



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

DESARROLLO DE UNA MÁQUINA AGITADORA PARA EXPERIMENTACIÓN DE
VIBRACIONES MECÁNICAS EN OBRAS DE PATRIMONIO CULTURAL E
HISTÓRICO

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
ALÍ EDUARDO ARMENTA MÁRQUEZ

TUTOR PRINCIPAL
DR. ALEJANDRO CUAUHTÉMOC RAMÍREZ REIVICH, FACULTAD DE
INGENIERÍA

COTUTOR
DR. DIEGO ARMANDO ZAMORA GARCÍA, FACULTAD DE INGENIERÍA

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. MX., MARZO 2024



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE: DR. VICENTE BORJA RAMÍREZ
SECRETARIO: DR. VÍCTOR JAVIER GONZÁLEZ VILLELA
1 er. VOCAL: DR. ALEJANDRO C. RAMÍREZ REIVICH
2 do. VOCAL: DRA. MARÍA DEL PILAR CORONA LIRA
3 er. VOCAL: DR. DIEGO ARMANDO ZAMORA GARCÍA

LUGAR O LUGARES DONDE SE REALIZÓ LA TESIS: CIUDAD DE MÉXICO, CIUDAD UNIVERSITARIA, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM.

TUTOR DE TESIS:

DR. ALEJANDRO CUAUHTÉMOC RAMÍREZ REIVICH

A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a horizontal stroke at the end, positioned above a dashed horizontal line.

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, el agradecimiento más grande por motivarme a realizar mis estudios de posgrado y así mismo, apoyarme moral y económicamente durante esta trayectoria.

A mis colegas y amigos que escucharon mis frustraciones y supieron brindar buenos consejos para la vida personal y para los proyectos escolares.

A los compañeros de laboratorio del Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica, los cuales que llevaré con cariño mucho después de mi paso por el cuarto piso del CIA.

A mi tutor, el Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich, por los grandes consejos y por ayudarme a pensar un poco más fuera de la caja.

Al Dr. Diego Armando Zamora García, no solo por ser un gran guía y líder del proyecto, sino por ser un gran amigo.

Otro agradecimiento que deseo no que quede en el olvido es a Linus Tech Tips y a JayzTwoCents, por proveer educación informal y entretenimiento que forjaron parte de la persona que soy hoy en día.

Quiero agradecer también a CONACYT por proveer una beca de manutención en apoyo a mis estudios de maestría en ingeniería mecánica.

Por último, quiero agradecer a la Universidad Nacional Autónoma de México por financiar el proyecto descrito en este trabajo a través del programa PAPIIT con número de proyecto 102122.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: DEFINICIÓN DEL PROYECTO	3
1.1 INTRODUCCIÓN	3
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	2
1.3 PREGUNTAS DE INVESTIGACIÓN E HIPÓTESIS	3
1.4 OBJETIVOS	4
CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE	5
2.1 DAÑO POR VIBRACIONES DE BAJA AMPLITUD A PATRIMONIO CULTURAL E HISTORICO	5
2.1.1 PRUEBAS IN SITU	5
2.1.2 PRUEBAS EN TRANSPORTE.....	7
2.1.3 PRUEBAS DE VIBRACIÓN SINTÉTICAS	7
2.2 BANCOS DE PRUEBAS ESPECIALIZADOS EN CENSADO DE VIBRACIONES....	8
2.2.1 EXCITADORES MECÁNICOS.....	8
2.2.2 AGITADORES ELECTRODINÁMICOS	9
2.2.3 OTRO TIPO DE EXCITADORES VIBRATORIOS	10
CAPÍTULO 3:.....	11
DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	11
3.1 EXPLICACIÓN DE LAS NECESIDADES	11
3.2 EL PROCESO DE DISEÑO.....	12
3.3 EXPLIACIÓN DEL EXPERIMENTO	14
3.3.1 CURVAS DE VIBRACIÓN TÍPICAS EN OBJETOS SOMETIDOS A SITUACIONES DE EXHIBICIÓN Y TRANSPORTE.....	14
3.3.2 PROTOTIPO DEL EXPERIMENTO	15
3.4 ESPECIFICACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS	17
CAPÍTULO 4: DISEÑO CONCEPTUAL.....	18
4.1 DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL.....	18
4.1.1 MODELO DE CAJA NEGRA.....	18
4.1.2 MODELO DE ESTRUCTURA DE FUNCIONES.....	18
4.1.3 POSIBLES SOLUCIONES A LAS SUBFUNCIONES OBTENIDAS	19
4.2 BOSQUEJOS.....	20
4.3 MODELOS TRIDIMENSIONALES.....	21
4.4 SIMULACIÓN Y ESTIMACIÓN PREELIMINAR DE PARAMETROS	23
4.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE MOTOR ELÉCTRICO	23

CAPÍTULO 5: DISEÑO DE CONFIGURACIÓN	27
5.1 SUBSISTEMAS Y SUBENSAMBLAJES.....	27
5.1.1 SEPARACIÓN DE LOS SUBSISTEMAS.....	27
5.1.2 ARREGLO FÍSICO DE LOS COMPONENTES	28
5.2 DIMENSIONAMIENTO DE PIEZAS DE PROPÓSITO ESPECIAL	31
5.3 COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS.....	32
CAPÍTULO 6: DISEÑO DE DETALLE	34
6.1 COMPONENTES DE PROPÓSITO ESPECIAL	34
6.1.1 SELECCIÓN DE MATERIALES PARA PIEZAS DE PROPÓSITO ESPECIAL.....	35
6.1.2 TOLERANCIAS DIMENSIONALES DE PIEZAS DE PROPÓSITO ESPECIAL	38
6.2 COMPONENTES ESTÁNDAR Y COMERCIALES	41
6.2.1 MOTOR DC BRUSHLESS	42
6.2.2 ENGRANAJE DE TRANSMISIÓN	43
6.2.3 RODAMIENTO Y GUIAS LINEALES	44
6.2.4 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS Y SENSORES.....	45
6.3 TABLA DE SEGURIDAD CONTRA ESFUERZOS Y FRECUENCIA DE RESONANCIA	45
6.3.1 EJEMPLOS DE CÁLCULOS ANALÍTICOS	46
6.3.2 EJEMPLO DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	50
RESULTADOS	54
CAPÍTULO 7: PROTOTIPO Y PRUEBAS	56
7.1 MANUFACTURA Y ENSAMBLAJE	56
7.1.1 PROCESOS DE MANUFACTURA	56
7.1.2 PROCESOS DE ENSAMBLAJE	58
7.2 PRUEBAS.....	59
7.3.1 PROTOCOLO PARA VALIDAR LA FUNCIONALIDAD MECÁNICA	59
7.3.2 PROTOCOLO PARA VALIDAR EL SISTEMA DE VISIÓN ARTIFICIAL.....	61
7.3 POSICIONAMIENTO Y AJUSTE DE ESPÉCIMEN	62
7.4 PROTOCOLO DEL EXPERIMENTO	63
CAPÍTULO 8: RESULTADOS	66
CAPÍTULO 9: CONCLUSIONES	75
ANEXOS	76
ANEXO 1: PLANOS DE DETALLE.....	76
ANEXO 2: INFORMACIÓN DE PARTES COMERCIALES.....	83
BIBLIOGRAFÍA	93

CAPÍTULO 1: DEFINICIÓN DEL PROYECTO

1.1 INTRODUCCIÓN

México es un país con amplio registro histórico y artístico. A través de los años se han generado diversos documentos y artefactos culturales, desde códices prehispánicos y arte plumario hasta aquellos que nos rigen legalmente como la constitución política de los Estados Unidos Mexicanos. La preservación de dicho patrimonio es de gran importancia documental debido a que, a pesar de que muchos de los documentos se encuentran en bibliotecas digitales o reimpresos en diversas bibliografías, nunca se podrá recrear fielmente al artículo original y todas las características que tenía cuando se creó en tiempos de antaño. Por su parte, las piezas de arte tienen un incalculable valor cultural y muchas veces, un valor monetario exorbitante, las reproducciones de arte pueden alcanzar un estado de similitud muy alto respecto a la pieza original, sin embargo, esto no se refleja en su valor monetario, ya que las piezas originales se valoran por su rareza, técnica y estado, lo que conlleva a que los coleccionistas y galerías de arte resguarden con la mayor seguridad dichos artículos. Otro tipo de objetos encontrados en museos son los especímenes biológicos, estos pueden estar tratados con taxidermia, conservados con químicos o en estado de esqueleto, la diferencia con las dos categorías anteriores, es que los especímenes biológicos no solo sirven para su apreciación en exhibición, si no para el estudio e investigación en áreas como medicina, veterinaria, antropología y biología, mientras que las réplicas de esqueletos y las bases de datos ofrecen una gran cantidad de información para familiarizarse con los especímenes, los cuerpos biológicos son sistemas extremadamente complejos, con tejidos y estructuras multimaterial que hasta el momento solo pueden ser creadas con la naturaleza.

Las diversas piezas de museo se someten a diferentes condiciones en su entorno, debido a que deben ser puestas en exhibición, trasladarse, realizar procesos de montaje y desmontaje. Durante estas circunstancias, pueden experimentar diversos cambios en temperatura, humedad, intensidad luminosa y cargas en el cuerpo, entre las cuales se encuentran las vibraciones aleatorias.

Una de las formas de prevenir el daño causado por estos fenómenos es evitar moverlas de su lugar de exhibición. Sin embargo, muchas veces es requerido trasladar las obras porque fueron adquiridas, el lugar donde se almacenan es inseguro o se han prestado para exhibición en otra galería.

Las condiciones ambientales como temperatura, humedad e intensidad luminosa se pueden monitorear y controlar en un ambiente cerrado como lo es un museo. En el caso de un traslado, se pueden aislar estas condiciones de manera relativamente fácil con cubiertas adecuadas.

Las vibraciones mecánicas son movimientos ondulatorios que se transmiten a los cuerpos sin generar un desplazamiento neto. Es decir, que oscilan conforme a una posición de equilibrio [1]. En un entorno urbano, las vibraciones mecánicas pueden ser de origen aleatorio o causadas por maquinas que trabajan a una frecuencia establecida. Las vibraciones de origen aleatorio se pueden presentar en museos en la forma de caminatas de los visitantes a través de los pasillos, conciertos para atraer más visitantes o conferencias impartidas con micrófonos y bocinas. Estas vibraciones también pueden provenir de fuentes externas como construcciones cercanas o en el mismo complejo del museo, avenidas concurridas cercanas a las instalaciones o por terremotos que azoten la zona [2].

El control de las vibraciones es más complejo que el de las condiciones anteriormente mencionadas, ya que implicaría que cada objeto tuviera un sistema de amortiguamiento para desacelerar los cuerpos de manera efectiva. Es prudente conocer el rango de vibraciones a los que pueden estar sometidos los artículos de museo, ya que se puede incurrir en daños accidentalmente al realizar actividades cotidianas y los daños pueden presentarse de manera acumulativa a través de la vida del objeto a resguardar.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente existe poca información acerca del daño producido por vibraciones mecánicas de baja amplitud en patrimonio cultural e histórico, uno de los retos que enfrentan los investigadores de estos fenómenos es la distinta variedad de artículos que se pueden encontrar en museos. Los materiales, tamaños, formas y peso varían en gran cantidad, además, muchas de las formas de exhibición son de diferente índole, algunos objetos se encuentran enmarcados en la pared, otros sobre repisas, las esculturas usualmente se encuentran sobre bases o directamente apoyadas en el suelo.

En muchos casos, al ser artículos extremadamente delicados, no se puede colocar un acelerómetro directamente sobre la superficie de estos, ya que pueden romperse, desprender pequeñas láminas de pintura, entre otros casos [3]. El sensado de las aceleraciones se realiza colocando estos sensores en superficies cercanas a los objetos de interés de análisis, siendo repisas, paredes y el suelo mismo. El caso de algunas pinturas como las aquellas denominadas “pastel” presentan una superficie tan ligera que, el incluir un sensor en las superficies de estas, pueden alterar la lectura de vibraciones en sí [4]. Esto conduce a una incompatibilidad en las pruebas de vibraciones mecánicas reportadas en diversos artículos. La diversidad de posiciones y metodologías hace que no se puedan comparar directamente los resultados de una prueba a otra. Sin embargo, ofrecen una perspectiva de los diferentes tipos de daños en los que se pueden incurrir y de los valores de vibración permisibles en diferentes circunstancias.

Se tiene claro que la mejor manera de registrar las vibraciones en un objeto es colocar el dispositivo de sensado directamente sobre este o en alguna estructura secundaria, como un marco o un recipiente donde se halle contenido. Una forma de probar los artículos de patrimonio cultural e histórico es someterlos directamente a diferentes niveles de frecuencia y aceleración. Esto podría lograrse colocando los objetos sobre un banco de pruebas.

1.3 PREGUNTAS DE INVESTIGACIÓN E HIPÓTESIS

A continuación, se enlistan una serie de preguntas que surgieron de la reflexión de la problemática presentada en la sección anterior.

1. ¿Podemos aplicar la metodología genérica de diseño en el desarrollo un banco de pruebas especializados en sensado de vibraciones?
2. ¿Qué características debe tener un dispositivo de sensado específico para su aplicación en patrimonio cultural?
3. ¿Este dispositivo novedoso nos puede ayudar a normalizar las pruebas de vibración en piezas de museo?
4. ¿Cómo se puede medir el daño causado por vibraciones mecánicas en un artículo de museo?

Estas cuestiones de investigación son pertinentes al diseño de un equipo especializado. En este trabajo se explora como el proceso de diseño nos puede ayudar a responder estas preguntas. Las hipótesis generadas a partir de estas preguntas de investigación se presentan a continuación.

Hipótesis

1. Será posible aplicar y adaptar la metodología genérica del proceso de diseño para desarrollar el banco de pruebas especializado para medir vibraciones mecánicas.
2. Este dispositivo debe ser ligero, transportable, no debe dañar mecánica o químicamente los objetos y debe transmitir inalámbricamente los parámetros registrados.
3. El banco de pruebas de sensado de vibraciones especializado será capaz de proporcionar las condiciones vibratorias que se presentan en operaciones de montaje, traslado, preparación y exhibición, para los todos diferentes tipos de artículos de museo.
4. El banco de pruebas entregará una medida cuantitativa que ayude a medir el daño o la tendencia de daño en las piezas de museo.

1.4 OBJETIVOS

El objetivo de esta investigación es diseñar y fabricar un dispositivo que permita ser utilizado en artículos de alto valor histórico y/o cultural con la finalidad de monitorear la actividad dinámica que se refleja en estos debido a la interacción con el medio a diferentes circunstancias como traslado, montaje, preparación y exhibición. Los objetivos específicos de esta investigación son los siguientes:

1. Diseñar un banco de pruebas especializado en censado de vibraciones que cumpla con la especificación requerida para recrear las vibraciones típicas durante maniobras de traslado, montaje, preparación y exhibición
2. Construir el dispositivo diseñado.
3. Experimentar con el dispositivo construido y verificar que se pueden recrear las condiciones vibratorias de montaje, traslado, preparación y exhibición para cada uno de los tipos de patrimonio histórico y cultural típicos.

Este trabajo de investigación y diseño es parte de un proyecto perteneciente al Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica (CDMIT) con apoyo del programa PAPIIT, en el cual se busca generar investigación y tecnología para medir el daño causado por vibraciones mecánicas al patrimonio cultural e histórico de México, con la finalidad de que este trabajo pueda generar un impacto en las actividades de preservación de dichos objetos. El objetivo general del proyecto ejecutado por el CDMIT es generar tecnología patentable para su explotación por terceros.

CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se presenta el estado del arte necesario para poder comprender como se preservan los objetos en calidad de museo, también es necesario dicho conocimiento para poder emprender el proceso de diseño y en específico, la especificación del banco de pruebas.

Se parte de una breve explicación de la investigación actual y el tipo de pruebas empleadas para caracterizar el daño por vibraciones mecánicas y el comportamiento dinámico en piezas de museo. Posteriormente, se sintetiza la información que existe acerca del daño mecánico que sufren las piezas de museo causado por vibraciones de baja amplitud para poder caracterizar los tipos de daños y las fuentes principales de las vibraciones. Por último, se revisa la tecnología que se implementa en las pruebas de vibración sintética para artículos de patrimonio cultural e histórico.

2.1 DAÑO POR VIBRACIONES DE BAJA AMPLITUD A PATRIMONIO CULTURAL E HISTORICO

Se han realizado pocas investigaciones acerca del daño que producen las vibraciones mecánicas de baja amplitud en los artículos históricos y artísticos en museos alrededor del mundo [5]. Se considera que el área de investigación es relativamente nueva, ya que las primeras referencias formales acerca del daño por vibraciones fueron producidas a finales del siglo XX [6], con poca información respecto a los márgenes de vibración a los que se pueden someter los artículos de museo. La mayoría de la información generada en este campo de investigación data de mediados de la primera década del siglo XXI.

Las investigaciones se dividen en diferentes categorías, pueden referirse a la toma de lectura y análisis de vibraciones en el medio donde se tiene contenidos los artículos, los cuales pueden ser museos, bodegas, capsulas de preservación, etc. También existen diversas pruebas sintéticas que se realizan en laboratorios con parámetros controlados a los objetos mismos con la finalidad de conocer el comportamiento de estos cuando se someten a diferentes niveles de vibración. A continuación, se hace una descripción de las diversas metodologías que se han realizado actualmente en estas categorías.

2.1.1 PRUEBAS IN SITU

Las pruebas en el sitio se refieren a tomas de lecturas en el medio donde se exponen dichas obras con valor. Usualmente se realizan eventos con multitudes de gente, como conciertos de rock, jazz, entre otros, en museos para atraer nuevo público, especialmente joven [5]. Otras de las circunstancias de riesgo se pueden dar porque las exposiciones comentadas en micrófono pueden tener un volumen tan alto que pueden generar daños por desplazamientos a las piezas expuestas. Una configuración típica para las pruebas in situ se muestra en la figura 2.1.

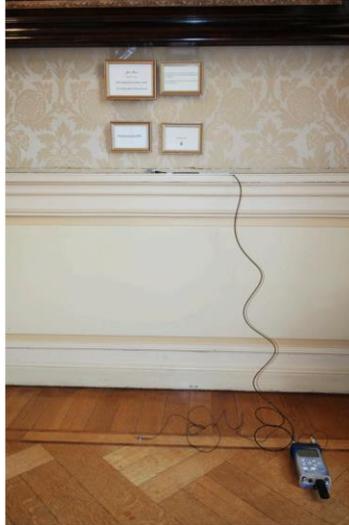


Figura 2.1 Configuración típica de medición de vibraciones in situ. Tomado de [2].

Muchas veces se requieren hacer proyectos de mantenimiento o expansión en los museos, en las cuales se realizan derrumbes de muros, columnas y vigas, para realizar estas maniobras, se utilizan herramientas de construcción convencionales, como rotomartillos, taladros, mazos, entre otros, el impacto que generan estas máquinas es muy perceptible inclusive para el cuerpo humano. Los museos pueden tener cientos o miles de objetos en una misma sala, por lo que muchas veces es imposible retirarlos o desplazarlos, especialmente en el caso de objetos de gran tamaño como esculturas, fresco, esqueletos de dinosaurio (figura 2.2), etc. Este fue el caso de The British Museum [3], en esta ubicación se registraron niveles de aceleración en paredes de diversas salas que van desde 0.15g hasta 0.6g. Como consecuencia, algunas obras sufrieron daños como la generación de nuevas grietas (pinturas), pérdida de material (figuras) y abrasión (placas y esculturas).



Figura 2.2 Ejemplo de pieza de difícil traslado. Tomado de [7].

Se han registrado los niveles de vibraciones mecánicas en circunstancias usuales de exhibición, los niveles de aceleración en condiciones normales se encuentran entre 0.02 in/s a 0.19 in/s [7].

2.1.2 PRUEBAS EN TRANSPORTE

Las pruebas en transporte se refieren a la medición de las condiciones vibratorias cuando se transportan las piezas de un lugar a otro, esto puede ser de una sala a otra en un mismo complejo de museo o de un edificio a otro, a muchos kilómetros de distancia. El grupo de investigación CDMIT tiene amplio conocimiento en este campo, siendo participes en el proyecto de transporte del fresco “Pan American Unity” de Diego Rivera, ubicado actualmente en el museo SFMOMA [8]. Este fresco se trasladó de un edificio a otro mediante camiones de carga, tanto a los paneles que componen el fresco como al camión donde fue transportado se le pusieron acelerómetros coordinados con un rastreador GPS para conocer las vibraciones en distintos puntos en función del camino recorrido. Cabe mencionar que a los paneles del fresco se les añadió un sistema de amortiguación para evitar que absorbieran la mayoría de la energía por vibración e impacto. El arreglo de posición de los sensores se observa en la figura 2.2. Los niveles de aceleración permisibles en el trayecto se establecieron de 0.3g a 2.11g.

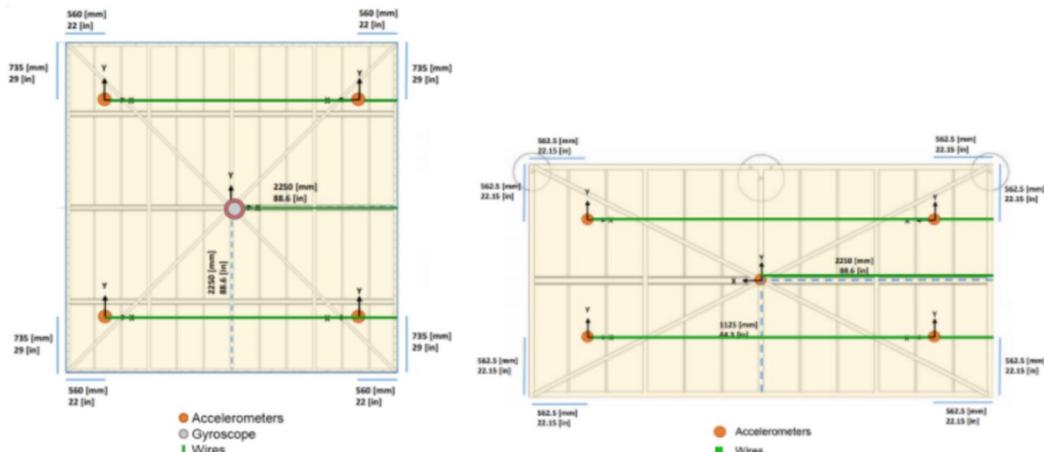


Figura 2.3 Arreglo de sensores para paneles del Pan American Unity, de [8].

2.1.3 PRUEBAS DE VIBRACIÓN SINTÉTICAS

Una técnica para evaluar cómo se comportan las piezas de museo a diferentes niveles de vibración es la de probar “mock-ups” en bancos de prueba. Esto fue lo que realizó el centro de biodiversidad Naturalis [5]. Se determinó que los objetos de museo pueden sufrir dos tipos de daño por vibraciones de baja amplitud. Los objetos pueden sufrir daños por pérdida de material a consecuencia de las sacudidas continuas, pero también pueden sufrir fenómenos de desplazamiento, ya que con cada ciclo de vibración se van moviendo de un lugar a otro.

A pesar de que se definió que las vibraciones oscilan desde un punto de equilibrio, este tipo de comportamiento es probable consecuencia de la vibración de las repisas en sí donde se probaron las piezas típicas del museo. Este comportamiento ambulatorio no se vio registrado cuando se probaron las piezas individualmente. En la figura 2.4 se muestra cómo se colocan típicamente los especímenes biológicos en sus repisas convencionales.



Figura 2.4 Repisa con especímenes biológicos. De [5].

Un tipo de daño por vibraciones mecánicas que poco se observa a simple vista, es el daño por fatiga vibratoria, la fatiga se refiere a la aplicación de una carga continua por debajo del límite de resistencia mecánica, que, a cierto número muy alto de ciclos, provocan el fallo repentino en el cuerpo. Este tipo de falla mecánica se puede presentar eventualmente a través de la vida en exhibición de la obra.

Debido a que es un fenómeno que ocurre a cientos de miles o millones de ciclos, es más aparente cuando se realiza de manera sintética. Wei [4] realizó pruebas de fatiga a recreaciones de pinturas pastel del siglo XVII. Se encontró que hay una relación entre la magnitud del desplazamiento y el número de ciclos a la falla de la pintura. Lo cual es de esperarse, ya que el esfuerzo es directamente proporcional al desplazamiento.

2.2 BANCOS DE PRUEBAS ESPECIALIZADOS EN CENSADO DE VIBRACIONES

Los bancos de pruebas de vibraciones mecánicas son equipos que sirven para provocar vibraciones de manera deliberada con el propósito de probar objetos a diferentes niveles de frecuencia, aceleración y duración de aplicación. Estos equipos además deben de permitir tomar la lectura de los niveles de aceleración o de los desplazamientos generados por la vibración. Se componen principalmente de un excitador vibratorio y un dispositivo sensor más los complementos que se requieran para su aplicación.

Existen diferentes tipos de excitadores vibratorios y se pueden clasificar por el tipo de fuente que los provocan. De acuerdo con Rao [9], se pueden encontrar principalmente en dos categorías: excitadores mecánicos y agitadores electrodinámicos.

2.2.1 EXCITADORES MECÁNICOS

Son aquellos aparatos que se sirven de mecanismos como el de yugo escoces para causar vibraciones armónicas en los objetos de prueba. La manivela de estos mecanismos puede ser accionada mediante un motor de velocidad constante o variable.

Algunos de los principios dinámicos usados en los excitadores mecánicos son [9]:

- **Fuerza de inercia** (mecanismo de yugo escocés) o resorte elástico
 $f < 30 \text{ Hz}$; $F < 700 \text{ N}$
- **Fuerzas desbalanceadas**
 $250 \text{ N} \leq F \leq 25,000 \text{ N}$

En la figura 2.5 se muestra un diagrama esquemático de un excitador mecánico de cargas desbalanceadas.

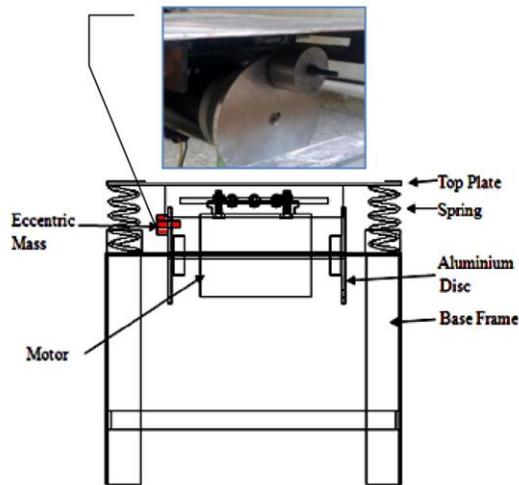


Figura 2.5 Diagrama esquemático de un excitador mecánico de cargas desbalanceadas. De [10].

2.2.2 AGITADORES ELECTRODINÁMICOS

Estos se componen de un electro magneto, un embobinado y un elemento en movimiento. Cuando se aplica una corriente eléctrica al embobinado, se genera una fuerza de movimiento debido al campo magnético del electro magneto. Esta fuerza es proporcional a la corriente que pasa por el embobinado y al campo magnético, por lo tanto, en equipos pequeños, se utiliza un magneto permanente mientras que en equipos que requieren desplazar una gran carga, se utilizan electro magnetos. La figura 2.6 muestra los elementos básicos de este tipo de agitador.

