

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar

Análisis vibracional en ejes de propulsión marina para la detección temprana de
fisuras transversales.

INGE 2649

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Naval

Presentado por:

Cristofer José Gómez Camba

Josué Aarón Díaz Tucta

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

A mis padres, Darwin Gómez y María Camba, cuyo esfuerzo, amor y sacrificio han sido el pilar fundamental en mi vida. Gracias por brindarme cada oportunidad y por ser mi mayor inspiración; este logro es tanto mío como suyo. A mis hermanos, Manuel y María José, por su compañía y por estar siempre a mi lado en cada paso de este camino.

A mis abuelos, Ninfa Fuentes y Milton Camba, por su inagotable respaldo, por sus enseñanzas y por ser un ejemplo de fortaleza en mi vida.

A mis amigos más cercanos, por su apoyo inquebrantable, por compartir conmigo cada desafío y celebrar cada logro.

Cristofer Gómez Camba

Dedicatoria

A mis padres Ana Tucta y Daniel Díaz, por ser mi inspiración y pilar fundamental. Por brindarme las herramientas para alcanzar mis metas. Su apoyo incondicional, sacrificios y enseñanzas han sido la base de todo lo que he logrado.

A mis hermanos Isaac y Christian Diaz por estar siempre presentes y brindar su apoyo y animo en cada paso de este camino.

Josué Díaz Tucta

Agradecimientos

Ante todo, damos gracias a Dios por habernos dado la fuerza, la sabiduría y la perseverancia necesarias para llevar a cabo este proyecto.

Gracias a nuestros padres, cuyo amor incondicional, sacrificio y enseñanzas nos han proporcionado las herramientas necesarias para alcanzar nuestros objetivos.

Agradecemos sinceramente a nuestro profesor, el Dr. José R. Marín López, sus inestimables consejos, paciencia y conocimientos durante todo este proceso.

Declaración Expresa

Nosotros Cristofer José Gómez Camba y Josué Aarón Díaz Tucta acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, _____ 11 de octubre del 2024.

Autor 1

Cristofer José Gómez Camba

Autor 2

Josué Aarón Díaz Tucta

Evaluadores

MSc. María Tadea Quintuña Rodríguez

Profesor de Materia

PhD. José Rolando Marín Lopez

Tutor de proyecto

Resumen

Este proyecto consistió en el análisis vibracional de manera experimental y numérica de un modelo de eje de propulsión marina para estudiar las variaciones en las frecuencias naturales en función del área afectada por una fisura. El análisis se realizó con ejes de 1000 mm de longitud y 17 mm de diámetro con la finalidad de representar un sistema de propulsión perteneciente a un barco pesquero, además, el calibre de la fisura es 0,18 mm. Los resultados numéricos se obtuvieron implementando elementos finitos, y experimentalmente se lograron utilizando acelerómetros y martillo de impacto. Los resultados experimentales y numéricos indicaron una variación inferior al 3% hasta la segunda frecuencia natural. La influencia de las fisuras en el eje produce que las frecuencias naturales disminuyan, llegando hasta un cambio del 6% en el segundo modo de vibración con el eje al 60% del área afectada. También, la forma que adopta el eje se ve influenciada por la presencia de la fisura alcanzando a aumentar su amplitud. En conclusión, los resultados numéricos fueron validados con los experimentales demostrando que se puede identificar de manera aceptable una fisura, ubicada en la junta entre la camisa y eje, desde el 40% de la sección comprometida.

Palabras claves: Fisura, frecuencias naturales, modos de vibración, martillo de impacto

Abstract

This project consisted in the experimental and numerical vibrational analysis of a marine propulsion shaft model to study the variations in natural frequencies as a function of the area affected by a crack. The analysis was performed with shafts of 1000 mm length and 17 mm diameter in order to represent a propulsion system belonging to a fishing vessel, in addition, the crack caliber is 0.18 mm. Numerical results were obtained by implementing finite elements, and experimentally they were achieved using accelerometers and impact hammer. Experimental and numerical results indicated a variation of less than 3% up to the second natural frequency. The influence of the cracks in the shaft causes the natural frequencies to decrease, reaching up to a 6% change in the second mode of vibration with the shaft at 60% of the affected area. Also, the shape of the shaft is influenced by the presence of the crack, increasing its amplitude. In conclusion, the numerical results were validated with the experimental ones showing that a crack, located in the joint between the liner and the shaft, can be identified in an acceptable way from 40% of the compromised section.

Translated with DeepL.com (free version)

Keywords: Cracking, natural frequencies, vibration modes, impact hammer

Índice General

| | |
|---|------|
| Resumen..... | I |
| Abstract..... | II |
| Índice General..... | III |
| Abreviaturas..... | VI |
| Simbología..... | VII |
| Índice de Figuras..... | VIII |
| Índice de Tablas..... | X |
| Capítulo 1..... | 1 |
| 1. Introducción..... | 2 |
| 1.1 Descripción del problema..... | 4 |
| 1.2 Justificación del Problema..... | 6 |
| 1.3 Objetivos..... | 7 |
| 1.3.1 Objetivo General..... | 7 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos..... | 8 |
| 1.4 Marco Teórico..... | 8 |
| 1.4.1 Frecuencias naturales..... | 8 |
| 1.4.2 Vibración en sistemas continuos..... | 9 |
| 1.4.3 Excitación con impulso..... | 11 |
| 1.4.4 Método de Elementos Finitos..... | 12 |
| Capítulo 2..... | 13 |
| 2. Metodología..... | 14 |
| 2.1 Diseño de la modelo..... | 14 |

| | |
|---|----|
| 2.1.1 Definición de las dimensiones de la maqueta | 15 |
| 2.1.2 Eje del Modelo | 17 |
| 2.1.3 Fisura..... | 18 |
| 2.1.4 Soportes..... | 19 |
| 2.1.5 Construcción de la maqueta | 19 |
| 2.2 Análisis vibracional de la maqueta experimental..... | 20 |
| 2.2.1 Acelerómetros | 21 |
| 2.2.2 Martillo de impacto..... | 21 |
| 2.2.3 Descripción del método para obtener las frecuencias naturales | 22 |
| 2.3 Análisis dinámico con elementos finitos..... | 24 |
| 2.3.1 Modelado en ANSYS WORKBENCH..... | 25 |
| 2.3.2 Condiciones de soporte | 26 |
| 2.3.3 Análisis vibracional con el método de Elementos finitos | 28 |
| 2.4 Detección de fisuras usando resultados numéricos y experimentales. | 28 |
| 2.5 Análisis Económico | 29 |
| Capítulo 3..... | 30 |
| 3. Resultados y Análisis. | 31 |
| 3.1 Dimensionamiento del Esquema..... | 31 |
| 3.2 Resultados Experimentales | 32 |
| 3.2.1 Aceleraciones verticales e impulso | 33 |
| 3.2.2 Frecuencias naturales de los modelos | 34 |
| 3.3 Resultados Numéricos | 39 |

| | |
|--|----|
| 3.3.1 Convergencia de los Resultados Numéricos | 39 |
| 3.3.2 Frecuencias Naturales y Modos de vibración | 42 |
| 3.4 Comparación de resultados numéricos y experimentales | 45 |
| 3.4.1 Relación con otros estudios | 46 |
| 3.5 Análisis Económico | 48 |
| Capítulo 4..... | 50 |
| 4. Conclusiones y Recomendaciones | 51 |
| 4.1 Conclusiones | 51 |
| 4.2 Recomendaciones | 52 |
| Bibliografía | 53 |
| Apéndice | 56 |
| Apéndice A. Elementos utilizados en la metodología | 56 |
| Apéndice B. Resultados experimentales..... | 58 |
| Apéndice C. Script usado en Python para el procesamiento de datos experimentales | 62 |

Abreviaturas

| | |
|----------|--|
| ESPOL | Escuela Superior Politécnica del Litoral |
| FIMCM | Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar |
| FFT | Fast Fourier Transform |
| GDL | Grados de Libertad |
| IMO | International Maritime Organization |
| Ing. | Ingeniera |
| MEF | Método de Elementos Finitos |
| SiMarLab | Laboratorio de Sistemas Marinos |
| SOLAS | Safety Of Live At Sea |

Simbología

| | |
|----------------|----------------|
| cm | Centímetro |
| Hz | Hertz |
| Kg | Kilogramo |
| m | Metro |
| m ² | Metro Cuadrado |
| m ³ | Metro Cubico |
| mm | Milímetro |
| mV | Milivoltios |
| N | Newtons |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1 Ejes rotos de los remolcadores Tonino y Tortugo | 2 |
| Figura 2 Eje roto de una barcaza de una empresa atunera reconocida | 5 |
| Figura 3 Rotura de eje cerca del reductor en barco de pasajeros..... | 6 |
| Figura 4 Características del comportamiento vibracional | 9 |
| Figura 5 Modos de vibración de un sistema continuo | 10 |
| Figura 6 Parámetros cuantificables..... | 11 |
| Figura 7 Sistema de propulsión marino prototipo | 15 |
| Figura 8 Representación de sistema propulsivo simplificado | 16 |
| Figura 9 Representación de fisura | 18 |
| Figura 10 Modelo de soportes elaborados con vigas L | 19 |
| Figura 11 Modelado 3D de la maqueta utilizada en el método experimental..... | 20 |
| Figura 12 Método de impacto en el eje..... | 22 |
| Figura 13 Flujograma de Ensayo Modal..... | 24 |
| Figura 14 Modelado del sistema con elemento finitos utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Static Structural” | 26 |
| Figura 15 Modelado de la fisura transversal en el eje utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Static Structural” | 26 |
| Figura 16 Modelado del bocín de bronce y caucho con resortes utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Static Structural” | 27 |
| Figura 17 Análisis vibracional de un modelo de propulsión marino utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Modal” | 28 |
| Figura 18 Relación de dimensiones entre modelo y prototipo | 32 |
| Figura 19 Aceleraciones verticales del eje producidas por un impacto sobre el disco..... | 33 |
| Figura 20 Acercamiento a las señales típicas de aceleración | 34 |

| | |
|---|----|
| Figura 21 Acercamiento al impulso..... | 34 |
| Figura 22 Impulso aplicado experimentalmente en cada nodo de los cuatro ejes..... | 37 |
| Figura 23 Transformada de Fourier de aceleración (Impacto en el disco) | 38 |
| Figura 24 Variación de frecuencias debido a la influencia de fisuras..... | 39 |
| Figura 25 Comparación de mallado..... | 40 |
| Figura 26 Modelado de soportes..... | 41 |
| Figura 27 Vista longitudinal de las condiciones para el soporte..... | 42 |
| Figura 28 Modos de Vibración obtenidos de ANSYS | 43 |
| Figura 29 Variación de la frecuencia natural en función del área transversal de la fisura respecto a la frecuencia natural del eje sin fisura. | 44 |
| Figura 30 Variación de la amplitud de desplazamiento del eje con el Modo de vibración 2 . | 45 |
| Figura 31 a) Modelo experimental realizado por Tlaisi et al b) Modelo realizado en el presente estudio..... | 47 |
| Figura 32 Decremento de la frecuencia natural en función de la profundidad como porcentaje del diámetro del eje..... | 48 |
| Figura 33 Ejes de acero inoxidable y posición de fisura | 56 |
| Figura 34 Acelerómetro Brüel & Kjær 4370 | 56 |
| Figura 35 Martillo de impacto PCB Piezotronics modelo 086C03 | 57 |
| Figura 36 Modelo de Sistema de Propulsión Marina del presente estudio..... | 57 |
| Figura 37 Transformada de Fourier de aceleración (Impacto en el medio del eje) | 61 |
| Figura 38 Transformada de Fourier de aceleración (Impacto en las proximidades del reductor)..... | 61 |

Índice de Tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1 Características del sistema propulsivo prototipo..... | 15 |
| Tabla 2 Dimensiones del eje en otros métodos experimentales de referencia | 16 |
| Tabla 3 Porcentaje del Área transversal afectada por las fisuras | 18 |
| Tabla 4 Dimensiones del Prototipo real y del esquema experimental con las respectivas relaciones de semejanza | 32 |
| Tabla 5 Frecuencias naturales experimentales del eje sin fisura por prueba..... | 36 |
| Tabla 6 Frecuencias naturales experimentales del eje sin fisura..... | 38 |
| Tabla 7 Resultado de la primera frecuencia natural de los 2 modelos de discretizados del mallado..... | 40 |
| Tabla 8 Descripción de malla tipo 1 y 2..... | 40 |
| Tabla 9 Frecuencias naturales del modelo sin fisura..... | 43 |
| Tabla 10 <i>Frecuencias naturales del modelo sin fisura para la metodología experimental y numérica, con el correspondiente porcentaje de variación entre ambos resultados</i> | 46 |
| Tabla 11 Costos asociados a la situación optimista y extrema de la rotura de un eje en una gabarra durante sus operaciones normales en altamar | 49 |
| Tabla 12 Especificaciones técnicas de Acelerómetro..... | 56 |
| Tabla 13 Frecuencias naturales experimentales del eje con 20% del área transversal afectada | 58 |
| Tabla 14 Frecuencias naturales experimentales del eje con 40% del área transversal afectada | 59 |
| Tabla 15 Frecuencias naturales experimentales del eje con 60% del área transversal afectada | 60 |

Capítulo 1

1. Introducción

La tripulación a bordo de un barco enfrenta la dificultad de detectar fallas en el eje propulsivo antes de que sean considerables y finalmente produzcan su rotura total. Aun cuando se mantiene un personal encargado de revisar los ejes de manera constante se puede llegar a tener fisuras localizadas dentro del túnel, en donde el entorno estanco impide cualquier inspección directa. Por ejemplo en la Figura 1 se muestran la rotura de ejes cerca de las camisas, ocurrida en un remolcador portuario, (Román Verdesoto, 1987). Estas situaciones destacan la importancia de encontrar mecanismos de detección de fisuras en eje propulsivos marinos de manera efectiva, para así evitar problemas mayores.

Figura 1

Ejes rotos de los remolcadores Tonino y Tortugo



Nota: Ejes rotos cerca de las camisas. Tomado de (Román Verdesoto, 1987)

Las fisuras afectan la sección transversal activa y llevan a una reducción en la rigidez de los ejes de propulsión marina, lo que finalmente produce variaciones en su forma de vibrar. En el punto de la rajadura se presenta una disminución de la sección transversal local del material, por lo cual el eje no puede soportar las mismas cargas (Jweeg et al., 2019). Este cambio también se ve reflejado en el comportamiento dinámico del sistema propulsivo (Rao, 2011). La alteración en la rigidez del eje es el principal motivo por el cual las frecuencias naturales cambian su magnitud (Pardeshi & Deore, 2017). Por estas razones, la

monitorización constante de estas frecuencias naturales y modos de vibración destaca como la opción principal para la pronta identificación de fisuras.

Las grietas pueden aparecer en los ejes en diferentes configuraciones geométricas debido a efectos de fatiga por consecuencia del funcionamiento de las máquinas rotativas. Las fisuras se clasifican según su orientación con respecto al eje de rotación, en tres grupos: longitudinales, oblicuas y transversales (Nawaf Haji, 2015). Las grietas longitudinales son fisuras paralelas al eje de rotación, y son poco frecuentes. Las grietas oblicuas aparecen en ángulo con respecto al eje pero son menos frecuentes que las fisuras transversales (Tlaisi et al., 2012). Las transversales generalmente son las más peligrosas, ya que su presencia afecta significativamente a la seguridad y comportamiento dinámico de las máquinas. Se presentan de manera perpendicular al eje de rotación y como consecuencia causan una reducción del segundo momento del área de sección transversal (Nawaf Haji, 2015).

A lo largo de los últimos años investigadores han desarrollado diferentes métodos experimentales desarrollados en laboratorios para la detección de grietas en ejes. Las pruebas de vibración son consideradas un método tradicional dentro del campo de la ingeniería naval, teniendo la opción de realizarlos de manera rotacional y no rotacional, registrando su amplitud para identificar cambios en los modos de vibraciones (Tlaisi et al., 2012). Para estas pruebas, se pueden utilizar acelerómetros o extensómetros ubicados a lo largo del sistema propulsivo para una mayor efectividad (Jain et al., 2016). Las técnicas experimentales brindan una amplia gama de opciones para identificar las frecuencias naturales de un sistema de acuerdo con los recursos presentes en la investigación.

