciones angulares horizontales en las que se tomarán medidas son  $(63^\circ, 65^\circ, 67^\circ, 69^\circ, 71^\circ, 73^\circ, 75^\circ)$  y las verticales  $(-2^\circ, 0^\circ, 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ)$ . En cada combinación de posiciones horizontales y verticales se toman 100 lecturas, generando una matriz como la de la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Formato de matriz de datos de coordenadas tridimensionales.

No.	$x$	$y$	$z$
1	$x_1$	$y_1$	$z_1$
2	$x_2$	$y_2$	$z_2$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
n	$x_n$	$y_n$	$z_n$

Para estas matrices, se hace una comparación del error espacial absoluto entre dos puntos tridimensionales asociados a una posición  $(i, j)$  dentro de una matriz de datos o una malla tridimensional. Cada componente  $\Delta x_{i,j}$ ,  $\Delta y_{i,j}$ , y  $\Delta z_{i,j}$  corresponde a la diferencia entre las coordenadas  $x$ ,  $y$  y  $z$  de dos versiones del mismo punto (por ejemplo, una posición medida y una posición teórica o estimada).

Este tipo de cálculo se basa en la distancia euclidiana tridimensional y se calcula con la Ecuación 3.14, la cual extiende el teorema de Pitágoras al espacio 3D. La magnitud resultante  $E_{i,j}$  cuantifica, en una única métrica escalar, qué tan alejado está un punto respecto a su referencia. Es una herramienta común en campos como la reconstrucción tridimensional, visión por computadora, análisis de precisión en sensores, y validación de modelos físicos o simulados frente a datos reales.

$$E_{i,j} = \sqrt{(\Delta x_{i,j})^2 + (\Delta y_{i,j})^2 + (\Delta z_{i,j})^2}. \quad (3.14)$$

Entonces, para comparar los resultados del mini TVS 1 y el mini TVS 2, se generarán gráficos en los que se representarán las variables de interés, permitiendo una evaluación visual de su comportamiento. Para facilitar la comparación, las curvas obtenidas de cada prototipo se superpondrán en una misma gráfica, utilizando distintas escalas de color o estilos de línea para diferenciarlas claramente lo cual permitirá identificar tendencias, discrepancias y similitudes entre los modelos evaluados

# Experimentación

Siguiendo con lo establecido en la metodología, se procedió a diseñar en software CAD, el prototipo del mini TVS 2. Para este diseño se seleccionó una forma cilíndrica hueca, al ser una forma cilíndrica nos garantiza un momento de rotación mas estable y uniforme lo cual nos da como resultado un menor consumo de corriente y un momento de inercia menor.

El análisis de esfuerzo se realizó mediante el módulo de simulación de SolidWorks, aplicando el método de elementos finitos. Se establecieron las siguientes condiciones:

- Material seleccionado: se definieron las propiedades del material utilizado en la estructura del TVS, incluyendo módulo de elasticidad, límite de fluencia y coeficiente de Poisson.
- Condiciones de frontera: se impusieron restricciones en los puntos de fijación y se aplicaron cargas según las condiciones reales de operación.
- Mallado: se generó una malla refinada en las zonas de mayor interés, asegurando una alta precisión en la obtención de resultados.

Tras la simulación, se obtuvieron las gráficas de distribución de esfuerzos, donde se identificaron las zonas con mayor concentración de tensión. Se observaron picos de tensión en las uniones de engranajes y en los soportes del motor, alcanzando valores cercanos al límite de fluencia del material. Estos resultados confirmaron la necesidad de reforzar estas áreas para evitar fallas estructurales y prolongar la vida útil del sistema.

## 4.1. Estudio de propiedades de masa y momento de inercia

El estudio de propiedades de masa se llevó a cabo con el objetivo de determinar la distribución de la masa en la estructura del TVS y obtener los momentos de inercia en torno a los ejes principales de rotación. Este análisis permitió evaluar cómo la configuración geométrica del sistema afecta su comportamiento dinámico.

Las principales magnitudes obtenidas fueron:

- Centro de masa: se determinó su posición relativa con respecto al sistema de coordenadas del modelo, lo que permitió identificar posibles desbalances.
- Momento de inercia ( $\sum I_x, \sum I_y, \sum I_z$ ): se calcularon los valores de los momentos de inercia respecto a los ejes principales del sistema, con el fin de comprender cómo la distribución de masa influye en la estabilidad y respuesta del TVS.

Durante la experimentación se utilizaron dos prototipos de TVS, el modelo actual (mini TVS 1) y el propuesto en este proyecto (mini TVS 2), ambos están impresos en 3D con PLA, que es un material versátil, ligero y con una resistencia mecánica de 60 MPa [66], lo cual lo hace un buen material para el prototipado. El mini TVS 1 tiene una línea base de 20 cm y el mini TVS 2 de 15 cm.

Para realizar la medición de vibraciones se utilizaron dos módulos MPU6050 que es un IMU con acelerómetro y giroscopio, el cual nos permite tomar datos de aceleración angular en los 3 ejes de manera continua y en tiempo real, proporcionándonos tiempo, aceleración angular en el eje x ( $A_x$ ), aceleración angular en el eje y ( $A_y$ ) y aceleración angular en el eje z ( $A_z$ ), en ese orden.

Por la parte del consumo de corriente, se utilizó un sensor ACS712 el cual mediante un sensor de efecto Hall nos refleja la variación de consumo energético de los dos prototipos del TVS, que al igual que el sensor IMU arroja datos con una etiqueta de tiempo. Cabe destacar que el sensor debe ser previamente calibrado para asegurar mediciones precisas, que para en este caso fueron corroboradas por las mediciones de una

fuentes de alimentación Keithley 2230-30-1. Todos estos datos serán capturados con un Arduino UNO y enviados por comunicación serial a scripts de Matlab y Python que se encargarán de procesarlos y almacenarlos en memoria.

Se colocaron los módulos MPU6050 en el posicionador y en la apertura del mini TVS 1 y del mini TVS 2. Particularmente en los lugares donde se encuentran los elementos opto-electrónicos y donde se realizaron los cambios geométricos y de distribución de masas. Empezando por el posicionador, donde se eliminó uno de los espejos a  $45^\circ$  con el fin de aprovechar la mayor intensidad del haz de láser, ya que al tener más elementos de reflexión se genera una pérdida de energía en el haz de láser emitido. También, se agregó un mecanismo con 4 tuercas y tornillos que controlan la altura y posición angular del espejo para permitir su alineación con el espejo de la apertura.

En la apertura se optó por seleccionar un motor DC de menores dimensiones que el utilizado en el mini TVS 1, con el propósito de desplazar el centro de masa más cerca del centroide del mini TVS 2 y así disminuir la variación del momento de inercia. Además, se agregó un elemento en forma de cápsula encargado de sujetar la lente biconvexa, este componente asegura una distancia focal de 2.22 cm. A esa distancia se encuentra ubicado el fotosensor, con el fin de captar con mayor intensidad la reflexión del haz de láser.