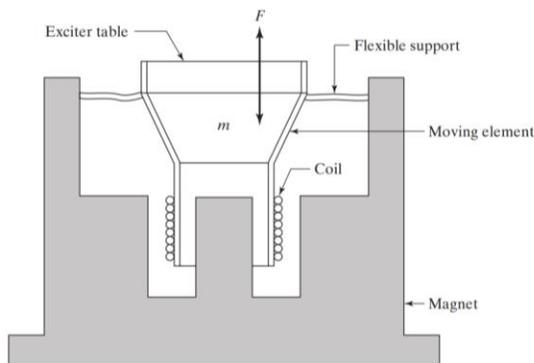


Figura 2.6 Estructura básica de un agitador electrodinámico. De [9].

Si se utiliza una corriente directa para excitar el embobinado, este generará una fuerza constante, sin embargo, si se utiliza una fuente armónica como la corriente alterna que se suministra por las redes de transmisión locales, la fuerza generada también será armónica y se podrá crear un espectro de vibraciones.

Los rangos de operación típicos en este tipo de equipos son los siguientes [9]:

$$2 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ kHz}; F \leq 30,000 \text{ N}; d \leq 25 \text{ mm}$$

En la figura 2.7 se muestra un ejemplo de agitador electrodinámico usado en una prueba sintética.



Figura 2.7 Agitador electrodinámico marca TIRA GmbH usado en [5].

2.2.3 OTRO TIPO DE EXCITADORES VIBRATORIOS

Los ejemplos de excitadores vibratorios mencionados anteriormente tienen en consideración que los objetos a desplazar tienen un peso considerable. Sin embargo, existen casos en donde se puede transmitir vibración a cuerpos con medios poco convencionales como ondas de aire, este fue el método que utilizó Wei [4] para analizar pinturas pastel del siglo XVIII a fatiga vibratoria. La configuración que se utilizó consiste en una bocina (subwoofer) IPS 18E-R de la marca BagEnd controlada por un generador de señal sinusoidal TOE 7741 marca Toellner. Con este arreglo se lograron hasta 4.3 mm de desplazamiento cuando el subwoofer se colocaba directamente bajo la pintura pastel. El banco de prueba utilizado por Wei [4] se muestra en la figura 2.8.

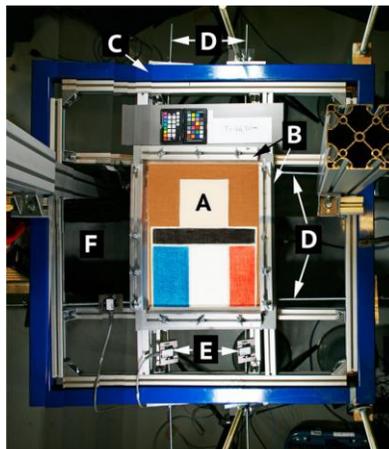


Figura 2.8 Banco de pruebas de vibración (subwoofer bajo moockup) de [4].

El propósito de esta configuración fue el de realizar pruebas de fatiga y las piezas analizadas se prestan a la herramienta. Sin embargo, no se espera que un equipo de este tipo sea capaz de generar desplazamientos considerables en piezas más pesadas.

CAPÍTULO 3: DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

3.1 EXPLICACIÓN DE LAS NECESIDADES

Como se ha hecho énfasis en las secciones anteriores, las piezas de museo requieren una preservación excepcional. Sin embargo, es necesario para las entidades conservadoras, museos e incluso coleccionistas privados, puedan exhibir, transportar y resguardar las obras sin tener la incertidumbre acerca del daño que estas pueden sufrir.

Se establecieron los siguientes enunciados de necesidad que dan inicio al proceso de desarrollo de ingeniería.

- Se requiere conocer la relación que existe entre las vibraciones mecánicas y el daño efectuado sobre una pieza de museo.
- Se requiere conocer la magnitud de daño (o tendencia al daño) generado por un nivel de vibración establecido.
- Se requiere conocer los diferentes niveles de vibración que existen en las circunstancias de exhibición, montaje, desmontaje, traslado y exhibición de los artículos de museo.
- Se requiere establecer niveles seguros para dichas circunstancias que permitan la mejor preservación de las piezas.

En este trabajo de investigación se ha establecido que las problemáticas anteriores serán atacadas en cuatro etapas principales, las cuales se redactan a continuación.

1. Diseñar un banco de pruebas que sirva para estudiar las relaciones entre las vibraciones mecánicas y el daño en artículos de museo.
2. Validar dicho banco de pruebas para montar de manera segura artículos de alto valor histórico y cultural.
3. Diseño del experimento para poder generar las relaciones entre las magnitudes físicas y el daño en los objetos de museo.
4. Experimentar con diversos artículos de museo: Códices de papel amate, documentos antiguos, arte plumario, etc... Con la finalidad de obtener márgenes seguros en las diversas condiciones vibratorias.

En el presente trabajo se explora a fondo las primeras dos etapas del proyecto, es decir, el diseño, construcción y validación del banco de pruebas que se utilizará para la experimentación con los objetos de museo. Cabe destacar que el diseño del banco de pruebas y el diseño del experimento están ligados y son actividades en paralelo. El diseño del experimento dictará los requerimientos del banco de pruebas y este limitará las capacidades de experimentación.

3.2 EL PROCESO DE DISEÑO

Para comenzar el proceso de desarrollo del banco de pruebas, es necesario establecer los pasos sistemáticos a seguir, es decir, establecer una metodología. Debido a que este proyecto es tanto de desarrollo tecnológico como científico, se decidió recurrir al proceso de diseño genérico, aquel descrito por Dieter [11], se muestra gráficamente en la figura 3.1.

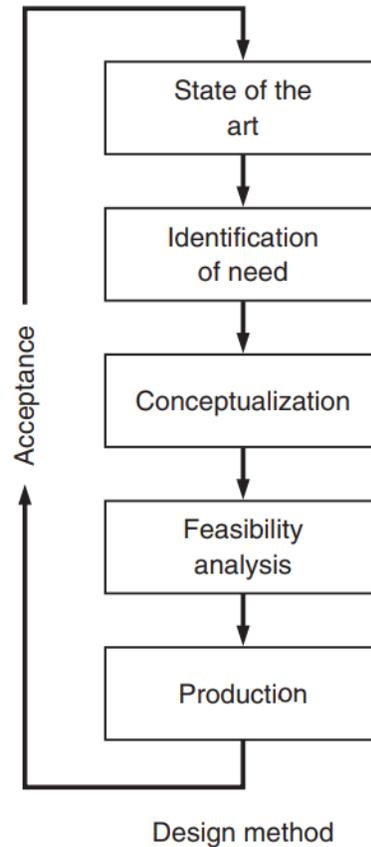


Figura 3.1 Proceso de diseño genérico, de [11].

El proceso de diseño genérico nos indica que, para iniciar con el desarrollo de un producto o máquina de propósito especial, es necesario hacer una recopilación de información, posteriormente generar alternativas de solución para seleccionar la mejor alternativa y finalizar con la producción. El proceso de diseño es iterativo en varias de sus etapas, así como todo el proceso mismo, con la finalidad de alcanzar los requerimientos deseados.

De acuerdo con Dieter [11], un desglose de las actividades que se realizan en cada etapa del proceso de diseño se muestra en el diagrama de la figura 3.2.

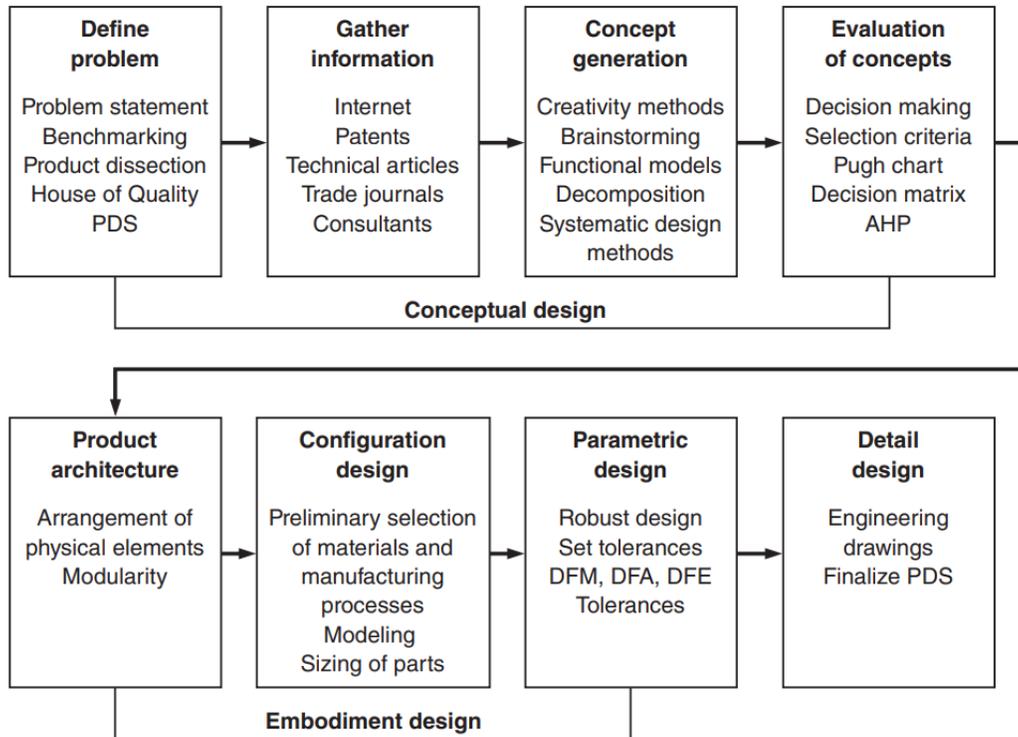


Figura 3.2 Actividades de cada etapa de diseño, de [11].

Para el desarrollo del banco de pruebas se adaptó el proceso de diseño genérico. Se incurrió en las siguientes etapas:

1. Definición del problema: En esta etapa se describe la problemática, sus orígenes y la importancia de solución de dicha cuestión. También se enlistan las especificaciones del sistema.
2. Estado del arte: Es necesario para conocer el nivel de desarrollo tecnológico que existe para solucionar dicho problema. En ocasiones, abre las puertas a desarrollos innovadores con problemáticas que no se han atendido.
3. Diseño conceptual: Se utilizan métodos creativos para generar propuestas de solución. Se utilizan herramientas de dibujo, CAD, maquetas, etc.
4. Selección del concepto: De las propuestas de solución generadas, se seleccionan, combinan o replantean las mejores para obtener la mejor o la mejor combinación de estas.
5. Diseño de configuración: Se genera un arreglo espacial juntando los diversos subensambles del sistema, se estiman tamaños preliminares y se proponen materiales.
6. Diseño de detalle: Se establecen las dimensiones finales y exactas, así como las tolerancias geométricas y dimensionales para garantizar la funcionalidad. Se seleccionan los materiales y acabados. El producto de esta etapa son los planos e información necesaria para fabricación.
7. Construcción de prototipo: Se manufacturan y ensamblan las diversas partes del sistema acorde a las indicaciones de la especificación y se prueba la funcionalidad de los componentes individuales.

8. Validación: Se realizan las pruebas pertinentes para verificar que el sistema cumpla con los requerimientos que se plantearon al inicio del desarrollo.

En la figura 3.3 se muestra gráficamente el proceso de diseño adaptado para el desarrollo del banco de pruebas de vibraciones.

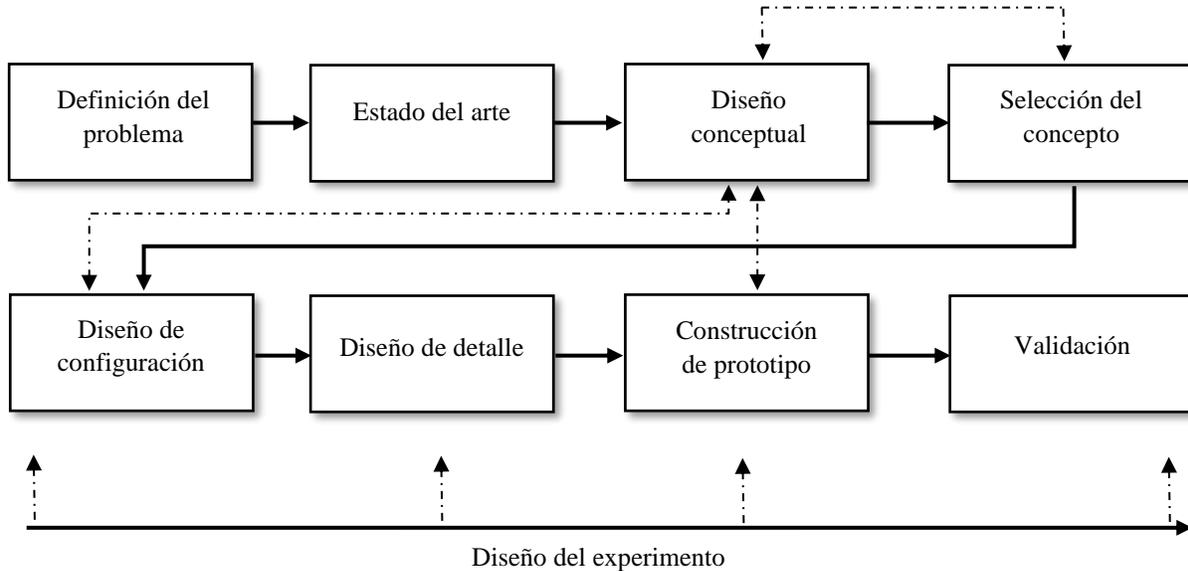


Figura 3.3 Proceso de diseño adaptado al banco de pruebas de vibración.

3.3 EXPLIACIÓN DEL EXPERIMENTO

Debido a que el experimento se diseñó en paralelo con el diseño del banco de pruebas, ambas iteraciones van evolucionando constantemente hasta llegar a un punto de congruencia.

Se tiene un prototipo de experimento para estudiar las relaciones entre las vibraciones mecánicas y el daño en objetos de patrimonio cultural e histórico. Consiste en someter las piezas de museo a vibración armónica, modulando la amplitud y frecuencia de dichas ondas.

3.3.1 CURVAS DE VIBRACIÓN TÍPICAS EN OBJETOS SOMETIDOS A SITUACIONES DE EXHIBICIÓN Y TRANSPORTE

Cuando un objeto de museo sufre una condición de manipulación, este experimenta aceleraciones en todo el cuerpo, ya que las fuerzas que lo desplazan se transmiten a todas las partículas del cuerpo en movimiento. En el caso de un objeto en exhibición, aunque aparentemente no se desplace un cuerpo, sí sufre desplazamientos imperceptibles a causa de fuentes de movimiento (tránsito de personas, construcciones, etc.) o fuentes de sonido (bocinas, gente hablando, etc.).

En la figura 3.4 se puede apreciar una curva de aceleración con respecto al tiempo de un piso de madera en una galería de arte.

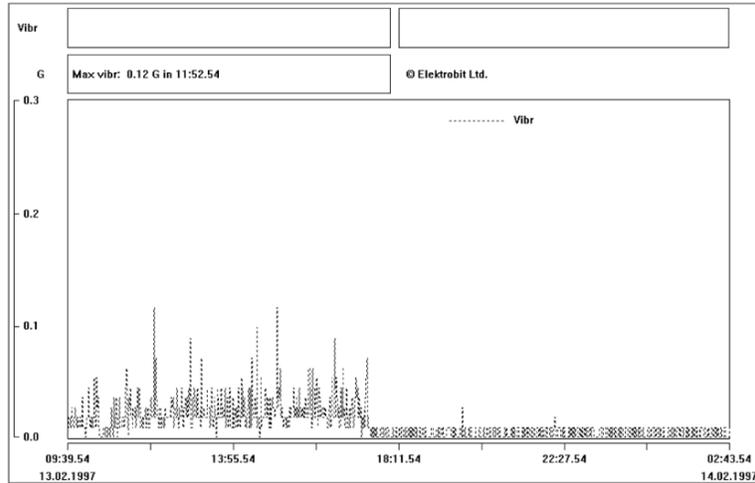


Figura 3.4 Gráfica de valores típicos de vibración en una galería con piso de madera, de [3].

A diferencia de una curva continua, estas representan eventos aleatorios o eventos que no se pueden representar mediante una función matemática. Existen diversas maneras de representar los eventos de vibraciones, se pueden expresar en el dominio del tiempo o en el dominio de la frecuencia. Es por eso que, en muchos análisis se prefiere hacer uso de los análisis de densidad espectral de potencia (DEP o PSD en inglés), estos análisis nos permiten identificar qué componentes de frecuencia aportan más energía al fenómeno de vibración en un determinado tiempo. En la figura 3.5 se observa un análisis de PSD en el transporte de manzanas.

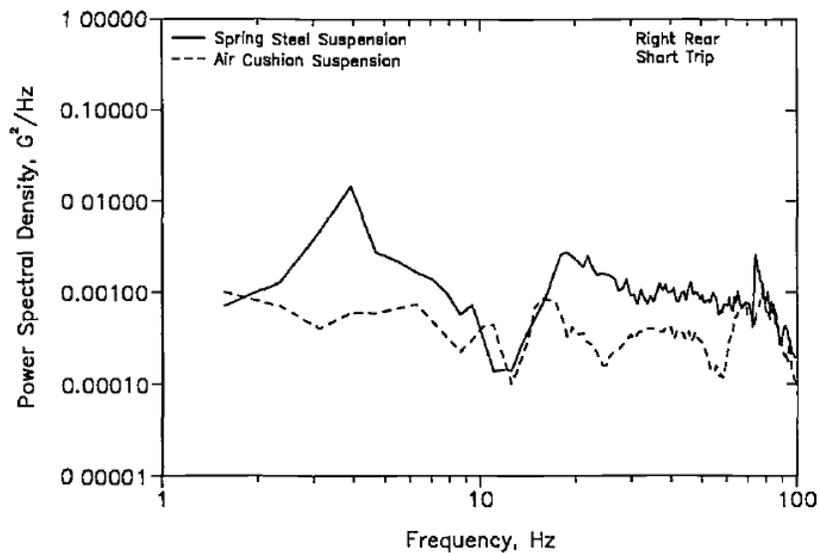


Figura 3.5 Análisis PSD derivado de la suspensión de un tráiler en el transporte de manzanas, de [12].

3.3.2 PROTOTIPO DEL EXPERIMENTO

Se ha planteado que una forma para relacionar el nivel de vibraciones con el daño a objetos de museo en condiciones de exhibición, montaje y transporte es realizando experimentación modulando la amplitud de dichas vibraciones (desplazamiento) contra la

frecuencia a las que estos desplazamientos se generan, en un rango de tiempo normalizado para dichos objetos de museo.

Es de esperarse que, modulando estos parámetros de amplitud y frecuencia, se encuentren diferentes tipos de daño y en diferentes magnitudes. Con los datos obtenidos por este barrido de dos parámetros, se puede genera una superficie de respuesta, teniendo como ejes coordenados la amplitud, la frecuencia y como respuesta, el nivel de daño. De este tipo de iteraciones de experimentación se espera generar una gráfica como la de la figura 3.6. Los números que se muestran en el gráfico indican el posible número de iteraciones y la conexión genera la superficie de respuesta de daño.

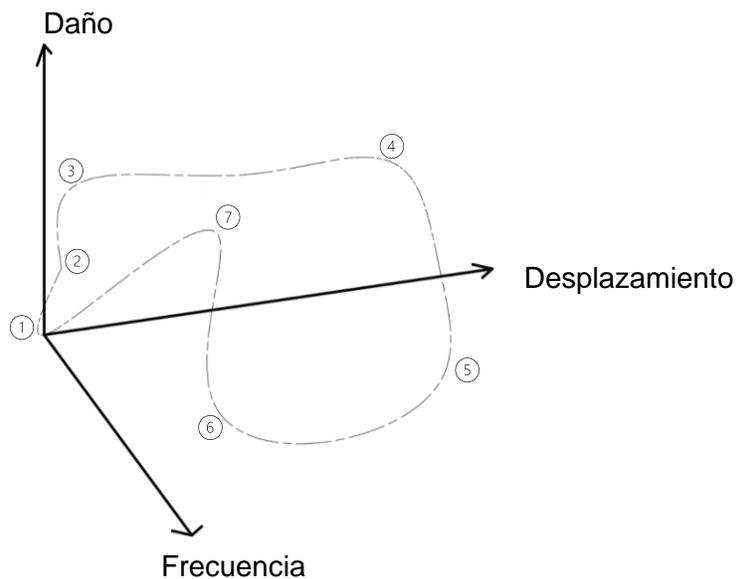


Figura 3.6 Gráfico de respuesta esperado.

El concepto de experimentación inicial consiste en los siguientes pasos.

1. Tener un tamaño de espécimen normalizado (volumen, peso, materiales).
2. Posar dicho espécimen sobre el banco de pruebas y sujetarlo sin causar daño por esta acción.
3. Generar desplazamiento vertical armónico a una frecuencia y amplitud establecidas.
4. Realizar un barrido bidimensional con todo el rango de frecuencias y amplitudes.
5. Reportar el daño establecido en cada una de estas corridas.
6. Generar una superficie de respuesta de daño y analizar las posibles relaciones que puedan surgir de los resultados.

Una de las etapas posteriores del diseño del experimento es identificar y normalizar que es a lo que “nivel de daño” se refiere. De acuerdo con Wei [5], se pueden apreciar diferentes respuestas de daño a las vibraciones, entre ellas pueden ser pequeñas descamaciones en los objetos y otras pérdidas de material como caídas de filamentos o plumas [5], en el caso de pinturas pastel, se pueden generar distorsiones o agrietamientos en estas [4]. Es por eso que se necesita caracterizar y normalizar dichos fenómenos de respuesta.

3.4 ESPECIFICACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS

Para poder iniciar con el diseño conceptual y proseguir con las demás etapas del diseño, es necesario conocer los límites de operación del banco de pruebas, las dimensiones de las muestras y demás parámetros para dimensionar el equipo. En la tabla 3.1 se enuncian las características que debe cumplir el banco de pruebas y las muestras que se van a colocar sobre él. La información recabada de pruebas en sitio [13], guías para exhibición [7], pruebas de transporte [14] y pruebas simuladas en ambiente controlado [5], fue utilizada para establecer la especificación de amplitud y frecuencia de la máquina.

Especificaciones de banco de pruebas	
Rubro	Descripción
Movimiento de excitación	Armónico simple en sentido vertical con amplitud y frecuencias variables.
Rango de frecuencia	0-100 Hz, con variación de 0.5 Hz
Rango de amplitud	0-20 mm, con variación de 0.5 mm
Métodos de obtención de datos	Acelerómetro axial, Sensor láser de desplazamiento.
Manufactura	Componentes maquinables en equipos convencionales, componentes estándar.
Especificaciones de especímenes	
Rubro	Descripción
Tamaño (área)	10x10 cm
Altura máxima	10 cm
Peso máximo	500 g
Materiales	Fibras naturales, plumas, papel amate, papel antiguo, capa pictórica de frescos.

Tabla 3.1 Especificaciones del banco de pruebas y de los especímenes a probar.

Se planteó una filosofía de aplicación que no dañara irreparablemente a los objetos de patrimonio cultural e histórico, por lo tanto, se optó por el uso de muestras (partes pequeñas del objeto a preservar, representativas de su constitución) y análogos (recreaciones a tamaño real o escala con materiales similares) para la experimentación.

CAPÍTULO 4: DISEÑO CONCEPTUAL

4.1 DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL

Cuando se conocen los requerimientos del sistema, es pertinente proceder a la generación de soluciones. Antes de realizar dicha actividad, es necesario conocer las funciones que va a desempeñar dicha máquina, uno de los métodos planteados por Ulrich y Eppinger [15] para conocer la función principal y las subfunciones del sistema, es el método de caja negra y de caja transparente.

4.1.1 MODELO DE CAJA NEGRA

El modelo de caja negra consiste en determinar las entradas de energía, materia e información que va a recibir nuestro sistema, así como las salidas que va a presentar posteriormente al funcionamiento de este. Cabe mencionar que el flujo de estas entradas debe permanecer y se deben manifestar como una versión transformada de las mismas al final del proceso, en otras palabras, dichas entradas no se pueden perder o desvanecer.

El modelo de caja negra del banco de pruebas de vibraciones mecánicas se aprecia en la figura 4.1.

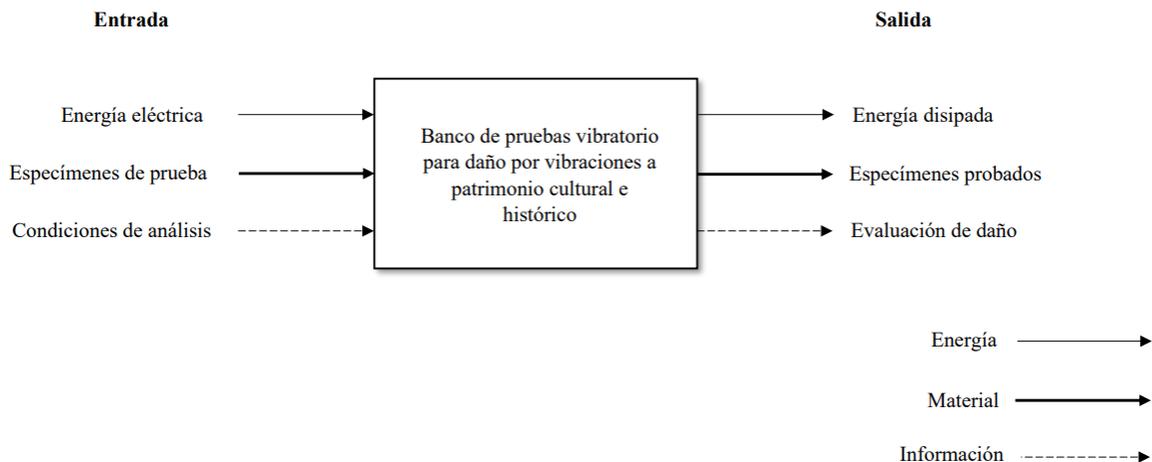


Figura 4.1 Modelo de caja negra del banco de pruebas.

4.1.2 MODELO DE ESTRUCTURA DE FUNCIONES

A diferencia del modelo de caja negra, el modelo de estructura de funciones muestra a detalle el camino que recorre cada una de las entradas al sistema. Se puede apreciar que se revelan las subfunciones y las combinaciones de estas para llegar a generar las salidas. La utilidad del modelo de caja transparente es apreciar las subfunciones del sistema, dichas subfunciones pueden transformarse en subensambles o partes esenciales de la máquina

final. Nuevamente, las entradas al sistema deben conservarse y transformarse en medida para generar las salidas deseadas de la máquina. Es decir, la materia, energía o información buscadas.

El modelo de estructura de funciones del banco de pruebas de vibraciones mecánicas se aprecia en la figura 4.2.

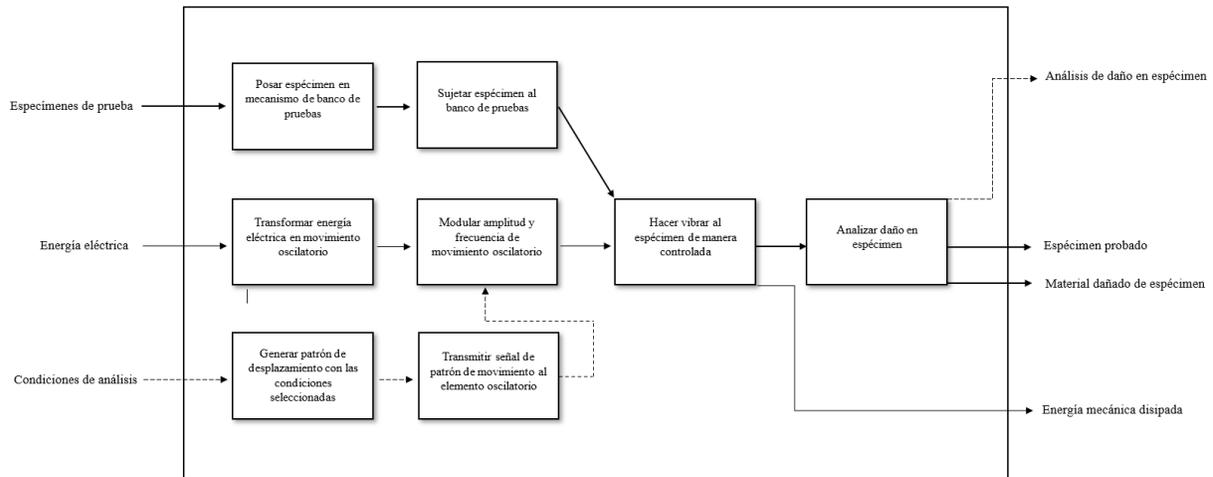


Figura 4.2 Modelo de caja transparente del banco de pruebas.