El método numérico de elementos finitos (MEF), es una herramienta que permite una investigación modal para estudiar y analizar el comportamiento dinámico de un eje con grieta. La capacidad de este método para el modelado 3D y la facilidad para la simulación de ejes fisurados transversalmente conducen a generar un sistema con un comportamiento

dinámico similar al de un rotor real (Pardeshi & Deore, 2017). En resumen, el MEF permite determinar las frecuencias naturales del eje con y sin fisura con mayor rapidez y flexibilidad, permitiendo optimizar las condiciones y los recursos.

Este proyecto pretende analizar los cambios en el comportamiento vibracional de un modelo de sistema de propulsión marino mediante métodos experimentales y numéricos. Para la cual, se construirá una maqueta experimental que represente el prototipo establecido para registrar variaciones en las frecuencias naturales y modos de vibración utilizando el método de impulso. Por otro lado, los datos experimentales servirán para validar el modelo numérico que se elaborará utilizando MEF estableciendo así una herramienta digital fácilmente escalable y precisa. En conclusión, este estudio define los principales lineamientos para una detección temprana de grietas en los sistema de propulsión marinos para evitar posibles accidentes.

1.1 Descripción del problema

En los últimos años varias barcas, pertenecientes a una empresa atunera reconocida en el mercado, han presentado problemas con su sistema propulsivo durante un corto período de tiempo. Según reporta el Ing. Jamil Moreira, “En el año 2021, durante la navegación de algunas barcas se produjo roturas en sus ejes, los operarios sintieron que el motor estaba trabajando, pero no se avanzaba, además la caja reductora estaba trabada”. También mencionó “la dificultad de realizar inspecciones visuales al eje, ya que, la mayor parte de este elemento se encuentra dentro del alefriz y codaste en este tipo de embarcación”. Concluyendo que las fracturas se produjeron al inicio y final de los bocines de bronce derivado de una propagación crítica de una pequeña fisura en el eje, Figura 2. (Jamil Moreira, 2024). Con ello, se resalta la complejidad que tienen los operarios al revisar los ejes, dado que estas fallas pasan desapercibidas en sus primeras fases.

Figura 2

Eje roto de una barcaza de una empresa atunera reconocida



Nota: Tomado de (Jamil Moreira, 2024)

Una rajadura produce cambios en la sección activa del eje y provoca variaciones en su rigidez y resistencia. El factor más influyente en una fisura es la generación de esfuerzos mecánicos causados por tensión, flexión y cizallamiento. La presencia de estas tensiones locales sobre el eje provoca que la profundidad de la fisura se propague hasta que el elemento no soporta la carga estática y dinámica, (Bhalerao et al., 2020). Como resultado la embarcación queda a la deriva, como se puede observar en la Figura 3 (Morante, 2015) que presenta una situación de rotura de eje en un barco durante sus operaciones. En definitiva, esto destaca la importancia de un control constante de los esfuerzos y cargas presentes en el eje para evitar una posible rotura durante las operaciones de la embarcación.

Figura 3

Rotura de eje cerca del reductor en barco de pasajeros



Nota: Tomado de (Ricardo Morante, 2015)

1.2 Justificación del Problema

La rotura de eje durante la navegación en mar abierto representa un peligro considerando las condiciones climáticas adversas. Sin su sistema propulsivo, la embarcación cae en la condición conocida como “*Dead Ship*”, (IMO, 2020), susceptible a la influencia de las olas en estados de mar considerables y vientos fuertes. Así mismo, la maniobrabilidad del buque se convierte en un serio problema, lo que genera que las personas a bordo estén en peligro (SOLAS, 2009). De acuerdo con esto, la prevención de estos percances en un barco desemboca en encontrar un método adecuado para encontrar fallas en el eje de manera eficiente. Aprovechar a medir las variaciones en las características vibratorias que se producen en el eje debido a la presencia de estas fisuras permite adoptar medidas preventivas.

Los procesos que se realizan luego de que se produce una rotura de eje en un barco generan elevados costos los cuales se pueden reducir si se detectara el problema a tiempo. En primera instancia, si el buque se queda sin su impulso en medio mar es necesario que un remolcador lo lleve hasta el puerto, provocando pérdidas de tiempo y dinero en esa situación (Jamil Moreira, 2024). Un eje roto en un barco trabajando con normalidad puede dañar los

elementos del sistema propulsivo cercanos, y en casos específicos se podría perder hasta la hélice. Además, los derrames en el mar causan contaminación ambiental, lo cual significaría multas al armador (MARPOL, 1973). Por consiguiente, se resalta que la detección en etapas iniciales de una fisura en ejes de propulsión marinos impacta positivamente en la economía del armador.

El sector de ingeniería naval se encuentra en constante avance tecnológico con la finalidad de mejorar la seguridad de los buques y facilitar las actividades a los operarios. Los sensores y medidores conectados a los diferentes elementos dentro de las salas de máquinas podrían ayudar a identificar desde el puente de mando cualquier inconveniente para adoptar medidas preventivas o correctivas, (Fossen, 2002). Detectar las fisuras en un eje mediante un análisis vibracional tiene mucho potencial dentro de la industria, puesto que, si se lo lleva al siguiente nivel, con este análisis se puede elaborar un mecanismo muy útil para utilizarse dentro de las operaciones de una embarcación. En resumen, en este proyecto se plantan las bases para la elaboración de tecnología altamente funcional que ayudará al operario y capitán a detectar fisuras antes de que sean considerables, de manera más sencilla.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Analizar los cambios en las frecuencias naturales de un eje propulsor marino que posee una fisura transversal, mediante métodos numéricos y experimentales, para la detección temprana de grietas y prevención de accidentes durante las operaciones de un buque.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Analizar el comportamiento vibracional de un prototipo experimental de sistema de propulsión marina considerando un eje con fisura transversal con diferentes profundidades, empleando un martillo de impacto.
- Analizar de manera numérica las vibraciones del prototipo de sistema de propulsión marina, que tiene una fisura transversal en el eje a diferentes profundidades, mediante el método de elementos finitos.
- Comparar los cambios obtenidos en forma experimental y numérica de las frecuencias naturales y modos de vibración del eje del sistema de propulsión marino para la predicción de fisuras en futuros casos.
- Evaluar los beneficios económicos generados por la identificación a tiempo de una fisura transversal en un eje comparando con la posible situación de rotura total, para la verificación de la viabilidad financiera del proyecto.

1.4 Marco Teórico

Un sistema en equilibrio estático al verse afectado por una acción externa comienza a vibrar. Las formas de vibrar de los sistemas dinámicos tienen características que permiten estudiar de manera efectiva su comportamiento vibracional.

1.4.1 Frecuencias naturales

Las frecuencias naturales de un eje de propulsión marino reflejan las características vibratorias a través de su comportamiento dinámico cuando se somete a una excitación. La presencia de las fisuras influye en un cambio en la rigidez debido a la discontinuidad estructural que se produce. La presencia de estas rajaduras altera las condiciones originales del eje disminuyendo su capacidad para liberar energía eficientemente. Las frecuencias naturales en condiciones normales se mantendrían constantes, sin embargo, por la presencia

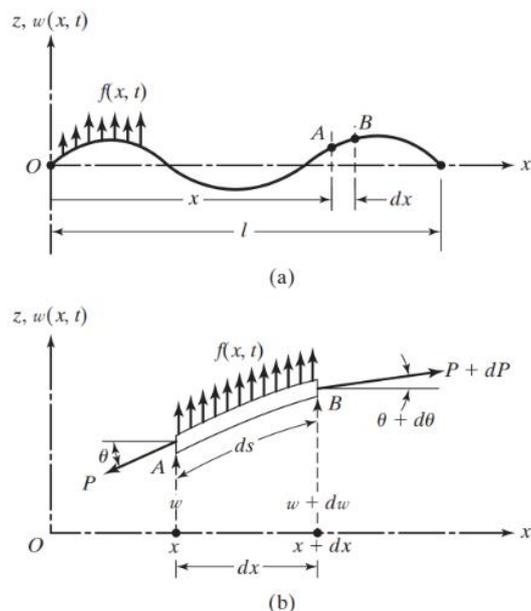
de las fisuras se ven reducidas. Medir los cambios en las frecuencias naturales permiten evaluar y adoptar medidas correctivas para evitar fallos durante las operaciones del buque.

1.4.2 Vibración en sistemas continuos

La mayoría de los sistemas se los puede modelar con una cantidad finita de grados de libertad (gdl), es decir, número de funciones que se requiere para su especificación en el tiempo. Por cada uno de estos grados de libertad se va a obtener una frecuencia natural. No obstante, en realidad todos los sistemas poseen elasticidad e inercia continuas dentro de toda su estructura interna, por lo cual no pueden ser considerados como totalmente rígidos siendo denominados sistemas continuos (Marín L, 2022). Entonces un sistema continuo posee una cantidad infinita de gdl como se observa en la Figura 4 y por consecuencia tienen un número infinito de frecuencias naturales. Entonces, un eje propulsor se lo debe considerar como un sistema continuo para un correcto estudio de su vibración y conocer las principales características de su comportamiento vibracional.

Figura 4

Características del comportamiento vibracional

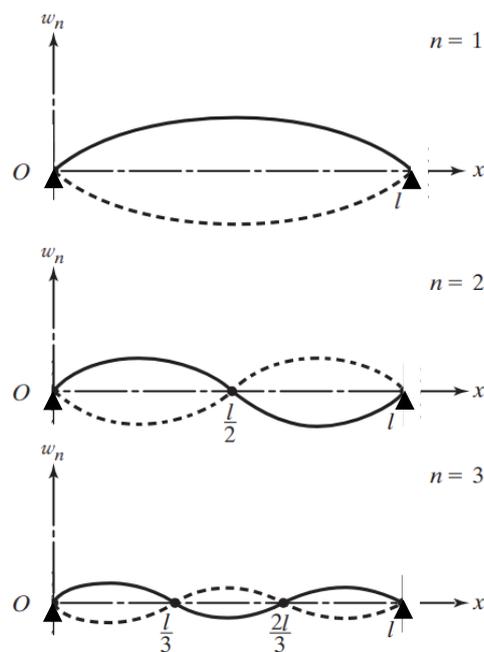


Nota: (a) Vibración en un sistema continuo (b) Sección diferencial del elemento con las fuerzas que influyen, Tomado de (Rao, 2011)

1.4.2.1 Modos de vibración. Cada una de las frecuencias naturales de un sistema continuo tiene asociado un modo de vibración diferente, es decir una forma en la que vibra el elemento. Sin embargo, las primeras frecuencias naturales son prácticamente predominantes, ya que, los siguientes se presentan con una amplitud de respuesta muy baja con lo que se las puede llegar a despreciar en muchas situaciones (Rao, 2011). En la Figura 5, se presentan los primeros 3 modos de vibración de una viga con empotramiento en sus extremos. Se resalta que la amplitud de respuesta del modo 1 por ser menor número de nodos tiende a ser más influyente que la amplitud de respuesta del modo 3. Por este motivo, los modos de vibración importantes corresponden a las primeras frecuencias naturales de un sistema continuo.

Figura 5

Modos de vibración de un sistema continuo



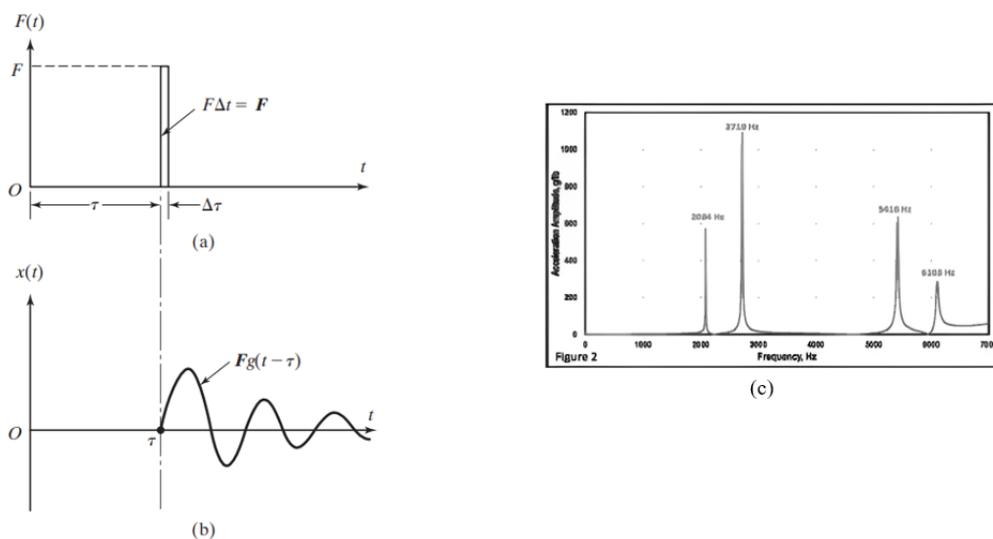
Nota: Tomado de (Rao, 2011)

1.4.3 Excitación con impulso

El impulso es una fuerza que se aplica en el elemento durante un intervalo de tiempo muy pequeño el cual produce un desequilibrio momentáneo en el sistema haciendo que el mecanismo comience a vibrar (Thomson, 1993), como se observa en la Figura 6. El método experimental de impulso es muy eficiente para la determinación del comportamiento y modos de vibración de un sistema continuo (Rao, 2011). La Transformada Rápida de Fourier (FFT) logra interpretar las mediciones realizadas por los acelerómetros ubicados a lo largo del eje como se puede observar en la Figura 6 c, en donde los picos de la gráfica representan las frecuencias naturales. Debido a esto, la excitación por impulso es un método útil con la que se puede llegar a tener las principales frecuencias naturales en un eje.

Figura 6

Parámetros cuantificables



Nota: (a) Función impulso (b) Gráfica de desplazamiento en función del tiempo de un sistema perturbado por un impulso (c) Transformada de Fourier de los datos de aceleración de un elemento vibrando, (a, b) Tomado de (Rao, 2011) (c) Tomado de (Christopher Sykora, 2020)

1.4.4 Método de Elementos Finitos

Mediante la aplicación del método de elementos finitos (MEF) se facilita la resolución de ecuaciones diferenciales parciales para describir el comportamiento vibracional de sistemas de propulsión, (Rao, 2011). El MEF discretiza el sistema considerando puntos, llamados nodos, que sirven para aproximar la solución en cada elemento en que se ha particionado el dominio. En conclusión, este método facilita el análisis con precisión de la respuesta dinámica del eje bajo diferentes condiciones, geometría y soportes.

$$[M]\{\ddot{W}\} + [K]\{W\} = 0 \quad (1.2)$$

Donde:

- $[M]$ = Matriz masa.
- $[K]$ = Matriz rigidez.
- $\{\ddot{W}\}$ = Vector aceleración.

Capítulo 2

2. Metodología

Para alcanzar los objetivos planteados en este proyecto se diseñó una metodología experimental que se complementó con el uso de métodos numéricos. Se comenzó elaborando un modelo con similaridad geométrica con el sistema de propulsión marino prototipo. La parte experimental se llevó a cabo mediante la excitación del modelo a partir de la acción de un impacto, registrando la vibración resultante, (Nawaf Haji, 2015). De igual manera, mediante el uso del método de Elementos Finitos se modeló el sistema experimental con las respectivas condiciones de fronteras y de soporte (Paredes Alejandro & Reyes Bonilla, 2021). Los resultados experimentales y numéricos se utilizaron para establecer la tendencia del comportamiento vibracional de un eje al verse afectado por una fisura transversal (Tlaisi et al., 2012). Una vez validados los resultados numéricos con los valores prácticos se intentará utilizar esta metodología para predecir efectivamente la presencia de una fisura transversal en un sistema de propulsión marino.