En los ejes de rotación de los espejos de la apertura y del posicionador, se agregaron una masa en forma de disco llamada volante de inercia y un rodamiento que ayudaron a disminuir rotaciones inestables de los espejos.

Ambos prototipos fueron sometidos a las mismas pruebas de medición de vibraciones y de corriente utilizando como marco de referencia una mesa óptica de 800 mm x 500 mm para garantizar las mismas condiciones y evitar perturbaciones externas. También, se utilizó la misma transmisión de tipo planetaria que tiene un desplazamiento de 0.071 grado/paso y se estableció la velocidad de rotación del motor de la apertura en 30 rps. Se definió una línea de barrido el cual toma como punto de partida el ángulo de  $-90^\circ$  con respecto al eje Y, avanzando un grado angular hasta llegar a la posición final de  $90^\circ$ , dando un total de 180 posiciones angulares por recorrido. Por cada posición angular se toman 100 datos de los sensores de vibración y corriente, dando como

resultado 54,000 datos en crudo. Este proceso se repitió 20 veces bajo las condiciones mencionadas, obteniendo como resultado un total de 1,080,000 datos.

Para el análisis de esfuerzos se utilizó el módulo de simulación de SolidWorks, aplicando FEM. Se establecieron las siguientes condiciones:

- Material Seleccionado: se introdujeron las propiedades del PLA en el modelo 3D del mini TVS 2, incluyendo módulo de elasticidad, límite de fluencia y coeficiente de Poisson.
- Condiciones de Frontera: se establecieron como puntos de fijación a los soportes del mini TVS 2 y se aplicaron cargas a los elementos de unión según las condiciones reales de operación.



Figura 4.1: Técnica de mallado aplicado a pieza de conexión y soporte.

# Resultados

Tras la simulación con FEM, se obtuvieron las gráficas de distribución de esfuerzos, donde se identificaron las zonas con mayor concentración de tensión en los componentes de interés (Fig. 5.1). Se observaron picos de tensión en las uniones de engranajes y en los soportes del motor, alcanzando valores cercanos al límite de fluencia del material.

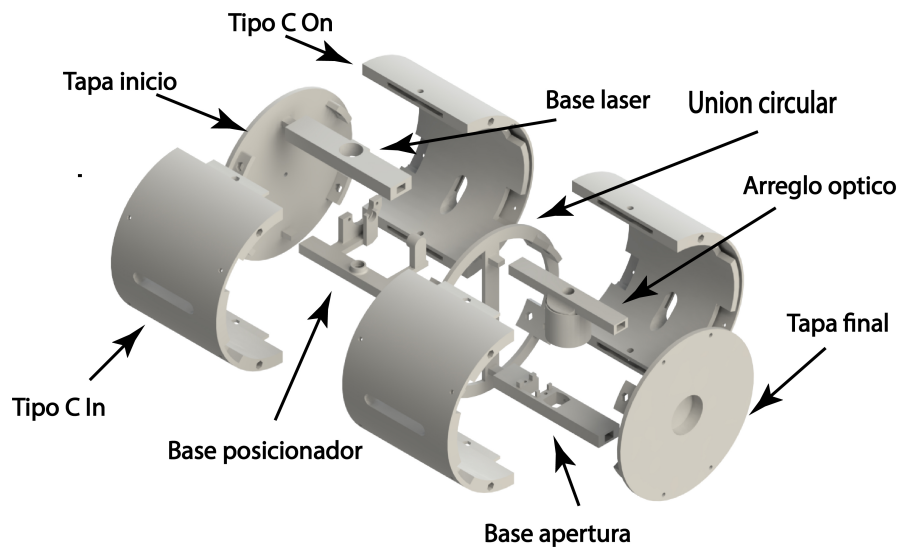


Figura 5.1: Componentes de interés

En la Tabla 5.1, se muestran las cargas aplicadas en cada uno de los elementos de interés del mini TVS 2, los nombres de los componentes están indicados en la figura 5.1.

Tabla 5.1: Tabla de fuerzas en componentes de interés.

Elemento	Newton
Tipo C on	0.46107
Tipo C in	0.50031
Base elevadora	0.04905
Base laser	0.05886
Base apertura	0.06867
Base posicionador	0.08829
Arreglo optico	0.08829
Tapas	0.30411

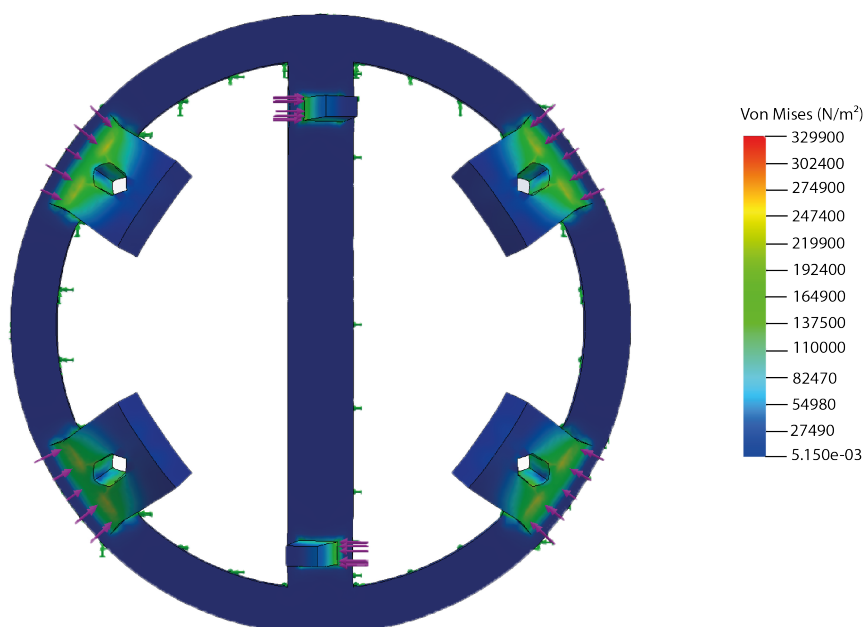


Figura 5.2: Comportamiento mecánicos del elemento de enlace: unión circular.

Los resultados muestran que las zonas con mayor esfuerzo (en rojo) se localizan en los soportes inclinados, indicando posibles puntos de fallo estructural. Las mayores fuerzas (Tabla 5.1) corresponden a los soportes tipo C y las tapas, lo que sugiere que estos elementos soportan la mayor carga.