4.1.3 POSIBLES SOLUCIONES A LAS SUBFUNCIONES OBTENIDAS

Una buena práctica en la etapa conceptual es la lluvia de ideas en la generación de soluciones. Como se ha apreciado en la etapa anterior, ya se conocen las subfunciones que debe desempeñar el sistema, por lo tanto, se pueden proponer distintas soluciones.

Muchas de las soluciones propuestas para un subsistema pueden no ser compatibles con otros, sin embargo, no es recomendable limitar el espacio de solución de manera temprana, ya que la combinación de varias ideas o el replanteamiento de otras pueden llevar a soluciones cada vez más factibles.

En la tabla 4.1 se enuncian diversas soluciones a las subfunciones que el banco de pruebas debe desarrollar, dichas soluciones parten de la imaginación, experiencia y pertenencias del equipo de trabajo que desarrolló esta investigación.

Subfunción de banco de pruebas	Posible solución	
Posar espécimen en mecanismo de banco de pruebas	Posar libremente	Posar con restricción
	Posar en superficie plana Posar en superficie adaptada a espécimen	Posar con sujeción (mordazas, etc)
Sujetar espécimen al banco de pruebas	Mordazas con elemento flexible y sujeción con tornillo	
	Imanes	
	Pinzas con resorte	
	Pegamentos (cinta adhesiva, resinas)	

Transformar energía eléctrica en movimiento oscilatorio	Motor corriente directa Motor corriente alterna Mecanismo de barras Yugo escocés "Shaker" Actuador lineal
Modular amplitud y frecuencia de movimiento oscilatorio	Frecuencia
	Amplitud
Generar patrón de desplazamiento con las condiciones seleccionadas Transmitir señal de patrón de movimiento al elemento oscilatorio	Modular voltaje Transmisión CVT Modulador de frecuencia Señal eléctrica Engranajes (reductora)
	Levas Leva variable Carrera actuador Señal eléctrica (shaker) Excentricidad
Hacer vibrar al espécimen de manera controlada	Generar señal en computadora industrial (CompactRIO)
	Cable, WiFi, Bluetooth
Analizar daño en espécimen	Frecuencia y amplitud fijas Señal de transporte sintética Señal aleatoria
	Analizar manualmente el daño (cuantitativo y cualitativo) Analizar mediante fotografía + software

Tabla 4.1 Propuestas de solución a las subfunciones del banco de pruebas.

4.2 BOSQUEJOS

Antes de desarrollar un concepto a profundidad, es necesario plasmar la idea de una manera simple para evaluar prematuramente su factibilidad o para expresar una idea al grupo de trabajo. Realizar bosquejos nos ayuda a comunicarnos de una manera sencilla y rápida para proseguir o descartar un concepto.

En la figura 4.3 se aprecian la lluvia de ideas que se generó con las primeras iteraciones de solución del banco de pruebas vibratorio. Se exploró la dirección de la vibración, el tipo de señal, el tipo de sujeción que iba a tener el equipo y demás.

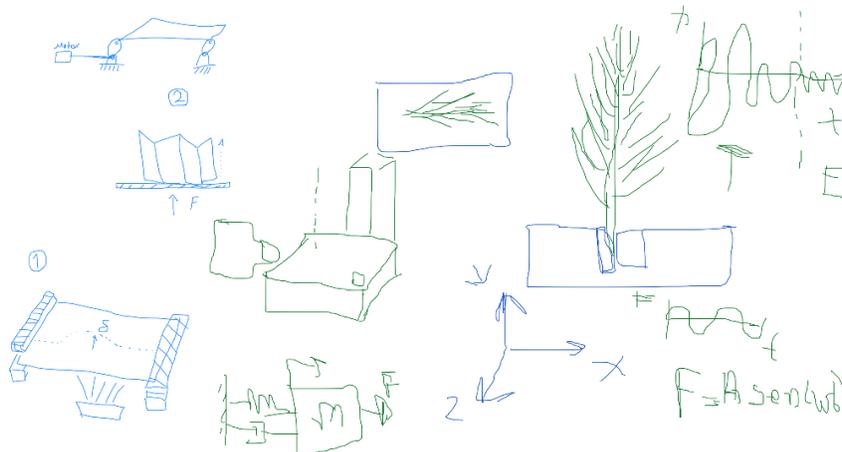


Figura 4.3 Bosquejos y lluvia de ideas en la primera iteración conceptual.

En la figura 4.4 se aprecia un bosquejo de una posible configuración del sistema. Se realizaron diversos bosquejos de configuraciones o de subsistemas del equipo.

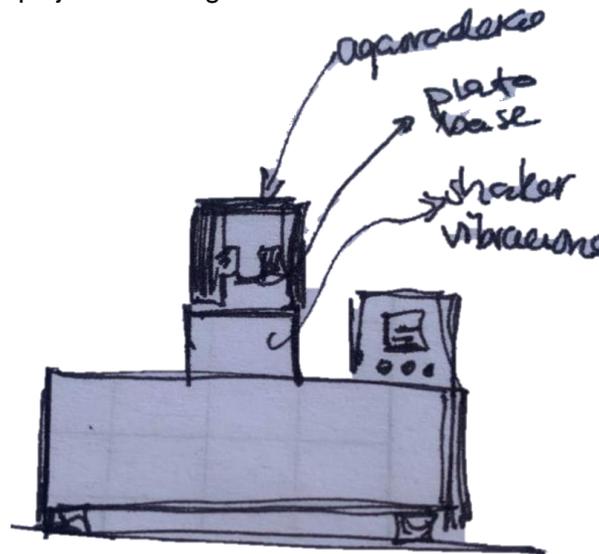


Figura 4.4 Bosquejo de posible configuración del sistema.

4.3 MODELOS TRIDIMENSIONALES

Si se quiere visualizar de mejor manera un concepto o trasladarlo al espacio, es recomendable realizar modelos CAD con bajo nivel de detalle y con dimensiones arbitrarias. Esto con la finalidad de ahorrar tiempo y recursos computacionales, ya que en esta etapa no es necesario un fino grado de dimensiones ni tolerancias.

Se realizaron diversos conceptos de las distintas subfunciones que se encontraron gracias al modelo de caja transparente.

Una de las subfunciones es posar el espécimen y otra sujetarlo al banco de pruebas. El concepto mostrado en la figura 4.5 puede satisfacer ambas subfunciones. Este consiste en una mordaza separable, unida con tornillos, entre las cuales se encuentra un polímero suave que permita una sujeción rígida sin dañar al espécimen de prueba.

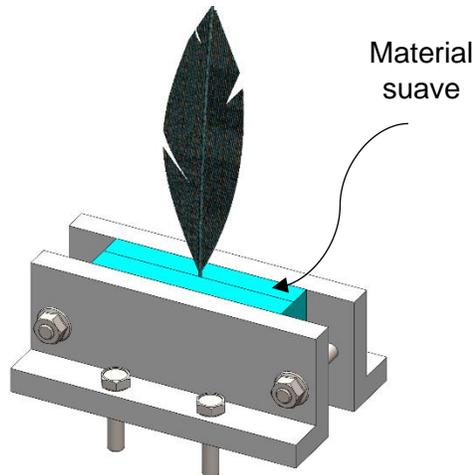


Figura 4.5 Concepto de sujeción para objetos de arte plumario.

Se tiene una percepción de cómo debe lucir el bastidor del banco de pruebas, por lo tanto, se reportaron estas dos iteraciones (figura 4.6), ambas cuentan con resortes restititivos que ayudan a mantener la posición de la base después de un desplazamiento vertical. La diferencia entre las dos iteraciones es que aquella de la izquierda cuenta con resortes más robustos que la de la derecha. La consiguiente estimación de las fuerzas necesarias dictará el nivel de rigidez y tamaño de los resortes a utilizar.

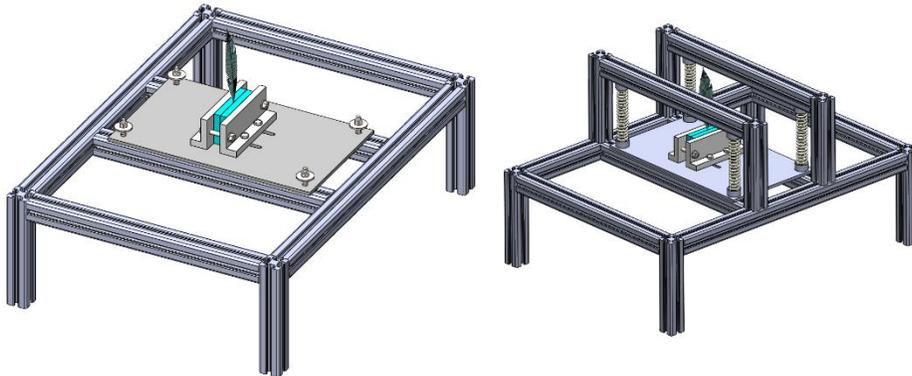


Figura 4.6 Conceptos de bastidor y elementos de sujeción. Dos iteraciones.

Una de las subfunciones más importantes y titulares del diseño del banco de pruebas es la generación del movimiento oscilatorio. Uno de los métodos más factibles para generar el movimiento oscilatorio es mediante el mecanismo de yugo escocés (figura 4.7). Se realizó un diseño conceptual de un yugo escocés que permita variar el radio, lo cual conlleva una variación en la amplitud de las vibraciones. Este yugo escocés está conectado con un eje, se plantea la implementación de un motor que pueda variar su velocidad en relación 100:1, ya que con esto se tendría solución a las subfunciones “Modular frecuencia y amplitud de movimiento oscilatorio”

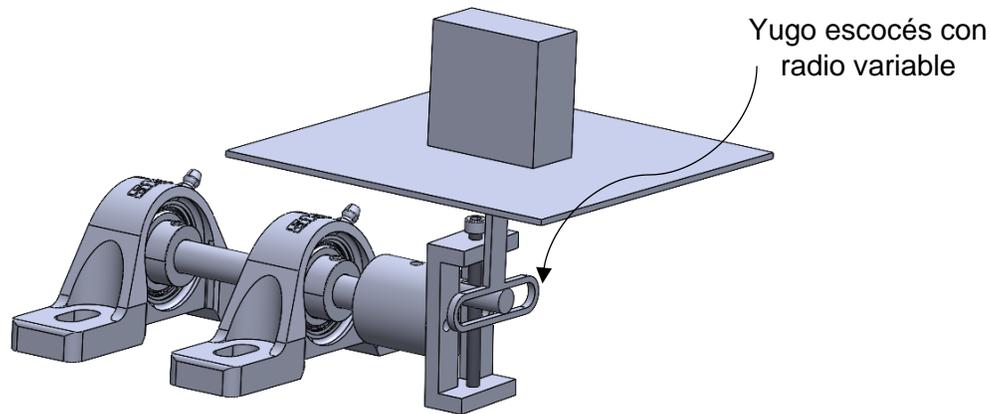


Figura 4.7 Concepto de generación de movimiento oscilatorio. Yugo escocés con carga.

4.4 SIMULACIÓN Y ESTIMACIÓN PREELIMINAR DE PARAMETROS

Para proseguir con el diseño de configuración, es necesario dimensionar ciertos componentes como lo son el motor que va a entregar la energía al sistema, el tamaño de muestra con la cual se va a experimentar y demás componentes que conlleven una gran ocupación espacial o que puedan interferir con otros elementos.

4.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE MOTOR ELÉCTRICO

Debido a que se ha seleccionado al yugo escocés como posible solución para generar movimiento oscilatorio, se puede estimar la potencia necesaria que consumiría este mecanismo a distintos niveles de carga.

Se realizaron simulaciones dinámicas mediante el software SolidWorks 2021™ con parámetros establecidos para conocer los requerimientos energéticos del mecanismo y verificar si continúa siendo factible. Se consideró un peor caso en donde los componentes mecánicos (ejes, ménsulas y pines) tienen el peso del acero y los componentes de sujeción (base y guía lineal) tienen el peso de una poliamida, así como el desplazamiento máximo impuesto en la especificación del equipo.

Condición sin carga @3600 RPM, 20 mm:

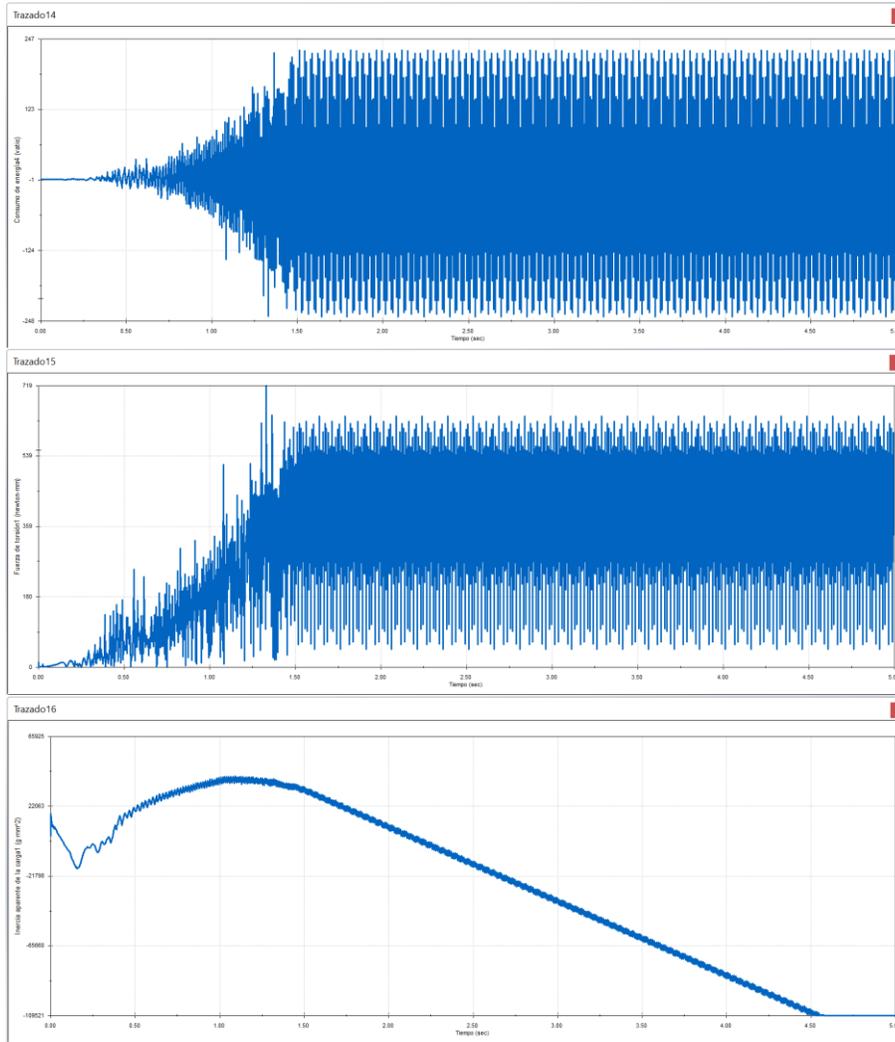


Figura 4.8 Parámetros dinámicos a 3600 RPM y 20 mm de desplazamiento en vacío.

Condición carga 60g @3600 RPM, 20 mm:

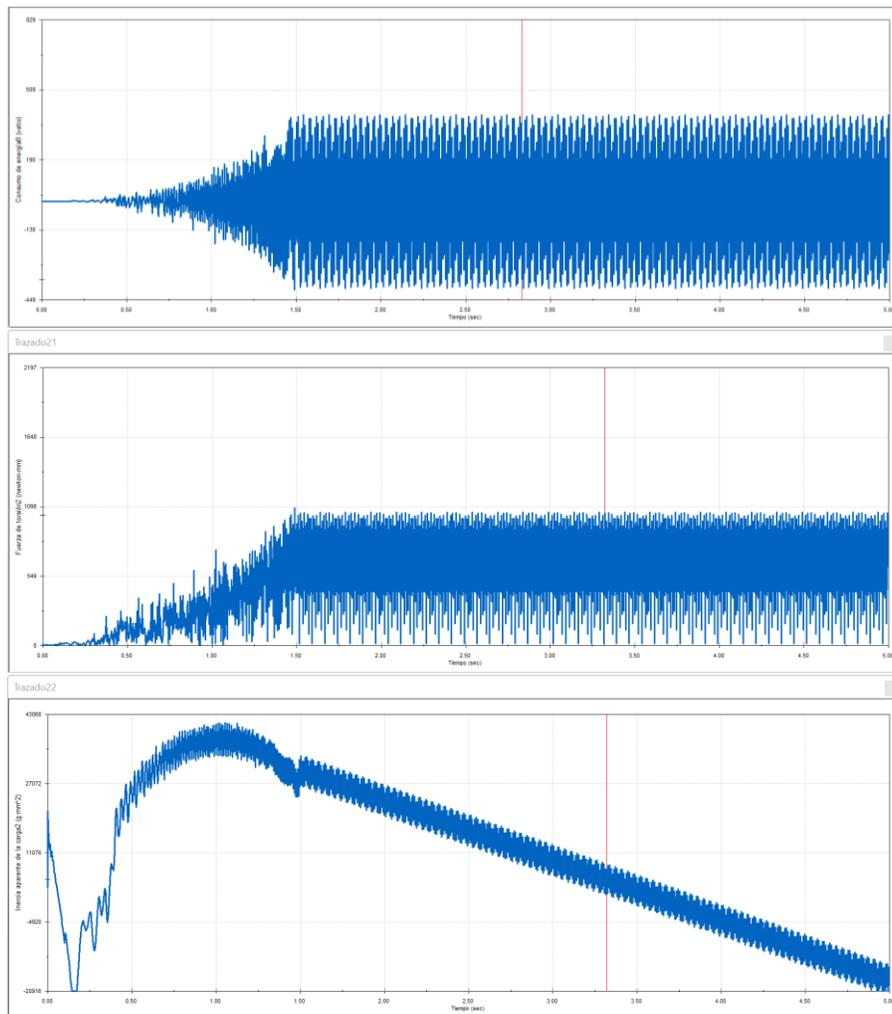


Figura 4.9 Parámetros dinámicos a 3600 RPM y 20 mm de desplazamiento con 60g de carga

Condición carga 500g @3600 RPM, 20 mm:

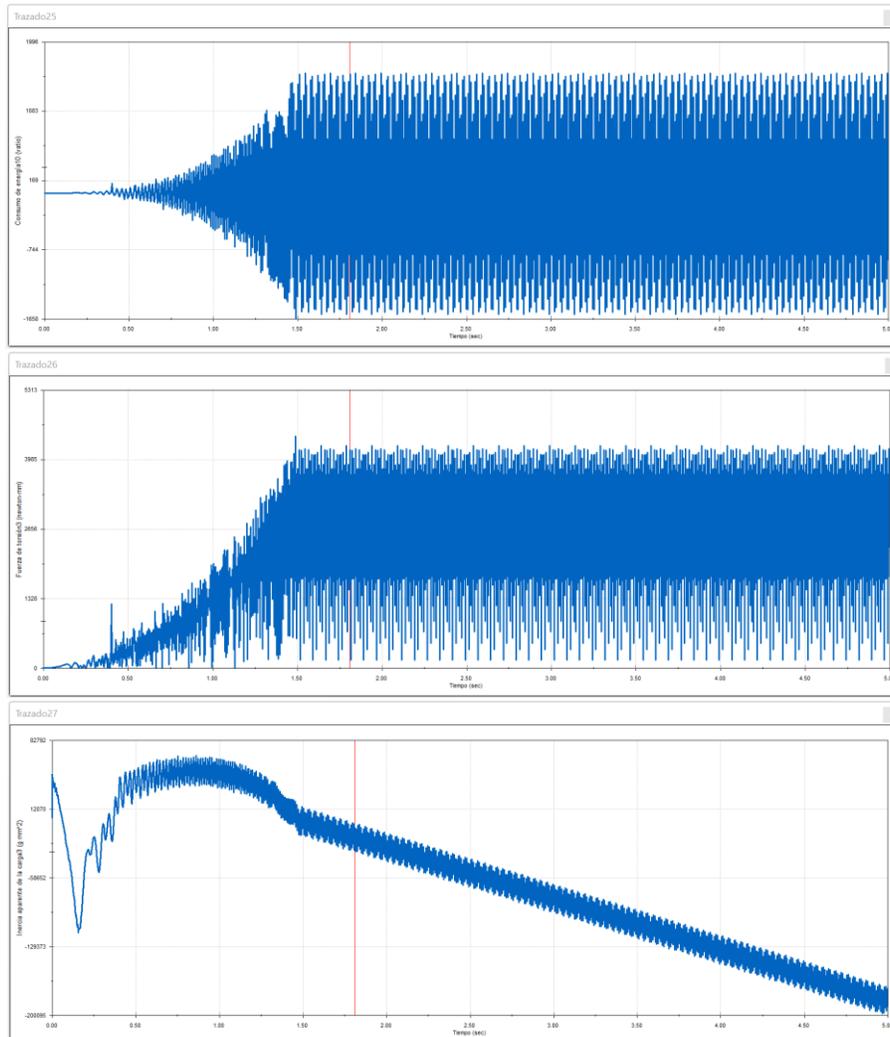


Figura 4.10 Parámetros dinámicos a 3600 RPM y 20 mm de desplazamiento con 500 g de carga.

Se tomó la decisión de investigar tres parámetros fundamentales para el dimensionamiento del motor: la energía consumida, el torque instantaneo y la inercia aparente del mecanismo. Dichos valores nos son de gran utilidad para establecer y seleccionar un tipo de motor. Esto servirá de gran manera en las etapas de configuración y de diseño de detalle, en donde se volverá a utilizar un procedimiento similar, pero con medidas y materiales específicos.

Las simulaciones reportadas anteriormente nos revelan que el caso límite, la potencia de consumo es de 1,500 W aproximadamente y el torque necesario para impulsar este movimiento es de 4 Nm. Estos valores sirven para la posterior selección del motor que impulse el mecanismo, una vez que el resto de los elementos sean dimensionados.

CAPÍTULO 5: DISEÑO DE CONFIGURACIÓN

5.1 SUBSISTEMAS Y SUBENSAMBLAJES

Después de la validación de los conceptos y de la descomposición de las funciones, es necesario programar el arreglo físico y el dimensionamiento preliminar de los subsistemas. En esta etapa del diseño, se espera tener una forma y tamaño que no variará demasiado en el futuro refinamiento de los elementos que lo componen, sin embargo, no se limita la reconfiguración para evitar solucionar las interferencias entre componentes.

5.1.1 SEPARACIÓN DE LOS SUBSISTEMAS

Como se menciona en la tabla 4.1 de las posibles soluciones a las subfunciones de la caja transparente (Figura 4.2), se aprecia que muchas de las alternativas de transmisión de información y de medición de daños se pueden realizar de manera electrónica. Mientras que las funciones relacionadas al movimiento y a la posición son estrictamente físicas y, por tanto, requieren una función mecánica.

Se espera que al separar los subsistemas en esta etapa del diseño nos permita refinar la funcionalidad y dimensiones espaciales sin abrumarnos con información acerca de los demás subsistemas, sin comprometer al mismo tiempo la funcionalidad de aquellos.

Para el banco de pruebas en vibraciones presentado en este trabajo, se propone el siguiente arreglo de subensambles y/o subsistemas en la figura 5.1.

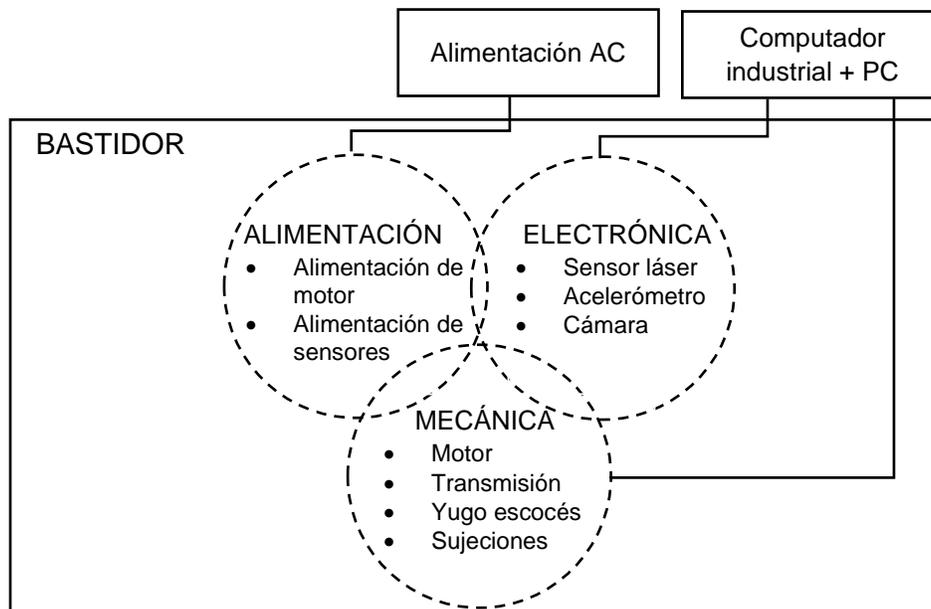


Figura 5.1 Diagrama de subensambles del banco de pruebas.

En el arreglo propuesto, se consideran tres subsistemas principales: El de mecánica, que se encarga de realizar las funciones de movimiento y posición; el de electrónica, que se encarga de las funciones de sensado y, por último, el de alimentación, que se encarga de suministrar la energía eléctrica a los otros dos sistemas. La unión de los círculos punteados indica que existen interfaces entre estos subsistemas, sin embargo, se espera a que sean mínimas y no presenten interferencias que afecten al funcionamiento de los otros subsistemas.

Además, se decidió arbitrariamente que estos subsistemas estarán englobados en un bastidor, el cual es una estructura que soporta las piezas y limita el volumen del banco de pruebas.

Independientemente, se consideraron dos subsistemas externos: el de alimentación AC que proporciona energía eléctrica desde una toma de energía convencional y el computador industrial, este sistema se encarga del procesamiento de datos y de modular la frecuencia y tiempo de las pruebas. Se hará poco hincapié a este último subsistema, ya que es una tecnología que está desarrollada de manera exhaustiva y únicamente se hará uso de la programación de esta. Se ha decidido que estos subsistemas externos se conectarán únicamente con cables a los componentes internos del banco de pruebas y su ubicación espacial es irrelevante para estos.

5.1.2 ARREGLO FÍSICO DE LOS COMPONENTES

Después de tener una concepción clara de los subsistemas y los sub-ensamblajes de los cual se compone el banco de pruebas, se procede al arreglo físico de este.

En la figura 5.2 se aprecia la primera iteración del arreglo de los componentes. Esta es una versión primitiva con algunos componentes en un estado más funcional que refinado.