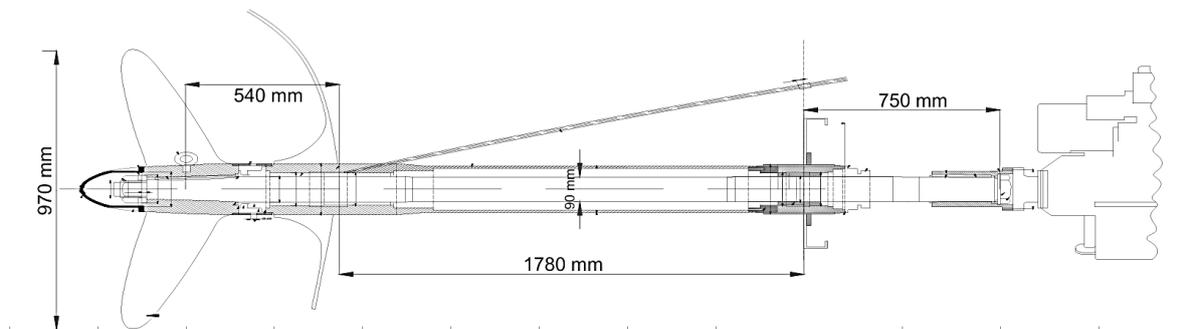
2.1 Diseño de la modelo

El diseño del modelo se basó en un sistema de propulsión perteneciente a un barco pesquero que presenta las características mostradas en la Tabla 1. Por ello, fue necesario dimensionar la maqueta experimental considerando las principales relaciones y escalas presentes en el sistema propulsivo marino prototipo (Idrovo Arellano & Galarza Benavides, 2023),

Figura 7.

Tabla 1*Características del sistema propulsivo prototipo*

| | |
|-----------------|-----------------|
| Motor | CUMMING NT855-M |
| Potencia | 201 KW |
| RPM | 1800 |
| Reducción | 2,96:1 |
| Aspas | 4 |
| Diámetro Hélice | 41" |
| DAR | 0,76 |

Figura 7*Sistema de propulsión marino prototipo*

Nota: Tomado de (Jamil Moreira, 2024)

2.1.1 Definición de las dimensiones de la maqueta

Se seleccionó la longitud y diámetro del eje considerando su similaridad con el prototipo y coherencia con estudios previos (Tlaisi et al., 2012). En la Tabla 2 se detallan los valores de longitud y diámetro de ejes de acero de las maquetas experimentales utilizadas en trabajos relacionados para la parte práctica.

Tabla 2

Dimensiones del eje en otros métodos experimentales de referencia

| Dimensiones Eje | | Fuente |
|-----------------|---------------|-------------------------|
| Longitud [m] | Diámetro [cm] | |
| 1.2 | 1.6 | (Tlaisi et al., 2012) |
| 0.9 | 2.0 | (Nagata et al., 2012) |
| 0.8 | 2.1 | (Bhalerao et al., 2020) |

Nota: Tomado de varias fuentes

Partiendo de las distancias del sistema de propulsión marino prototipo (

Figura 7) se establecieron las principales relaciones para determinar las diferentes longitudes de la maqueta experimental. En el diseño se priorizó la relación b/l para mantener las proporciones adecuadas entre ambos modelos, como se observa en la Figura 8.

$$\frac{b_{Prototipo} [cm]}{l_{Prototipo} [cm]} = \frac{b_{Maqueta} [cm]}{l_{Maqueta} [cm]}$$

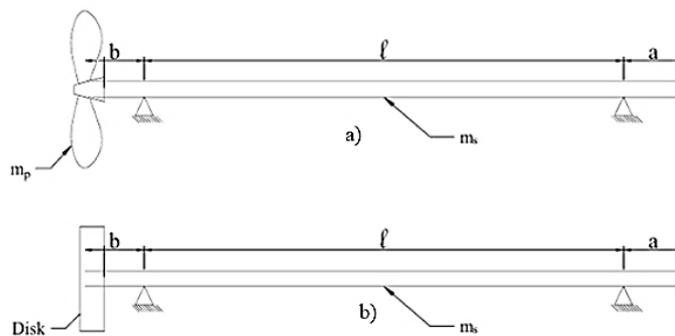
Donde:

b = La separación desde el centro de la hélice hasta el primer bocín

l = la separación desde el primer y segundo bocín

Figura 8

Representación de sistema propulsivo simplificado



Nota: Esquema simplificado de las distancias longitudinales del sistema propulsivo prototipo

(a) y de la maqueta experimental (b)

De una manera similar se estableció la relación entre el diámetro del eje y el espesor de la camisa de este para representar de manera esencial todos los parámetros a una escala adecuada. Con ello, se garantizó que el modelo experimental presenta un comportamiento equivalente al sistema original.

$$\frac{c_{Prototipo}[cm]}{D_{Prototipo}[cm]} = \frac{c_{Maqueta}[cm]}{D_{Maqueta}[cm]}$$

Donde:

c = El espesor de la camisa

D = Diámetro del eje

Por otro lado, para facilidad de construcción la hélice se la modeló con un disco sólido, como se observa en la Figura 8. El disco presente en la maqueta se dimensionó adecuadamente para simular un comportamiento similar al efecto de la hélice en el sistema de propulsión marina. Partiendo de la relación de las masas entre el eje y la hélice se estableció un parámetro válido para garantizar medidas proporcionales.

$$\frac{Mp_{Prototipo}[Kg]}{Ms_{Prototipo}[Kg]} = \frac{Mp_{Maqueta}[Kg]}{Ms_{Maqueta}[Kg]}$$

Donde:

Mp = Masa de la hélice o disco

Ms = Masa del eje

2.1.2 Eje del Modelo

El material de los ejes seleccionados para el experimento fue acero inoxidable, ya que, este posee propiedades de uso común en el ámbito naval. Entre las propiedades mecánicas tenemos su densidad y módulo de elasticidad siendo estas $8000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ y $2,07 \text{ E11 [kg/m}^2\text{]}$, respectivamente, Apéndice A, Figura 33. Se establecieron cuatro modelos con diferente nivel de área transversal afectada, Tabla 3.

Tabla 3

Porcentaje del Área transversal afectada por las fisuras

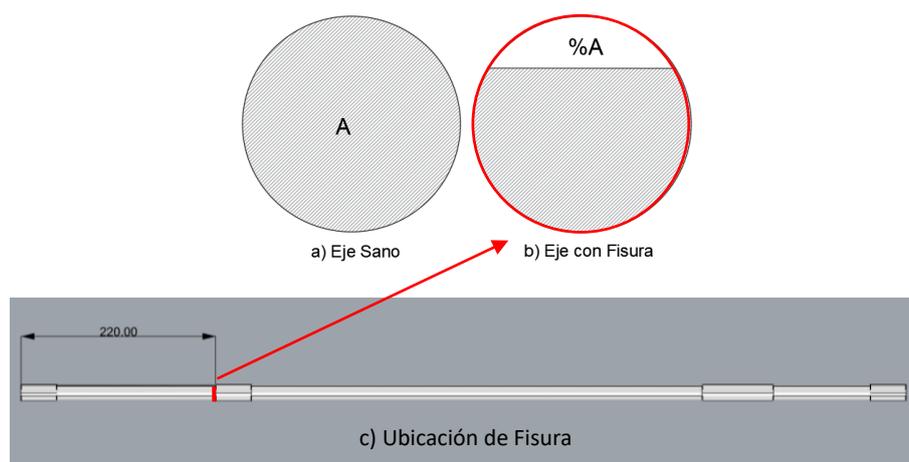
| Modelo | % Area |
|--------|--------|
| 1 | 0 |
| 2 | 20 |
| 3 | 40 |
| 4 | 60 |

2.1.3 Fisura

El análisis vibracional con el método experimental se basó en la realización de cuatro pruebas de ejes, en donde tres de estos elementos tenían una fisura a diferente porcentaje del área transversal del eje (Figura 9). La posición de la fisura se localizó entre la junta del eje con la camisa, y se realizó con corte en hilo EDM (Electrical Discharge Machining), de calibre 0,18 mm ((Figura 9 c). Por esta razón, esta perspectiva abarcó una mayor comprensión de la influencia de las fisuras en los ejes de propulsión marino; impactando en la integridad y fiabilidad del material.

Figura 9

Representación de fisura



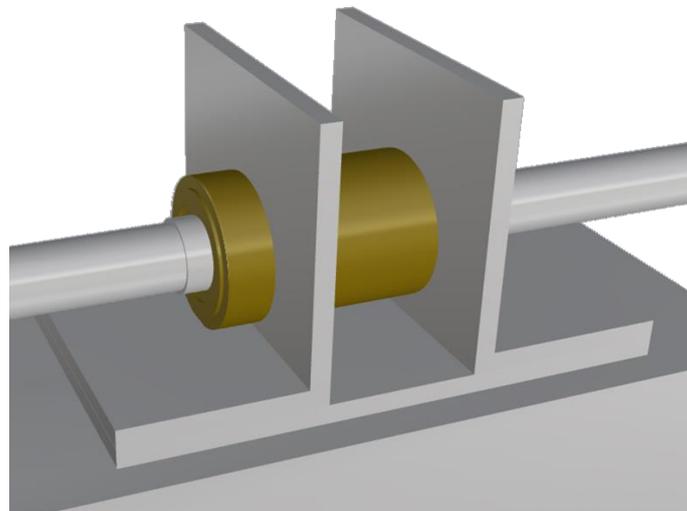
Nota: Representación transversal del eje sano (a) y con una fisura transversal a un porcentaje del área (b) Posición longitudinal de la fisura (c)

2.1.4 Soportes

Los soportes desarrollados para mantener los bocines se elaboraron con vigas tipo L de dimensiones 75x75x6 mm. Los elementos estructurales del barco que sostienen los cojinetes fueron imitados con ángulos sujetos a platinas, Figura 10, para lograr un comportamiento similar al que se observa en los sistemas propulsivos de los buques. El soporte se elaboró idealmente para restringir las traslaciones en la dirección perpendicular a los rodamientos, no obstante, el movimiento de rotación si fue permitido. Los ángulos fueron acoplados a una viga tipo C de dimensiones 100x40x6 mm para mantener todo el sistema estructural alineado y estático.

Figura 10

Modelo de soportes elaborados con vigas L



Fuente: Propia

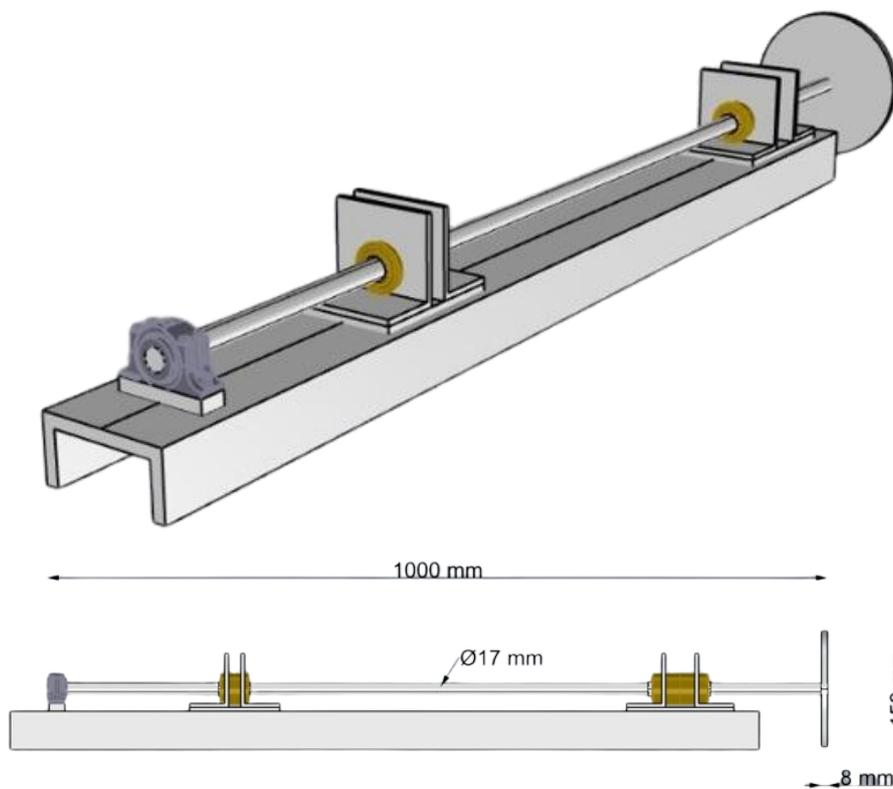
2.1.5 Construcción de la maqueta

Con las dimensiones de la maqueta definida se procedió a realizar la construcción del sistema propulsivo para efectuar el análisis vibracional mediante el método experimental. Para alcanzar una correcta funcionalidad de la camisa del eje se utilizó un eje de mayor diámetro y se lo maquinó convenientemente en un torno para poder tener las dimensiones

deseadas en las distancias correspondientes. Los soportes de los bocines se los diseñó con dos vigas L distanciados para simular el comportamiento de esa sección en el barco. Además, se implementó un rodamiento para restringir el movimiento simulando la acción del reductor. En la Figura 11, se observa el modelado 3D de la maqueta en donde se tienen en cuenta la interacción de todos los componentes y elementos del sistema en general.

Figura 11

Modelado 3D de la maqueta utilizada en el método experimental



Fuente: Propia

2.2 Análisis vibracional de la maqueta experimental

El análisis vibracional del modelo constituye un elemento fundamental para evaluar las características dinámicas, además permite determinar los cambios en las frecuencias naturales influenciados por la presencia de fisuras transversales. Las características de las vibraciones se representan por la frecuencia natural, forma modal, y factores de amortiguamiento modal, (Scott W. Doebling et al., 1996). El método experimental del ensayo

modal utilizó principalmente tres acelerómetros para registrar la vibración vertical del eje, además, el martillo de impacto se empleó para excitar el sistema. Las frecuencias naturales se obtuvieron mediante la aplicación de FFT a partir de los registros captados por los acelerómetros ubicados a lo largo del eje. En definitiva, el ensayo modal fue un método experimental adecuado para registrar las frecuencias naturales de los ejes con la influencia de la fisura.

2.2.1 Acelerómetros

Los acelerómetros se utilizaron para medir la vibración de la maqueta del sistema de propulsión marina. Estos instrumentos se colocaron sobre la parte superior del eje en tres puntos diferentes para registrar el comportamiento dinámico producido por un impulso. Para la experimentación se emplearon acelerómetros 4370, y se consideró las especificaciones técnicas que se resumen en Apéndice A, Tabla 12. Mediante la aplicación de abrazaderas de acero inoxidable, los cuales poseían tuercas se logró incorporar los acelerómetros al eje. Los registros obtenidos permitieron comparar las frecuencias naturales a partir de las aceleraciones verticales del eje para relacionar los cambios en las frecuencias producidos por la fisura.

2.2.2 Martillo de impacto

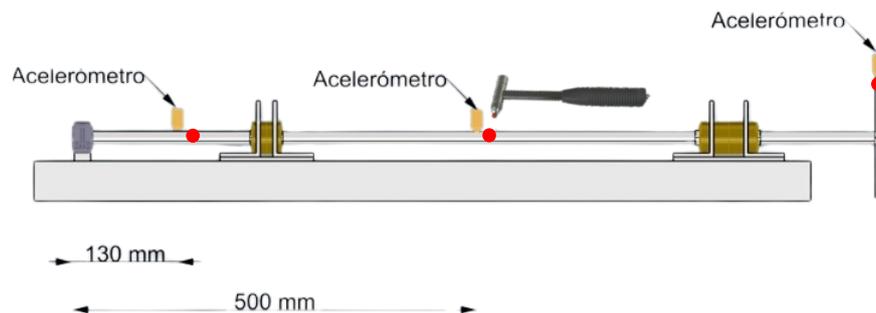
El martillo de impacto es un instrumento que fue utilizado para alterar el equilibrio estático del modelo del sistema de propulsión marina, mediante la aplicación de un impulso en distintos puntos del eje. Para la experimentación se empleó un martillo de impacto modelo 086C3 perteneciente a la marca PCB Piezotronics, que se puede observar en el Apéndice A, Figura 35. El martillo de impacto posee una célula de carga en la punta que permite medir la fuerza aplicada sobre el disco, lo que facilita el registro del impulso transmitido.