En cuanto al momento de inercia, a través de los modelos CAD se tiene que la distribución de momentos de inercia se distribuye como se muestra en la Tabla 5.2 para el mini TVS 1 y en la Tabla 5.3 para el mini TVS 2.

Tabla 5.2: Relación entre Posición Angular (rad) y Momento de Inercia en el eje Y (kg·m<sup>2</sup>) mini TVS 1

Posición Angular	Momento de Inercia en Y
-55.0	0.002300
-50.0	0.002303
-45.0	0.002306
-40.0	0.002309
-35.0	0.002312
-30.0	0.002316
-25.0	0.002319
-20.0	0.002323
-15.0	0.002325
-10.0	0.002328
-5.0	0.002329
0.0	0.002329
5.0	0.002328
10.0	0.002326
15.0	0.002323
20.0	0.002320
25.0	0.002317
30.0	0.002314
35.0	0.002310
40.0	0.002307
45.0	0.002304
50.0	0.002302
55.0	0.002299
60.0	0.002297
65.0	0.002295
70.0	0.002293
75.0	0.002292
80.0	0.002291
85.0	0.002291
90.0	0.002290

Las tablas 5.4 y 5.5 presentan un resumen estadístico acotado de los datos adquiridos en distintos ángulos de posición para cada una de las variables medidas en los prototipos TVS mini 1 y TVS mini 2. La columna *Tipo* indica la naturaleza de la señal analizada: corriente (en amperios, A) corresponde al consumo eléctrico del sistema, mientras que *vibraciones\_1* y *vibraciones\_2* representan las lecturas de aceleración angular obtenidas por los sensores inerciales ubicados en diferentes partes del prototipo (medidas en unidades adimensionales normalizadas). La columna *Ángulo* muestra el valor de posi-

Tabla 5.3: Relación entre Posición Angular (rad) y Momento de Inercia en el eje Y (kg·m<sup>2</sup>)mini TVS 2

Posición Angular	Momento de Inercia en Y
-55.0	0.001091
-50.0	0.001088
-45.0	0.001084
-40.0	0.001082
-35.0	0.001079
-30.0	0.001078
-25.0	0.001077
-20.0	0.001077
-15.0	0.001077
-10.0	0.001078
-5.0	0.001080
0.0	0.001083
5.0	0.001086
10.0	0.001090
15.0	0.001095
20.0	0.001100
25.0	0.001106
30.0	0.001112
35.0	0.001119
40.0	0.001127
45.0	0.001135
50.0	0.001143
55.0	0.001152
60.0	0.001161
65.0	0.001169
70.0	0.001178
75.0	0.001187
80.0	0.001196
85.0	0.001196
90.0	0.001207

ción angular en grados sexagesimales ( $^{\circ}$ ), mientras que Media, Desviación Estándar y RMS corresponden respectivamente al valor medio, a la dispersión estadística y al raíz cuadrática media.

Tabla 5.4: Resumen estadístico de los datos procesados mini TVS 1

Tipo	Ángulo	Media	Desviación Estándar	RMS
corriente	-90	0.861658	0.014100	0.861774
vibraciones_1	-90	1.001133	0.003953	1.001142
vibraciones_2	-90	1.114661	0.003629	1.114670
corriente	89	0.885777	0.115449	0.893274
vibraciones_1	-89	1.001771	0.004042	1.001780
vibraciones_2	-89	1.115206	0.003798	1.115215
corriente	-88	0.891234	0.013672	0.891265
vibraciones_1	-88	1.002323	0.004112	1.002332
vibraciones_2	-88	1.115782	0.003945	1.115791
corriente				

Tabla 5.5: Resumen estadístico de los datos procesados mini TVS 2

Tipo	Ángulo	Media	Desviación Estándar	RMS
corriente	-90.0	0.103010	0.012507	0.103767
vibraciones_1	-90.0	0.985903	0.001018	0.985904
vibraciones_2	-90.0	1.115494	0.001371	1.115495
corriente	-89.0	0.068620	0.113730	0.132828
vibraciones_1	-89.0	0.986823	0.002829	0.986827
vibraciones_2	-89.0	1.116246	0.001767	1.116248
corriente	-88.0	0.099080	0.013726	0.100026
vibraciones_1	-88.0	0.987785	0.001983	0.987786
vibraciones_2	-88.0	1.116898	0.001895	1.116899
corriente				

Estos datos se interpretan en gráficas Fig. 5.4 y Fig. 5.3, donde se pueden comparar de manera visual el comportamiento de la señal teniendo como marco de comparaciones la amplitud de la misma con respecto posición angular.

Las gráficas muestran la evolución de la amplitud de las vibraciones en función de la posición angular para los módulos mini TVS 1 y mini TVS 2. En las Fig. 5.4, se observa que la amplitud en mini TVS 1 (curva roja) es menor en comparación con mini TVS 2 (curva azul) en la mayor parte del rango angular. A medida que la posición angular

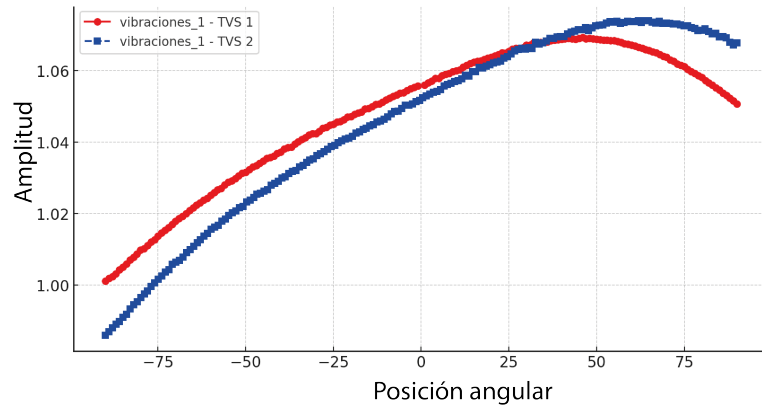


Figura 5.3: Comparación de vibraciones del módulo colocado en el posicionador.

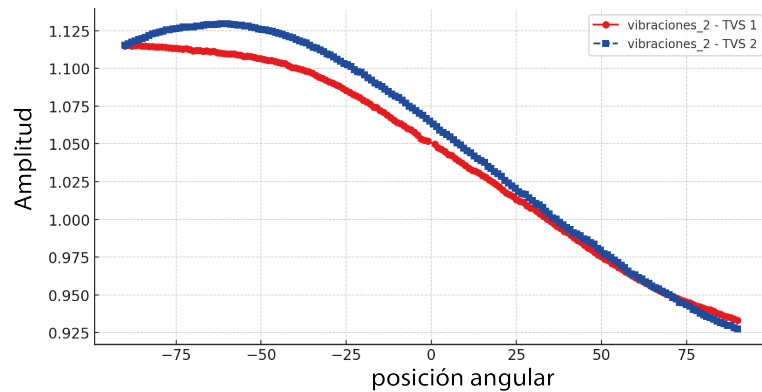


Figura 5.4: Comparación de vibraciones del módulo colocado en el apertura.

aumenta, ambas curvas experimentan un incremento progresivo en la amplitud hasta alcanzar un valor máximo, tras la curva roja comienza a decrecer mientras que la curva azul se mantiene en valores elevados. Este comportamiento sugiere que el módulo mini TVS 2 presenta una mayor amplificación de vibraciones con el aumento de la posición angular, lo que podría estar relacionado con diferencias en la estabilidad estructural, la distribución de masas o los efectos inerciales del sistema.