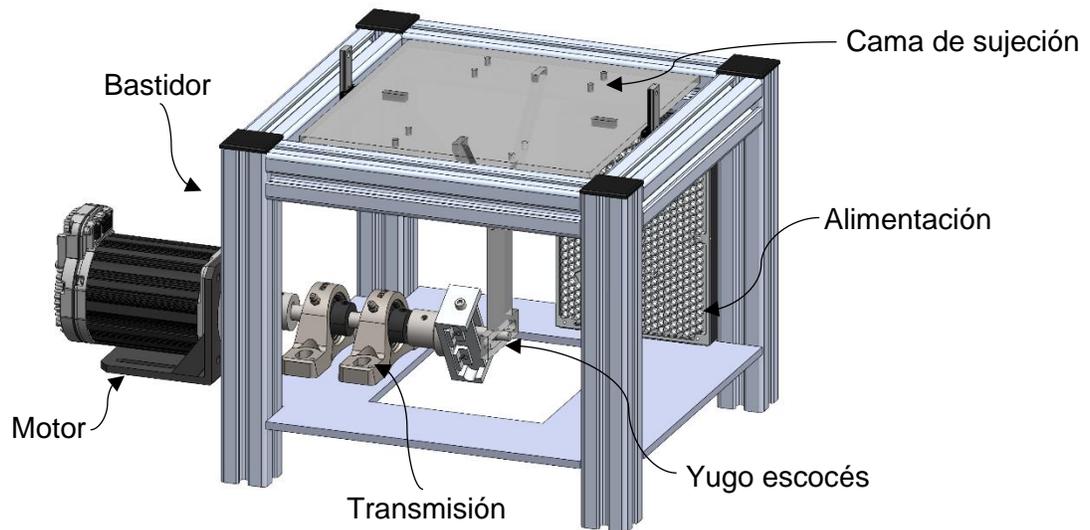


Figura 5.2 Primera iteración del arreglo de los componentes.

Esta primera versión cuenta con muchas desventajas, entre ellas se encuentra que la cama de sujeción es más amplia que el tamaño de los especímenes de muestra. A primera vista

esto parece ser una ventaja, sin embargo, una cama de sujeción más grande presenta al mismo tiempo una inercia mayor, que se representará en potencia desaprovechada por el motor eléctrico.

Otra de las desventajas es que el movimiento vertical del yugo escocés se encuentra en el centro de la base, esto ocasiona que el motor quede por fuera del bastidor, lo cual ocasionaría que el banco tendiera a ladearse.

Una de las características que se aprecian es que hay un gran volumen muerto, espacio que no está ocupado por componentes y parece indicar un desperdicio de materiales.

En la figura 5.3 se aprecia la segunda iteración del arreglo de los componentes, esta se hizo con la finalidad de resolver algunas de las problemáticas del diseño anterior.

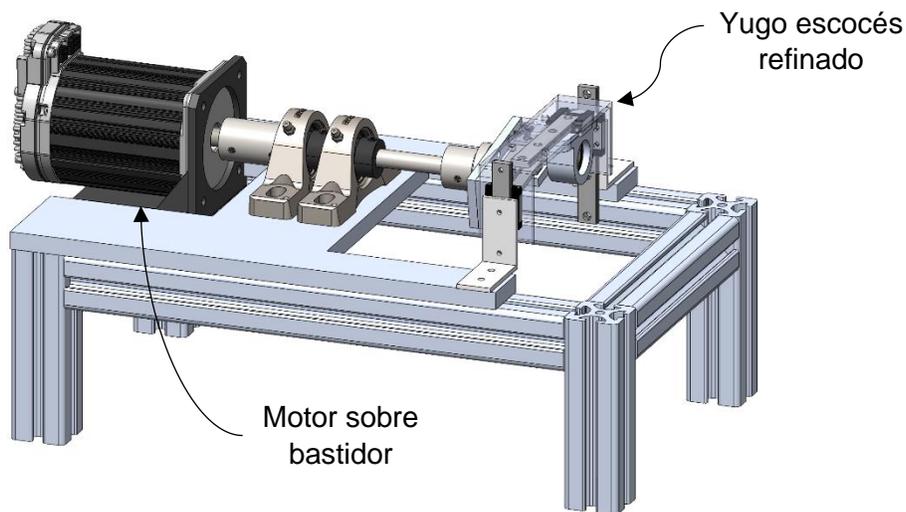


Figura 5.3 Segunda iteración del arreglo de los componentes.

En esta segunda iteración se observa que el motor ha sido colocado sobre el bastidor y que el yugo escocés se ha refinado con la finalidad de evitar una cantidad indeseable de holgura y desgaste excesivo en los pares cinemáticos que lo conforman, para así proporcionar una mayor precisión y predicción en el movimiento.

Sin embargo, esta iteración presenta un espacio muy reducido en la cama de sujeción. Además, las partes que componen a la transmisión están expuestas libremente, lo cual puede causar daños a los usuarios y a los especímenes de prueba. Otro aspecto importante que recalcar, es que esta iteración presenta un aspecto muy rudimentario con todos los elementos expuestos y de poca confiabilidad.

Una vez que se tienen claros los requisitos estructurales, mecánicos, de seguridad y estéticos que debe tener el banco de pruebas, se puede realizar una iteración final más completa; una que englobe las soluciones planteadas en las iteraciones anteriores, sin comprometer funcionalidad o confiabilidad.

En la figura 5.4 se muestra la iteración final del arreglo de los componentes del banco de pruebas.

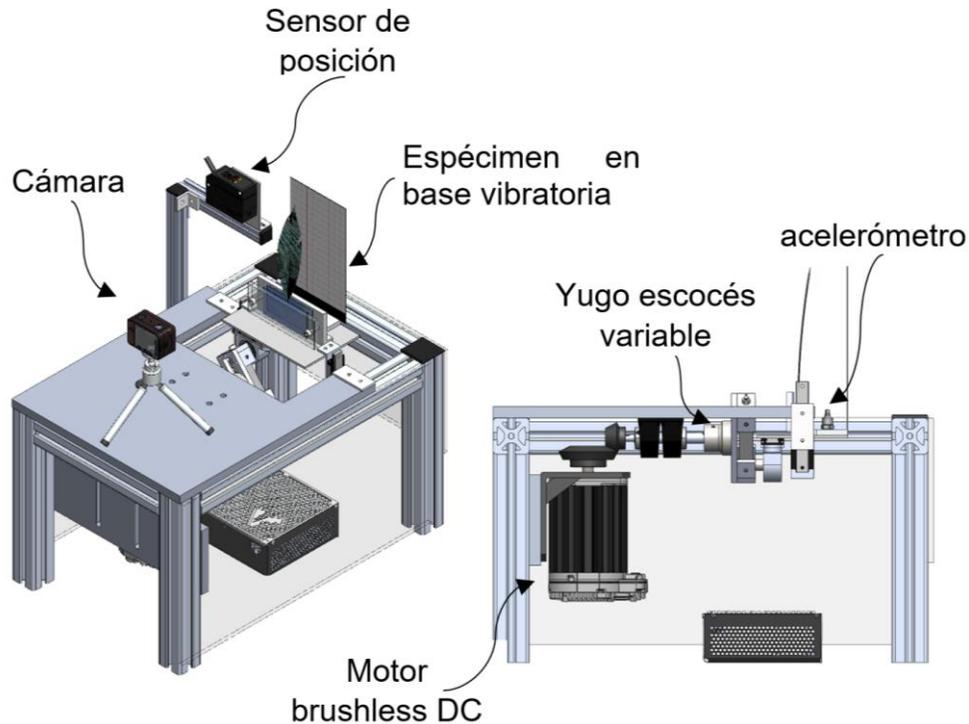


Figura 5.4 Iteración final del arreglo de los componentes.

En el arreglo final, todos los componentes de la transmisión y de la mecánica se han colocado bajo la placa del bastidor, eliminando así la posibilidad de que el usuario tenga contacto con ellos en el uso. Además, se han colocado placas de un polímero transparente con alta resistencia al impacto para poder monitorear los elementos manteniendo la protección al usuario.

El motor se ha colocado de manera vertical para evitar el incremento innecesario de la longitud. Una de las paredes se ha dejado con una mayor apertura respecto a las que tienen el polímero anti-impacto, ya que se consideró que los componentes eléctricos requieren flujo de aire para evitar un sobrecalentamiento. La base de sujeción se diseñó con el tamaño justo para soportar sujeciones personalizadas para distintos tipos de especímenes de manera modular.

El espacio libre en la superficie del banco de pruebas da lugar a que se posen los instrumentos de medición como la cámara de video y demás instrumentación electrónica a utilizar. Se colocó una pantalla con un patrón o color reconocible para contrastar mediante el software, esta pantalla queda en función de las necesidades del software de reconocimiento.

La apariencia final del banco de pruebas nos da un aspecto de confiabilidad y portabilidad, recuerda en mayor manera a una máquina más refinada y a diversos bancos de pruebas como el de la figura 2.8.

5.2 DIMENSIONAMIENTO DE PIEZAS DE PROPÓSITO ESPECIAL

Algunos componentes del banco de pruebas requieren dimensiones específicas para cumplir la especificación del diseño (tabla 3.1).

Se estableció que la amplitud de las vibraciones que generará la máquina debe ser de 0 a 20 mm en variaciones de 0.5 mm. En el ensamble mostrado en la figura 5.5, se aprecia la manivela (o pin) del mecanismo de yugo escocés seleccionado para generar las vibraciones. De acuerdo con Rao, la excentricidad de dicho mecanismo es directamente proporcional a la amplitud de las vibraciones [9]. La ecuación 1 muestra la amplitud de las vibraciones.

$$A(t) = e \sin(\omega t) \quad \dots (1)$$

Donde:

e = Excentricidad del pin en mm (controlada por tornillo)

ω = Velocidad angular en rad/s

t = Tiempo en s

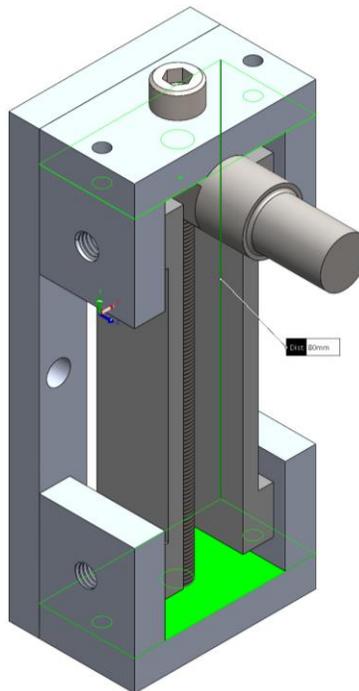


Figura 5.5 Subensamble de yugo escocés.

La excentricidad disponible por el mecanismo se muestra limitada por las superficies en verde de la figura 5.5.

Dicho pin (en verde) se introduce a un rodamiento que le permite girar y conectarse con la corredera del yugo escocés y esta al mismo tiempo, se conecta con la base vibratoria (figura 5.6).

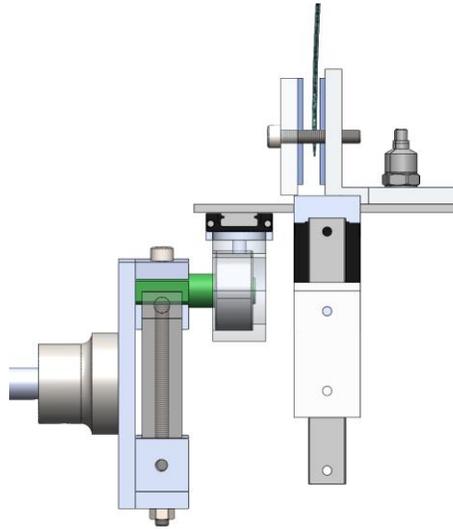


Figura 5.6 Yugo escocés conectado con base vibratoria.

Las dimensiones del pin del yugo escocés se muestran en la figura 5.7. Se aprecia una sección cuadrada de 20 mm de largo, la cual tiene como función el poder sujetar mediante mordazas el pin y así evitar su rotación cuando, y una sección redonda, que sirve para conectar con el rodamiento de la corredera.

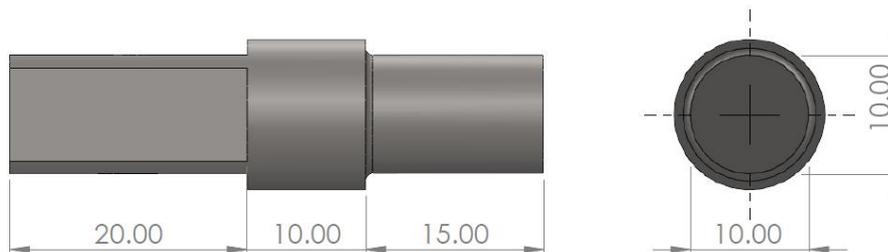


Figura 5.7 Dimensiones de pin de yugo escocés.

El mecanismo ensamblado permite una amplitud de vibraciones (pico a pico) de 70 mm o de 35 mm (pico), excediendo así la especificación planteada al inicio del desarrollo.

5.3 COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

Además de los componentes que se encuentran en el bastidor de la máquina, se seleccionaron elementos de conexión eléctrica, electrónica y de software, la figura 5.8 muestra un diagrama generalizado de las conexiones entre estos subsistemas. Durante el desarrollo del sistema, el equipo de trabajo consideró pertinente que diversos usuarios pudieran controlar el sistema de manera remota para poder validar objetos ante maniobras o transporte independientemente de su ubicación de resguardo, por lo tanto, se optó por la utilización de PiKVM [16] como alternativa de control remoto para diversos usuarios.

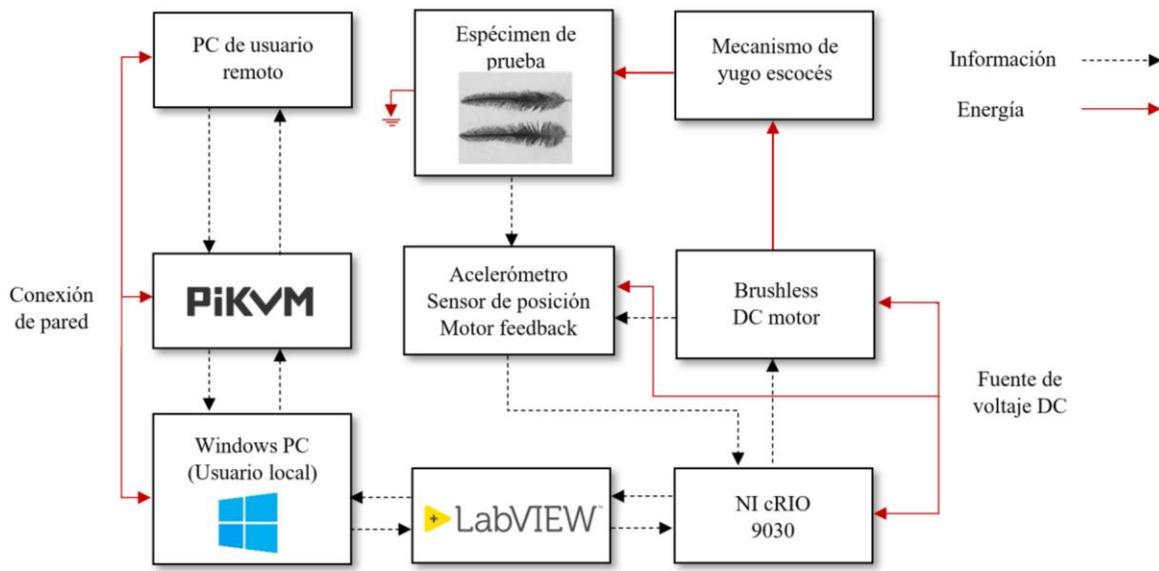


Figura 5.8 Disposición de conexiones y elementos de la máquina.

El anterior diagrama muestra las conexiones de información y energía eléctrica (así como las fuentes de alimentación de dicha energía), no se considera la entrada o salida de material ya que se considera que el espécimen de prueba se encuentra en sujeción al mecanismo al momento de las pruebas.

Se optó por la utilización de LabVIEW [17] como entorno de programación y control del movimiento del motor impulsor de la máquina. Este entorno también tiene la posibilidad de monitorear sistemas de visión artificial y sensores analógicos y digitales. El equipo de conexión seleccionado para los elementos de sensado y control es un computador industrial NI cRIO que permite monitorear y sincronizar datos en tiempo real, además, es modular y permite la utilización de módulos C de propósito especial [18].

CAPÍTULO 6: DISEÑO DE DETALLE

El diseño de detalle consiste en generar la información necesaria para fabricar un componente o un subensamblaje de diversos componentes. Para el diseño mecánico, esta información se condensa en la forma de planos de detalle en donde se especifican medidas con tolerancias geométricas y dimensionales, así como el material del que estarán fabricadas distintas piezas. Sin embargo, la línea entre el diseño de configuración y el diseño de detalle se ha difuminado con el pasar de los años, con el objetivo de disminuir el tiempo de desarrollo de un producto [11]. A pesar de lo anterior, existen algunas actividades que claramente se encuentran dentro del diseño de detalle, como lo son: obtener las medidas y selección de componentes, generar los planos de detalle y la lista de materiales, así como también una nueva revisión de la especificación de la máquina.

Para la máquina agitadora para objetos PCH, el diseño de detalle se concentró en el dimensionamiento y selección de materiales para las piezas de propósito especial, así como la selección de componentes estándar y componentes industriales que, en conjunto, ayudaran a cumplir la especificación planteada al inicio del desarrollo.

La validación y las pruebas realizadas al banco de pruebas se examinarán en el siguiente capítulo.

6.1 COMPONENTES DE PROPÓSITO ESPECIAL

La máquina agitadora para objetos PCH tiene como función esencial el generar vibraciones con movimiento armónico. Esto se realiza mediante el mecanismo de yugo escocés de diseño propio (figura 5.6), dicho mecanismo se compone de principalmente de piezas de propósito especial. El cúmulo de los componentes de diseño propio se centran en esta pieza, como lo son:

- El eje de transmisión (SHFT_YGO_3)
- La junta del yugo (YGO_COUP_02)
- La mordaza del yugo escocés (MRD_SPT_1_1, MRD_SPT_2_1, MRD_SPT_3_1)
- La manivela o pin del yugo escocés (YGO_PIN_2)
- El alojamiento del rodamiento del yugo escocés (ALJ_BLR_3)

En las siguientes secciones se detallará la decisión en cuanto a materiales y tolerancias se refiere para dichas piezas. Los planos de detalle se encuentran en el Anexo 1 del presente trabajo.

6.1.1 SELECCIÓN DE MATERIALES PARA PIEZAS DE PROPÓSITO ESPECIAL

Las piezas de propósito especial, como se ha mencionado anteriormente, son de diseño propio, por lo tanto, además de la geometría y dimensiones, se debe seleccionar el material y los tratamientos (si se requiriera) de la constitución de la pieza.

Eje de transmisión

La primera pieza de selección es el eje de transmisión (SHFT_YGO_3), este eje de transmisión soporta un par de torsión de 2.8 Nm a 6000 RPM en condiciones límite, se muestra en la figura 6.1. El esfuerzo no es el factor determinante para la selección del material (véase sección 6.3). Sin embargo, debido a que esta pieza absorbe las deflexiones, tenderá a vibrar si no se tiene una rigidez adecuada. Se plantearon tres alternativas de material con las siguientes características.

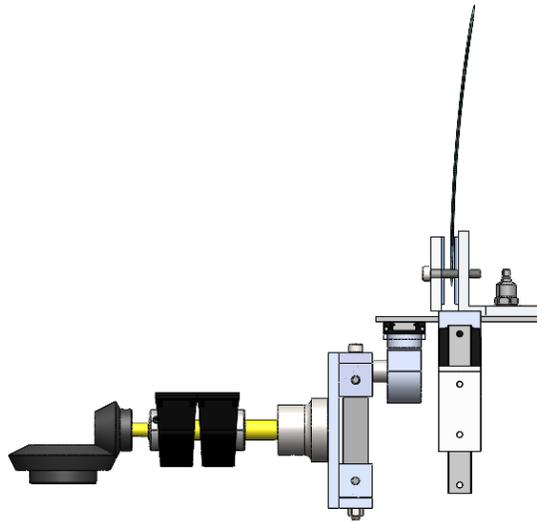


Figura 6.1 Mecanismo con eje resaltado en amarillo.

En la tabla 6.1 se muestra el valor de las propiedades a comparar de los materiales y su valor relativo contra el acero.

Donde:
 S_y = Esfuerzo a la cedencia (MPa)
 S_u = Esfuerzo a la último (MPa)
 E = Módulo de elasticidad (GPa)
 ρ = Densidad (kg/m^3)

	S_y	E	ρ
Acero 1045 [19]	450, 1	206, 1	7850, 1
Aluminio 6061-T6 [20]	270, 0.6	70, 0.33	2700, 0.34
Nylon 6 [21]	80 (S_u), 0.17	3.4, 0.01	1100, 0.14

Tabla 6.1 Comparación de propiedades mecánicas de materiales de aplicación.

En la tabla anterior se muestra en colores la mejor (verde) y peor (roja) de las alternativas, así como la alternativa intermedia (amarillo) entre estos dos. Se aprecia que el acero tiene

mejor resistencia mecánica y mayor rigidez que el aluminio y el nylon. Sin embargo, también es el más pesado de los tres. A pesar de esto, se seleccionó el acero 1045 como material del eje de transmisión, debido a que este no está soportado directamente sobre el mecanismo de yugo escocés, si no por las chumaceras, como se muestra en la figura 5.4.

Junta del yugo escocés

La junta del yugo escocés es un elemento que sirve para conectar el eje de transmisión con la mordaza del mecanismo, se muestra en azul en la figura 6.2. Al igual que el eje de transmisión, este se encarga de transmitir un torque de 2.8 Nm.

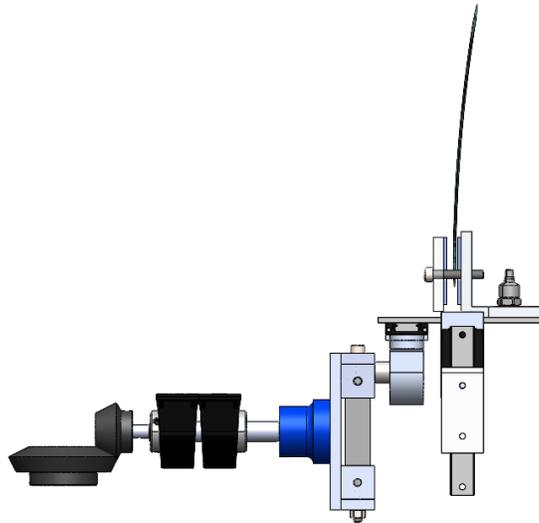


Figura 6.2 Mecanismo con junta resaltada en azul.

De igual manera que el eje de transmisión, el mecanismo no carga directamente con el peso de este elemento. A su vez, solo se requiere que este elemento soporte el torque aplicado, dejando de segunda mano la rigidez, por lo tanto, se seleccionó el aluminio 6061-T6 como material de composición de esta pieza.

Mordaza de yugo escocés

La mordaza de yugo escocés se compone de siete piezas con tres elementos distintos, esta sirve para soportar el pin y poder suministrarle carrera a su desplazamiento. Este elemento transmite el torque y además la alta velocidad supone una fuerza de tensión. En la figura 6.3 se aprecian en morado los diversos elementos que componen a este subensamblaje. Como se aprecia, es un elemento que sobresale de la línea de acción del eje de transmisión, por lo tanto, su masa (y en consecuencia su inercia) debe ser contemplada [22]. Por esta razón se eligió el aluminio 6063-T6 [20], un material con propiedades similares a la aleación 6061-T6, pero con amplia disponibilidad en placas o en soleras para una adecuada manufactura.

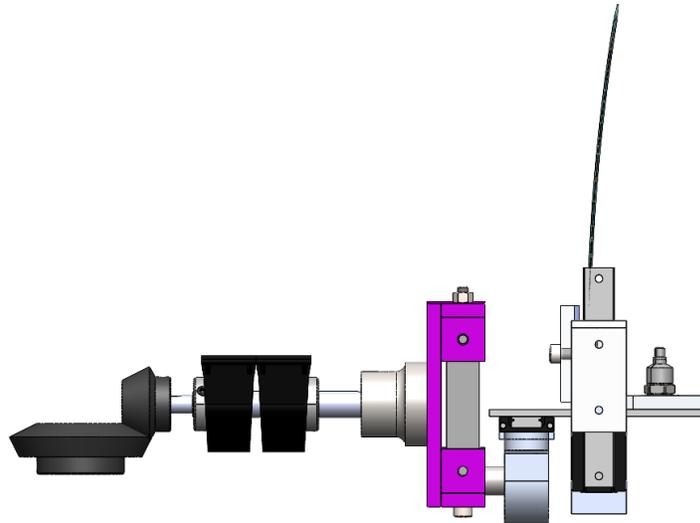


Figura 6.3 Mecanismo de yugo con mordaza resaltada en morado.

Pin de yugo escocés

Se habló anteriormente de este elemento en la sección 5.2 y se aprecia resaltado en verde en la figura 5.6. Este elemento gira sin fricción debido al rodamiento con el que se conecta, por lo que la carga principal que soporta es de flexión como una viga en voladizo con un extremo empotrado, la carga que soporta es la fuerza de impulso que se le proporciona al espécimen de prueba. Para soportar dichos efectos, se necesita una alta resistencia mecánica, pero al mismo tiempo, una masa reducida, ya que el desplazamiento de dicho pin es el principal contribuidor a la inercia aparente del mecanismo, como se observa en las simulaciones del mecanismo en la sección 4.4.1, figuras 4.8, 4.9 y 4.10. Por lo tanto, se optó por seleccionar el aluminio 6061-T6 como material para este elemento.

Alojamiento de rodamiento

El alojamiento del rodamiento, como su nombre implica, aloja un rodamiento de contacto angular de dos hileras, con dimensiones de 10x30x14 mm. Las principales cargas de flexión son amortiguadas por el rodamiento, transmitiendo únicamente tensión y compresión a este elemento, en una configuración de esfuerzos combinados complejos (véase sección 6.3). Este elemento es voluminoso en comparación al pin del yugo escocés y, por lo tanto, también contribuirá a la inercia. Debido a que se busca una minimización del peso y una instalación adecuada del rodamiento, se optó por seleccionar al aluminio 6061-T6 como material para este elemento, ya que un material plástico podría representar un compromiso en el ajuste necesario para la aplicación de dicho rodamiento.

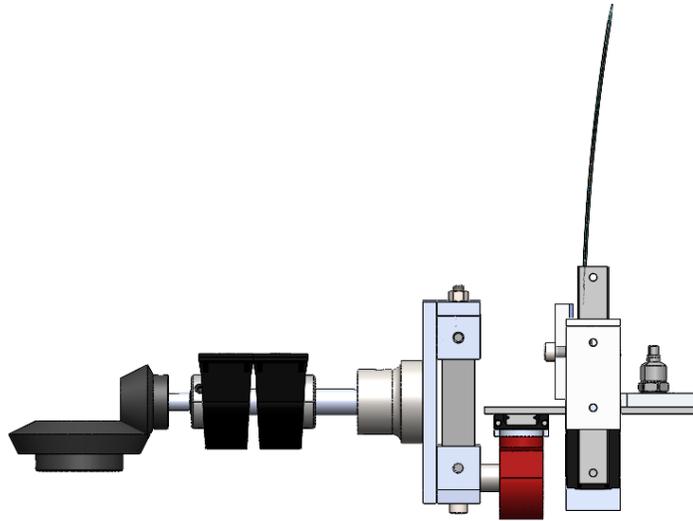


Figura 6.4 Mecanismo de yugo con alojamiento del rodamiento resaltado.