2.2.3 Descripción del método para obtener las frecuencias naturales

El método del ensayo modal consistió en la realización de impactos y medición de la respuesta dinámica vertical del eje sin rotación. Se procedió impactando en tres puntos a lo largo del eje, utilizando como herramienta el martillo de impacto con punta de goma para excitar las primeras frecuencias naturales. Se colocaron tres acelerómetros en diferentes puntos de la barra de acero y se proporcionó un impacto sobre el disco, repitiendo este proceso tres veces por cada punto de color rojo correspondiente a la ubicación de los acelerómetros, Figura 12. Las pruebas se ejecutaron en los cuatro modelos de propulsión marina que presentan diferentes niveles de fisura, Tabla 3.

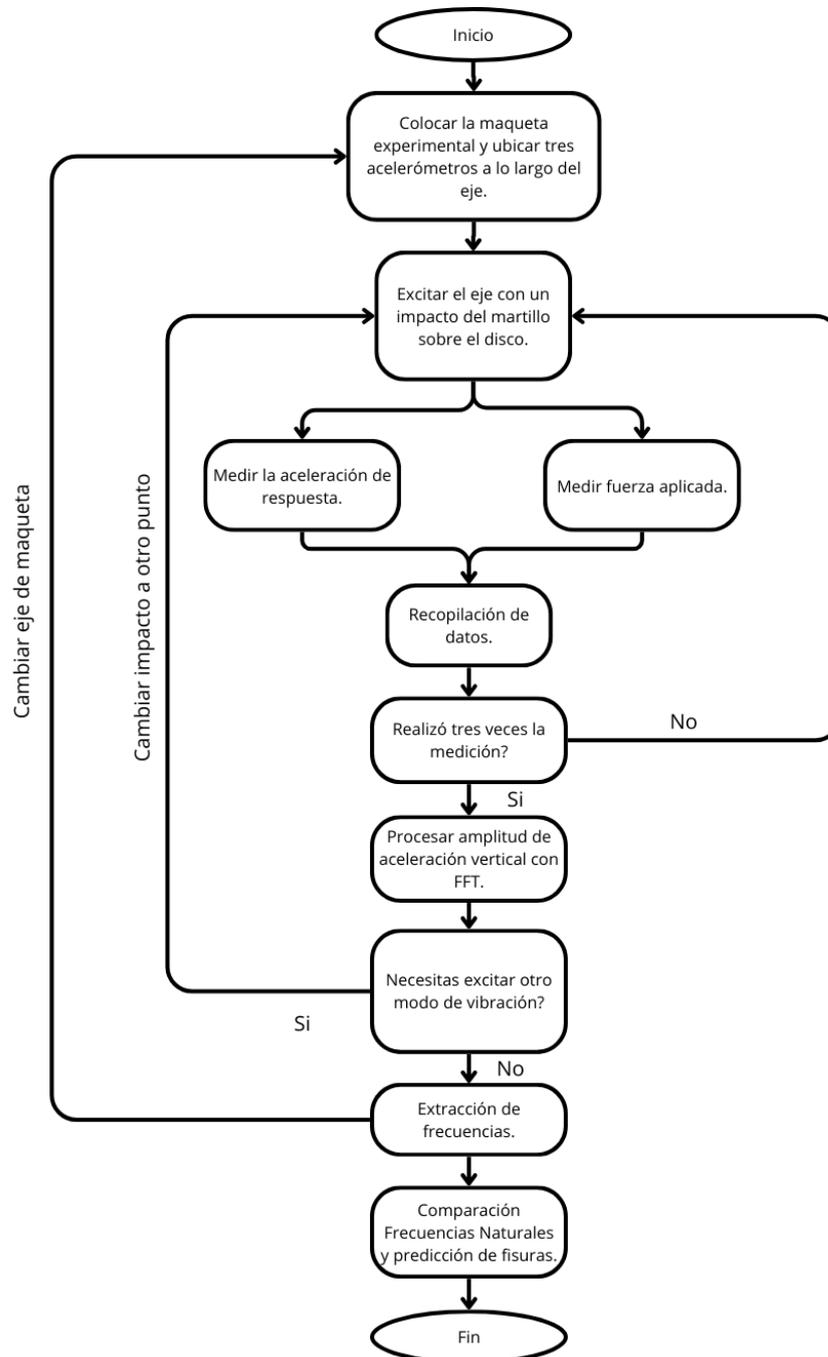
Figura 12

Método de impacto en el eje



Cuando se desarrolló la práctica se registró la fuerza aplicada y aceleración de respuesta en tres puntos diferentes sobre el eje, considerando un scan rate de 5000 Hz. Los resultados obtenidos mostraron una tasa de decaimiento que se ve reflejada en la respuesta al impacto, influenciado por el amortiguamiento del sistema. El procesamiento de los datos registrados se realizó con la Transformada Rápida de Fourier (FFT) para obtener las frecuencias naturales de la maqueta. La precisión de la FFT del procesamiento de las señales para la obtención de las frecuencias naturales se mostró afectada por los fenómenos de fuga relacionados con el muestreo de la señal. Por lo que, se logró mitigar o minimizar estos

fenómenos aplicando una función de ventana denominada “Hamming” en EasyPlot. La Figura 13 muestra el flujograma del experimento en donde se puede apreciar las etapas del ensayo, conservando en cada prueba las mismas condiciones de soporte y extremos. Concluyendo, con la obtención de la Función de Respuesta de Frecuencia que permitió relacionar las primeras frecuencias naturales con la amplitud de la aceleración. Los experimentos se realizaron en el Laboratorio de Sistemas Marinos (SiMarLab) de la Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar (FIMCM).

Figura 13*Flujograma de Ensayo Modal**Fuente: Propia*

2.3 Análisis dinámico con elementos finitos

La metodología experimental es una herramienta fundamental para analizar el comportamiento vibracional de un elemento, sin embargo, presenta series limitaciones de

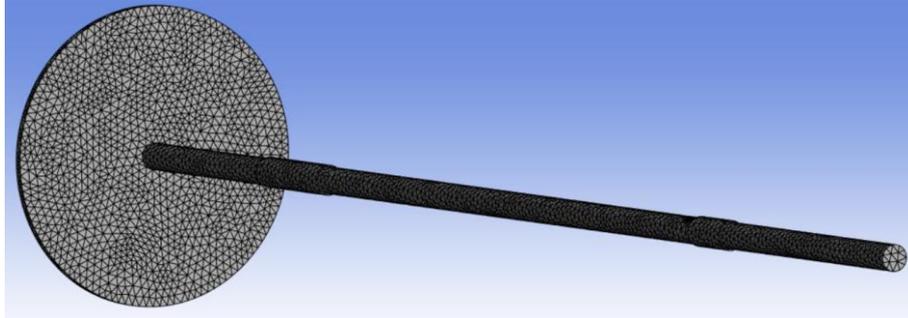
tiempo, costos y escalabilidad. El método de elementos finitos se estableció como una herramienta esencial para facilitar el análisis de los sistemas complejos modelándolo como elementos sólidos, pudiendo ser complementado con los resultados experimentales (Baviskar & Tungikar, 2011). Los elementos sólidos permiten modelar formas tridimensionales de ejes con contengan irregularidades como ranuras, filetes, perforaciones que afecta las frecuencias naturales. Además, los elementos sólidos permiten modelar adecuadamente fenómenos dependientes del tiempo como las ondas mecánicas. En conclusión, los resultados de los métodos de elementos finitos fueron validados con los obtenidos de manera práctica, siendo así posible lograr una metodología numérica confiable y aplicable a la realidad.

2.3.1 Modelado en ANSYS WORKBENCH

ANSYS Workbench 2024 R2 se utilizó como herramienta principal para obtener los resultados del análisis vibraciones del modelado de la maqueta del sistema de propulsión marino. El módulo “*Static Structural*” posibilitó el modelado del sistema con las medidas previamente determinadas (Figura 14) proporcionando una visión clara de los esfuerzos y deformaciones en términos estáticos. Implementar elementos sólidos mejora la capacidad de análisis de las alteraciones localizadas producidas por las fisuras. Además, el módulo “*Modal*” permitió determinar las frecuencias naturales y modos de vibración correspondientes a un sistema de propulsión marino para evaluar los cambios influenciados por las fisuras.

Figura 14

Modelado del sistema con elemento finitos utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Static Structural”

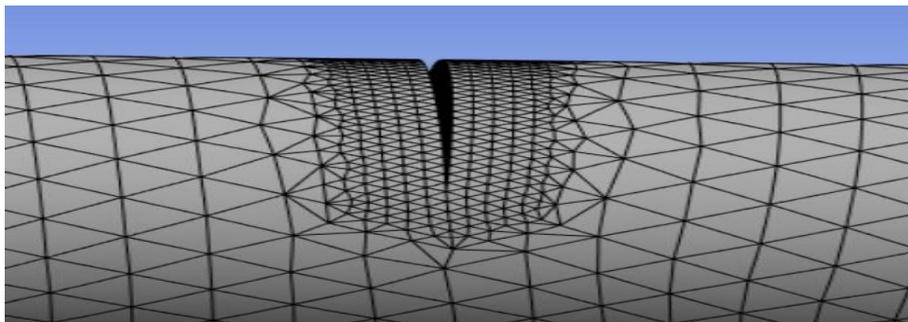


Fuente: Propia

El mallado detallado de la fisura que se implementó en el método numérico (*Figura 15*) sirve para garantizar meticulosidad en las áreas críticas del modelo bajo las condiciones de carga establecida.

Figura 15

Modelado de la fisura transversal en el eje utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Static Structural”



Fuente: Propia

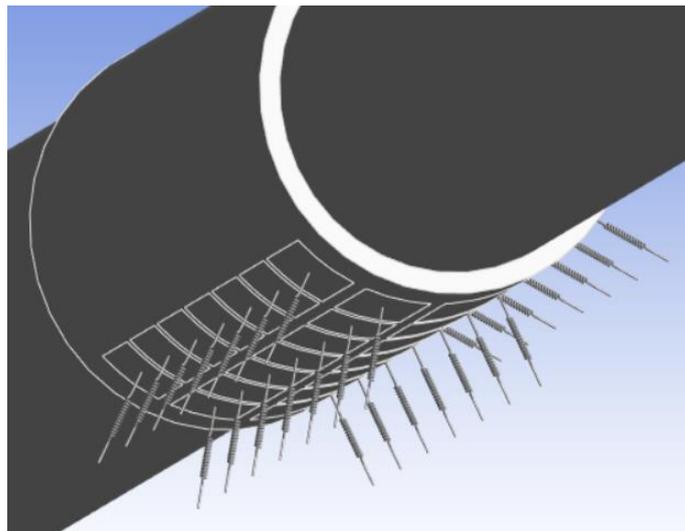
2.3.2 Condiciones de soporte

Las condiciones de soporte en el método de elementos finitos definen como se comporta el sistema bajo diversas influencias externas, asemejando su reacción al definido en la problemática principal. Como se observa en la

Figura 7, el prototipo del sistema propulsivo presenta un reductor al extremo de proa del eje el cual idealmente causa el efecto de empotramiento, por lo cual en esa sección se llevó a cabo la restricción de los desplazamientos en todas las direcciones (Jweeg et al., 2019). Los bocines de bronce y caucho fueron utilizados para representar los soportes que tiene el eje, siendo modelados como pequeños resortes ubicados radialmente sobre la camisa (Figura 16). Los resortes representaron de mejor manera el comportamiento del caucho del bocín bajo las condiciones de contorno del prototipo, logrando una simulación acorde a las interacciones físicas sobre el modelo numérico (Paredes Alejandro & Reyes Bonilla, 2021). La rigidez de los resortes se estableció mediante la capacidad del caucho para resistir la deformación bajo acción de una carga externa. Con todas estas consideraciones, se pudieron definir los diferentes criterios para una acertada obtención de los resultados mediante el método de elementos finitos.

Figura 16

Modelado del bocín de bronce y caucho con resortes utilizando el software Ansys Workbench 2024 R2 módulo “Static Structural”



Fuente: Propia

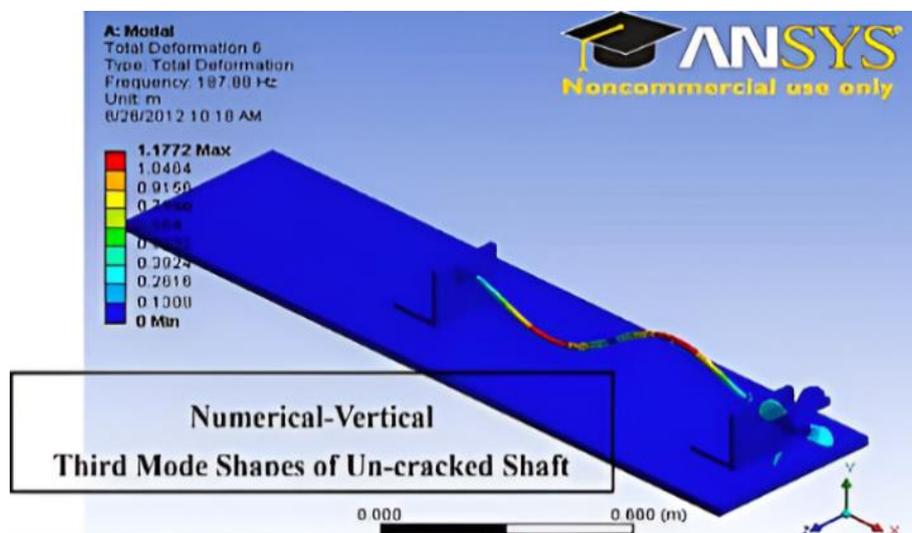
2.3.3 Análisis vibracional con el método de Elementos finitos

El módulo “*Modal*” del software Ansys permitió evaluar el comportamiento vibracional del modelado del sistema de propulsión marino, con lo cual se obtuvieron las primeras frecuencias naturales y los correspondientes modos de vibración. En la Figura 17 se muestra una imagen referencial del uso de un modelado con elementos solidos para el estudio vibracional de un sistema complejo (Tlaisi et al., 2012). El presente método fue fundamental para predecir el comportamiento dinámico de un eje permitiendo medir las alteraciones en las frecuencias naturales producidas por la presencia de fisuras. De este modo, el uso de métodos numéricos facilitó el análisis vibracional del sistema de propulsión, y permitió múltiples escenarios de simulación asegurando soluciones más funcionales.

Figura 17

Análisis vibracional de un modelo de propulsión marino utilizando el software Ansys

Workbench 2024 R2 módulo “Modal”



Fuente: Tomado de (Tlaisi et al., 2012)

2.4 Detección de fisuras usando resultados numéricos y experimentales.

La detección de fisuras transversales en ejes de propulsión marina considera un enfoque experimental y numérico que garantiza el análisis cuantitativo. Los resultados

experimentales permitieron determinar las tres primeras frecuencias naturales de los cuatro modelos de eje para medir las variaciones debido a la presencia de las fisuras. Los resultados numéricos permitieron determinar las frecuencias naturales del eje sin fisura para comparar la variación con el modelo experimental. Además, mediante el modelo numérico se determinó la influencia de la fisura sobre los modos de vibración y frecuencias naturales de los ejes. El modelo numérico permite estimar las frecuencias naturales del eje sin fisura para ser comparadas con los datos experimentales y determinar la presencia de fisuras.

2.5 Análisis Económico

El análisis económico consistió en determinar los valores asociados al escenario de rotura de eje durante las operaciones mediante la identificación de variables de costo. Las variables de costos se clasifican en directos e indirectos, a su vez, en los costos directos participan reparación o sustitución del eje, mano de obra, rescate de la embarcación o remolque. En los costos indirectos participan el tiempo de inactividad por mantenimiento y pérdidas por cancelación de contratos, además, multas regulatorias. Mediante la identificación de las variables se establecen los escenarios para comparar el impacto económico. Se analizaron dos situaciones de costos en los que se compara el caso optimista y máximos asociados a una rotura de eje de un barco considerando la cantidad de días que la embarcación queda fuera de servicio.