En la Fig. 5.3, se observa nuevamente que la amplitud de las vibraciones en mini TVS 2 es mayor que en mini TVS1 a lo largo de casi todo el rango angular, siendo esta diferencia más notable en valores negativos de la posición angular. Conforme la posición angular aumenta, ambas curvas tienden a converger, estabilizando sus amplitudes en valores similares. Este comportamiento indica que el módulo mini TVS 2 experimenta una mayor transmisión de vibraciones, lo cual puede estar influenciado por la presencia del motor DC en rotación. La diferencia en entre las gráficas entre ambos módulos sugiere que el diseño y la distribución afectan directamente la propagación de vibraciones

dentro del sistema.

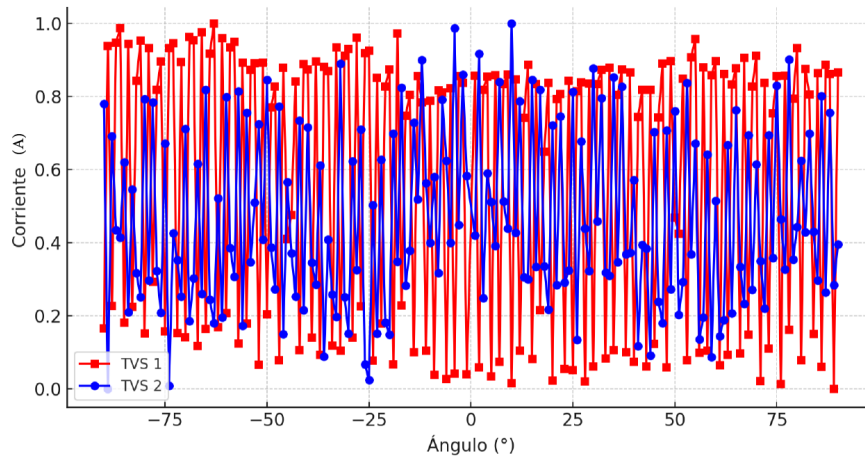


Figura 5.5: Comparación de consumo de corriente .

La gráfica de la Fig. 5.5 muestra la progresión del consumo de corriente en función del ángulo mientras el sistema se mantiene estático en diferentes posiciones angulares. Durante la captura de datos, se observa que el consumo de corriente no es uniforme, sino que presenta oscilaciones significativas en ambos módulos (mini TVS 1 y mini TVS 2). Este comportamiento sugiere que el sistema requiere correcciones dinámicas para compensar factores como la fricción, la distribución de masa y posibles variaciones en la eficiencia del motor.

Al realizar las mediciones en una posición estática permitió determinar la cantidad de energía necesaria para mantener una determinada posición angular sin interferencias externas de aceleraciones o cambios bruscos en el sistema. Las oscilaciones en el consumo, son resultado de ajustes del motor para mantener la estabilidad del sistema, especialmente debido a las irregularidades en la estructura.

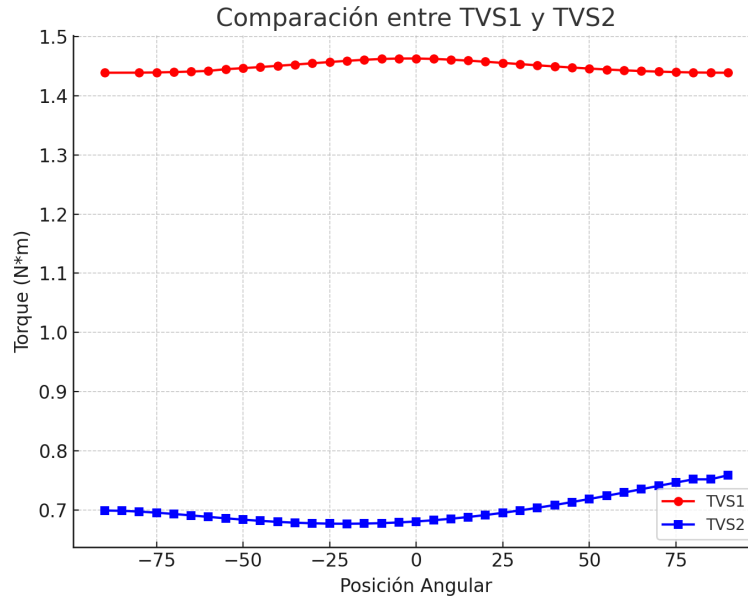


Figura 5.6: Comparativa en el torque entre ambos prototipos.

Dado que el torque está directamente relacionado con el consumo de corriente y la eficiencia del sistema, se puede afirmar que una mayor área bajo la curva implica un mayor gasto (Fig. 5.6). Este resultado prueba que el mini TVS 1 está experimentando pérdidas energéticas, probablemente debido a factores como fricción, desbalanceo de masas o una demanda excesiva de torque en posiciones donde se tiene un aumento de momento de inercia.

El comportamiento del torque a lo largo de la posición angular demuestra que el consumo energético no es uniforme en todas las posiciones. En algunos puntos, el torque se mantiene relativamente estable, mientras que en otros experimenta variaciones, lo que confirma que la distribución de masa e inercia del sistema, la fricción en diferentes ángulos y la necesidad de aplicar más torque en ciertas posiciones afectan directamente el rendimiento del sistema. Para conocer el consumo energético total del sistema, se procedió a calcular el área bajo la curva de torque respecto al tiempo. Como resultado, se obtuvo un consumo energético de 1.029843932 Joules para el prototipo mini TVS 1, mientras que el prototipo mini TVS 2 presentó un consumo de 0.511753805 Joules, evidenciando una reducción del 50.31 % en términos de consumo energético.

Para representar visualmente la desviación estándar de la estimación de coordenadas rectangulares, se generó una mapa de colores con resolución de 256 niveles (Fig 5.7 y

Fig 5.8). Esta representación permite identificar fácilmente las zonas de mayor y menor variabilidad en los datos, facilitando el análisis espacial del comportamiento dinámico del sistema, donde los valores pequeños están en tonos azules (baja desviación estándar) y los valores altos en tonos rojos (alta desviación estándar).