6.1.2 TOLERANCIAS DIMENSIONALES DE PIEZAS DE PROPÓSITO ESPECIAL

Las tolerancias geométricas y dimensionales tienen como objetivo describir la forma y el tamaño de un componente a fabricar. Estas se agregan a los planos de fabricación, los cuales deben contar con la información suficiente para poder manufacturar la pieza. El componente en cuestión se debe dimensionar de tal manera que sea compatible con los procesos de manufactura al alcance del proyecto.

Una de las especificaciones establecidas al comienzo del desarrollo de la máquina, es que esta se pueda construir con procesos de manufactura convencionales y componentes de baja complejidad de construcción. Otro principio de diseño a seguir es el de aplicar tolerancias estrictamente donde es requerido [11], ya que entre más cerrada sea una tolerancia, más complicado se vuelve el proceso de manufactura y, por consiguiente, se eleva el costo de este.

Para la máquina agitadora, únicamente se seleccionaron tolerancias dimensionales de agujeros y ejes, siendo que muchas de las partes e interfaces de conexión son sólidos de revolución. Una forma de seleccionar el tipo de tolerancia y ajuste requerido por las piezas es mediante la tabla de ajustes preferidos encontrada en la norma ANSI B4.2-1978 “Límites y ajustes métricos preferidos” [23].

En la figura 6.5 se muestra la tabla de la norma ANSI B4.2-1978 en la cual se muestra el símbolo con el que se indica un ajuste preferido y una descripción del tipo de movimiento que se espera obtener cuando se ensamblan las piezas de eje y agujero.

	ISO SYMBOL		DESCRIPTION	
	Hole Basis	Shaft ¹ Basis		
Clearance Fits	H11/c11	C11/h11	<u>Loose running</u> fit for wide commercial tolerances or allowances on external members.	More Clearance
	H9/d9	D9/h9	<u>Free running</u> fit not for use where accuracy is essential, but good for large temperature variations, high running speeds, or heavy journal pressures.	
	H8/f7	F8/h7	<u>Close running</u> fit for running on accurate machines and for accurate location at moderate speeds and journal pressures.	
	H7/g6	G7/h6	<u>Sliding</u> fit not intended to run freely, but to move and turn freely and locate accurately.	
Transition Fits	H7/h6	H7/h6	<u>Locational clearance</u> fit provides snug fit for locating stationary parts; but can be freely assembled and disassembled.	More Interference
	H7/k6	K7/h6	<u>Locational transition</u> fit for accurate location, a compromise between clearance and interference.	
	H7/n6	N7/h6	<u>Locational transition</u> fit for more accurate location where greater interference is permissible.	
Interference Fits	H7/p6	P7/h6	<u>Locational interference</u> fit for parts requiring rigidity and alignment with prime accuracy of location but without special bore pressure requirements.	More Interference
	H7/s6	S7/h6	<u>Medium drive</u> fit for ordinary steel parts or shrink fits on light sections, the tightest fit usable with cast iron.	
	H7/u6	U7/h6	<u>Force</u> fit suitable for parts which can be highly stressed or for shrink fits where the heavy pressing forces required are impractical.	

Figura 6.5 Ajustes preferidos en agujeros y ejes, de [23].

Ajustes en eje de transmisión, junta de yugo y engranes

Como se ha mencionado anteriormente, el eje de transmisión se conecta con dos elementos, en el menor diámetro se conecta con el piñón (impulsado) y por el lado de mayor diámetro se conecta con la junta del yugo escocés.

En la figura 6.6 se muestran los diámetros con tolerancia de eje (agujero base).

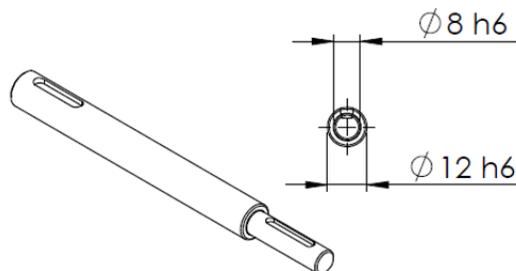


Figura 6.6 Tolerancias de eje de transmisión.

El diámetro de las piezas de conexión fue seleccionado de igual manera con tal de lograr un ajuste de holgura ubicada H7/h6, que como se menciona en la figura 6.5, proporciona un apriete para piezas estacionarias, pero permite el ensamblaje y desmontaje de las piezas.

Cabe mencionar que, a pesar de que no se diseñaron los engranes, se realizó un ajuste de diámetros para el ensamble con el motor, ya que el engranaje se encontraba en bruto. La corona se ajustó a un diámetro de 12.7 mm (1/2 in) con un ajuste H7, el piñón contaba con un ajuste H7 de fábrica. El plano de ajustes del engranaje se encuentra en el Anexo 1 con

el nombre de GEAR_JNT_1_1. En la figura 6.7 se muestra el ajuste de diámetro de la corona del engranaje. En la sección 6.2 se discute más información acerca de los engranes y el motor con el que se conectan. Refiera al Anexo 2: Información de componentes comerciales, para las dimensiones de estos componentes.

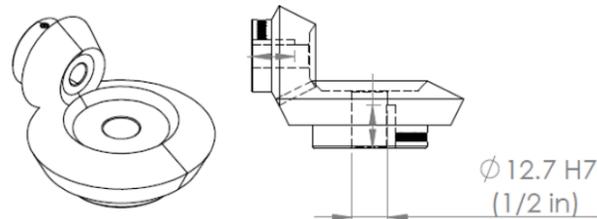


Figura 6.7 Ajuste en la corona.

La junta del yugo escocés es una pieza de diseño propio, por lo tanto, desde el diseño se planteó un diámetro interno de 12 mm con ajuste H7, para ensamblarse con el eje de transmisión.

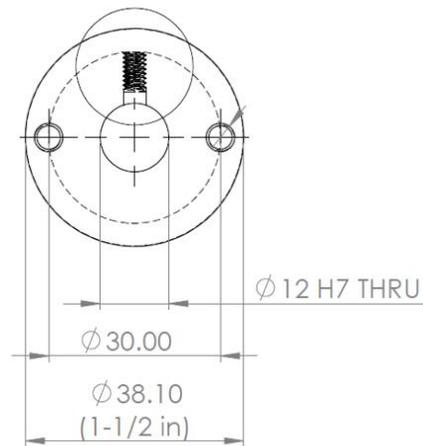


Figura 6.8 Ajuste del diámetro interno de la junta del yugo.

En conjunto, las desviaciones límite (en mm) que pudiesen tener los elementos de acuerdo con su ajuste se muestran en la tabla 6.2. Estos ajustes están en concordancia con la norma ANSI B4.2-1978.

Ajuste	Agujero		Eje	
	Desviación de límite inferior	Desviación de límite superior	Desviación de límite inferior	Desviación de límite superior
Corona-Motor: 12.7 H7/no especificada	0	0.018	-0.025	0.008
Piñón-Eje: 8 H7/h6	0	0.015	-0.009	0
Eje-Junta: 12 H7/h6	0	0.018	-0.011	0

Tabla 6.2 Desviaciones de medida en engranaje, eje y junta.

Ajustes en pin, rodamiento y chumacera

Este subconjunto de piezas es necesario para transmitir el movimiento recíprocante, el pin se encarga de generar una excentricidad controlada, mientras que el rodamiento elimina en mayoría una de las holguras que el mecanismo de yugo escocés tiene inherentemente. La chumacera se encarga de alojar el rodamiento y transmitir el empuje hacia la base vibratoria donde se carga el espécimen de prueba. El rodamiento fue seleccionado como un elemento comercial, sus características y especificaciones se detallan en la sección 6.2.

El fabricante SKF tiene un manual de selección y aplicación para los elementos de conexión con un rodamiento, los cuales son el alojamiento (en el aro externo) y el eje (en el aro interno). SKF recomienda un ajuste holgado en el aro interior y un ajuste de interferencia para el aro exterior para una carga radial con dirección cambiante [24]. Sin embargo, como el pin es un elemento titular en la transmisión del movimiento, para disminuir la holgura, se seleccionó un ajuste de interferencia para ensamblaje con maso o con prensa de banco, el cual corresponde a un ajuste H7/s6 en el sistema de agujero base. El ajuste del aro externo se seleccionó de acuerdo con el manual de SKF, siendo un ajuste K7/h6, eligiendo el sistema de eje base, ya que es más viable modificar la dimensión de la chumacera que la del rodamiento. Ambas tolerancias seleccionadas se muestran en la figura 6.9.

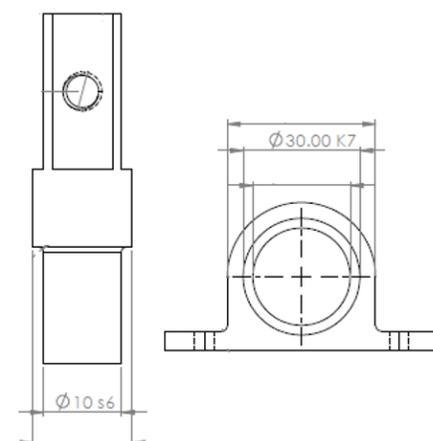


Figura 6.9 Ajuste en chumacera y pin.

Ajuste	Agujero		Eje	
	Desviación de límite inferior	Desviación de límite superior	Desviación de límite inferior	Desviación de límite superior
Pin-Rodamiento: 10 H7/s6 especificada	0	0.015	0.023	0.032
Chumacera-Rodamiento: 30 K7/h6	-0.015	0.006	-0.013	0

Tabla 6.3 Desviaciones de medida en pin, rodamiento y chumacera.

6.2 COMPONENTES ESTÁNDAR Y COMERCIALES

Uno de los requerimientos de la máquina agitadora, es el uso de piezas y componentes comerciales y estandarizados, esto con el propósito de reducir el tiempo, la complejidad y

el costo del desarrollo del sistema. La diferencia entre la selección y el diseño en este contexto es que en la primera se buscan únicamente las características deseadas y se diseñan las piezas de interfaz alrededor de estos elementos seleccionados. La validación de las funciones se deja a los fabricantes de dichos elementos.

6.2.1 MOTOR DC BRUSHLESS

En la etapa de configuración, se estableció que el mecanismo de movimiento recíprocante sería impulsado por un motor de corriente directa, el diagrama de conexiones también indica que éste debe ser controlado mediante el programa LABView, es decir, debe tener una conexión a la computadora. Así mismo, las simulaciones dinámicas realizadas en la etapa conceptual nos dan una idea de la potencia requerida por el mecanismo en diferentes condiciones de carga.

En general las características requeridas por el motor son las siguientes:

- Velocidad mínima 3000 RPM (50 Hz)
- Potencia mínima: 1500 W
- Encoder compatible con señales digitales externas
- Control por PWM
- Dimensiones máximas: 150x150x150 mm

El motor seleccionado es un ClearPath CPM-MCPV-3446D-RLN de la marca Teknic (figura 6.10). Este motor DC brushless cuenta con funcionalidad servo para control preciso de posición.



Figura 6.10 Motor ClearPath. De [25].

La alimentación de este motor es mediante corriente directa, puede ser alimentado en un rango de 24 a 90 V. Su tensión nominal de alimentación es de 75 V. Las características de potencia, velocidad y par varían en función de la tensión seleccionada. En la figura 6.11 se muestran las curvas de par/velocidad a 75 V. En la tabla 6.4 se muestran los valores de dichas características.

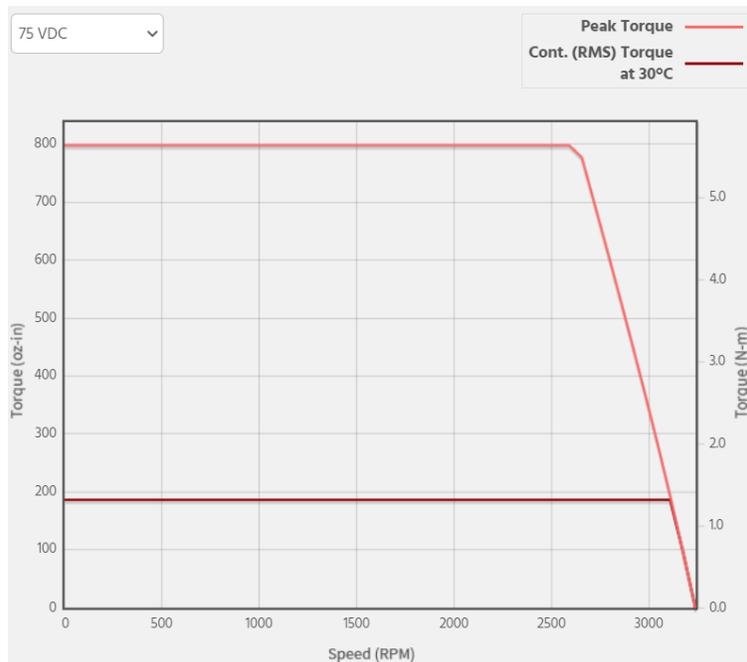


Figura 6.11 Curvas de velocidad y par de motor ClearPath a 75VDC. De [25].

Par de torsión pico	5.6 Nm
Par de torsión continuo RMS	1.3 Nm
Máxima velocidad	3180 RPM
Potencia Pico	1531 W
Potencia continua RMS	429 W

Tabla 6.4 Características de potencia a 75 VDC de motor ClearPath. De [25].

Dicho motor puede ser controlado mediante señales digitales de 5 a 24 VDC y con frecuencias de 20 Hz a 30 kHz para recibir una señal PWM o de variación de frecuencia. Las dimensiones específicas del motor se encuentran en el Anexo 2: Información de partes comerciales.

6.2.2 ENGRANAJE DE TRANSMISIÓN

El siguiente componente en la línea de transmisión es el engranaje. Este se encarga principalmente de multiplicar la velocidad, con la finalidad de alcanzar el objetivo de frecuencia seleccionado en la especificación de la máquina agitadora. Una segunda función del componente es la de cambiar la dirección de la línea de acción de la potencia transmitida, permitiendo así, colocar el motor en una posición vertical y realizar un diseño más compacto. Se ha exhortado por la utilización de engranes cónicos helicoidales, ya que, de acuerdo con Budynas y Nisbett [26], estos son recomendados en aplicaciones de alta velocidad donde el ruido es un factor a consideración. Las características que el engranaje debe cumplir se enumeran a continuación.

- Transmisión 2:1 para alcanzar 100 Hz
- Par de torsión permisible mayor a 5.6 Nm (máximo de motor)
- Agujeros de piñón y corona: 10 mm y 12.7 mm
- Engranes cónicos helicoidales para reducción de ruido.

El engranaje seleccionado es un par de engranes cónicos helicoidales Maedler 38565800, con relación de transmisión 2:1, relación de dientes 16/32 y módulo 1.3. Estos engranes están fabricados en aleación de acero 42CrMo4 y están endurecidos por inducción en los dientes.



Figura 6.12 Engranaje cónico helicoidal marca Maedler. De [27].

La información acerca de las especificaciones y dimensiones del engranaje se encuentra en el Anexo 2: Información de partes comerciales.

El engranaje se adquirió en bruto, es decir, sin cuñeros ni roscas para tornillos prisioneros de sujeción. Por lo tanto, se tuvo que adaptar estas características a los engranes. Además, hubo un reajuste de diámetro en la corona, de 12 mm a 12.7 mm, para poder ensamblarse con el motor ClearPath, el ajuste seleccionado se discutió en la sección anterior. El plano de rectificación de dimensiones de los engranes se encuentra en el Anexo 1.

6.2.3 RODAMIENTO Y GUIAS LINEALES

Estos elementos son necesarios para eliminar holguras indeseables en la operación del mecanismo de yugo escocés. Además, permiten una operación con fricción minimizada en comparación a un yugo escocés tradicional. Los criterios de selección son simples para estos elementos. Se describen a continuación.

- Peso menor a 100 g para economizar potencia
- Fuerza dinámica de 1 kN en ambos elementos
- Agujero de rodamiento de 10 mm
- Rodamiento de dos hileras de contacto angular

El rodamiento seleccionado es un SKF 3200 A-2RS1TN9/MT33, este es un rodamiento de bolas de contacto angular de dos hileras con sellado rozante. Con dimensiones de 10x14x30 mm. Soporta cargas dinámicas de 7.61 kN a velocidad máxima de 17,000 RPM [28].

Las tres guías lineales seleccionadas son el modelo MGN12H de HIWIN. Cuentan con una longitud de carril de 200 mm y se conectan mediante cuatro tornillos M3. Su carga dinámica permisible es de 3.72 kN [29].

Las dimensiones específicas de estos componentes se encuentran en el Anexo 2: Información de partes comerciales.

6.2.4 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS Y SENSORES

El sistema de adquisición de datos se encarga de recopilar y sincronizar los valores de posición, aceleración e imágenes y sincronizarlos en tiempo real. El sistema de adquisición de datos, así como los sensores, debe cumplir el principio de adquisición de Shannon-Nyquist [30], el cual establece que una señal continua es una función muestreada limitada por el ancho de banda de la señal. La frecuencia para medir una función sinusoidal debe ser al menos el doble de la frecuencia de la señal medida. Los factores que se consideran en la selección de estos elementos son:

- Frecuencias de muestreo de >200 Hz
- Amplitudes de sensado de distancia: ± 35 mm
- Rango de sensado de aceleración: $\pm 500g$

El sistema de adquisición de datos seleccionado fue un NI cRIO-9030 el cual es un controlador embebido que permite la utilización de módulos C, los cuales son módulos de propósito especial para conectar sensores analógicos, entradas y salidas digitales y demás. Cuenta con un CPU Dual-Core de 1.33 GHz, 1 GB de DRAM. Tiene conexiones USB 3.0 y Ethernet para su uso en conjunto con una computadora personal [18]. Se seleccionaron los módulos NI 9201, NI 9401 y NI 9230 para el control digital del motor, la lectura de un sensor de posición láser y la lectura de acelerómetros uniaxiales, respectivamente.

El sensor de posición seleccionado es el modelo ZX1-LD300A61 de Omron, cuenta con un rango de 300 ± 150 mm de medida. Tiene una resolución de $30\mu m$ y un tiempo de adquisición de 1 ms [31]. Este tiene una salida de corriente, que, acoplada con una resistencia, puede ser medida mediante el módulo NI 9201.

El acelerómetro seleccionado para esta aplicación es un Kistler 8704B500T, el cual es un acelerómetro uniaxial con un rango de sensado de $\pm 500g$, frecuencias de muestreo de 1 a 10,000 Hz y una masa de 7.5 g [32]. Este acelerómetro cuenta con una conexión BNC y se conecta con el módulo NI 9230.

La información técnica de los equipos electrónicos se encuentra en el Anexo 2: Información de partes comerciales.

Para el sistema de visión artificial, la cámara seleccionada debe tener una tasa de captura de al menos 200 fps para poder capturar un movimiento fluido en el objeto de prueba, la selección de la cámara para el prototipo funcional se discute en la sección 7.2 Pruebas.

6.3 TABLA DE SEGURIDAD CONTRA ESFUERZOS Y FRECUENCIA DE RESONANCIA

Para validar la seguridad de los componentes mecánicos de la máquina agitadora en condiciones de operación, se realizó un análisis de esfuerzo y resonancia. El análisis de esfuerzos y resonancia se realizó mediante SolidWorks 2021™ en la mayoría de los componentes con geometría o perfil de cargas compleja, mientras que, en las piezas sencillas con un perfil de cargas determinado, se realizó un cálculo analítico. En el caso de los componentes comerciales, el factor de seguridad se obtuvo comparando la carga aplicada con la carga permisible dada por el fabricante.

6.3.1 EJEMPLOS DE CÁLCULOS ANALÍTICOS

Algunos componentes, específicamente los tornillos y las cuñas, presentan una geometría sencilla y un perfil de cargas simple. Por lo tanto, es factible realizar un cálculo analítico estableciendo el tipo de carga (axial, cortante, torsión, etc.) y el área de resistencia del material.

Esfuerzos axiales de tensión en tornillos de chumacera y placa de conexión

Uno de los elementos esenciales para la conversión del movimiento recíprocante es la chumacera del yugo escocés. Mostrado en la figura 6.13. Durante el ciclo de movimiento, la aceleración vertical más elevada se presenta a 90° y 270° respectivamente, cuando el mecanismo se encuentra en su posición más superior e inferior.

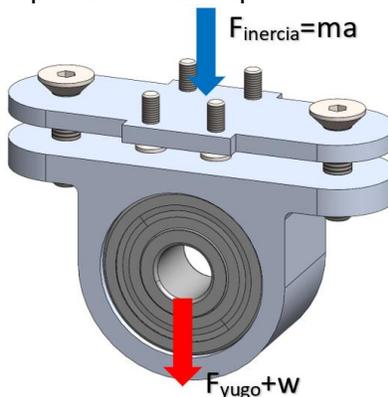


Figura 6.13 Diagrama de cuerpo libre de ensamblaje de chumacera.

Se tienen los siguientes datos obtenidos de la condición de operación límite. La aceleración se puede encontrar derivando en dos ocasiones la ecuación 1.

$$a(35\text{mm}, 100\text{hz}) = 13,817.4 \text{ m/s}^2$$

$$m \text{ aprox} = 0.224 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$d_{\text{tornillo}} = 3 \text{ mm}$$

$$d_{\text{tornillo lateral}} = 5 \text{ mm}$$

Se realiza un análisis de fuerzas verticales mediante la segunda ley de Newton para conocer la fuerza impulsora del yugo (ecuación 2). Las fuerzas que interactúan son el peso W , La fuerza del yugo y la fuerza de inercia del conjunto, desarrollados en la ecuación 3.

$$+\downarrow \sum F_y = ma \quad \dots (2)$$

$$W + F_{yugo} = ma \quad \dots (3)$$

Despejando la ecuación F_{yugo} en la ecuación 3.

$$F_{yugo} = m(a - g) \quad \dots (4)$$

$$F_{yugo} = 0.224(13,817.4 - 9.81)$$

$$F_{yugo} = 3,092.9 \text{ N}$$

La fuerza se transmite desde el pin de yugo y llega hasta la base de vibración a través de todos los elementos mostrados en la figura 6.13. Se asume que la fuerza se transmite

equitativamente entre los tornillos, por lo tanto, la ecuación del esfuerzo axial por tensión para los tornillos es, donde A_t se refiere al área de esfuerzo de tensión de los tornillos:

$$\sigma = \frac{F_{yugo}}{A_t(N_{Tornillos})} \dots (5)$$

Budynas y Nisbett [33] proporcionan una tabla con los valores efectivos de área de esfuerzo de tensión en función del diámetro nominal de los tornillos métricos.

$$A_t(5 \text{ mm}) = 14.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$A_t(3 \text{ mm}) = 5.03 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Por lo tanto, el esfuerzo de tensión en los tornillos laterales es:

$$\sigma_{5 \text{ mm}} = \frac{3,092.9}{14.2 \times 10^{-6}(2)} = 108.904 \text{ MPa}$$

Y para los tornillos conectados a la guía:

$$\sigma_{3 \text{ mm}} = \frac{3,092.9}{5.03 \times 10^{-6}(4)} = 153.722 \text{ MPa}$$

Budynas y Nisbett (ibídem) dan también el valor de resistencia mínima a la fluencia de los tornillos de acero de rosca métrica. Se considerará el valor mínimo para los tornillos de bajo o medio carbón (clase 4.6).

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad con respecto al esfuerzo axial, se tomará en cuenta el criterio de Von Mises, el cual es utilizado en materiales dúctiles. Según Norton [34], la ecuación de factor de seguridad en función del esfuerzo de cedencia y los esfuerzos aplicados para el caso bidimensional es:

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \dots (5)$$

En el caso mostrado, solo se tiene un esfuerzo aplicado, el cual es el esfuerzo axial. Por lo tanto, el factor de seguridad se reduce a:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_x} \dots (6)$$

Sustituyendo los valores para los tornillos laterales y los tornillos de la guía, se obtiene el valor de sus factores de seguridad.

$$N_{5 \text{ mm}} = \frac{240}{108.904} = 2.20$$

$$N_{3 \text{ mm}} = \frac{240}{153.722} = 1.56$$

Esfuerzo cortante en cuñas

Las cuñas son elementos de transmisión de potencia, sirven para conectar elementos impulsores como motores o turbinas a elementos conducidos, como engranes o coples mecánicos. Una de las cuñas en la transmisión de la máquina agitadora se muestra en la figura 6.14

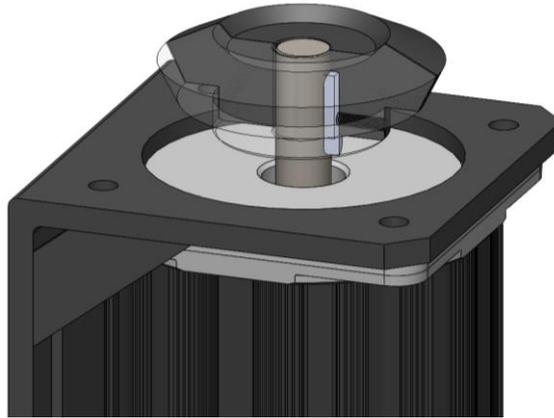


Figura 6.14 Cuña entre motor y corona.

Las cuñas reciben una carga cortante promedio ocasionada por el par transmitido en los elementos, el área de resistencia de la cuña se encuentra ubicado a la mitad de esta, mismo punto de interfaz entre el eje y el elemento conducido.

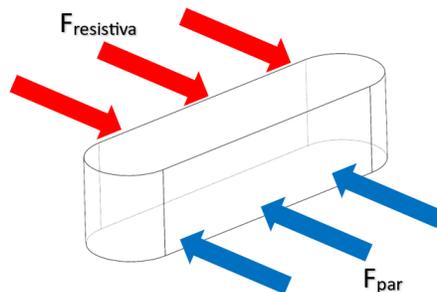


Figura 6.15 Diagrama de fuerzas presentes en la cuña.

Según Norton [35], el esfuerzo promedio debido al cortante directo se expresa como:

$$\tau = \frac{F}{A_{cortante}} \dots (7)$$

Mientras que la fuerza debido al torque se expresa en la ecuación 8. Siendo T el par transmitido por la cuña y r el radio (0.5 veces el diámetro) en el eje.

$$F = \frac{T}{r} \dots (8)$$

El sistema cuenta con tres cuñas: Una para transmitir par del motor a la corona, otra para transmitir par del piñón al eje y la última, para transmitir par entre el eje y la junta del yugo escocés. Los datos con los que se cuentan son los siguientes.

Cuña de corona: 5x5x20 mm
 Cuña de piñón: 3x3x15 mm
 Cuña de junta: 4x4x20 mm
 Torque en corona: 5.6 Nm
 Torque en piñón: 2.8 Nm
 Torque en junta: 2.8 Nm
 Diámetro en corona: 12.7 mm
 Diámetro en piñón: 8 mm
 Diámetro en junta: 12 mm

Aplicando la ecuación 8 para las condiciones de la corona, el piñón y la junta se tienen valores de fuerza cortante F de:

$$\begin{aligned}
 F_{corona} &= \frac{5.6}{12.7 \times 10^{-3} (0.5)} = 881.889 \text{ N} \\
 F_{piñón} &= \frac{2.8}{8 \times 10^{-3} (0.5)} = 700 \text{ N} \\
 F_{junta} &= \frac{2.8}{12 \times 10^{-3} (0.5)} = 466.666 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Posteriormente se puede calcular el esfuerzo en cada una de las cuñas considerando el área resistente al cortante. Cabe mencionar que las cuñas cuentan con bordes redondeados, como se muestra en la figura 6.15, por lo tanto, se debe considerar esta característica al contabilizar al área.

$$\begin{aligned}
 \tau_{corona} &= \frac{881.99}{\left[\frac{\pi}{4} (5 \times 10^{-3})^2 \right] + [(15)(5)]} = 9.319 \text{ MPa} \\
 \tau_{piñón} &= \frac{700}{\left[\frac{\pi}{4} (3 \times 10^{-3})^2 \right] + [(12)(3)]} = 16.253 \text{ MPa} \\
 \tau_{junta} &= \frac{466.66}{\left[\frac{\pi}{4} (4 \times 10^{-3})^2 \right] + [(16)(4)]} = 6.094 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

De acuerdo con el fabricante, el material de las cuñas es un acero para herramientas AISI A3, este material tiene un esfuerzo a la cedencia de (encontrado en [36]):

$$S_y = 350 \text{ MPa}$$

Se aplica la ecuación 5 para obtener el factor de seguridad de las cuñas. Se simplifica el cálculo asumiendo un estado de cortante puro, por lo tanto, la ecuación de factor de seguridad queda de la siguiente manera.

$$N = \frac{S_y}{\sqrt{3}\tau^2} \dots (7)$$

Se sustituyen los datos en la ecuación y se obtienen los valores correspondientes.

$$N_{corona} = \frac{350}{\sqrt{3}(9.319)^2} = 21.68$$

$$N_{\text{piñón}} = \frac{350}{\sqrt{3(16.253)^2}} = 12.43$$

$$N_{\text{junta}} = \frac{350}{\sqrt{3(6.094)^2}} = 33.15$$

6.3.2 EJEMPLO DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Los elementos que sufren cargas complejas o que tienen geometrías complicadas, pueden ser analizados mediante elementos finitos para conocer los esfuerzos internos que sufren. Especialmente en aquellos casos en donde no se puede caracterizar un elemento como viga, columna o algún otro caso establecido y estudiado en la literatura.