Capítulo 3

3. Resultados y Análisis.

El presente capítulo presenta los resultados de la influencia de una fisura transversal en un eje mediante el método experimental y numérico. Los valores experimentales de las frecuencias naturales sirvieron para validar los resultados numéricos y así establecer la confianza necesaria para el desarrollo de este estudio en el modelo de un sistema propulsivo real.

3.1 Dimensionamiento del Esquema

Los resultados de las dimensiones del esquema obtenidos se presentan en la Tabla 4, donde los factores tanto lineales como cúbicos de relación del dimensionamiento con el prototipo poseen proporcionalidad. Las dimensiones se obtuvieron a partir de relaciones lineales, mientras que la relación entre masas se obtuvo de manera cubica. Con ello, se garantizó que el esquema tenga las condiciones del prototipo original de manera precisa y obtener resultados escalables al problema real. El proceso de escalamiento implicó la aplicación de leyes de similitud y análisis dimensional basándose en las fórmulas y relaciones detalladas previamente en el Capítulo 2.

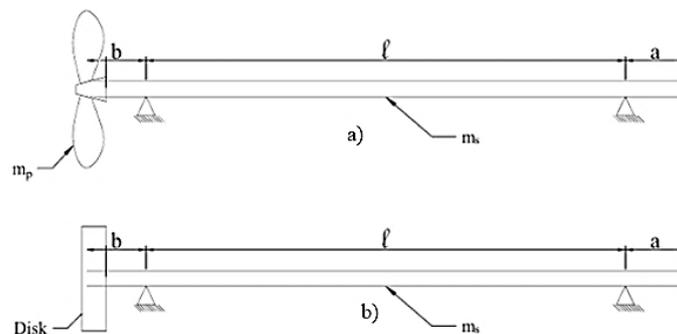
Tabla 4

Dimensiones del Prototipo real y del esquema experimental con las respectivas relaciones de semejanza

| | | Prototipo | Modelo | Relación |
|--------|------------|-----------|--------|----------|
| Eje | D[m] | 0.09 | 0.017 | 5 |
| | Camisa[mm] | 4 | 1 | 4 |
| | L[m] | 3.07 | 1.00 | 3 |
| | M[Kg] | 142.42 | 1.79 | 4 |
| | a[m] | 0.75 | 0.24 | 3 |
| | b[m] | 0.54 | 0.17 | 3 |
| | l[m] | 1.78 | 0.58 | 3 |
| Hélice | D[cm] | 97.0 | 15 | 6 |
| | e[mm] | - | 8 | - |
| | M[Kg] | 85.0 | 1.1 | 4 |
| | J [Kg*m2] | 1.4 | 0.0015 | 4 |

Figura 18

Relación de dimensiones entre modelo y prototipo



3.2 Resultados Experimentales

Experimentalmente se determinaron solo las tres primeras frecuencias naturales de los cuatro modelos de ejes para observar cambios influenciados por las fisuras. El scan rate fue una de las limitantes para obtener las frecuencias naturales superiores a la tercera. La fisura se dispuso en la parte inferior de la sección transversal. Los valores obtenidos por los

acelerómetros permitieron obtener las frecuencias naturales a través de la FFT. Además, se lograron homogenizar las amplitudes de respuesta mediante el cociente entre los espectros de frecuencia y el impulso registrado por el martillo de impacto.

3.2.1 Aceleraciones verticales e impulso

En la Figura 19 se presentan las señales típicas de aceleraciones y fuerza registrada debido al impacto del martillo sobre el disco propulsor. Además, el impacto genera un impulso, una fuerza aplicada durante un intervalo de tiempo muy corto Figura 21, representando un elemento clave para la homogenización de las amplitudes.

Figura 19

Aceleraciones verticales del eje producidas por un impacto sobre el disco

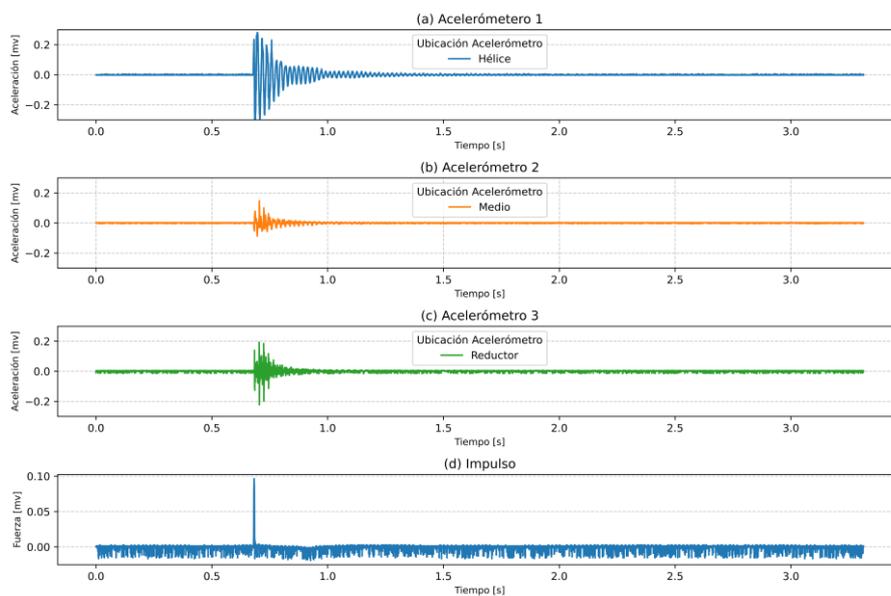
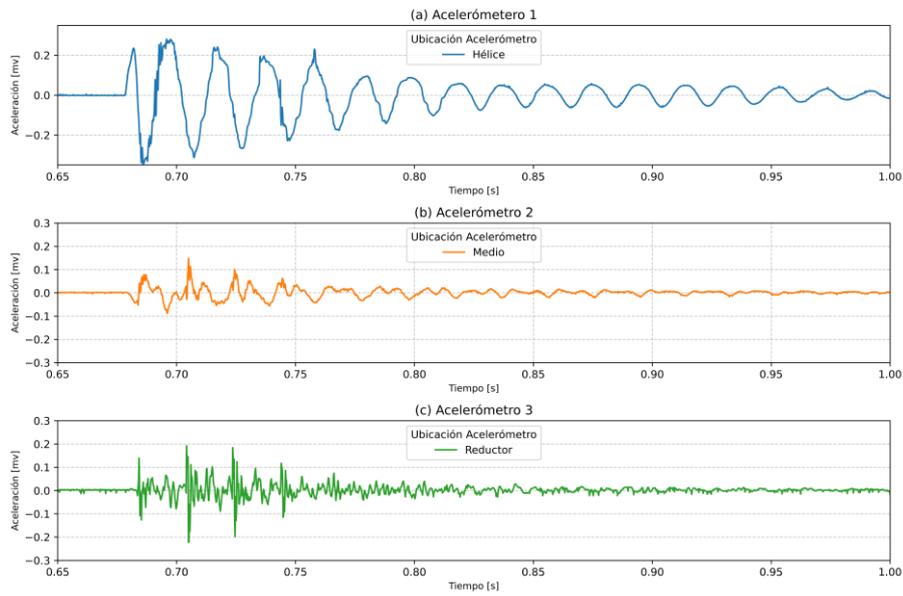
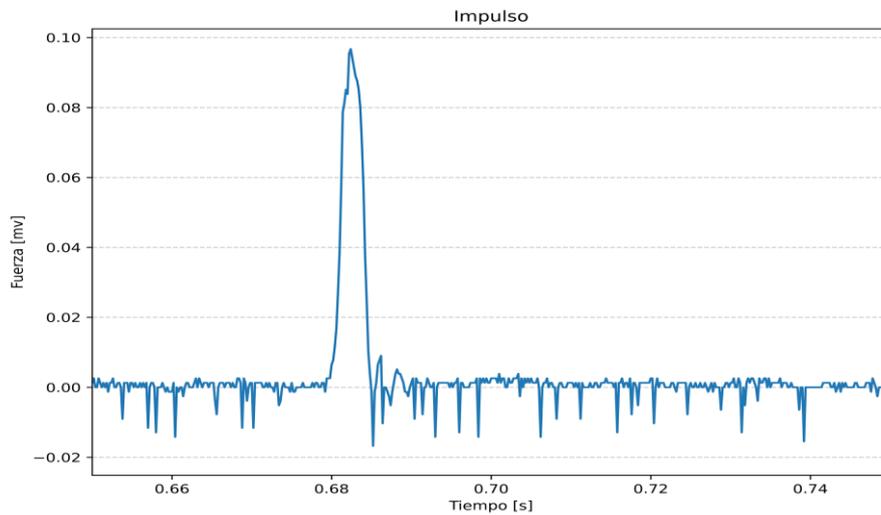


Figura 20*Acercamiento a las señales típicas de aceleración***Figura 21***Acercamiento al impulso*

3.2.2 Frecuencias naturales de los modelos

La Tabla 6 muestra las frecuencias naturales del eje sin fisura obtenidas de las transformadas de Fourier de las lecturas registradas por los acelerómetros en cada

experimento. Cada prueba tiende a converger en ciertos puntos de la Figura 23, estos representan las frecuencias naturales. El impulso se determinó integrando el área bajo la curva de la gráfica correspondiente, obtenida de la lectura del martillo de impacto. Los casilleros vacíos dentro de las columnas de frecuencias corresponden a situaciones en las que no se alcanza a percibir visualmente dicha frecuencia debido a la interferencia producida por el ruido electrónico. En los Anexos B se muestran los valores registrados en los ejes con fisura.

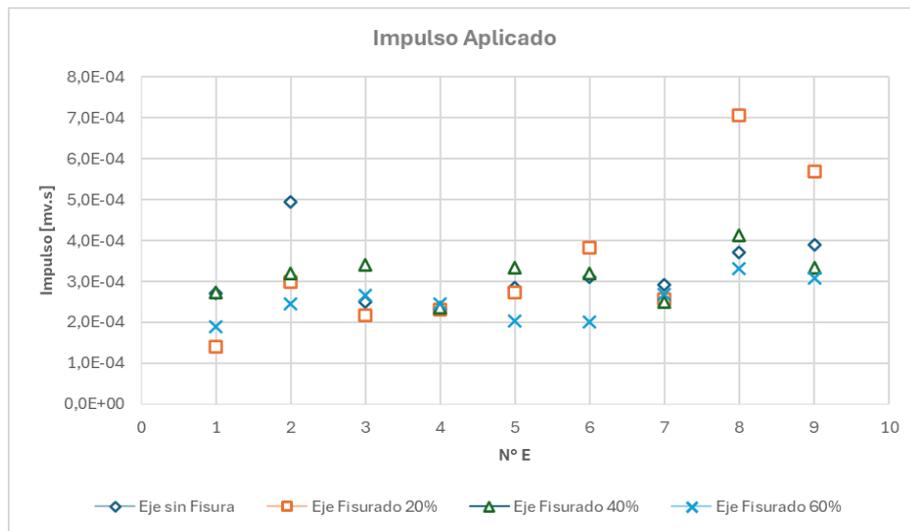
Tabla 5*Frecuencias naturales experimentales del eje sin fisura por prueba*

| Experimento | Ubicación de acelerómetros | f ₁ [Hz] | f ₂ [Hz] | f ₃ [Hz] | Impulso [mv.s] |
|-------------|----------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------|
| 1 | Hélice | 53,81 | - | - | 2,72E-04 |
| | Entre Descansos | 53,60 | - | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 43,64 | - | - | - |
| 2 | Hélice | 53,61 | 180,26 | - | 4,95E-04 |
| | Entre Descansos | 52,90 | 180,47 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 46,14 | - | - | - |
| 3 | Hélice | 53,51 | - | - | 2,51E-04 |
| | Entre Descansos | 53,85 | 182,70 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 45,61 | 150,05 | 486,04 | - |
| 4 | Hélice | 53,58 | - | - | 2,31E-04 |
| | Entre Descansos | 52,04 | 177,87 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 44,40 | 182,86 | 478,61 | - |
| 5 | Hélice | 53,95 | - | - | 2,84E-04 |
| | Entre Descansos | 53,82 | 179,23 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 43,54 | 183,81 | - | - |
| 6 | Hélice | 52,25 | 178,68 | - | 3,11E-04 |
| | Entre Descansos | - | 178,61 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 51,59 | 183,18 | - | - |
| 7 | Hélice | 52,07 | 180,66 | 474,53 | 2,93E-04 |
| | Entre Descansos | - | 180,66 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 40,01 | 181,83 | 518,52 | - |
| 8 | Hélice | 52,23 | 185,59 | - | 3,72E-04 |
| | Entre Descansos | 52,17 | 185,33 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 42,79 | 180,34 | 520,46 | - |
| 9 | Hélice | - | - | - | 3,90E-04 |
| | Entre Descansos | 51,59 | 181,01 | - | - |
| | Descanso - Rodamiento | 42,97 | 183,43 | 520,53 | - |

La Figura 22 muestra la cantidad de impulso suministrado en cada impacto sobre los tres nodos de los cuatro ejes. La magnitud del impulso influye sobre la cantidad de energía de los modos, además, la repetitividad de los registros asegura confiabilidad de los resultados del comportamiento dinámico.

Figura 22

Impulso aplicado experimentalmente en cada nodo de los cuatro ejes

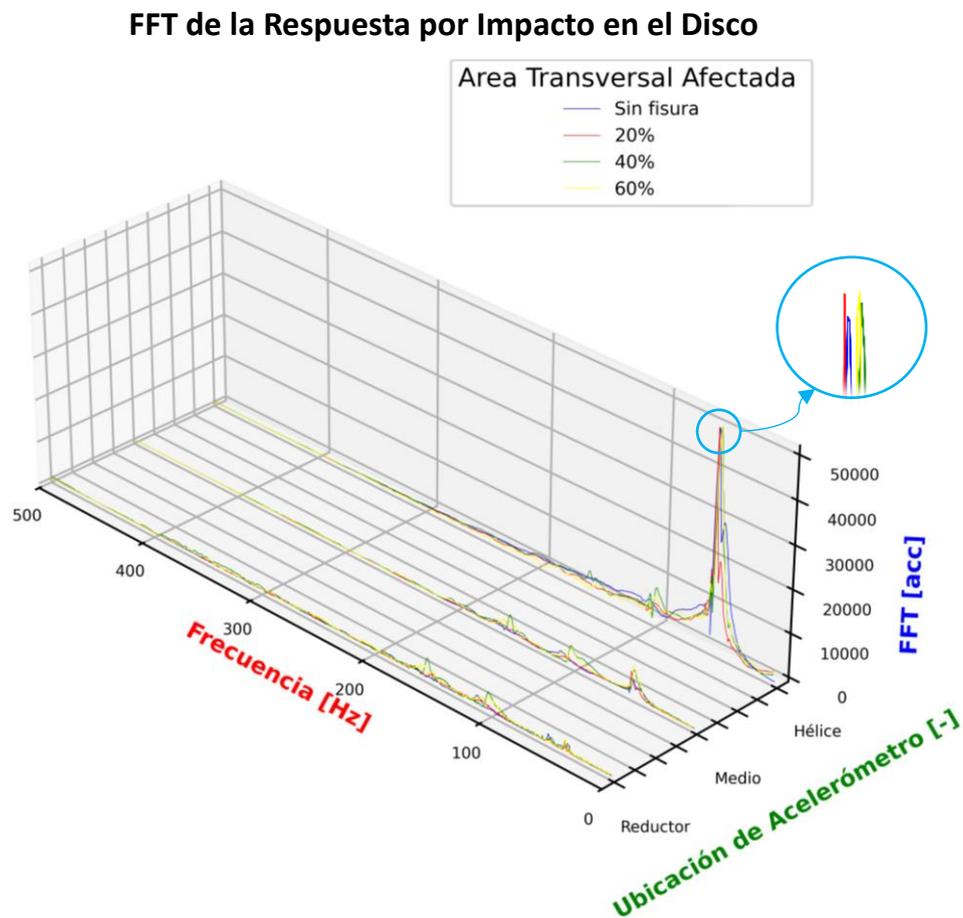


Nota: Repetitividad de registros.