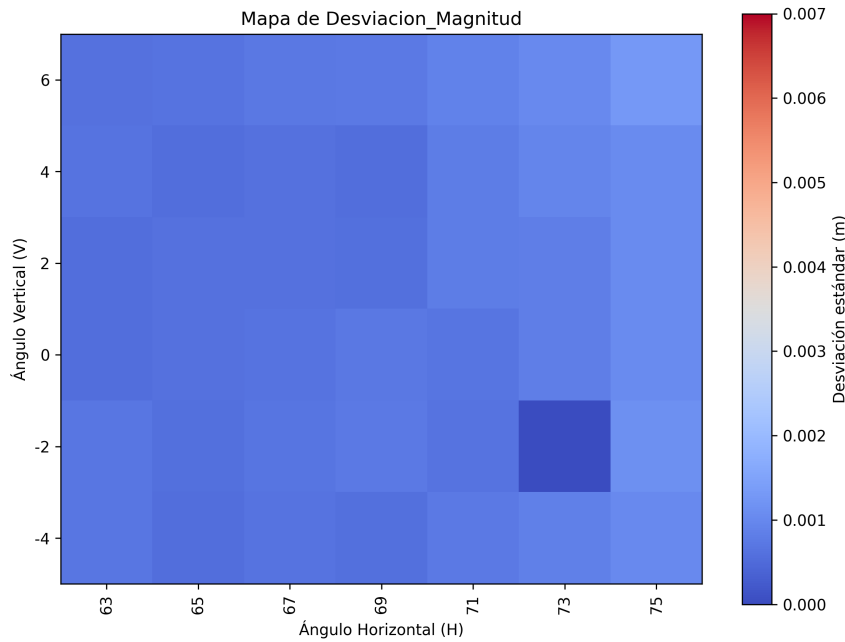


Figura 5.7: Desviación estándar Mini TVS 1.

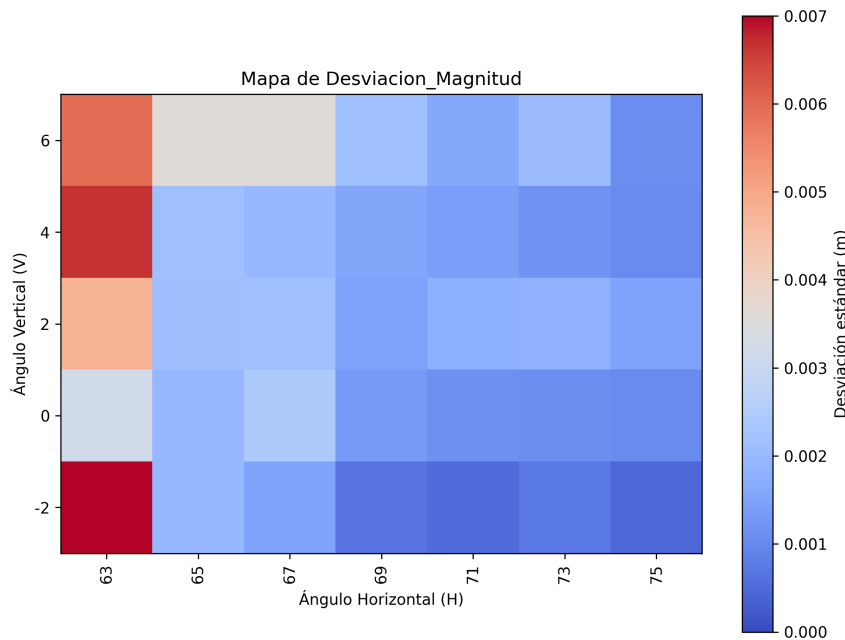


Figura 5.8: Desviación estándar TVS 2.

Al analizar las figuras 5.7 y 5.8, que representan los mapas de desviación estándar

en función de los ángulos horizontales y verticales para los prototipos mini TVS 1 y mini TVS 2, se identifican diferencias significativas tanto en la distribución como en la magnitud de las desviaciones. En la Figura 5.7, correspondiente al mini TVS 1, las zonas con máxima desviación estandar se encuentran en el extremo superior derecho del mapa, con valores que alcanzan hasta aproximadamente 0.0012 m. Estas desviaciones son en realidad considerablemente bajas en términos absolutos, lo cual refleja un elevado nivel de precisión en la medición de posiciones angulares.

Por otro lado, la Fig. 5.8 del prototipo mini TVS 2 presenta una distribución mixta de desviaciones. Así que, el análisis de la escala de color revela que los valores de desviación estándar alcanzan hasta 0.007 m, lo que representa un incremento de aproximadamente 7 veces la magnitud respecto al mini TVS 1. Esto indica que el mini TVS 2 presenta una menor precisión en términos cuantitativos.

Esta discrepancia entre la homogeneidad visual y los valores reales sugiere que el mini TVS 2, si bien puede ofrecer una respuesta más regular en términos de comportamiento mecánico, introduce un mayor error sistemático en el posicionamiento angular. En consecuencia, se concluye que el mini TVS 1 ofrece un desempeño superior en precisión.

Es importante señalar que el aumento en la desviación estándar en el mini TVS 2 se debe a la diferencia en la longitud de la línea base con respecto al mini TVS 1, entendida como la distancia entre los módulos de apertura y posicionador. Esta característica influye directamente en la dispersión angular registrada: mientras mayor sea dicha distancia, se atenúan las desviaciones, ya que pequeñas variaciones angulares producen desplazamientos lineales relativamente menores. En contraste, una línea base más corta amplifica estas desviaciones. En este caso, el mini TVS 1 posee una línea base de 20 cm, mientras que el mini TVS 2 tiene una distancia reducida de 15 cm, lo cual contribuye significativamente a los mayores valores de desviación observados en este último.

# Conclusiones

En la evaluación del consumo energético de dos prototipos de un sistema de barrido láser, se midió el área bajo la curva de consumo de corriente como indicador de la energía utilizada. Los resultados revelaron una diferencia significativa: el prototipo mini TVS 1 consumió 1.0298 Joules, mientras que el mini TVS 2 requirió solo 0.5117 Joules. Esto implica que el mini TVS 1 consume aproximadamente el doble de energía que el mini TVS 2, con una diferencia del 50.31%. Esta variación sugiere que el mini TVS 1 presenta mayores pérdidas energéticas, ya que parte de la energía suministrada no se traduce en movimiento útil, sino que se disipa en forma de calor, vibraciones u otras ineficiencias. Entre las posibles causas se encuentran el desbalanceo de masas, que incrementa el esfuerzo requerido para desplazar componentes; la fricción entre partes móviles, que introduce resistencia al movimiento; y una posible demanda excesiva de torque en determinadas posiciones, que eleva el consumo sin mejorar el rendimiento. En conjunto, estos factores pueden afectar negativamente la eficiencia del sistema. Por lo tanto, los resultados indican que el prototipo mini TVS 2 es notablemente más eficiente energéticamente.