En el caso del análisis de vibraciones, las geometrías complejas también dificultan el cálculo analítico de las frecuencias de resonancia. Debido a los múltiples o infinitos grados de libertad los cuales puede un objeto tridimensional.

Análisis de esfuerzos en mordaza de yugo

El ensamble llamado mordaza de yugo, se encarga de sostener al pin del yugo escocés y de transmitir el par desde el eje al pin, para proveer el movimiento impulsor. Este consiste en la placa que se conecta con la junta del yugo, las placas de soporte para el tornillo que conduce al pin, así como las placas laterales que soportan las placas de nylon 6 y también lo compone los tornillos m3x12 que se encargan de unir dichos componentes.

Se realizó un mallado de elementos tetraédricos de cuatro nodos. Dicha malla se realizó con el objetivo de tener más de dos elementos a través del grosor de las piezas a conectar. Se aprecia el mallado en la figura 6.16. Esta cuenta con 25,366 elementos y 42,802 nodos.

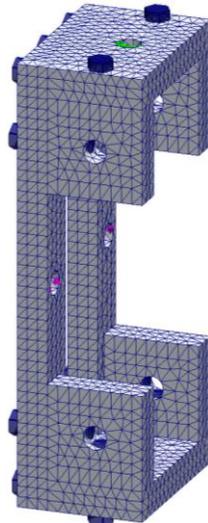


Figura 6.16 Mallado de ensamble de mordaza.

La distribución de los tornillos que conectan estos elementos se muestran en la figura 6.17. Las cargas aplicadas en el elemento son aquellas del caso límite de funcionamiento (100 Hz y 35 mm de desplazamiento), el valor de las fuerzas aplicadas es de 93.34 N y se muestran en la misma figura con flechas color purpura. Así mismo, se supone una

geometría fija en los orificios donde se transmite la carga, es decir, por donde pasa el tornillo del pin, se muestra con flechas color verde. En la aplicación real, la carga soportada por estos elementos se distribuirá de manera menos abrupta debido a la utilización de las placas de nylon 6 que aliviarán la carga sobre el tornillo del pin.

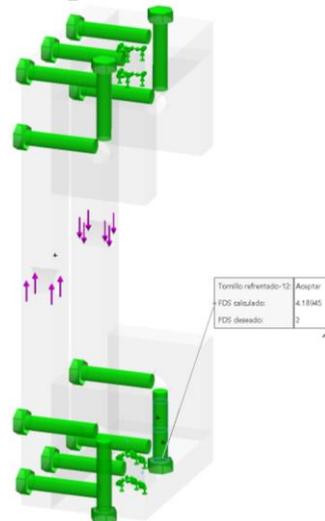


Figura 6.17 Arreglo de tornillos de conexión, cargas y geometrías fijas.

Las propiedades de los materiales empleadas fueron aquellas presentes en la librería de materiales de SolidWorks 2021. El material de las placas fue aluminio 6063-T6, mientras que el material de los tornillos es acero 304, ambos presentes en la librería del software.

El tiempo de solución de la simulación fue de 1 minuto aproximadamente. Se obtuvieron como resultado los valores de deformación, esfuerzo equivalente de Von Mises y el factor de seguridad, también el factor de seguridad de los tornillos de conexión.

El resultado de los esfuerzos equivalentes de Von Mises se aprecia en la figura 6.18. El valor máximo del esfuerzo reportado es de 14.38 MPa, mientras que el límite elástico para el aluminio 6063-T6 encontrado en la biblioteca de Solidworks es de 215 MPa.

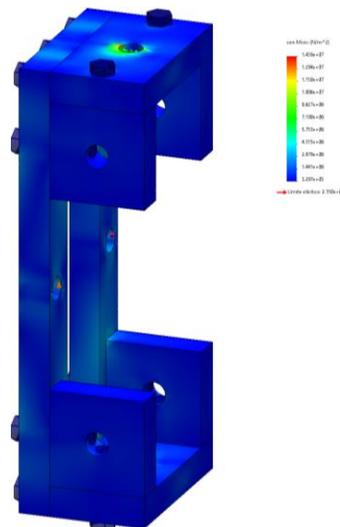


Figura 6.18 Resultado de esfuerzos de Von Mises.

Se aprecia una distribución de esfuerzo casi uniforme a través de las piezas a conectar. Las zonas de mayor esfuerzo se muestran en las interfaces entre los tornillos, las cuales se encuentran en color verde, amarillo y rojo. Sin embargo, estas zonas no representan mayor riesgo, a la integridad del ensamble, ya que, como se muestra en la figura 6.19, el factor de seguridad mínimo es de 14.95, lo cual es más que aceptable para la aplicación (>1.5).

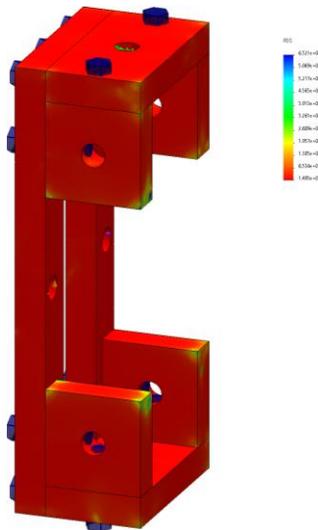


Figura 6.19 Resultado de factor de seguridad.

El factor de seguridad mínimo para los tornillos es de 4.18 (figura 6.17), el cual cumple con un criterio de satisfacción >1.5 . La distribución del factor de seguridad varía con la posición del tornillo a analizar, aquellos que están en posición vertical son los que sufren cargas más altas y tienen los menores valores de factor de seguridad.

Análisis modal de vibraciones en bastidor

Los componentes y las estructuras que están sometidas a cargas repetitivas tienen la tendencia de vibrar. Cuando sucede esto, el componente tendrá las mayores deformaciones si se somete a su frecuencia natural de resonancia. El estudio de los valores de frecuencias de resonancia es de gran importancia debido a que en una máquina pueden ocurrir fallos catastróficos por interferencias indeseadas o agitaciones no controladas cuando se aplica una carga repetitiva a estas frecuencias, como motores, mecanismos y demás.

A continuación, se muestra un análisis de frecuencias modales realizado al bastidor de aluminio de la máquina agitadora. El mallado se realizó de manera similar al ejemplo anterior: La malla cuenta 36,778 elementos tetraédricos con 68483. El análisis se hizo considerando que el bastidor estaría anclado al piso en la superficie inferior de las patas de aluminio (geometría fija) y que soporta una carga vertical hacia el suelo de 100 N en la base superior, lo cual es equiparable al peso de los mecanismos y demás accesorios que se coloquen sobre el bastidor.

En la figura 6.20 se muestra el resultado de uno de los modos de vibración. Cada modo de vibración tiene un comportamiento de movimiento diferente (aunque puede coincidir un modo de vibración con otro si se tienen planos de simetría).

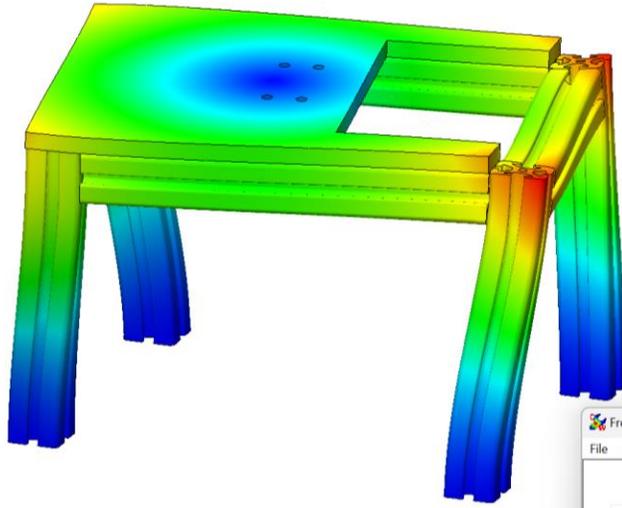


Figura 6.20 Estructura deformada en modo de vibración 1.

Cada modo de vibración tiene una frecuencia asociada, llamadas “frecuencias modales” y son aquellas en las que se crea una situación de resonancia. El análisis de elemento finito recaba las primeras cinco frecuencias modales. Aunque existe un número infinito de frecuencias modales, es conveniente solo analizar aquellas que se encuentran cercanas al rango de frecuencia a la que la máquina se va a someter.

En la gráfica de la figura 6.21 se muestran los modos de uno al cinco contra las frecuencias a las que se presenta. En este caso específico, la primera frecuencia modal se encuentra por encima de los 300 Hz, cerca de esta se encuentra la segunda frecuencia modal. Todos los modos posteriores se encuentran por encima de este valor.

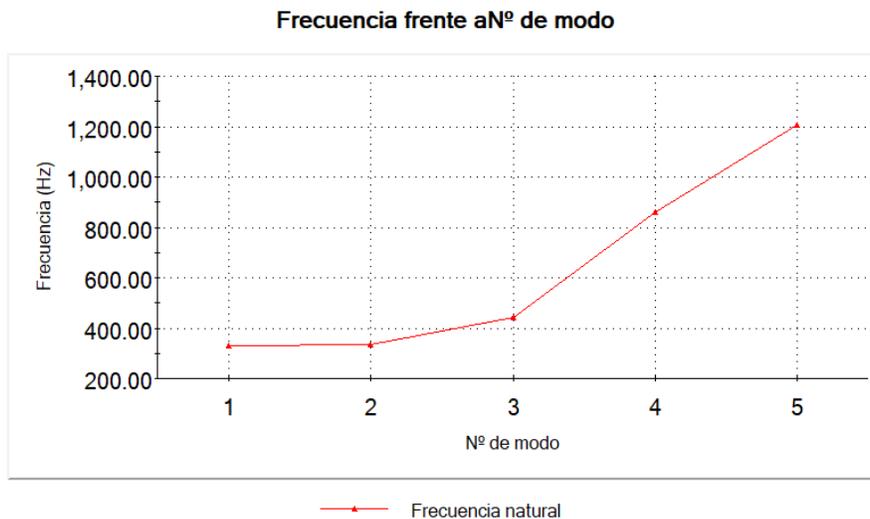


Figura 6.21 Gráfico de modos de vibración del bastidor.

Los resultados implican que la estructura entrará en resonancia solo si se somete a frecuencias de excitación superiores a 300 Hz, los cuales superan a la frecuencia del motor (50 Hz máximo) y del mecanismo de yugo escocés (100 Hz máximo). Por lo tanto, se espera una operación segura de la máquina agitadora en cuanto a resonancia se refiere.

RESULTADOS

A continuación, se muestran una tabla sintetizada con los principales componentes mecánicos de la máquina agitadora que se encuentran comprometidos por las cargas generadas por el motor, el mecanismo y el peso de los componentes. Para no saturar de información repetitiva este trabajo, se enuncia únicamente el efecto principal de carga por el cual será más propenso que el componente falle. La tabla 6.3 nombra los componentes, el tipo de carga que presenta (ignorando otros modos de carga menos críticos), el esfuerzo reportado y el método de obtención. Además del reporte de esfuerzos, se enuncia también la primera frecuencia modal más cercana a la frecuencia de operación de la máquina, todos los análisis modales fueron realizados mediante elementos finitos con el software Solidworks 2021. También se incluyen los cálculos de esfuerzos analíticos que se realizaron en la sección 6.3.1

Los valores obtenidos de factor de esfuerzos, factor de seguridad y frecuencias modales se muestra en la tabla 6.3. El esfuerzo se reporta en MPa, la frecuencia en Hz. La frecuencia modal reportada es aquella más cercana a las condiciones de operación de la máquina, considerando las geometrías fijas que se proponen para los componentes de acuerdo con su instalación y conexiones con otros elementos. La teoría de falla empleada para los análisis reportados es la de Von Mises de máxima energía de distorsión, debido a que todos los componentes reportados se fabricaron con materiales dúctiles. El factor de seguridad reportado es el mínimo encontrado entre todos los elementos finitos del componente causado por el efecto principal.

Tabla 6.3 Reporte de esfuerzos y factor de seguridad.

Componente	Efecto principal	σ MPa	Método de obtención	N_s	F modal Hz
Piñón	Flexión en diente	N/A	Carga permisible	4.28	20,282
Corona	Flexión en diente	N/A	Carga permisible	4.28	14,840
Cuña de piñón	Carga cortante	16.253	Analítico	12.43	N/R
Cuña de corona	Carga cortante	9.319	Analítico	21.68	N/R
Eje de transmisión	Torsión	149.8	FEA	3.53	2,277
Cuña de junta	Carga cortante	6.094	Analítico	33.15	N/R
Junta de yugo	Torsión	12.23	FEA	22.48	41,053
Mordaza de yugo	Carga compleja	14.38	FEA	14.95	21,613
Tornillos de mordaza	Carga cortante	N/A	FEA	4.18	N/R
Pin de yugo	Flexión en voladizo	595.3	FEA	0.46	9,884
Tornillos de guía	Tensión axial	153.722	Analítico	1.56	N/R
Tornillos de chumacera	Tensión axial	108.904	Analítico	2.20	N/R
Chumacera	Carga compleja	133.3	FEA	2.06	6,099
Rodamiento	Carga radial	N/A	Calculadora de fabricante	2.53	N/R

Guía lineal	Carga radial	N/A	Carga permisible	1.96	N/R
Yugo Nylon	Carga compleja	18.31	FEA	1.74	450
Panel lateral	Impacto	20.00	Analítico	3.13	N/R
Bastidor	Carga estática	0.238	FEA	901.2	330

Los símbolos N/A y N/R de la tabla anterior se refieren a “No Aplica” y “No Realizado” respectivamente, para referirse a los componentes en los que no fue necesario realizar un análisis de esfuerzos para conocer el factor de seguridad, sino que este se estimó comparando la carga máxima dada por el fabricante contra la carga de aplicación máxima.

También N/R se refiere a componentes en los cuales deliberadamente no se realizó dicho análisis por ser de poco interés o aportar información relevante en cuanto a la seguridad estructural de la máquina agitadora. Tal es el caso del análisis modal en tornillos y cuñas, en los cuales, al ser estos componentes muy pequeños, los cuales están alojados en compartimientos rígidos y con uniones rígidas, la resonancia de estos elementos no se espera que contribuya a un fallo, debido a que se ven restringidos en su desplazamiento por los demás componentes.

Otro de los motivos por los cuales no se realizaron algunos estudios es por el desconocimiento de los materiales con los que están fabricados. Un ejemplo claro es con los rodamientos, en donde no se conoce con certeza la geometría interna de los componentes y de las propiedades de los materiales que lo componen. Es por esto que la aplicación de dichos componentes prefabricados debe monitorearse cuando se realicen pruebas con el prototipo funcional.

El componente “pin de yugo” se resaltó debido a que el resultado del análisis de elemento finito sugiere que el componente fallará al aplicar las cargas del caso límite de aplicación. En la figura 6.22 se muestra el resultado de esfuerzos reportado en Solidworks 2021. Se aprecia que el esfuerzo máximo de 595.3 MPa se encuentra en un cambio abrupto entre la geometría cuadrada y la circular del elemento. La acción pertinente para este elemento es rediseñar la geometría en la zona de cambio de geometría, para conceder un mayor alivio de esfuerzo.

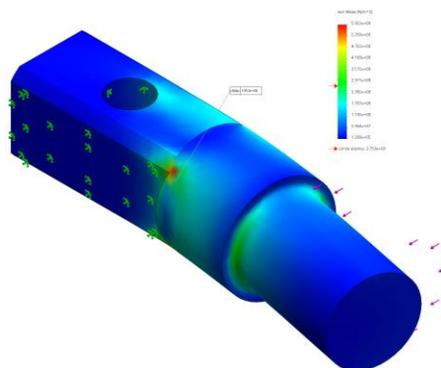


Figura 6.22 Resultado de esfuerzos en pin de yugo.

Por cuestiones de prototipado, no se modificó la geometría y se incurrió en restringir el límite superior de operación de este componente a 20 mm a 100 Hz o 35 mm y 50 Hz. En dichos estados, el componente presenta factores de seguridad mayores a 1.5, por lo que se considera aceptable y seguro para utilizar.

CAPÍTULO 7: PROTOTIPO Y PRUEBAS

En esta sección se abordan los métodos de manufactura y ensamblaje que se siguieron para concretar el prototipo funcional de la máquina agitadora. Así mismo, se establece la planificación de las pruebas que se siguieron para validar la funcionalidad de las funciones que el banco de pruebas debe realizar.

7.1 MANUFACTURA Y ENSAMBLAJE

La mayoría de las piezas del sistema fueron fabricadas y/o ensambladas en las instalaciones del Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica (CDMIT) perteneciente a la Facultad de ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) campus C.U.

Entre los requerimientos planteados en la especificación del sistema, se estableció que la manufactura se realizara con procesos convencionales, es decir, con procesos de corte, taladro, maquinado y demás al alcance de los equipos disponibles en las instalaciones.

Algunas de las piezas de diversos elementos requieren tolerancias precisas de fabricación, es por ello que la fabricación de piezas con tolerancias fue destinada a talleres de manufactura terceros, con capacidades de fabricación mayores y más precisas de las que el equipo de trabajo cuenta.

7.1.1 PROCESOS DE MANUFACTURA

Entre los principales procesos de fabricación utilizados, se encuentra el corte con sierra ingletadora, taladrado en banco, fresado de banco manual. Se evitaron procesos de soldadura y uniones permanentes para facilitar el montaje y desmontaje, además de presentar la oportunidad de modificar componentes sin tener que realizarlos desde cero.

El bastidor del mecanismo (figura 7.1) fue fabricado con perfiles de 40x40mm de aluminio 6063-T5, el cual tiene ranuras que permite colocar tornillos de sujeción en posiciones seleccionables. Los perfiles fueron cortados a medida con una sierra ingletadora Craftsman con un disco de corte para propósito general de 10”.

Se agregaron patas de nivelado para poder proporcionar una altura uniforme en el bastidor del banco de pruebas y evitar desalineación. Se perforó el perfil axialmente para hacer el agujero roscado donde encajan dichos niveladores.



Figura.7.1 Bastidor de máquina vibradora.

Las piezas que componen al yugo escocés requieren tolerancias de agujeros y ejes, así como medidas de posición con tolerancias general muy precisas. Las piezas en cuestión se muestran en la figura 7.2. Los procesos de manufactura utilizados, de acuerdo con el fabricante, fueron corte a chorro de agua, torneado y maquinado CNC para algunas características de las piezas. Al ser piezas de aluminio, no se recomienda la soldadura para partes que sufren esfuerzos mecánicos elevados, ya que esta elimina el temple [37] en las partes donde se realiza la soldadura; por lo tanto, la unión de estos componentes se realizó con tornillos de acero al carbón de 3x12 mm.

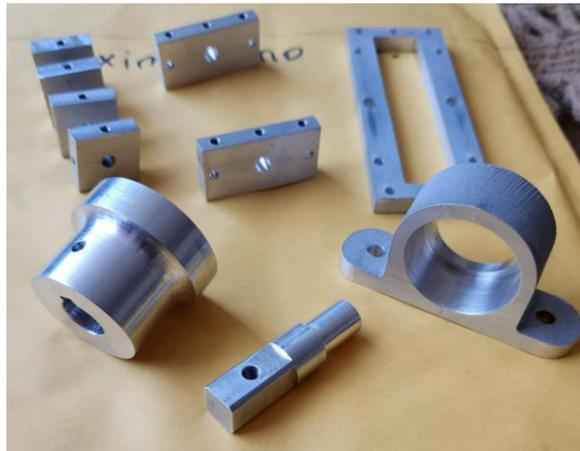


Figura 7.2 Piezas de yugo escocés.

Se presentó la oportunidad de optimizar el componente de yugo escocés, realizando un diseño con todos los elementos unificados, este diseño optimizado incorpora los elementos de la junta y la mordaza. El componente se fabricó en Nylon 12 AF de Stratasys [38], mediante el proceso de sinterizado laser selectivo (SLS). Este rediseño reduce el valor de peso de 180 g a 30 g. En la figura 7.3 se muestra la comparación entre el yugo convencional y el yugo optimizado. Se disminuyó considerablemente el número de sujetadores, 16 tornillos fueron eliminados en el diseño (figura 7.4).



Figura 7.3 Comparación entre yugo escocés convencional contra yugo impreso.



Figura 7.4 Comparación de cantidad de piezas entre yugo escocés convencional e impreso.

7.1.2 PROCESOS DE ENSAMBLAJE

Como se mencionó anteriormente, uno de los planteamientos del prototipo de la máquina agitadora es que esta pueda ser desmontable para su transporte o para el ajuste de sus componentes. Es por esto que la mayoría de los componentes como lo es el bastidor, chumaceras, base vibratoria y guías lineales, fueron sujetos con tornillos de cabeza hueca métricos (medidas de M3 a M6).

Como se mencionó en la sección 6.1.2 de tolerancias geométricas y dimensionales, algunos de los componentes tienen ajustes de transición, el cual genera un apriete en la pieza. La instalación de estos componentes, en específico del rodamiento con la chumacera (K7/h6 figura 7.5) y el rodamiento con el pin(H7/s6), fueron realizados mediante prensa de banco.



Figura 7.5 Rodamiento instalado en chumacera.

La instalación de la corona con el motor (H7/no especificada figura 7.6) fue realizada mediante un mazo y un dado, con un soporte de goma debajo del engrane (no mostrado en la imagen) para amortiguar el impacto del golpe del martillo. El ajuste representó un ensamblaje forzado ligero y no representó un riesgo que comprometiera la funcionalidad del motor.



Figura 7.6 Montaje de corona en el motor.

7.2 PRUEBAS

Para validar las diversas funciones del banco de pruebas, se establecieron pruebas para corroborar que estas se desarrollen de manera correcta. Se separó la funcionalidad mecánica de la funcionalidad del sistema de visión artificial. La función mecánica del sistema es producto de la investigación desarrollada en este trabajo. El sistema de visión artificial requiere un estudio a detalle independiente y está fuera del alcance de esta tesis, sin embargo, se explicará brevemente el funcionamiento del algoritmo y las herramientas que se utilizaron para su desarrollo.

7.3.1 PROTOCOLO PARA VALIDAR LA FUNCIONALIDAD MECÁNICA

La función mecánica principal del sistema es la de generar vibraciones con un movimiento armónico simple, en donde se pueda seleccionar a consciencia la amplitud y la frecuencia de dicho movimiento.

Se propuso hacer corridas de prueba con diversos valores de frecuencia y amplitud, y registrar el cambio en la posición mediante el sensor láser en el entorno de LabVIEW. Los pasos que se llevaron a cabo para estas rutinas son los siguientes.

1. Seleccionar una frecuencia (figura 7.7) y amplitud para la prueba.

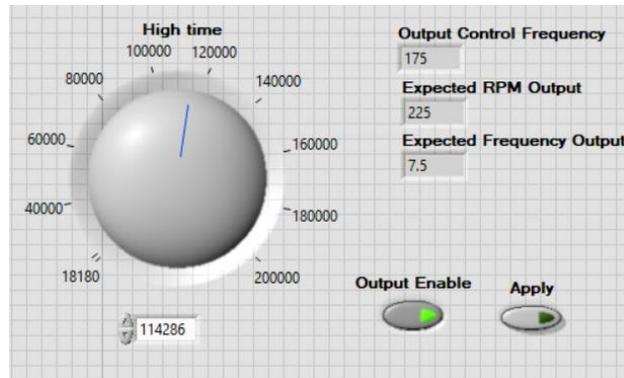


Figura 7.7 Panel de control del motor en LabVIEW.

2. Colocar una carga de 80 g y sujetarla a la base vibratoria.
3. Colocar el objetivo del sensor en una superficie reflejante de la base vibratoria.
4. Verificar la perpendicularidad entre el láser y la superficie donde se realizará la medida (como se muestra en la figura 7.8).

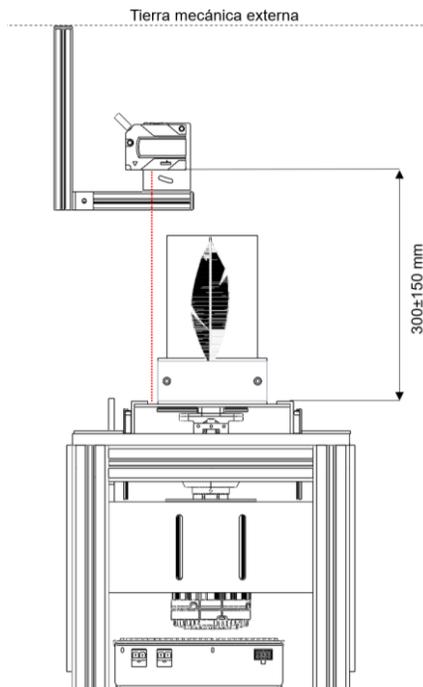


Figura 7.8 Posición del sensor respecto a la base vibratoria.

5. Encender el motor mediante el algoritmo de LabVIEW.
6. Dejar correr el programa durante 60s y adquirir datos de posición.
7. Apagar el motor y el programa de adquisición de datos.
8. Observar los resultados.
9. Variar amplitud y frecuencias (en variaciones de 0.5 mm y 1 Hz).
10. Repetir rutina.

Los valores obtenidos en las corridas de posición tienen como objetivo ser comparadas contra una curva senoidal perfecta, con el objetivo de ver la desviación que tiene la curva reportada de la señal dictada.

7.3.2 PROTOCOLO PARA VALIDAR EL SISTEMA DE VISIÓN ARTIFICIAL

El sistema de visión artificial se compone en hardware por la cámara de alta velocidad que se conecta por interfaz USB 3.0 al sistema de adquisición de datos CompactRIO-9030. Mediante el módulo de Vision Acquisition disponible en LabVIEW, se desarrolló un algoritmo que identifica la geometría de un cuerpo en movimiento, sin importar su posición respecto en el cuadro de fotograma. Se obtiene información acerca de la geometría del espécimen siendo excitado por el movimiento en cada fotograma captado por la cámara, lo cual permite analizar variaciones en forma, área, momentos de inercia, desplazamiento en puntos relativos y demás. Un primer acercamiento a la investigación de estas características es medir el área instantánea del espécimen y analizar el comportamiento del cambio en esta variable, teniendo como hipótesis que un objeto flexible de geometría compleja tiene grados de libertad infinitos [39] y por lo tanto, esperar un comportamiento no lineal. La ecuación 2 muestra la desviación estándar para un grupo de muestras de área obtenida de los fotogramas

Se tiene que:

σ =Desviación estándar (Variable de agitación) en pixel²

A_i = Valor de área por iteración en pixel²

\bar{A} =Área promedio en pixel²

i = Iteración de la muestra

N =Número de iteraciones por prueba

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (A_i - \bar{A})^2}{N}} \quad \dots (2)$$

La variable de agitación es la dispersión de diferentes valores de área para cada iteración de muestreo para evaluar las vibraciones. Esta dispersión se utiliza para determinar el nivel de agitación en función de los datos del área para una frecuencia y amplitud de vibración dadas. Diferentes niveles de amplitud o frecuencia vibratoria podrían causar diferentes niveles de sacudidas. Se espera que estas variaciones puedan revelar resonancias u otros fenómenos vibratorios.