La Figura 23 presenta los espectros de frecuencia obtenidos para los tres acelerómetros ubicados en el disco, centro y cerca del rodamiento, respectivamente. Cada color representa un eje diferente para evidenciar las variaciones de las frecuencias naturales debido a la presencia de las fisuras. Los picos identificados en los espectros evidencian la presencia de las primeras dos frecuencias naturales, la cual fue excitada mediante un impacto en el disco. En los Anexos B se muestran las gráficas correspondientes a las respuestas a los impactos en el centro del eje y cerca del reductor.

Figura 23

Transformada de Fourier de aceleración (Impacto en el disco)



La Figura 24, muestra la variación porcentual de las frecuencias naturales debido a la presencia de las fisuras. Para determinar la influencia de las fisuras se promediaron las frecuencias obtenidas a partir de los experimentos realizados y para ello se filtraron los valores manteniendo rangos aceptables dentro de una vecindad o cercano a un valor típico, Tabla 6.

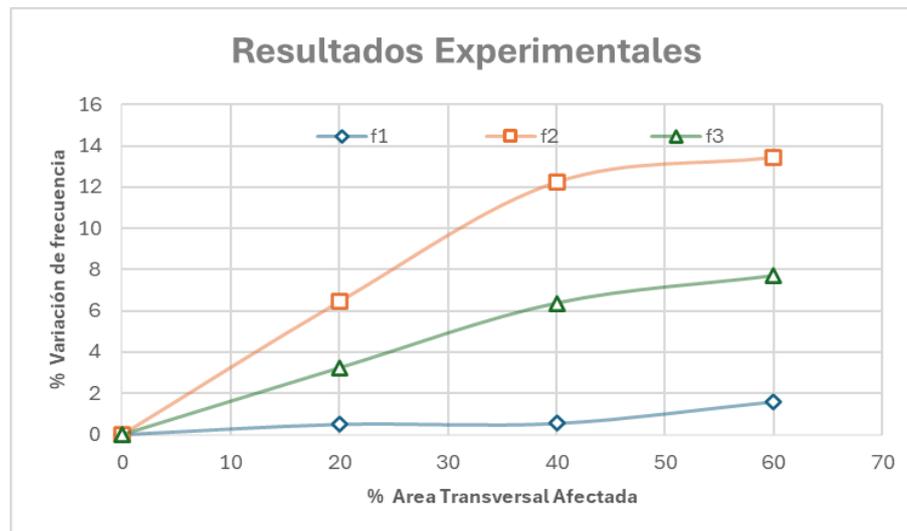
Tabla 6

Frecuencias naturales experimentales del eje sin fisura

| Modelo | f1 [Hz] | f2 [Hz] | f3 [Hz] |
|----------------|---------|---------|---------|
| Eje sin Fisura | 52,99 | 179,82 | 499,78 |

Figura 24

Variación de frecuencias debido a la influencia de fisuras



Nota: Variación de las tres primeras frecuencias con respecto al eje sin fisura.

3.3 Resultados Numéricos

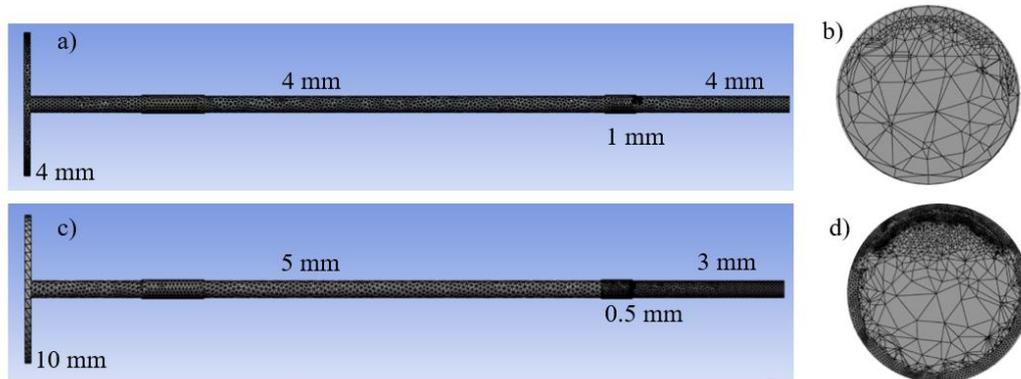
Los resultados numéricos ofrecen una visión detallada de las variaciones de las frecuencias naturales según el porcentaje del área afectada por la fisura, lo cual es crucial para evaluar la integridad y el riesgo de fallo del componente en condiciones operativas reales antes de que sea considerable.

3.3.1 Convergencia de los Resultados Numéricos

La convergencia en los métodos numéricos es un aspecto fundamental para asegurar la precisión y fiabilidad de los resultados obtenidos a partir de una simulación. En primera instancia, se evaluó la convergencia del malla establecido para realizar este análisis de los elementos sólidos. Se establecieron 2 tipos de modelados con discretizaciones tetraédricas de distinta densidad de elementos, como se muestra en la Figura 25.

Figura 25

Comparación de mallado



Nota: (a) Modelo con densidad de malla tipo 1 (b) Sección transversal del mallado en la fisura del modelo tipo 1 (c) Modelo con densidad de maya tipo 2 (d) Sección transversal del mayado en la fisura del modelo tipo 2

Tabla 7

Resultado de la primera frecuencia natural de los 2 modelos de discretizados del mallado

| Frecuencia [Hz] | Modelo Tipo 1 | Modelo Tipo 2 | % Variación |
|-----------------|---------------|---------------|-------------|
| Modo 1 | 51.58 | 51.54 | 0.07% |

Tabla 8

Descripción de malla tipo 1 y 2

| Descripción | Modelo Tipo 1 | Modelo Tipo 2 |
|---------------------|---------------|---------------|
| Tamaño en la fisura | 1 mm | 0.5 mm |
| Cantidad Nodos | 87903 | 97579 |
| Cantidad Elementos | 54846 | 61046 |

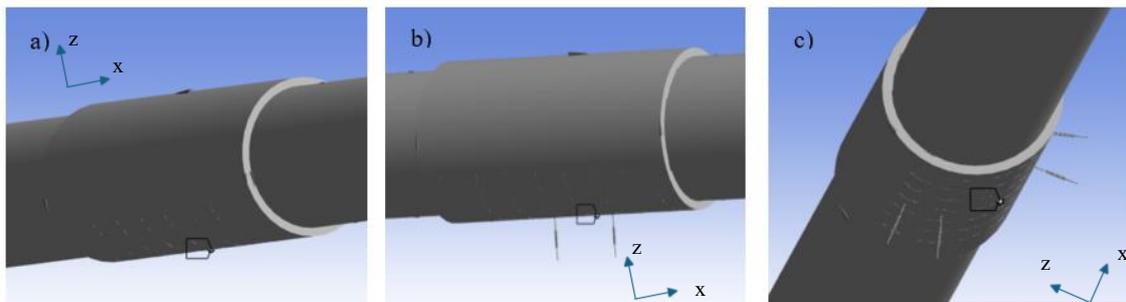
Un menor tamaño de los elementos en la mallada mejora la precisión de la simulación, pero incrementa el tiempo de procesamiento, por lo que es esencial encontrar un equilibrio entre precisión y eficiencia. El modelo tipo 1 tiene una menor densidad de malla que el modelo 2, sin embargo, solo presenta una variación menor al 0.1% (Tabla 7) en el resultado de la primera frecuencia natural. Dado que este modelo requiere menos tiempo de

procesamiento y mantiene resultados estables, se concluye que es la opción más adecuada para este análisis.

Por otro lado, de la misma manera se estableció el modelo de soporte considerando sus condiciones mediante la inclusión de resortes en los descansos del sistema propulsivo, con el objetivo de replicar de manera más precisa las situaciones reales del sistema. Para ello, se modelaron 3 distintos tipos de condiciones de soportes con lo cual se verifico el más ideal para el análisis de un eje de propulsión marino.

Figura 26

Modelado de soportes

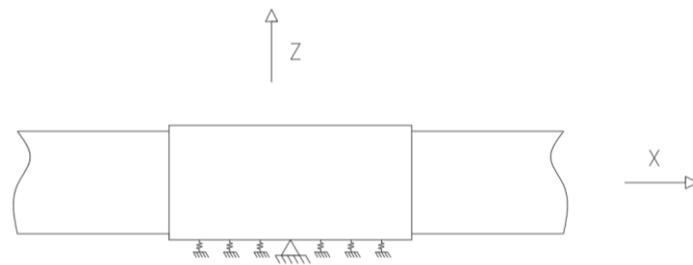


Nota: (a) Modelo de condiciones de soporte tipo 1 – Simplemente soportado restringiendo desplazamiento YZ (b) Modelo de condiciones de soporte tipo 2 – Restricción del desplazamiento en YZ y Resortes ubicados longitudinal (c) Modelo de condiciones de soporte tipo 3 – Restricción del desplazamiento en YZ y Resortes ubicados radial.

El análisis de los resultados numéricos muestra que los 3 tipos de condiciones de soporte son aceptables, obteniendo valores de la primera frecuencia natural de 51.58hz, 51.64 y 51.63hz, correspondientemente. Sin embargo, los resortes radiales en combinación de la restricción de desplazamiento YZ en un punto refleja de manera más precisa el comportamiento real del sistema. Debido a que se limita las condiciones en una sola sección al igual que pasa en un rodamiento. Por lo que, la opción de soporte tipo 3 es la seleccionada para realizar un análisis con un diseño consistente, Figura 27.

Figura 27

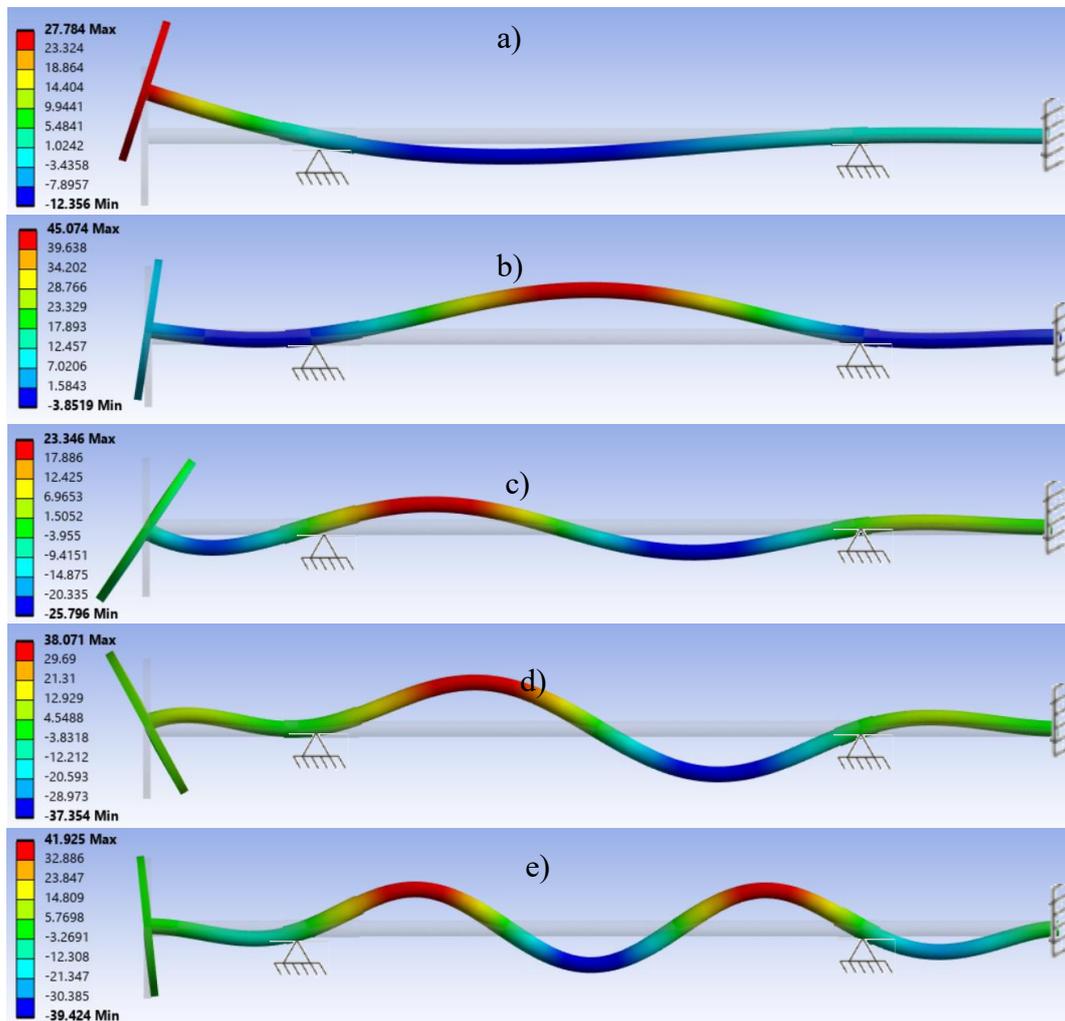
Vista longitudinal de las condiciones para el soporte



Según los resultados obtenidos los resortes radiales (Figura 26 c) permiten modelar la flexibilidad y las restricciones parciales del sistema, logrando una simulación más realista del entorno operativo. Esta configuración mejora la estabilidad y precisión de los resultados, asegurando que las condiciones de frontera reflejen de manera adecuada las interacciones dinámicas del eje en su contexto real.

3.3.2 Frecuencias Naturales y Modos de vibración

Mediante el análisis de elementos finitos del esquema del sistema de propulsión marino se pudieron obtener las frecuencias naturales y los modos de vibración del eje sin fisura y con diferentes porcentajes de área transversal afectada. Además, mediante la restricción del movimiento en el eje y se logró obtener los modos de vibración del eje y sus correspondientes frecuencias naturales, Figura 28.

Figura 28*Modos de Vibración obtenidos de ANSYS*

Nota: Modelo sin fisura – Escala Real (a) Modo de vibración 1 (b) Modo de vibración 2 (c)

Modo de vibración 3 (d) Modo de vibración 4 (e) Modo de vibración 5

Tabla 9*Frecuencias naturales del modelo sin fisura*

| Frecuencia [Hz] | Modelo Tipo 1 |
|-----------------|---------------|
| Modo 1 | 51.7 |
| Modo 2 | 185.9 |
| Modo 3 | 434.2 |
| Modo 4 | 546.4 |
| Modo 5 | 986.7 |

En la Figura 28, se observan los primeros 5 modos de vibración de desplazamientos verticales para el modelo sin fisura. Las condiciones establecidas permitieron enfocarse en las deformaciones en dirección perpendicular al eje (Eje Z), se seleccionaron los modos de vibraciones correspondiente al plano XZ considerando que son mayor relevancia dentro del comportamiento dinámico analizado. Además, se descartó los modos en el plano XY debido a las restricciones establecidas.

Las deformaciones observadas en todos los modos de vibración presentan el comportamiento esperado según las condiciones de soporte y carga establecidas. En particular, desde la zona donde se encuentra el reductor, se verificó que no se genera una pendiente inicial significativa, lo cual es consistente con las restricciones del sistema de empotramiento, Figura 28.

Figura 29

Variación de la frecuencia natural en función del área transversal de la fisura respecto a la frecuencia natural del eje sin fisura.