En el análisis del funcionamiento de ambos prototipos, se ha observado que el consumo de corriente no se mantiene constante, sino que presenta variaciones significativas dependiendo del ángulo de movimiento. Estas oscilaciones reflejan una demanda energética variable en los módulos del sistema, lo cual sugiere la influencia de diversos factores en su rendimiento dinámico. Entre estos factores se encuentran la fricción, generada por el rozamiento entre componentes móviles; la distribución desigual de la masa, que obliga al motor a realizar un esfuerzo adicional en determinados ángulos; y

la variación en la eficiencia del motor según la posición. Estas perturbaciones afectan directamente la estabilidad del sistema y pueden comprometer la precisión del barrido láser, ya que las fluctuaciones en el consumo eléctrico inciden en la velocidad y posición del haz, disminuyendo la calidad de los datos recolectados.

El análisis del comportamiento dinámico del sistema ha evidenciado que el torque no se mantiene constante durante el movimiento angular, sino que presenta variaciones significativas en función de la posición. Estas fluctuaciones permiten identificar zonas del recorrido en las que el torque permanece relativamente estable y otras en las que cambia de forma abrupta, lo cual revela aspectos fundamentales del funcionamiento del sistema. Dichas variaciones están asociadas a diversos factores, siendo especialmente relevantes la distribución de masa e inercia, que determinan la resistencia al movimiento en función del ángulo, y la fricción, que varía según la interacción entre las partes móviles. Estos elementos influyen directamente en la cantidad de fuerza que el motor debe aplicar para mantener el movimiento, afectando así la eficiencia energética del sistema.

Durante los periodos de reposo del sistema de barrido láser, se ha detectado que el motor no permanece completamente inactivo, sino que realiza ajustes continuos de baja magnitud con el objetivo de mantener la estabilidad del sistema. Estos micro ajustes, aunque necesarios para conservar la posición y evitar desviaciones, generan picos intermitentes en el consumo energético, reflejando un comportamiento dinámico incluso en ausencia de movimiento angular. El análisis comparativo entre prototipos muestra que estos picos son más frecuentes y pronunciados en el prototipo con mayor consumo energético, lo que sugiere deficiencias en su diseño estructural o en la distribución de masa. En particular, se requiere un mayor esfuerzo por parte del motor para compensar desequilibrios o inestabilidades, lo cual incrementa la demanda energética incluso en estado de reposo.

Con el propósito de analizar la variabilidad en la obtención de coordenadas del sistema de barrido láser, se empleó una técnica de visualización que convierte los valores de desviación estándar en imágenes codificadas por color, utilizando un modelo RGB con 256 niveles de intensidad. En este enfoque, cada nivel representa un grado distinto de dispersión en los datos, lo que permite observar de forma clara cómo varía la precisión

del sistema en diferentes posiciones. Las regiones en tonos azules indican zonas con baja desviación estándar, lo que refleja una alta estabilidad y precisión en la obtención de coordenadas. En cambio, las áreas representadas en tonos rojos corresponden a zonas donde la desviación es más alta, sugiriendo mayor inestabilidad en los datos registrados.

El estudio de las vibraciones en los prototipos muestra que existen diferencias importantes en la forma en que cada uno responde a los movimientos del sistema. Se encontró que en el subsistema de apertura, el prototipo mini TVS 2 presenta vibraciones más intensas, lo que podría deberse a una menor rigidez o a una mala distribución del peso. En cambio, en el subsistema del posicionador, es el mini TVS 1 el que vibra más, lo que indica que su diseño presenta otro tipo de retos relacionados con la estabilidad durante el funcionamiento.

Un aspecto común en ambos prototipos es que las vibraciones cambian dependiendo del ángulo en el que se encuentra el sistema. Esto quiere decir que hay posiciones donde el sistema es más estable y otras donde se vuelve más inestable. Detectar estas zonas críticas es muy importante, ya que pueden afectar directamente la precisión del láser. Cada prototipo presenta ventajas específicas dependiendo del subsistema evaluado. En el caso del subsistema de apertura, mini TVS 1 muestra un comportamiento más estable, con niveles de vibración más bajos a lo largo del movimiento angular. Por el contrario, en el subsistema del posicionador, es mini TVS 2 el que presenta una mejor respuesta, con vibraciones de menor amplitud.

# Bibliografía

- [1] Bingbing Zhang, Fei Xue, Tigang Ning, Li Pei, Jingjing Zhen, Jing Li, and Jianshuai Wang. An inclined pendulum fbg accelerometer sensor for measuring low-frequency vibrations. *Optics and Lasers in Engineering*, 186:108805, 2025.
- [2] Nicola D'Apuzzo. 3d body scanning for medical applications. In *Proceedings of the 1st International Conference on 3D Body Scanning Technologies*, 2007.
- [3] Rubén Alaniz-Plata, Oleg Sergiyenko, Wendy Flores-Fuentes, and Julio C. Rodríguez-Quinonez. Ros and stereovision collaborative system. In *Optoelectronic Devices in Robotic Systems*, pages 71–113. Springer, 2022.
- [4] Luis C. Basaca-Preciado, Oleg Yu. Sergiyenko, Julio C. Rodríguez-Quinonez, Xochitl García, Vera V. Tyrsa, Moises Rivas-Lopez, Daniel Hernandez-Balbuena, Paolo Mercorelli, Mikhail Podrygalo, Alexander Gurko, Irina Tabakova, and Oleg Starostenko. Optical 3d laser measurement system for navigation of autonomous mobile robot. *Optics and Lasers in Engineering*, 54:159–169, 2014.
- [5] Wendy Flores-Fuentes, Moises Rivas-Lopez, Oleg Sergiyenko, Felix F. Gonzalez-Navarro, Javier Rivera-Castillo, Daniel Hernandez-Balbuena, and Julio C. Rodríguez-Quinonez. Combined application of power spectrum centroid and support vector machines for measurement improvement in optical scanning systems. *Signal Processing*, 98:37–51, 2014.
- [6] Julio C Rodriguez-Quinonez, Oleg Sergiyenko, Felix F. Gonzalez-Navarro, Luis Basaca-Preciado, and Vera Tyrsa. Surface recognition improvement in 3d medical