Se realizaron corridas de prueba con diversos valores de frecuencia y amplitud para registrar los valores de área de un espécimen. Los pasos que se llevaron a cabo para estas rutinas son los siguientes.

1. Seleccionar una frecuencia y amplitud para la prueba.
2. Colocar un espécimen semiplanar flexible.
3. Colocar el espécimen en cuadro y verificar que el desplazamiento del mecanismo introduzca o desaparezca parte de éste.
4. Inicializar el mecanismo mediante LabVIEW.
5. Verificar que la señal de área llegue a un punto de estabilización, como se muestra en la figura 7.9.

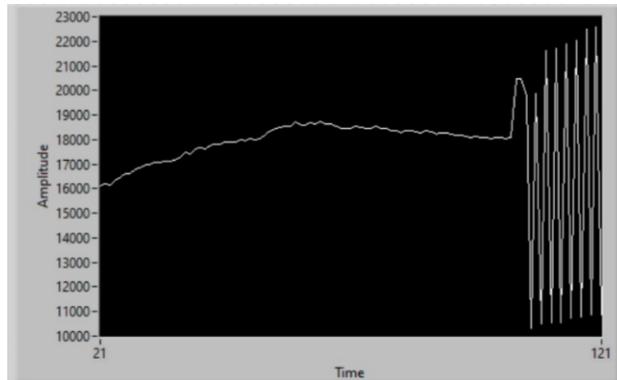


Figura 7.9 Periodo de estabilización de la señal.

6. Correr la prueba durante 60s después del tiempo de estabilización y adquirir datos del área registrada por el algoritmo.
7. Apagar el motor y el programa de adquisición de datos.
8. Observar los resultados.
9. Variar amplitud y frecuencias (en variaciones de 0.5 mm y 1 Hz).
10. Repetir rutina.
11. Al finalizar el espacio del experimento, aplicar la ecuación 2 a cada una de las corridas y generar una superficie de respuesta.

Para efectos de prototipado, se optó por la utilización de una cámara Insta360 Link con interfaz USB 3.0, esta cámara cuenta con una tasa de refresco de 60 fps, lo cual limita teóricamente las pruebas a 30 Hz, por el principio de Shannon-Nyquist. La resolución utilizada en las corridas de prueba fue de 1920x1080 pixeles.

7.3 POSICIONAMIENTO Y AJUSTE DE ESPÉCIMEN

Para poder realizar la prueba anteriormente mencionada, se seleccionaron mockups que pudieran representar alguno de los especímenes posibles planteados en la especificación. Debido a la naturaleza semidestructiva de las pruebas, como espécimen para la validación de las funciones, se seleccionaron plumas teñidas como simuladores de una prueba con un plumaje antiguo (por ejemplo, un plumaje de quetzal de 500 años).

El origen del material de la pluma es de gallina, tratado químicamente con un pigmento para teñirlo de diversos colores. Las plumas sintéticas tienen todos los elementos de una pluma natural, como raquis, barbas, barbicelos y demás. Los especímenes seleccionados van desde los 13 cm a los 6 cm de largo, con pesos desde 15 a 8 g. Los especímenes se muestran en la figura 7.10.

Se sujetó del cálamo mediante las mordazas de sujeción, dejando la mayor parte del cuerpo de la pluma sin restricciones para el movimiento. La pluma se encuentra en posición vertical, sin inclinación aparente, la toma de la cámara se realiza sobre la cara frontal de la pluma, como se encuentran mostradas en la figura 7.10, sin alteración a su estructura y curvatura natural.



Figura 7.10 Plumas usadas como mockup (simulador) escala en cm.

Debido al color purpura de la pluma sintética, se seleccionó un color de pantalla de fondo en el lado contrario del espectro de colores. En este caso, se optó por la utilización de una pantalla y mordazas de sujeción amarillas, para que estos elementos o elementos ajenos a la prueba, fueran detectados por el algoritmo de visión artificial. En la figura 7.11 se aprecia el correcto encuadre de la pieza sin elementos externos. Para eliminar las sombras ambientales se empleó iluminación artificial con luz blanca de 5600K y 600 lúmenes.

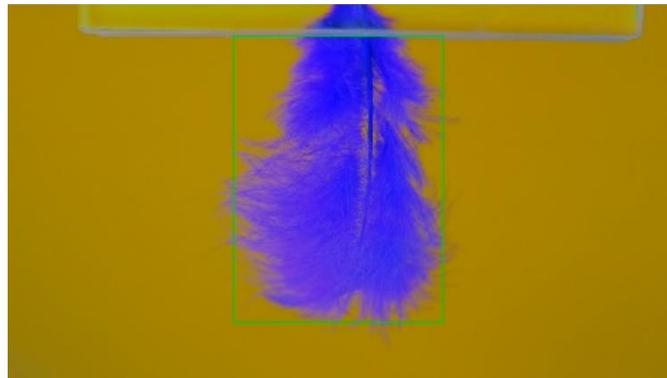


Figura 7.11 Correcto encuadre del mockup.

7.4 PROTOCOLO DEL EXPERIMENTO

A continuación, se enuncian los pasos específicos que se llevaron a cabo para realizar la corrida experimental con los especímenes mostrados en la figura 7.10.

1. Se enciende el equipo de cómputo, la iluminación y los electrónicos. Se inicializa LabVIEW sin correr los programas de procesamiento.
2. Se selecciona el primer espécimen a probar, en este caso, se selecciona en orden de aparición de la figura 7.10, el espécimen A es el primero en ser seleccionado.
3. Se abre la mordaza de la máquina agitadora manualmente mediante las perillas de ajuste y se sujeta firmemente el cálamo de la pluma, realizando un apriete

suficientemente fuerte para que la pluma no pueda zafarse de ésta. Se recomienda jalar la pluma con la mano para corroborar que mantiene su posición. Las barbas y barbicelos encontrados en la zona de sujeción deben quedar totalmente inmovilizados, así como se muestra en la figura 7.12.



Figura 7.12 Pluma sujeta entre la mordaza de la máquina agitadora.

4. Se realiza el encuadre necesario para capturar todo el cuerpo de la pluma: la parte libre y la parte inmovilizada, con el objetivo de cuantificar el área total del cuerpo en todo momento, sin perder porciones de este por efectos de desencuadre. El encuadre de la pluma se realiza en la herramienta de Vision Acquisition de LabVIEW, previo a la corrida de cualquiera de los códigos.
5. Se corre el programa que mide la amplitud del desplazamiento vertical y se corrobora que el sensor mida la base vibratoria en un rango de 300 ± 150 mm, así como se muestra en la figura 7.8, y en una superficie perpendicular al haz láser.
6. Se conecta el motor a la toma de corriente y al equipo de cómputo mediante USB. Se realiza una optimización mecánica del mecanismo a través del software del motor Teknic ClearPath.
7. Se corre el programa que mide la amplitud del desplazamiento y se selecciona manualmente una primera amplitud, para este caso específico se seleccionaron 4 mm de amplitud. La amplitud se modula mediante el tornillo con cabeza Allen del mecanismo de yugo escocés mostrado en la figura 7.13.

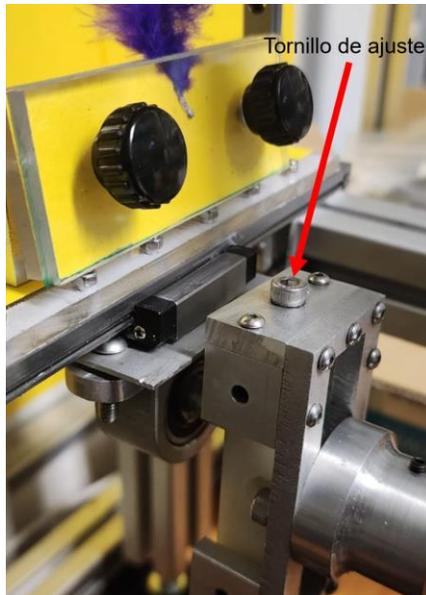


Figura 7.13 Ubicación del tornillo de ajuste del mecanismo de yugo escocés.

8. Se corre el programa de interfaz de usuario (figura 7.7) para seleccionar una frecuencia deseada, la primera frecuencia de prueba es 5 Hz. Se presiona el botón "Apply" para confirmar una frecuencia.
9. Se corre el programa de visión artificial.
10. Se presiona el botón "Output Enable" para encender el mecanismo.
11. Se deja correr el mecanismo durante 30s.
12. Se detiene el mecanismo presionando "Output Enable", al mismo tiempo se detiene el programa de visión artificial para terminar el movimiento y la captura de datos.
13. Se suman 5 Hz a la frecuencia de control anterior y se repiten los pasos 8, 9, 10, 11 y 12.
14. Se repite el paso 13 hasta alcanzar una frecuencia final de 20 Hz.
15. Se desconecta el mecanismo de la alimentación eléctrica.
16. Se repite el paso del 2 al 15 con un nuevo espécimen hasta llegar al espécimen final E.
17. Los datos obtenidos son postprocesados mediante MATLAB aplicando la ecuación 2 para cada caso.

Se realizó una corrida especial con el espécimen C en dónde se varía la frecuencia de excitación con valores de 0.5, 1, 3 y 6 Hz y, además, se varía la amplitud de excitación con valores de 5, 10, 15 y 20 mm. Se llevan a cabo los mismos pasos anteriormente mencionados, con la diferencia de que no se cambia el espécimen y se realiza la optimización del mecanismo cada vez que se ajusta la amplitud.

CAPÍTULO 8: RESULTADOS

Posteriormente a las etapas de diseño y establecimiento de las pruebas, se construyó la máquina agitadora, se siguieron las especificaciones planteadas y se realizaron modificaciones pertinentes debido al contexto espacial de las instalaciones en donde se ensambló y donde se realizaron las pruebas. En la figura 8.1 se aprecia en perspectiva el prototipo ensamblado del banco de pruebas con los diversos elementos mecánicos y el arreglo de los sensores.

El brazo de iluminación, el brazo de la cámara y el brazo del sensor de posición (como se muestra en la figura 7.8) se encuentran sujetos a tierra mecánica externa y no directamente en el bastidor, con el motivo de aislar estos componentes de vibraciones parásitas por desbalanceo inherente de la carga.

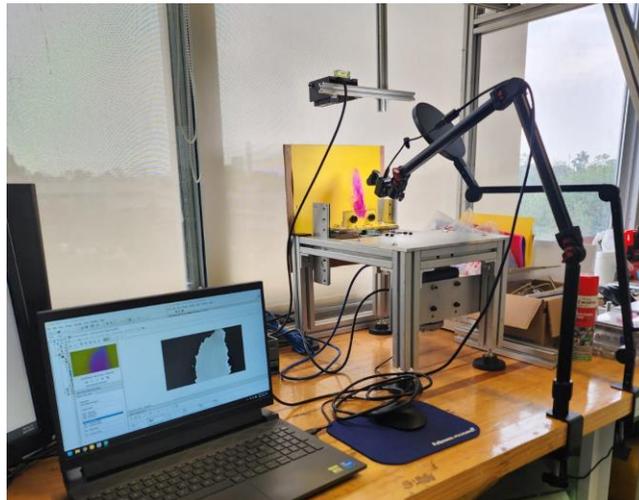


Figura 8.1 Prototipo de la máquina agitadora.

Los elementos electrónicos se encuentran conectados al CompactRIO 9030 mediante los módulos C 9201, 9401. La cámara se encuentra conectada por USB 3.0 al mismo sistema de adquisición. No se incluyó información de aceleraciones debido a la disponibilidad del acelerómetro y del módulo NI 9230 al momento de realizar dicha iteración del prototipo reportado.

El sistema cuenta con una interfaz para el usuario en donde se permite elegir, controlar y monitorear la frecuencia de la máquina (figura 8.2) y una interfaz en donde se monitorea la imagen detectada, la imagen procesada y la señal de área instantánea del espécimen (figura 8.3)

La interfaz de control de frecuencia cuenta con una perilla de 200,000 puntos que permite variar la frecuencia en milésimas de Hertz. Sin embargo, el encoder del motor brushless solo reconoce variaciones de 0.01 RPM. La interfaz cuenta con dos botones, uno para aplicar la frecuencia seleccionada y otro para permitir la salida digital de señal al motor,

como medida de seguridad. Cuenta con una gráfica en tiempo real que muestra la posición del objetivo y una carátula digital donde se muestra el valor de esta distancia, con el objetivo de mostrar al usuario la amplitud que se va a seleccionar antes de empezar la prueba, los valores de la carátula y de la gráfica se muestran en mm.

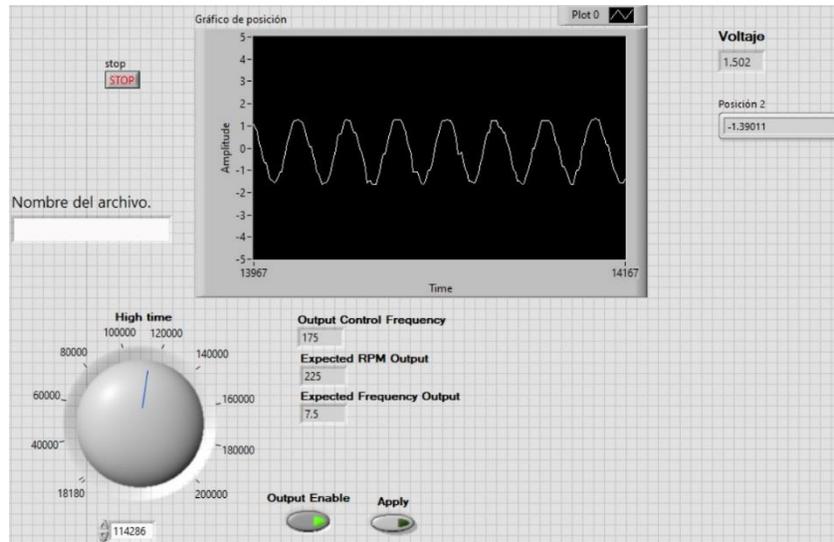


Figura 8.2 Interfaz de selección de frecuencia.

Ambas interfaces pueden ser monitoreadas al mismo tiempo en una sola pantalla si se tiene el tamaño adecuado de monitor o en una configuración de dos monitores. La interfaz de imagen es únicamente informativa y permite observar el tiempo de estabilización de la señal de área instantánea y también el encuadre. Ambas rutinas exportan datos a la computadora principal, los datos de posición y de los valores de área a través de la prueba pueden ser guardados con un nombre de archivo específico.

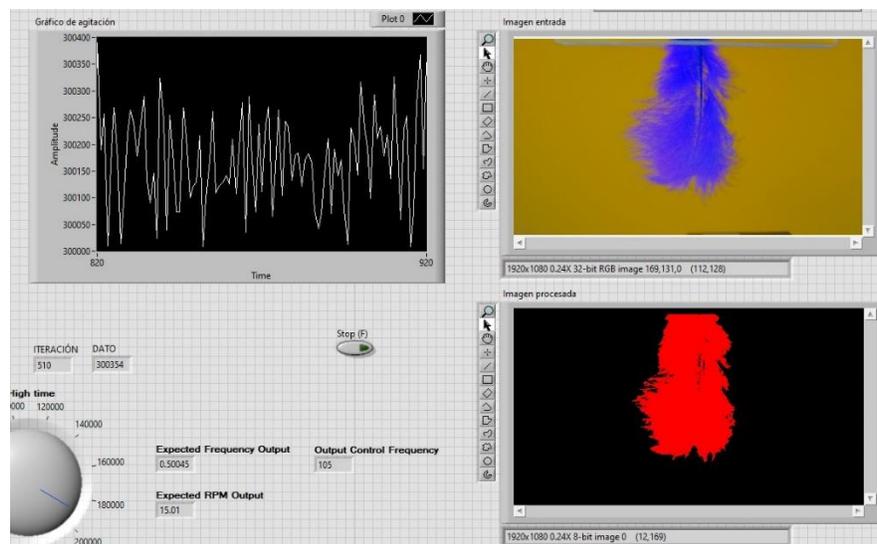


Figura 8.3 Interfaz de monitoreo de agitación.

La interfaz de monitoreo de imágenes muestra en tiempo real una imagen en bruto, como se captura directamente el vídeo en el formato establecido, y una imagen procesada. En la figura 8.3 se aprecia que la imagen procesada captura fidedignamente la silueta de la pluma

y se distingue entre la pantalla de fondo y las barbas de la pluma, así como los espacios vacíos que hay entre estas. La gráfica de área reporta el número de píxeles en color rojo apreciados en la imagen, esta varía conforme al movimiento proporcionado a la pluma.

Se realizaron rutinas de pruebas para validar la función mecánica, así como se establecen en el capítulo anterior de este trabajo. Se variaron distintos valores de frecuencia y amplitud y se registraron los valores mediante la interfaz de LabVIEW. Las pruebas se registraron a una tasa de 200 muestras/segundo. Se muestran las pruebas realizadas en las figuras de 8.4 a 8.9.

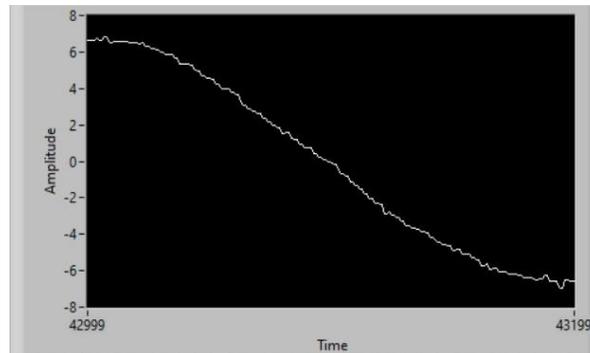


Figura 8.4 Prueba 0.5 Hz y 6.5 mm.

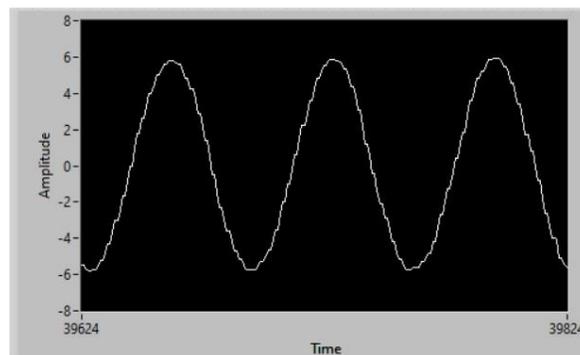


Figura 8.5 Prueba 3 Hz y 6 mm.

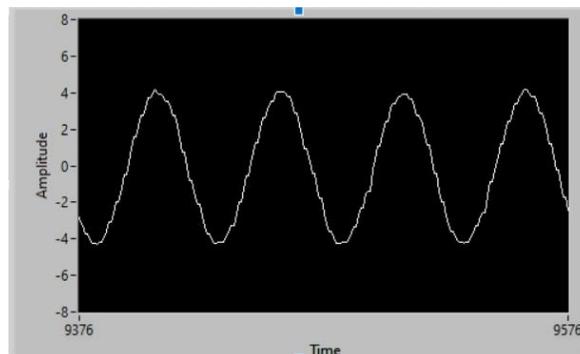


Figura 8.6 Prueba 4 Hz y 4 mm.

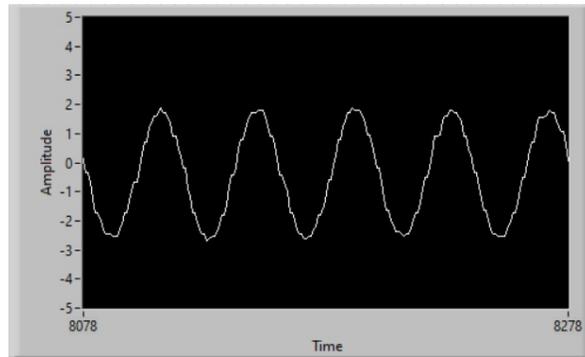


Figura 8.7 Prueba 5 Hz y 2 mm.

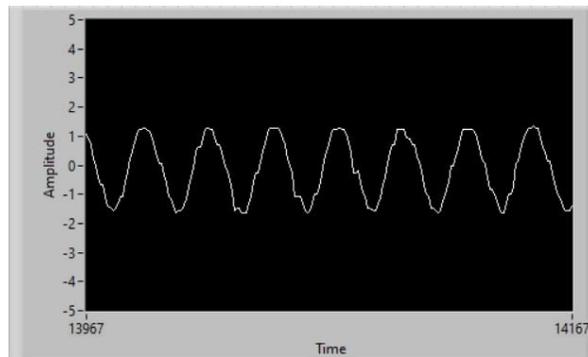


Figura 8.8 Prueba 7.5 Hz y 1.5 mm.

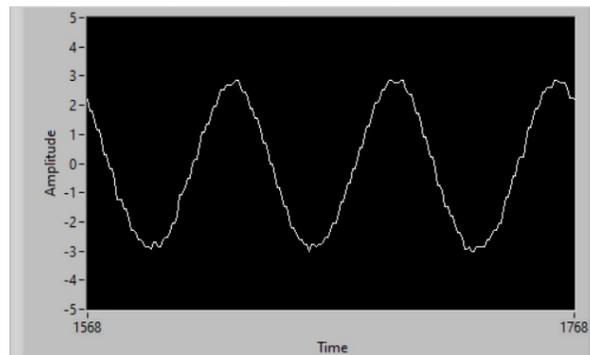


Figura 8.9 Prueba 3 Hz y 3 mm.

Se pudo apreciar que existe una considerable cantidad de ruido reflejado en el sensor de posición. En la figura 8.10 se aprecia una prueba con ruido al detener el movimiento. La magnitud pico de ruido reportado en las pruebas fue de 0.5 mm en algunos casos.

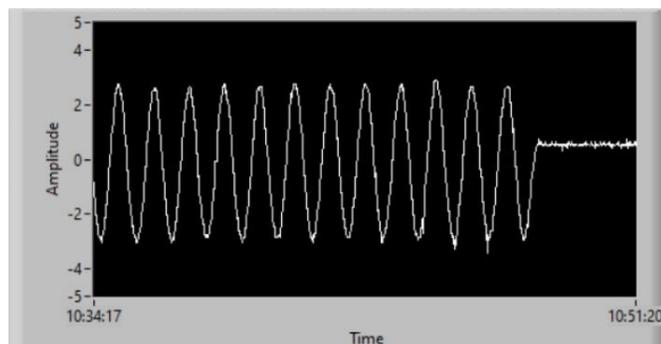


Figura 8.10 Ruido reflejado en sensor.

Las pruebas mecánicas por encima de 30 Hz y/o 20 mm de amplitud no pudieron llevarse a cabo debido a un incremento notable en la agitación parásita por desbalanceo que causó un movimiento lateral errante en el bastidor del prototipo, desajustando la posición del sensor láser.

Para comparar la exactitud de las curvas registradas por el sensor de posición contra una curva senoidal ideal, graficaron los datos de estas junto con los valores de una onda perfecta. Los resultados se encuentran de la figura 8.11 a la figura 8.13. Estos valores se midieron a una razón de 1.5 ms en ventanas de 1s segundo de duración.

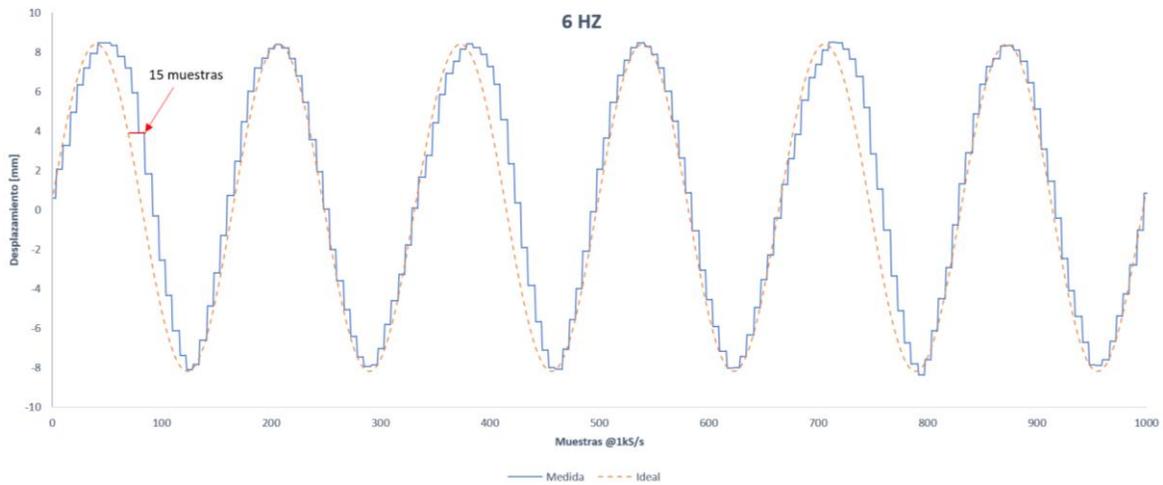


Figura 8.11 Comparación de curvas, 6 Hz y 8 mm

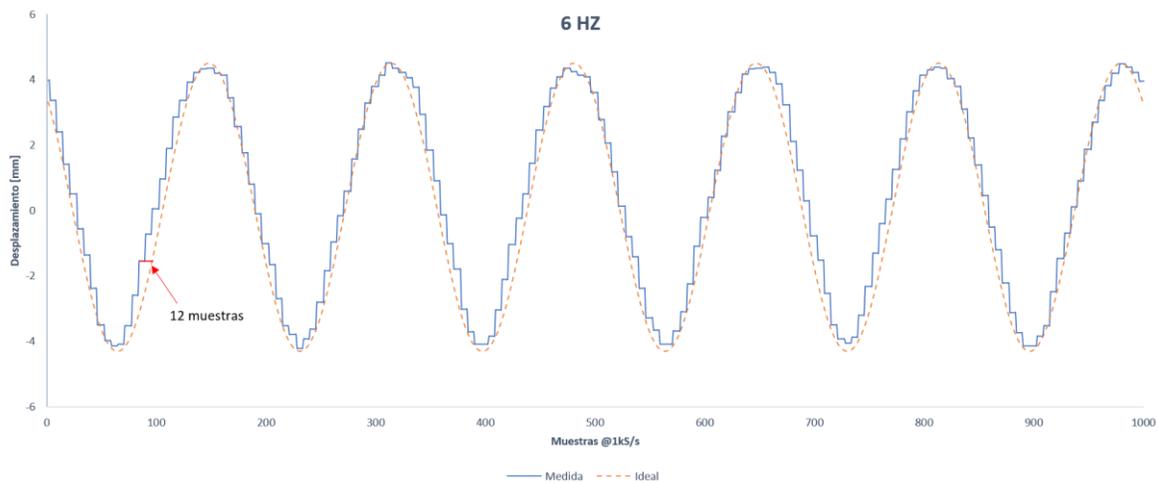


Figura 8.12 Comparación de curvas, 6 Hz y 4 mm

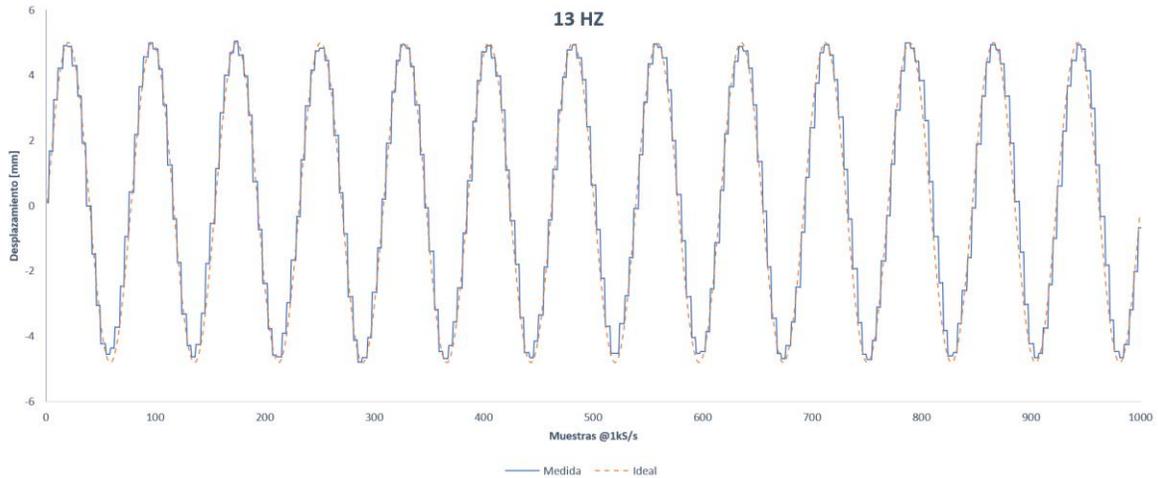


Figura 8.13 Comparación de curvas, 13 Hz y 4.5 mm

En las ventanas de las figuras anteriormente mostradas, se aprecia que en todas se muestran picos y valles a razón de la frecuencia seleccionada. Sin embargo, en la prueba a 6 Hz y 8 mm de amplitud, se aprecia un desfase de 15 muestras respecto a la señal senoidal perfecta, entregando un error por desfase de 9%.