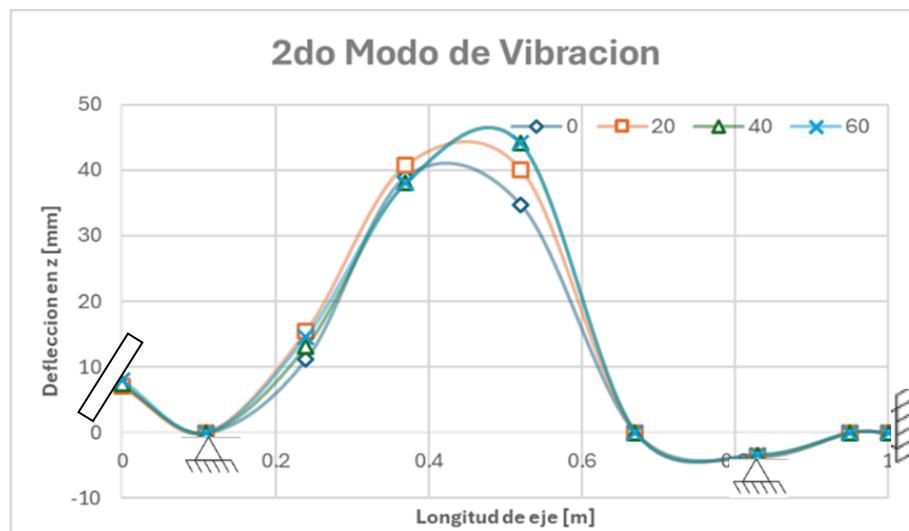


La influencia de las fisuras en los distintos modos de vibración se muestra en la Figura 29. El modo 2 (Figura 28-b) presenta la mayor variación en frecuencia natural, alcanzando hasta un 6% de diferencia cuando el área afectada por la fisura llega al 60%. Esto

se debe a que este modo concentra deformaciones significativas en la región donde se encuentra la fisura, haciendo más evidente su impacto. Por su parte, el modo 4 (Figura 28-d) también experimenta una variación notable, ya que la configuración de sus desplazamientos otorga mayor libertad de movimiento a la sección afectada, amplificando la influencia de la fisura. Sin embargo, siendo de orden elevado, será más difícil de detectar la frecuencia natural correspondiente en forma experimental.

Figura 30

Variación de la amplitud de desplazamiento del eje con el Modo de vibración 2



En la Figura 30, se puede apreciar que las zonas proa y popa del eje no muestran diferencias significativas en las deflexiones entre los casos analizados. Sin embargo, en la parte central, donde ocurre el mayor desplazamiento, se observa una ligera variación tanto en la posición del punto máximo como en el valor del desplazamiento.

3.4 Comparación de resultados numéricos y experimentales

Los resultados experimentales obtenidos previamente, Figura 24, sirven para validar los resultados numéricos, Figura 29, ya que proporcionan una base confiable para comparar y confirmar la precisión de las simulaciones. En la Tabla 10, se puede observar que las primeras y segundas frecuencias naturales presentan una variación muy baja entre ambas

metodologías, lo que hace que estos valores sean aceptables. Sin embargo, para la frecuencia del tercer modo de vibración, se obtiene una variación del 10%. A pesar de esto, debido a la complejidad del comportamiento vibratorio del eje en el modo correspondiente se establece que los resultados son adecuados para el análisis vibracional del eje de propulsión marino.

Tabla 10

Frecuencias naturales del modelo sin fisura para la metodología experimental y numérica, con el correspondiente porcentaje de variación entre ambos resultados

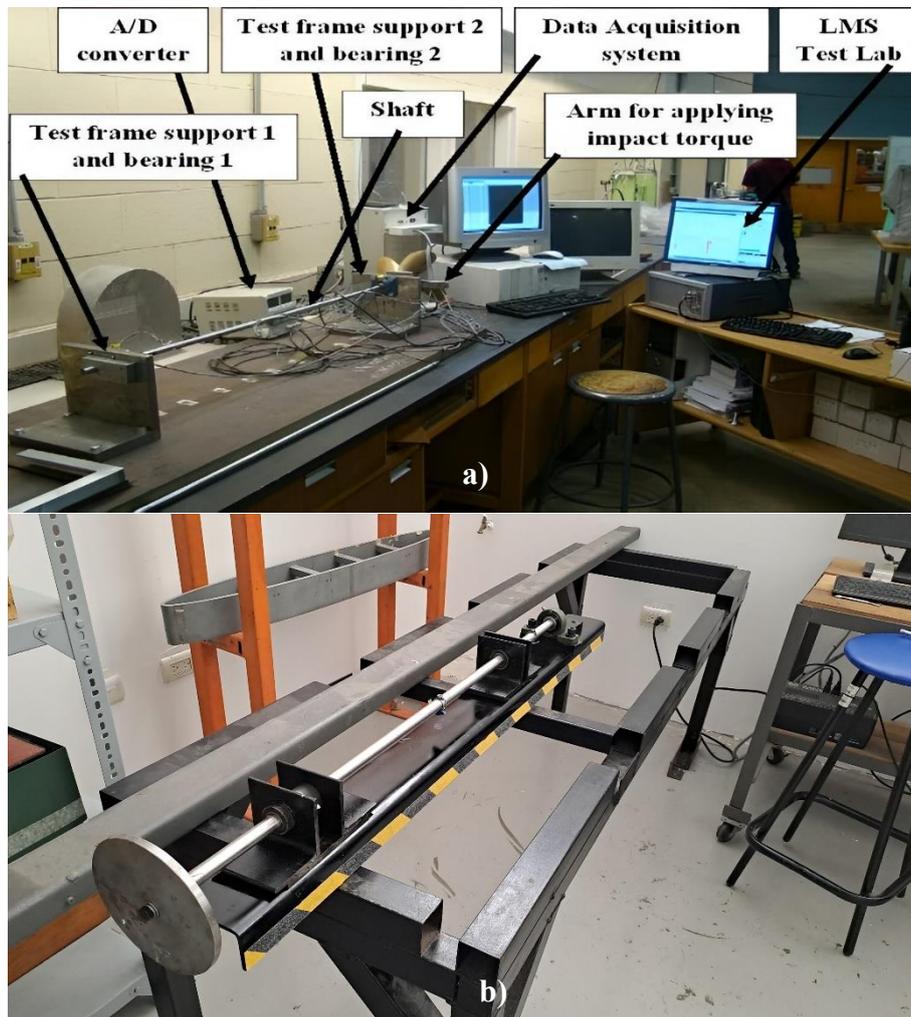
| Frecuencia | Numérico | Experimental | % Variación |
|------------|-----------|--------------|-------------|
| Modo 1 | 51.93 Hz | 52,99 Hz | 2% |
| Modo 2 | 185.69 Hz | 179,82 Hz | 3% |
| Modo 3 | 448.47 Hz | 499,78 Hz | 10% |

3.4.1 Relación con otros estudios

Los estudios previos realizados por Tlaisi et al., 2012 emplearon métodos experimentales y numéricos para determinar cambios en las frecuencias naturales de un rotor. La Figura 30 muestra la comparación entre el modelo realizado por Tlaisi et al y el presente estudio, dando como resultado una similitud entre las dimensiones de ambos modelos.

Figura 31

a) Modelo experimental realizado por Tlaisi et al b) Modelo realizado en el presente estudio



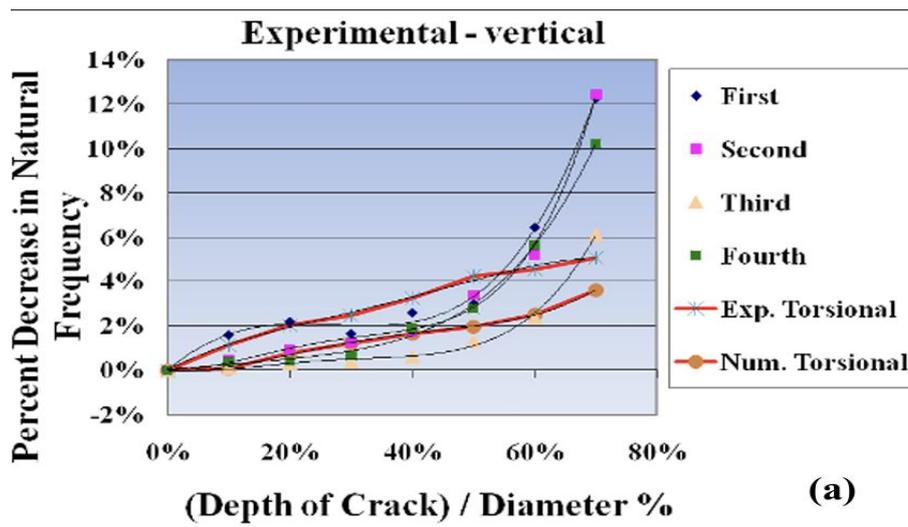
Fuente: a) (Tlaisi et al., 2012) b) Propia

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se demuestra los resultados obtenidos en dicho ensayo, logrando identificar los cambios de las frecuencias naturales debido a la presencia de fisuras. En donde con una fisura al 60% de profundidad (9.6mm) se tiene que la primera frecuencia natural es la que mayor cambio presenta teniendo valores de decrecimiento de alrededor al 6%. Con los presentes resultados con una fisura con 60% de área afectada (9.84 mm de profundidad) se tienen valores muy similares en la segunda frecuencia natural. Cabe destacar que, en el estudio numérico realizado por Tlaisi et

al., los descansos están completamente restringidos en la dirección Z a lo largo de toda la longitud del rodamiento. En el presente estudio, en cambio, se necesita simular el efecto de soporte del caucho, permitiendo la libertad de deflexión en el resto de la distancia.

Figura 32

Decremento de la frecuencia natural en función de la profundidad como porcentaje del diámetro del eje



Fuente: (Tlaisi et al., 2012)

3.5 Análisis Económico

Finalmente, la viabilidad de este proyecto se evaluó con el análisis de los costos asociados en la situación crítica de la rotura de un eje de propulsión marino, durante las operaciones normales en medio del mar de una gabarra. Este análisis económico resalta la importancia de los monitoreando de forma periódica de las variaciones ocurridas en el eje. Con lo cual, al identificar a tiempo los fallos se pueden prevenir los costos (Tabla 11) asociados a las reparaciones (Don Butler, 2000). Los principales costos asociados al caso de rotura de eje son:

- Remolque a Puerto Seguro
- Reparación del Eje Propulsor

- Costos Operativos y Adicionales.

En resumen, con el análisis de las variaciones de las frecuencias naturales del eje ayuda a mejorar la eficiencia operativa y la rentabilidad de las operaciones marítimas

Tabla 11

Costos asociados a la situación optimista y extrema de la rotura de un eje en una gabarra durante sus operaciones normales en altamar

| Presupuesto | Caso optimista | Caso extremo |
|---------------------------------|----------------------|------------------------|
| Remolque a puerto seguro | \$16.000 | \$25.000 |
| Reparación de eje | \$8.000 | - |
| Instalar eje nuevo | - | \$30.000 |
| Inoperatividad Operativa | \$5.000/día | \$25.000/día |
| Penalización por retraso | \$2.000/día | \$10.000/día |
| Reparar caja reductora | \$5.000 | \$12.000 |
| Reparar hélice | \$6.000 | - |
| Instalar hélice nueva | - | \$20.000 |
| Sanciones ambientales | \$10.000 | \$50.000 |
| SUBTOTAL | \$45.000 + 7.000/día | \$137.000 + 35.000/día |
| Días de reparación (Caso ideal) | 10 días | 30 días |
| TOTAL | \$115.000 | \$1'187.000 |

Capítulo 4

4. Conclusiones y Recomendaciones

En este proyecto se realizó análisis de las variaciones de las frecuencias naturales por la influencia de fisuras en un eje de propulsión marino mediante metodología experimental y numérica. Con el uso de acelerómetros y martillo de impacto se pudo determinar las frecuencias naturales para 4 modelos (1 sin fisura, y 3 con fisuras a distinto nivel de afectación). Con ello se validaron los valores numéricos obtenidos mediante elementos finitos. Con lo cual, se establece una base sólida para futuras investigaciones y aplicaciones en el monitoreo de sistemas rotativos de manera más eficiente.

4.1 Conclusiones

Después de obtener los resultados numéricos y experimentales de este proyecto, podemos concluir que:

- I. El método de impacto permitió determinar las 3 primeras frecuencias naturales de vibración de cada eje. La afectación del 20% del área transversal del eje provoca una reducción máxima del 2% en las frecuencias naturales. La segunda frecuencia natural se vio mayormente alterada cuando la fisura afecta un 60% del área transversal del eje, provocando una reducción del 13% de dicha frecuencia
- II. El modelo numérico elaborado con ANSYS implementando elementos solidos presenta una convergencia satisfactoria en los resultados generados. Los resultados numéricos han sido validados con los resultados experimentales, obteniendo una diferencia inferior al 3% con respecto a las primeras 2 frecuencias naturales. En consecuencia, la aplicación de la metodología numérica es confiable y beneficiosa. Y podría emplearse para analizar el caso de sistemas propulsivos reales.

- III. Finalmente, la fisura transversal en un eje de propulsión marino se podría identificar con esta metodología desde el 40% del área afectada, siendo una opción aceptable para evitar cualquier tipo de accidentes y pérdidas económicas.
- IV. El análisis económico de los costos asociados a la situación de ruptura de un eje de propulsión marino en una gabarra durante sus operaciones normales en alta mar nos indica el ahorro que se podría tener si se logra identificar la fisura a tiempo. Así mismo, con este estudio se estaría evitando los tiempos de espera que la embarcación estaría paralizada por temas de reparación o espera de piezas. De este modo, al detectar la fisura antes de que sea considerable con la metodología presentada en este proyecto el dueño del barco se estaría ahorrando en el peor de los casos más de 1 millón de dólares.

4.2 Recomendaciones

- I. Para un próximo estudio, sería conveniente elaborar un equipo de medición autónomo que verifique la vibración del eje de propulsión marino durante la operación normal dentro del barco. Para ello se necesitarían elementos inalámbricos que nos permitan registrar los valores de las aceleraciones sin tener el constante peligro que se enrede los cables. Con ello, se podría aplicar la metodología de manera más eficiencia para que el maquinista desde el puente de gobierno esté atento a cualquier novedad en el eje.
- II. Se sugiere verificar los cambios que se tendrían en los resultados experimentales y numéricos si la fisura se encontrara en otra parte del eje. De esta manera se puede estudiar la influencia de la ubicación de la fisura e identificar el modo de vibración más crítico.

Bibliografía

- Baviskar, P. R., & Tungikar, V. B. (2011). Analysis of Crack in Shaft of Blower Using Finite Element Analysis Experimental Technique. In *IJRRAS* (Vol. 8, Issue 1).
www.arpapress.com/Volumes/Vol8Issue1/IJRRAS_8_1_05.pdf
- Bhalerao, G. N., Patil, A. A., Waghulde, K. B., & Desai, S. (2020). Dynamic analysis of rotor system with slant cracked shaft. *Materials Today: Proceedings*, 44, 4268–4281.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.544>
- Christopher Sykora. (2020). *RMS MODAL IMPACT TESTING TECHNIQUES & USES*.
- Don Butler. (2000). *GUIDE TO SHIP REPAIR ESTIMATES (IN MAN-HOURS)*.
Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-07776-1>
- Fossen, T. I. (2002). *Marine Control Systems – Guidance, Navigation, and Control of Ships, Rigs and Underwater Vehicles*.
- Harrington, R. L. (1992). *Marine Engineering. The Society of Naval Architects and Marine Engineers*.
- Hector Sabás Sanchez Villegas. (2024). Análisis modal en sistemas mecánicos usando excitación tipo impacto. *International Conference on Electrical Engineering*.
- Idrovo Arellano, K. A., & Galarza Benavides, G. A. (2023). *Construcción y prueba de un modelo de sistema propulsor para determinar las reacciones en los cojinetes empleando extensómetros*. Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- IMO. (2020). *Annex Interim Guidelines on the Second Generation Intact Stability Criteria*.
- Jain, A. K., Rastogi, V., & Agrawal, A. K. (2016). Experimental Investigation of Vibration Analysis of Multi-Crack Rotor Shaft. *Procedia Engineering*, 144, 1451–1458.
<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.177>

- Jamil Moreira. (2024, October 3). *Entrevista Nirsa*.
- Jweeg, M. J., Alnomani, S. N., & Mohammad, S. K. (2019). Analysis of the dynamic behavior of the cracked stepped shaft used in the rotating equipment. *Energy and Environment*, 10(5), 291–306. <https://www.researchgate.net/publication/337745010>
- Marín L, J. R. (2022). *Vibraciones Mecánicas*.
- MARPOL. (1973). *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*.
- Nagata, N., Inoue, T., & Ishida, Y. (2012). *Finite Element Vibration Analysis of a Rotating shaft System with an Open Crack by the harmonic excitation*.
- Nawaf Haji, Z. (2015). *Dynamic Analysis and Crack Detection in Stationary and Rotating Shafts*.
- Pardeshi, D. R., & Deore, E. R. (2017). *Crack determination in propeller shaft using natural frequency* (Vol. 3). www.ijariie.com1454
- Paredes Alejandro, C. E., & Reyes Bonilla, A. E. (2021). *Análisis global de la estructura de una barcaza de acero autopropulsada de 27 metros en diferentes condiciones de carga*. Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Rao, S. S. . (2011). *Mechanical vibrations*. Prentice Hall.
- Román Verdesoto, M. E. (1987). *Investigación del problema de rotura de ejes en los remolcadores Tonino y Tortugo de Autoridad Portuaria de Guayaquil*. Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Rossi, R. E. (2008). *Introducción al análisis de vibraciones con elementos finitos*.