- laser scanner using levenberg–marquardt method. *Signal Processing*, 93(2):378–386, 2013.
- [7] L. Lindner, O. Sergiyenko, J. C. Rodríguez-Quiñonez, M. Rivas-Lopez, D. Hernandez-Balbuena, W. Flores-Fuentes, F. Natanael Murrieta-Rico, and V. Tyrsa. Mobile robot vision system using continuous laser scanning for industrial application. *Industrial Robot: An International Journal*, 43(4):360–369, 2016.
- [8] Sarita Kumari. Vibration measurement using accelerometer sensor and fast fourier transform. In M. Chakraborty et al., editor, *Trends in Wireless Communication and Information Security*, volume 740 of *Lecture Notes in Electrical Engineering*, pages 273–280. Springer Nature Singapore Pte Ltd., Singapore, 2021.
- [9] Peng Jing-hui, Wang Qiang, and Zhang Ying-dong. Vibration problems and application of vibration reduction system in engineering. In *2018 3rd International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering (ICMCCE)*, pages 26–30. IEEE, 2018.
- [10] Azima DLI. Introducción al análisis de vibraciones. <https://www.termogram.com/images/pdf/analisis-vibraciones/introduccion-al-analisis-de-vibraciones-azima-dli.pdf>, s.f. Consultado en marzo de 2025.
- [11] Hui Zhi, Sizhong Chen, and Lin Yang. Application of dynamic vibration absorber in torsional vibration optimization of transmission system. In *2018 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)*, pages 335–340. IEEE, 2018.
- [12] G. Silva-Navarro and F. Beltrán-Carbajal. A variable frequency vibration absorption approach in flexible mechanical structures. In *2015 12th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control (CCE)*, pages 1–6. IEEE, 2015.

- [13] Jianfeng Hong, Shanming Wang, Yuguang Sun, and Haixiang Cao. An effective method with copper ring for vibration reduction in permanent magnet brush dc motors. *IEEE Transactions on Magnetics*, 54(11):1–5, 2018.
- [14] Jingjing Hu, Jiayun Xu, Can Zhang, Haifeng Bi, and Yiqian Yang. Research on equivalent simplified model of multi-level vertical isolated structure under heavy-haul train vibration. In *2016 IEEE International Conference on Intelligent Transportation Engineering (ICITE)*, pages 207–211. IEEE, 2016.
- [15] Ramón Cala Aiello and Aida Cristina Delgado. Metodología para la determinación del momento de inercia de un sistema de dos cuerpos que rotan alrededor de un eje fijo. *Latin-American Journal of Physics Education*, 10(4):4323–1–4323–6, 2016.
- [16] Indar Chaerah Gunadin, Zaenab Muslimin, and Agus Siswanto. Transient stability improvement using allocation power generation methods based on moment inertia. In *2017 International Conference on Electrical Engineering and Informatics (ICELTICs)*, pages 147–152, 2017.
- [17] Wendy Flores-Fuentes, Gabriel Trujillo-Hernández, Iván Y. Alba-Corpus, Julio C. Rodríguez-Quinonez, Jesús E. Mirada-Vega, Daniel Hernández-Balbuena, Fabian N. Murrieta-Rico, and Oleg Sergiyenko. 3d spatial measurement for model reconstruction: A review. *Measurement*, 207:112321, 2023.
- [18] Ange Angel Rosa. Momento de inercia. Documento académico interno, 2012. Apuntes de Mecánica de Sólidos II.
- [19] Junhui ZHANG, Qun CHAO, and Bing XU. Analysis of the cylinder block tilting inertia moment and its effect on the performance of high-speed electro-hydrostatic actuator pumps of aircraft. *Chinese Journal of Aeronautics*, 31(1):169–177, 2018.
- [20] Mingzhe Zhao, Xiaojun Shen, and Fei Jiang. Research on mechanical vibration measurement method based on event camera. In *2023 3rd International Conference on Energy Engineering and Power Systems (EEPS)*, pages 528–532, 2023.

- [21] Yugam Singh Kushwaha, Namana Sri Hemanth, Nitesh Dhar Badgayan, and Santosh Kumar Sahu. Free vibration analysis of pla based auxetic metamaterial structural composite using finite element analysis. *Materials Today: Proceedings*, 56:1063–1067, 2022. First International Conference on Advances in Mechanical Engineering and Material Science.
- [22] Ruben Alaniz-Plata, Fernando Lopez-Medina, Oleg Sergiyenko, Wendy Flores-Fuentes, Julio C. Rodríguez-Quiñonez, Cesar Sepulveda-Valdez, José A. Núñez-López, David Meza-García, José Fabián Villa-Manríquez, Humberto Andrade-Collazo, and Vera Tyrsa. Extrinsic calibration of complex machine vision system for mobile robot. *Integration*, 102:102370, 2025.
- [23] Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston Jr., John T. DeWolf, and David F. Mazurek. *Mechanics of Materials*. McGraw-Hill Education, New York, 7 edition, 2015.
- [24] Alejandro Molina, Manuel Román Piña-Monarez, and Servio Tulio de la Cruz-Cháidez. Methodologic analysis of the normal strain  $\sigma_{yy}$  based on elastic deflection. *Revista Científica Tecnológica*, 24, 2023.
- [25] James M. Gere and Barry J. Goodno. *Mechanics of Materials*. Cengage Learning, Boston, MA, 8th edition, 2012.
- [26] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education, New York, 10th edition, 2015.
- [27] P.E. Vargas, E. Oñate, and S. Oller. Formulación de elementos finitos para vigas de sección abierta formadas por laminados compuestos incluyendo las deformaciones tangenciales por cortante y torsión. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 30(4):238–246, 2014.
- [28] O. C. Zienkiewicz and R. L. Taylor. *The Finite Element Method: Volume 1, The Basis*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 5th edition, 2000.

- [29] R. D. Cook, D. S. Malkus, M. E. Plesha, and R. J. Witt. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. John Wiley & Sons, New York, 4th edition, 2001.
- [30] Steven W. Smith. *The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing*. California Technical Publishing, San Diego, CA, 1997.
- [31] Alan V. Oppenheim and Ronald W. Schaffer. *Discrete-Time Signal Processing*. Pearson, Upper Saddle River, NJ, 3rd edition, 2010.
- [32] John G. Proakis and Dimitris G. Manolakis. *Digital Signal Processing: Principles, Algorithms, and Applications*. Pearson, Boston, 4th edition, 2006.
- [33] Daniel J. Inman. *Engineering Vibration*. Pearson Education, Boston, 4th edition, 2014.
- [34] D. J. Ewins. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. Research Studies Press, Baldock, 2nd edition, 2000.
- [35] W. Bolton. *Mechatronics: Electronic Control Systems in Mechanical and Electrical Engineering*. Pearson, Harlow, 6th edition, 2015.
- [36] Syed A. Nasar. *Electric Machines and Power Systems*. McGraw-Hill, New York, 1993.
- [37] Stephen J. Chapman. *Electric Machinery Fundamentals*. McGraw-Hill Education, New York, 5th edition, 2011.
- [38] Austin Hughes and Bill Drury. *Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications*. Newnes, Oxford, 4th edition, 2013.
- [39] Sam Stuart. *DC Motors, Speed Controls, Servo Systems: An Engineering Handbook*. Elsevier, Oxford, 3rd edition, 1972.
- [40] V. V. Athani. *Stepper Motors: Fundamentals, Applications and Design*. New Age International, New Delhi, 1997.