Scott W. Doebling, Charles R. Farrar, Michael B. Prime, & Daniel W. Shevitz. (1996).

Damage Identification and health Monitoring of Structural and Mechanical Systems from Changes in their vibration Characteristics A Literature Review. May 1996.

SOLAS. (2009). *Convention for the Safety of Life at Sea*. International Maritime Organization.

Thomson, W. T. (1993). Theory of Vibration with Applications. In *Theory of Vibration with Applications*. Springer US. <https://doi.org/10.1007/978-1-4899-6872-2>

Tlasi, A. A., Akinturk, A., Swamidas, A. S., & Haddara, M. R. (2012). Crack Detection in Shaft Using Lateral and Torsional Vibration Measurements and Analyses. *Mechanical Engineering Research*, 2(2). <https://doi.org/10.5539/mer.v2n2p52>

Wahid Rahman, D. (2016). *Impact hammer test*.

Apéndice

Apéndice A. Elementos utilizados en la metodología

Figura 33

Ejes de acero inoxidable y posición de fisura



Fuente: Propia

Figura 34

Acelerómetro Brüel & Kjær 4370



Fuente: Propia

Tabla 12

Especificaciones técnicas de Acelerómetro

| Tipo | Peso [gr] | Voltaje [mV/g] | Carga $\pm 2\%$ [pC/g] | Rango de Frecuencia $\pm 10\%$ [kHz] |
|------|--------------|-------------------|------------------------------|---|
| 4370 | 54 | 80 | 98,1 | 4,8 |

Fuente: Tomado de (Brüel & Kjær, 2018)

Figura 35

Martillo de impacto PCB Piezotronics modelo 086C03



Fuente: Propia

Figura 36

Modelo de Sistema de Propulsión Marina del presente estudio



Apéndice B. Resultados experimentales

Tabla 13

Frecuencias naturales experimentales del eje con 20% del área transversal afectada

| Experimento | Ubicación | f1 [Hz] | f2 [Hz] | f3 [Hz] | Impulso [mv.s] |
|-------------|---------------------|------------|------------|------------|-------------------|
| 1 | Hélice | 52,69 | - | - | 1,41E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 168,69 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,95 | 164,89 | - | - |
| 2 | Hélice | 52,08 | 168,78 | - | 2,98E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 169,27 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,84 | 152,02 | 471,61 | - |
| 3 | Hélice | 52,08 | - | - | 2,18E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,34 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,08 | 153,09 | 470,77 | - |
| 4 | Hélice | 53,80 | 170,67 | - | 2,31E-04 |
| | Entre Descansos | 53,37 | 170,59 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 39,06 | 170,85 | 486,04 | - |
| 5 | Hélice | 53,39 | - | - | 2,73E-04 |
| | Entre Descansos | 53,26 | 170,24 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 44,59 | 170,90 | 485,12 | - |
| 6 | Hélice | 53,48 | 170,06 | - | 3,83E-04 |
| | Entre Descansos | 53,58 | 170,26 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 40,82 | 171,08 | 485,70 | - |
| 7 | Hélice | 44,80 | 172,09 | 488,78 | 2,58E-04 |
| | Entre Descansos | 47,91 | 171,75 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 38,01 | 171,76 | 487,26 | - |
| 8 | Hélice | 40,80 | 171,73 | 482,85 | 9,21E-04 |
| | Entre Descansos | 40,50 | 172,29 | 486,40 | - |
| | Descanso - Reductor | 45,00 | 169,75 | 486,11 | - |
| 9 | Hélice | 53,07 | 169,05 | 485,24 | 5,68E-04 |
| | Entre Descansos | 51,37 | 172,27 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 39,76 | 169,47 | 487,60 | - |

Tabla 14*Frecuencias naturales experimentales del eje con 40% del área transversal afectada*

| Experimento | Ubicación de acelerómetros | f ₁ [Hz] | f ₂ [Hz] | f ₃ [Hz] | Impulso [mv.s] |
|-------------|----------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------|
| 1 | Hélice | 52,22 | | - | 2,73E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,26 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,97 | 154,11 | - | - |
| 2 | Hélice | 52,19 | 155,90 | - | 3,19E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,25 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,08 | 156,01 | 463,20 | - |
| 3 | Hélice | 52,08 | 156,25 | - | 3,41E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,25 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,08 | 156,25 | 464,41 | - |
| 4 | Hélice | 52,08 | 156,25 | - | 2,36E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,25 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,08 | 156,25 | 471,16 | - |
| 5 | Hélice | 52,05 | 157,30 | - | 3,35E-04 |
| | Entre Descansos | 53,29 | 157,94 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 56,42 | 156,25 | 473,09 | - |
| 6 | Hélice | 52,49 | 157,47 | - | 3,20E-04 |
| | Entre Descansos | 52,96 | 157,48 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,13 | 157,89 | 471,54 | - |
| 7 | Hélice | 53,96 | 163,17 | 474,58 | 2,51E-04 |
| | Entre Descansos | - | 163,95 | - | - |
| | Descanso - Reductor | - | 164,29 | 470,76 | - |
| 8 | Hélice | 53,36 | 163,46 | - | 4,13E-04 |
| | Entre Descansos | 53,91 | 163,36 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 39,68 | 149,89 | 477,56 | - |
| 9 | Hélice | 41,67 | 161,46 | - | 3,33E-04 |
| | Entre Descansos | - | 162,76 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 36,58 | 150,88 | 445,19 | - |

Tabla 15*Frecuencias naturales experimentales del eje con 60% del área transversal afectada*

| Experimento | Ubicación de acelerómetros | f ₁ [Hz] | f ₂ [Hz] | f ₃ [Hz] | Impulso [mv.s] |
|-------------|----------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------|
| 1 | Hélice | 52,08 | - | - | 1,90E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,25 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 52,78 | 148,53 | 451,76 | - |
| 2 | Hélice | 52,08 | - | - | 2,44E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 153,57 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 39,98 | 145,93 | - | - |
| 3 | Hélice | 52,08 | - | - | 2,65E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 156,25 | 451,59 | - |
| | Descanso - Reductor | 52,08 | 156,25 | 447,40 | - |
| 4 | Hélice | 52,17 | 150,98 | - | 2,46E-04 |
| | Entre Descansos | 52,08 | 159,53 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 39,71 | 160,81 | 471,15 | - |
| 5 | Hélice | 52,31 | - | - | 2,03E-04 |
| | Entre Descansos | 52,05 | 160,98 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 39,39 | 154,79 | 467,11 | - |
| 6 | Hélice | 52,55 | - | - | 2,01E-04 |
| | Entre Descansos | 51,43 | 160,27 | 468,22 | - |
| | Descanso - Reductor | 39,99 | 155,24 | 469,19 | - |
| 7 | Hélice | 39,79 | - | - | 2,69E-04 |
| | Entre Descansos | 39,39 | 157,88 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 36,91 | - | 452,92 | - |
| 8 | Hélice | 39,47 | - | - | 3,31E-04 |
| | Entre Descansos | 39,53 | 151,42 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 37,34 | 157,36 | 478,41 | - |
| 9 | Hélice | 39,59 | 158,16 | - | 3,07E-04 |
| | Entre Descansos | 40,00 | 157,48 | - | - |
| | Descanso - Reductor | 37,16 | 156,17 | 455,35 | - |

Figura 37

Transformada de Fourier de aceleración (Impacto en el medio del eje)

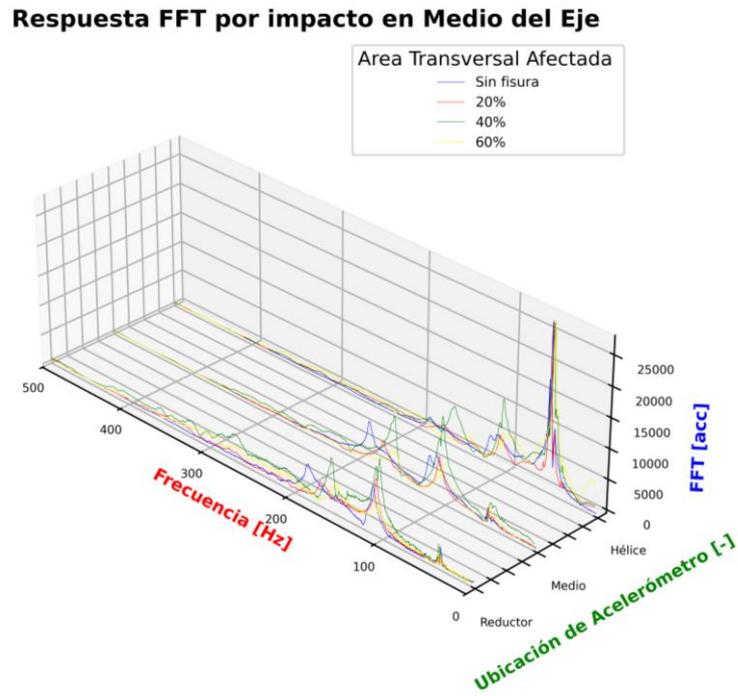
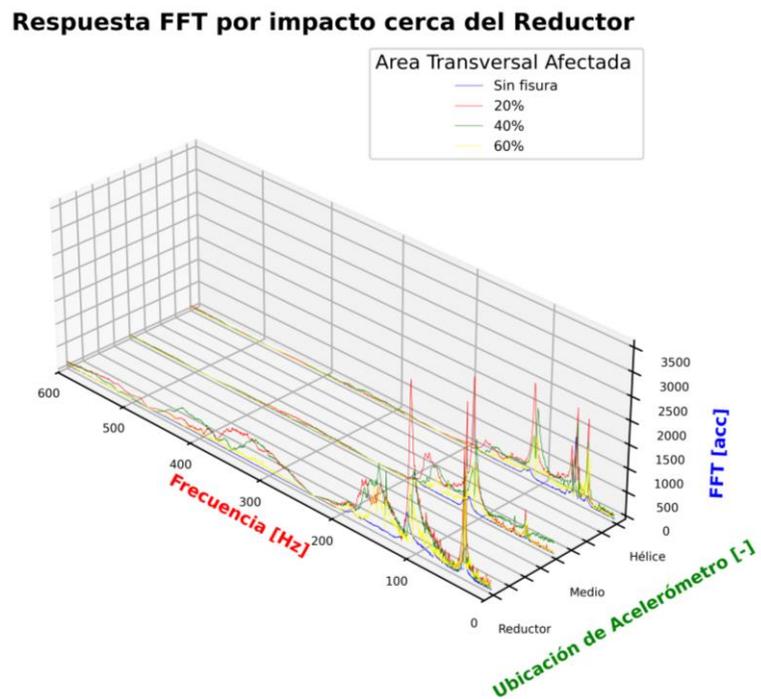


Figura 38

Transformada de Fourier de aceleración (Impacto en las proximidades del reductor)



Apéndice C. Script usado en Python para el procesamiento de datos experimentales

```

#Tesis
#Transformada de Fourier de Señales de Ejes con Fisuras
#Josue Díaz - Cristofer Gómez
#20/Ene/2025

import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.ticker import MaxNLocator
import mpl_toolkits.mplot3d as axis3d
from scipy.signal import butter, filtfilt
from scipy.signal import stft

rutas_txt = ['D14 00 06.txt', 'V24 00 06.txt', 'C24 00 06.txt', 'S24 00
06.txt']
fuerzas = [1.448e-4, 3.84e-4, 2.58e-4, 3.09e-4]
colors = ["blue", "red", "green", "yellow"]
tema = ["Sin fisura", "20%", "40%", "60%"]
c = 0

delimitador = '\t'
# Grafica de frecuencia
fig = plt.figure(figsize=(7, 6), dpi = 800)
ax1 = fig.add_subplot(111, projection="3d")
ax1.view_init(elev=30, azim=135)

for ruta in rutas_txt:
    df =pd.read_csv(ruta, delimiter = delimitador)
    time = df["Time"]
    acel_pr = df["Ac. Pr"]*9.81/80
    acel_mid = df["Ac. Mid"]*9.81/80
    acel_pp = df["Ac. Pp"]*9.81/80
    martillo = df["Martillo"]/2.25

    #Suavizar Curvas y Graficar
    suavizadopp = np.convolve(acel_pp, np.ones(11) /11, mode='same')
    suavizadomid = np.convolve(acel_mid, np.ones(11) /11, mode='same')
    suavizadopr = np.convolve(acel_pr, np.ones(11) /11, mode='same')

    #Obtener Frecuencias
    N = len(time)
    frecuencias = np.fft.fftfreq(N, 0.0002)

    num = 4500
    fftpp = np.fft.fft(suavizadopp)
    amplitudespp = np.abs(fftp)
    frecuencias_positivas = frecuencias[10:num // 2]
    amplitudes_positivas_pp = amplitudespp[10:num // 2]

    fftmid = np.fft.fft(suavizadomid)
    amplitudesmid = np.abs(fftmid)
    amplitudes_positivas_mid = amplitudesmid[10:num // 2]

    fftpr = np.fft.fft(suavizadopr)
    amplitudespr = np.abs(fftp)
    amplitudes_positivas_pr = amplitudespr[10:num // 2]

    v = len(frecuencias_positivas[frecuencias_positivas < 500 ])

```

```

#Graficar funciones FFT 3D
z = np.array(v *[1])
ax1.plot(frecuencias_positivas[:v],z,
amplitudes_positivas_pp[:v]/fuerzas[c], linewidth=0.25,
color=colors[c],label = tema[c])

z = np.array(v *[2])
ax1.plot(frecuencias_positivas[:v], z,
amplitudes_positivas_mid[:v]/fuerzas[c], linewidth=0.25, color=colors[c])

z = np.array(v *[3])
ax1.plot(frecuencias_positivas[:v],
z,amplitudes_positivas_pr[:v]/fuerzas[c], linewidth=0.25, color=colors[c])

c+=1

#Agregar formato de presentación
ubicaciones = [ " ", "Hélice", " ", " ", " ", "Medio", " ", " ", " ",
"Reductor"]
ax1.set_yticklabels(ubicaciones)
ax1.set_xlabel("Frecuencia [Hz]", fontsize=9, fontweight='bold',
color='red') # Nombre del Eje X
ax1.set_ylabel("Ubicación de Acelerómetro [-]", fontsize=9,
fontweight='bold', color='green') # Nombre del Eje Y
ax1.set_zlabel("FFT [acc]", fontsize=9, fontweight='bold', color='blue') #
Nombre del Eje Z
plt.legend(title = "Area Transversal Afectada ", fontsize=7)

ax1.tick_params(axis='x', labelsz=6) # Cambia el tamaño del eje x
ax1.tick_params(axis='y', labelsz=6) # Cambia el tamaño del eje y
ax1.tick_params(axis='z', labelsz=6) # Cambia el tamaño del eje z

ax1.set_title("Respuesta FFT por impacto en Medio del Eje", fontsize=12,
fontweight='bold')
ax1.set_xlim(0,500)
ax1.set_box_aspect([3, 1, 1])
plt.show()

```