- [41] Fouad Sabry. *Stepper Motor: Precision Control for Robotic Applications*. Barnes & Noble, New York, 2025.
- [42] J. L. Meriam and L. G. Kraige. *Engineering Mechanics: Dynamics*. Wiley, Hoboken, NJ, 6th edition, 2006.
- [43] J. E. Shigley and C. R. Mischke. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, New York, 10th edition, 2015.
- [44] William T. Thomson and Marie D. Dahleh. *Theory of Vibration with Applications*. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 5th edition, 1998.
- [45] Lubos Smolik, Stepan Dyk, and Jan Rendl. Role of dynamic unbalance in dynamics of turbocharger rotors. *International Journal of Mechanical Sciences*, 249:108237, 2023.
- [46] Weizheng Mao and Ali H Nayfeh. Nonlinear interactions in a rotor with an active magnetic actuator. *Nonlinear Dynamics*, 21(1):75–93, 2000.
- [47] Singiresu S. Rao. *Mechanical Vibrations*. Pearson, Upper Saddle River, NJ, 5th edition, 2011.
- [48] Y. Yang and Y. Wang. Nonlinear energy sink for a flywheel system vibration reduction. *Journal of Sound and Vibration*, 432:1–14, 2018.
- [49] Y. Zhao and H. Li. Nonlinear dynamic characteristics and stability analysis of energy storage flywheel system. *Results in Engineering*, 11:100108, 2021.
- [50] J. D. Smith and L. K. Brown. Whirling and stability of flywheel systems, part i. *Journal of Sound and Vibration*, 89(3):345–356, 1983.
- [51] J. D. Smith and L. K. Brown. Whirling and stability of flywheel systems, part ii. *Journal of Sound and Vibration*, 89(3):357–368, 1983.
- [52] Eugene Hecht. *Óptica*. Addison Wesley, Madrid, 3 edition, 2002. Revisión técnica: Rosa Weigand Talavera, José Manuel Guerra Pérez. Universidad Complutense de Madrid.

- [53] Akira Ishimaru. *Wave Propagation and Scattering in Random Media*. IEEE Press, 1997.
- [54] John E. Greivenkamp. *Field Guide to Geometrical Optics*. SPIE Press, Bellingham, WA, 2004.
- [55] Max Born and Emil Wolf. *Principles of Optics: Electromagnetic Theory of Propagation, Interference and Diffraction of Light*. Pergamon Press, Oxford, 4 edition, 1970. With contributions by A. B. Bhatia, P. C. Clemmow, D. Gabor, A. R. Stokes, A. M. Taylor, P. A. Wayman, and W. L. Wilcock.
- [56] H. A. MacLeod. Optical scattering and absorption losses at interfaces and in thin films. *Thin Solid Films*, 129(1-2):1–7, 1985.
- [57] Y. Zhou and J. Wang. Modeling and analysis of a flywheel microvibration isolation system for spacecraft. *Advances in Space Research*, 54(5):938–945, 2014.
- [58] John C. Stover. *Optical Scattering: Measurement and Analysis*. SPIE Press, Bellingham, WA, 3 edition, 2012.
- [59] Steven L. Jacques. Optical properties of biological tissues: a review. *Physics in Medicine & Biology*, 58(11):R37–R61, 2013.
- [60] Max Born and Emil Wolf. *Principles of Optics: Electromagnetic Theory of Propagation, Interference and Diffraction of Light*. Cambridge University Press, Cambridge, 7 edition, 1999.
- [61] Warren J. Smith. *Modern Optical Engineering*. McGraw-Hill, 3 edition, 2000.
- [62] Julio V. Santos Benito. *Manual de óptica geométrica*. Editorial Club Universitario, Alicante, 1997.
- [63] John E. Greivenkamp. Paraxial optics. In *Fundamental Optical Design*, chapter 2. SPIE Press, 2000.
- [64] Pantazis Mouroulis. *Geometrical Optics and Optical Design*. Oxford University Press, 1997.

- [65] Jean-Philippe Colliac. Gaussian optics. In *Intraocular Lens Calculations*, Essentials in Ophthalmology, pages 83–101. Springer, 2024.
- [66] Mahmoud Atef, Ahmed El-Assal, and Mahmoud Magdy. Analysis of the parameters affecting 3d printed parts for planar and nonplanar models. In *2022 6th International Conference on Robotics and Automation Sciences (ICRAS)*, pages 224–230, 2022.
- [67] Author(s). A review on the potential of polylactic acid based thermoplastic composites. *Journal of Materials Research and Technology*, 19:4567–4580, 2022.
- [68] Sherif A. S. Mohamed, Mohammad-Hashem Haghbayan, Antonio Miele, Onur Mutlu, and Juha Plosila. Energy-efficient mobile robot control via run-time monitoring of environmental complexity and computing workload. *arXiv preprint arXiv:2109.04285*, 2021.
- [69] Lei Zhang and Li Wang. A novel pmma composite containing multi-walled carbon nanotubes/copper phthalocyanine hybrid and its optical limiting effect. *Polymer-Plastics Technology and Engineering*, 51:6–11, 1 2012.
- [70] Jingjing Hu, Jiayun Xu, Can Zhang, Haifeng Bi, and Yiqian Yang. Research on equivalent simplified model of multi-level vertical isolated structure under heavy-haul train vibration. *2016 IEEE International Conference on Intelligent Transportation Engineering, ICITE 2016*, pages 207–211, 10 2016.
- [71] Bin Xue, Xiaoxia Yang, and Jigui Zhu. Architectural stability analysis of the rotary-laser scanning technique. *Optics and Lasers in Engineering*, 78:26–34, 2016.
- [72] Takashi Kenjo and Akira Sugawara. *Stepping Motors and Their Microprocessor Controls*. Clarendon Press, Oxford, 2nd edition, 1994.

# Apéndice A: Publicaciones

## Artículo de revista

- Extrinsic calibration of complex machine vision system for mobile robot. **Integration 2025**
- Modeling and Analysis of Nonlinear Chaotic Mechanical Dynamics in Laser Scanning Systems. **Chaos Theory and Applications 2025**

## Artículos de conferencia

- Joint calibration of Machine Vision subsystems for robust surrounding 3D perception **IECON 24**.
- Robust Control Strategy for Laser Scanning Systems with Friction and Mechanical Vibration Compensation. **IECON 2024**.
- Integration of laser scanning and projection speckle pattern for advanced pipeline monitoring. **IECON 2024**.