Así mismo, se llevaron a cabo rutinas de pruebas para el algoritmo de visión artificial, en donde se colocó un espécimen arbitrario (pluma C de la figura 7.10) y se realizó un barrido de amplitudes y frecuencias con la finalidad de obtener el perfil de vibración mediante el cambio de área en el objeto.

Se realizaron 16 corridas de prueba mediante un barrido de 4 frecuencias y 4 amplitudes, siendo estas 0.5, 1, 3 y 6 Hz y 5, 10, 15 y 20 mm de amplitud, la adquisición de fotogramas se limitó a 60 fps debido a la utilización de la cámara Insta360 Link. Algunos de los perfiles de vibración se muestran en las figuras de 8.11 a 8.13. La figura 8.14 muestra parte del perfil de vibración de la pluma y una sección de paro de la máquina, en la que se aprecia un amortiguamiento de las vibraciones y también se aprecia que el ruido por este método de adquisición es imperceptible.

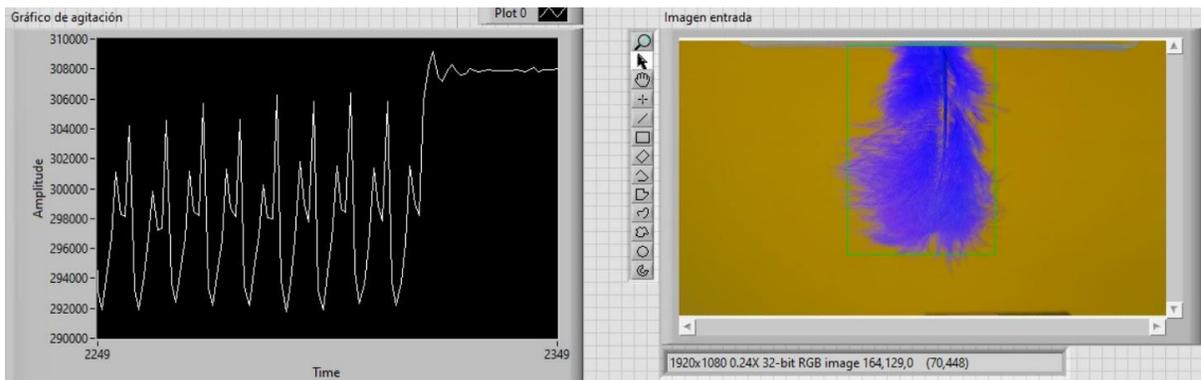


Figura 8.14 Prueba de visión 0.5 Hz y 5 mm.

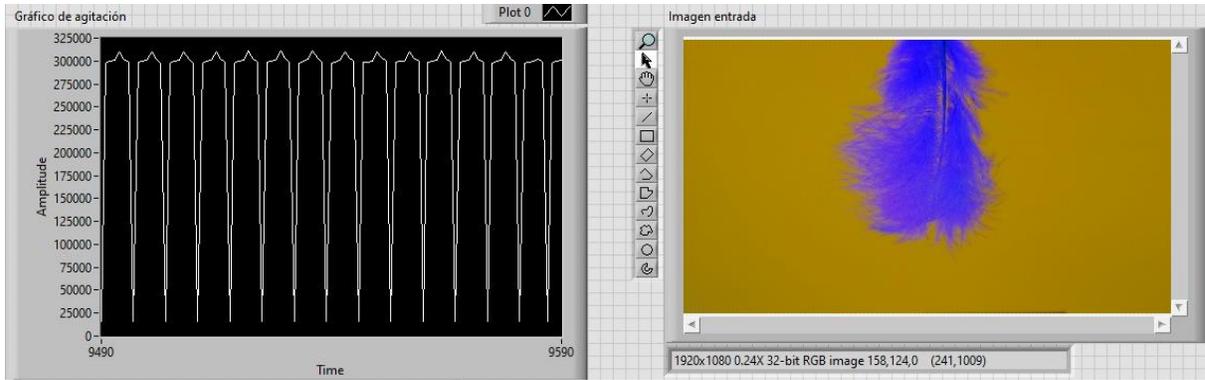


Figura 8.15 Prueba de visión 3 Hz y 10 mm.

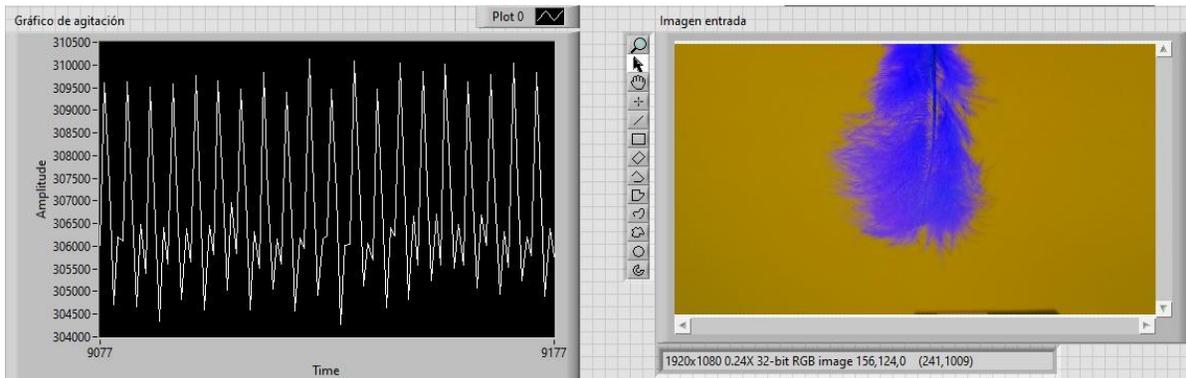


Figura 8.16 Prueba de visión 6 Hz y 5 mm.

El porcentaje de variación de área del área mínima respecto a la máxima en las pruebas fue recorrió un rango del 2% al 5%.

Con los datos recabados de área en las pruebas de la visión artificial, se hizo el análisis de varianza establecido en el protocolo y se realizó una superficie de respuesta en función de las dos variables: amplitud y frecuencia. En la figura 8.17 se muestra el gráfico tridimensional generado mediante MATLAB con los datos obtenidos, dicha gráfica cuenta con una interpolación rectangular para mejorar la visualización.

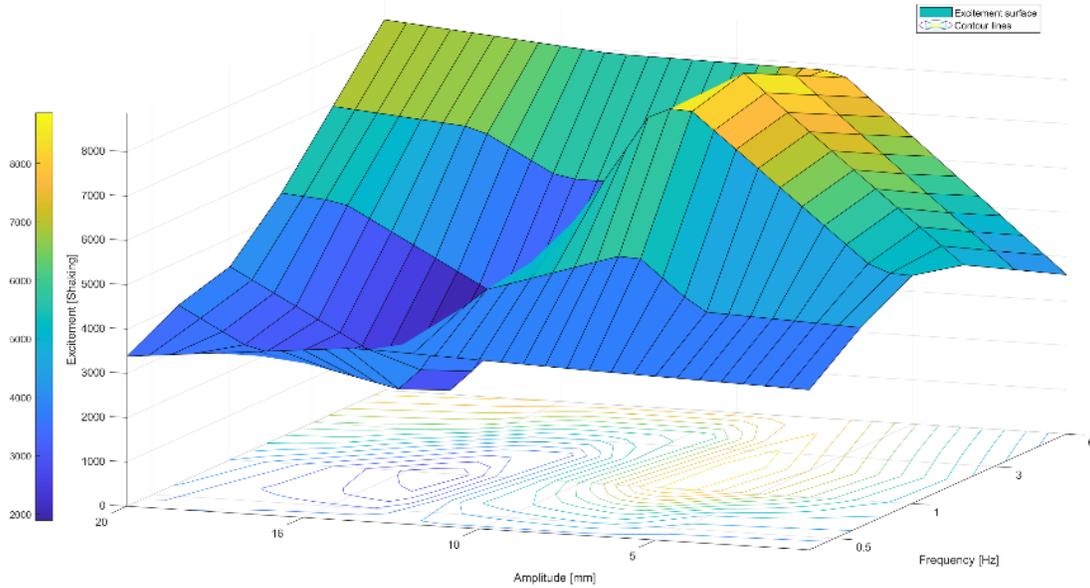


Figura 8.17 Superficie de respuesta de agitación.

Los valores de varianza obtenidos en cada iteración van desde 2000 a 8000 pixel², se aprecia una respuesta no lineal al aumento de las variables: se distingue una meseta (en amarillo) de la varianza en la zona de baja amplitud con alta frecuencia, mientras que se aprecia un valle en la zona de alta amplitud y baja frecuencia (color azul oscuro).

Además de las pruebas a dicho espécimen en específico, se realizaron pruebas con todos los especímenes de la figura 7.10. Dichas pruebas involucraron una amplitud fija de 4 mm para corridas con 5, 10, 15 y 20 Hz de frecuencia de excitación. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 8.18.

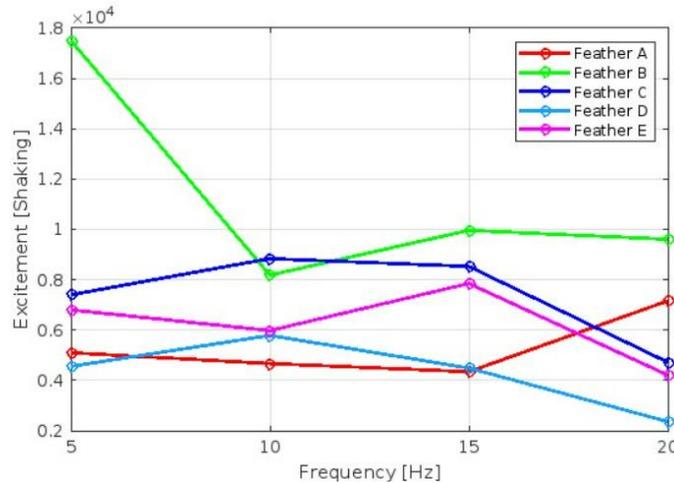


Figura 8.18 Gráfico de experimento con diversas plumas, 5 a 20 Hz.

En el gráfico generado se aprecia que la variable de agitación registrada en las cinco plumas alcanzó valores desde los 2000 hasta los 18000 pixeles². Se aprecia que las plumas A, C, D y E tuvieron un comportamiento similar respecto a su rango de valores máximo y mínimo, mientras que la pluma B tuvo un pico de agitación a los 5 Hz, posteriormente su valor se estabilizó al orden de las otras plumas.

Posteriormente a los ensayos realizados en el espécimen C, se muestran desprendimientos de material (figura 8.19), en específico, barbas de la pluma que cayeron sobre la cama de vibración. Se muestra en la figura. Se ignora el momento exacto o el ensayo en el que se ocurrió este suceso. El material desprendido se encontró únicamente en las zonas de la máquina y no en otra parte del espacio de trabajo.



Figura 8.19 Desprendimiento de material en la pluma.

Uno de los cambios notables en los elementos de la máquina agitadora, fue la deformación de la placa de conexión entre la chumacera del yugo escocés y la guía línea de movimiento horizontal, se muestra en la figura 8.20. Dicha deformación introdujo un desbalance en la cama de vibración, haciendo que se inclinara aproximadamente 3 grados respecto a la horizontal. Además, la deformación permanente de este elemento introducía un grado de inexactitud en la selección de la amplitud en las corridas consecuentes.



Figura 8.20 Deformación en placa de conexión.

Se desmontó el banco de pruebas para analizar el resto de los elementos de conexión y reparar, además de corregir, dicha pieza de conexión.

CAPÍTULO 9: CONCLUSIONES

El desarrollo de la máquina agitadora para pruebas de vibraciones mecánicas en objetos de arte y patrimonio cultural reveló diversas cuestiones de diferente índole en su desarrollo. Se corroboró que es posible generar una máquina de instrumentación científica a la par del diseño del experimento, en donde este aporta información para la especificación y sus limitantes, generando así un diseño que esté en concordancia con el proceso de experimentación. El resultado de esto es un proceso de diseño que retroalimenta el desarrollo de la máquina con el proceso de la investigación.

La investigación del estado del arte y el análisis de diseño concluyeron que las características necesarias para un banco de pruebas de vibraciones mecánicas es la correcta interpretación y simulación de las vibraciones respecto a una situación en específico, como lo es el transporte, la exhibición y manipulación. Un espectro de frecuencia de excitación relativamente bajo (≤ 100 Hz) respecto a las frecuencias encontradas en la naturaleza. Además de la capacidad de realizar el análisis de la manera menos invasiva posible, sujetando firme pero delicadamente las piezas de estudio.

El dispositivo generado producto de este trabajo, cuenta con una interfaz modular que permite la inclusión de diversas sujeciones para distintas geometrías de especímenes de estudio. La máquina agitadora es capaz de generar vibraciones de movimiento armónico simple en sentido vertical, en frecuencias de 0 a 100 Hz y con amplitudes de 0 a 35 mm. El sistema de visión artificial puede capturar la silueta del espécimen a analizar de manera fidedigna y permite analizar el cambio de las diversas características geométricas como el área en tiempo real.

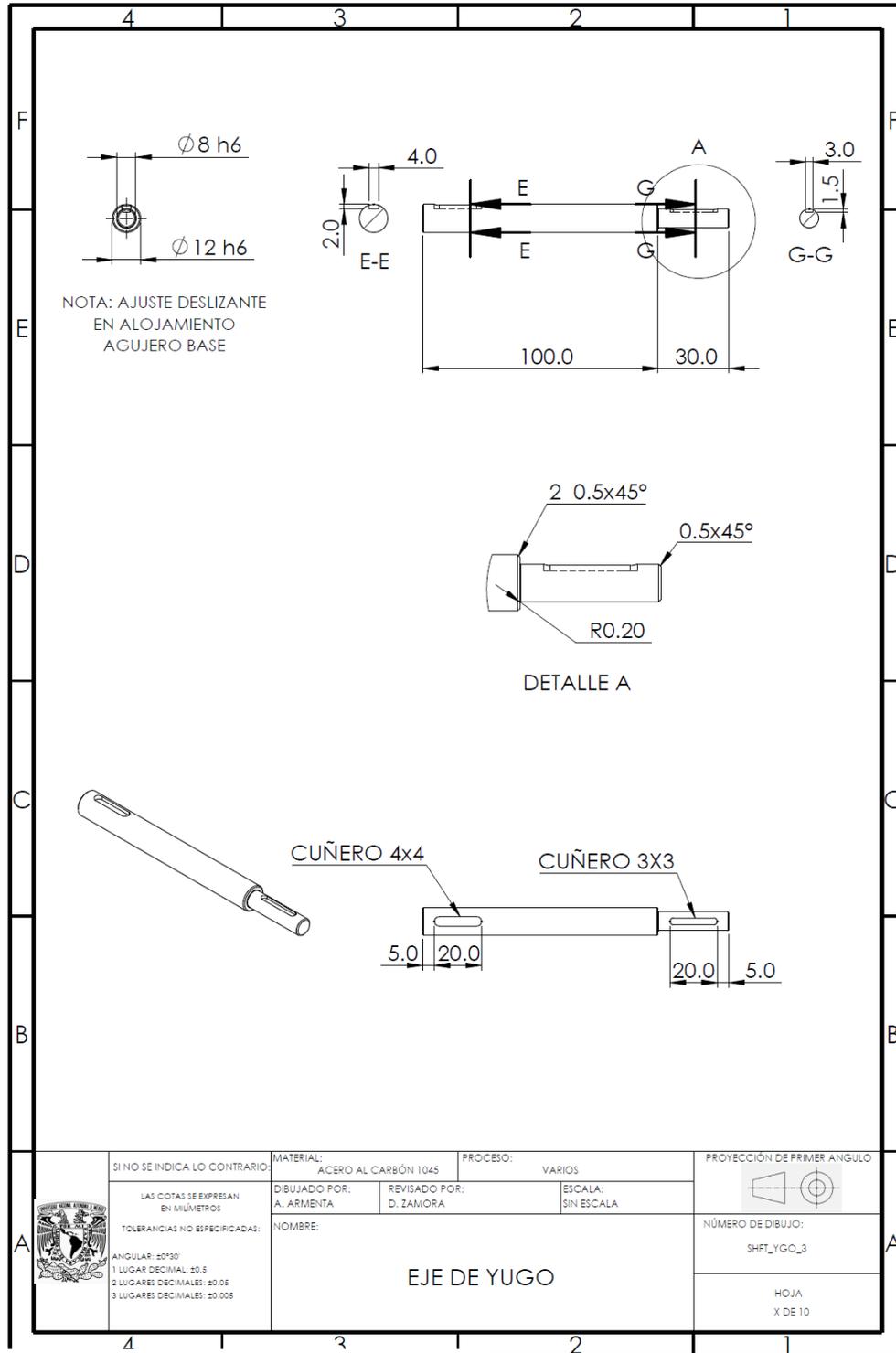
El postprocesado de los resultados obtenidos al hacer un barrido bidimensional de frecuencia arroja un gráfico tridimensional que nos permite analizar zonas de variación en el cambio del área, que pueden ayudar a identificar zonas de mayor o menor agitación o zonas de posible resonancia en un objeto tridimensional semiplano con geometría compleja y múltiples grados de libertad.

La construcción del prototipo reveló que existen detalles de alineamiento, balanceo dinámico de piezas y deformaciones plásticas indeseables que son necesarios de corregir para la correcta utilización de la máquina agitadora en el completo rango de parámetros de operación planteados en la especificación. Un análisis más profundo de las tolerancias geométricas de las piezas de construcción puede ayudar a disminuir estos efectos.

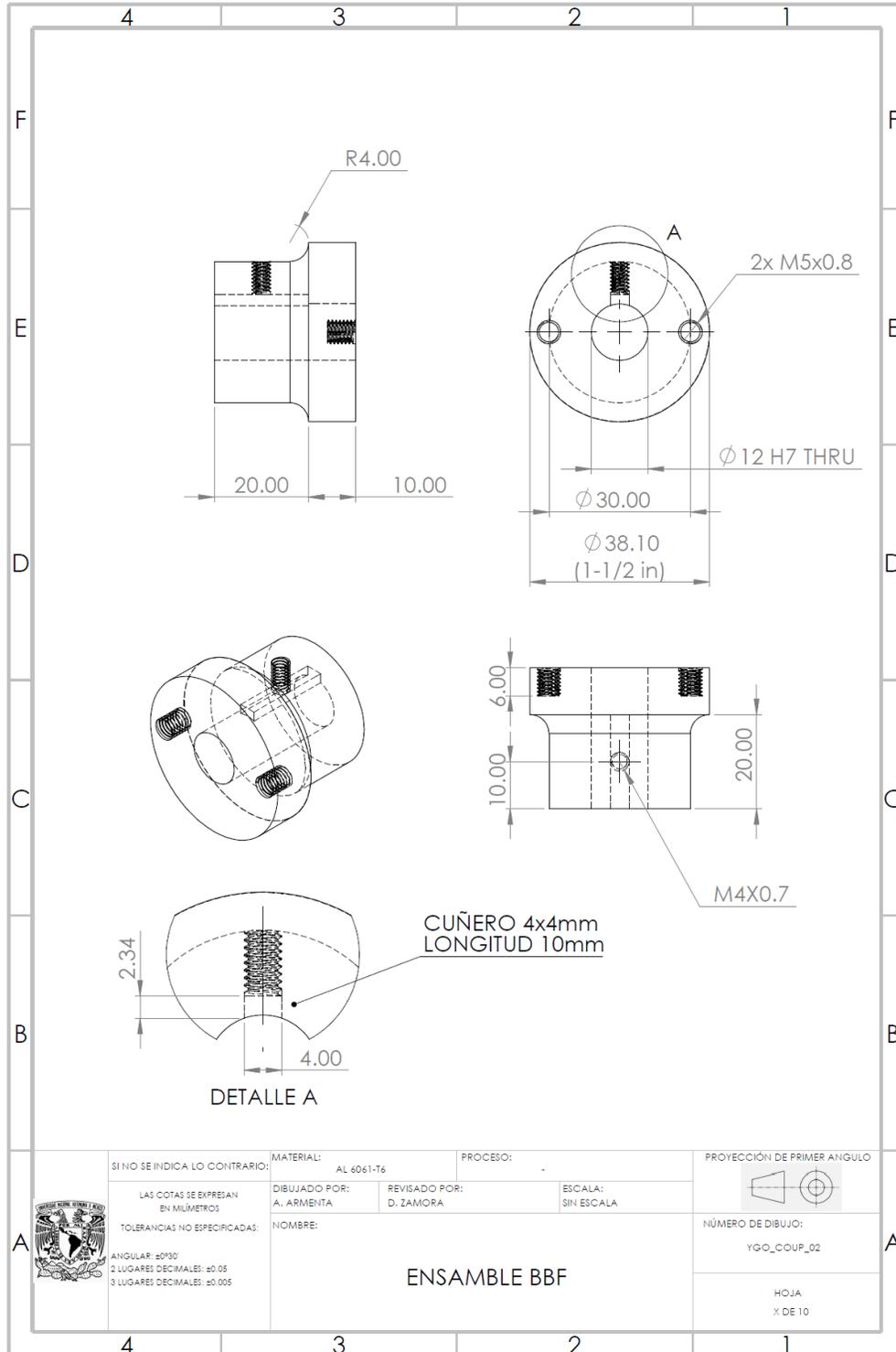
La utilización de esta tecnología por personal de instituciones de conservación puede aportar valor a las actividades para preservar los objetos de patrimonio histórico y cultural, además de contar con la capacidad de generar mejores guías y manuales para dichas actividades. Asimismo, el producto de la aplicación de esta tecnología puede ser utilizado para que los conservacionistas puedan tomar decisiones informadas al momento de realizar maniobras como transporte, exhibición y preparación de obras de alto valor.

ANEXOS

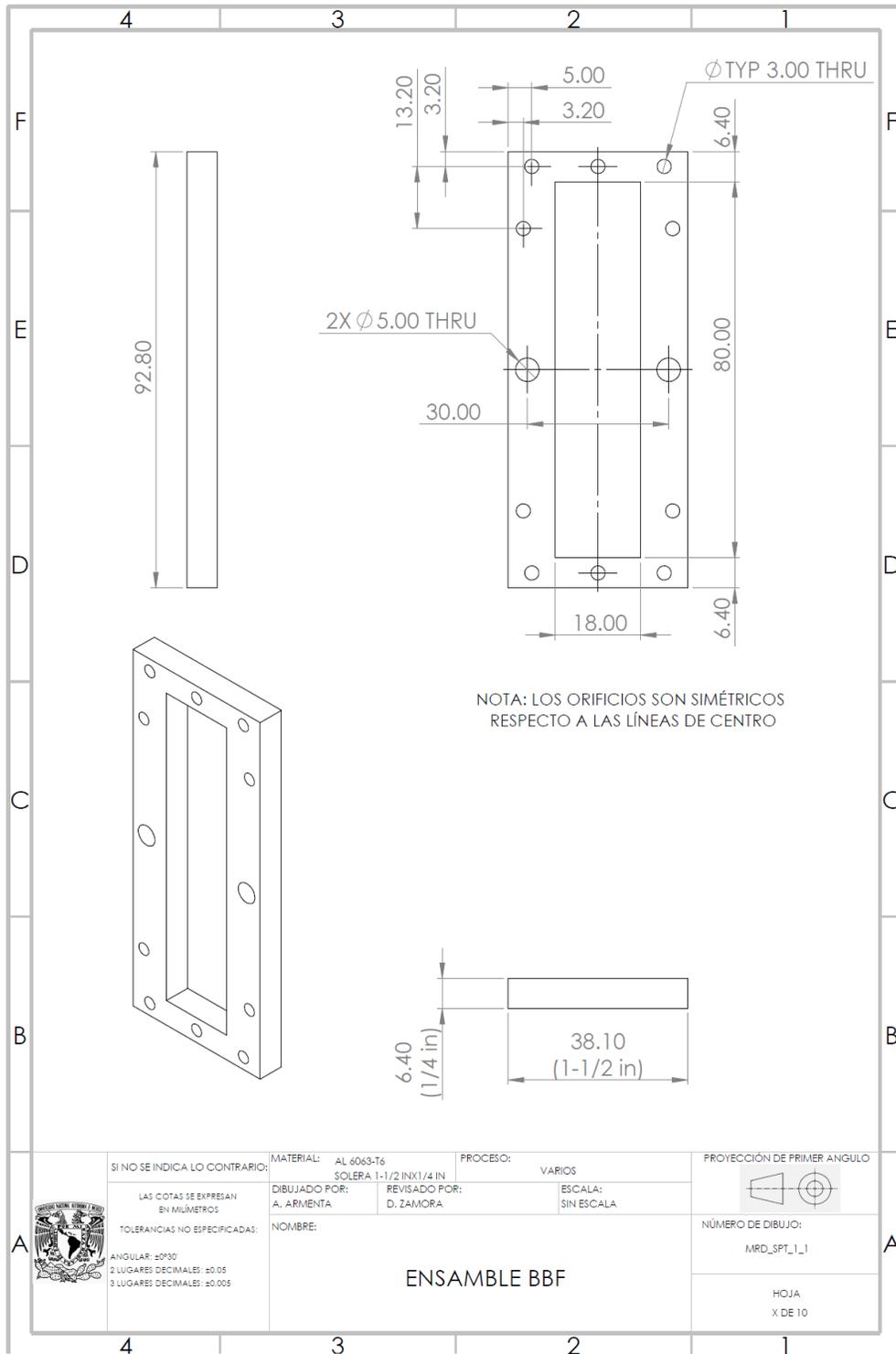
ANEXO 1: PLANOS DE DETALLE



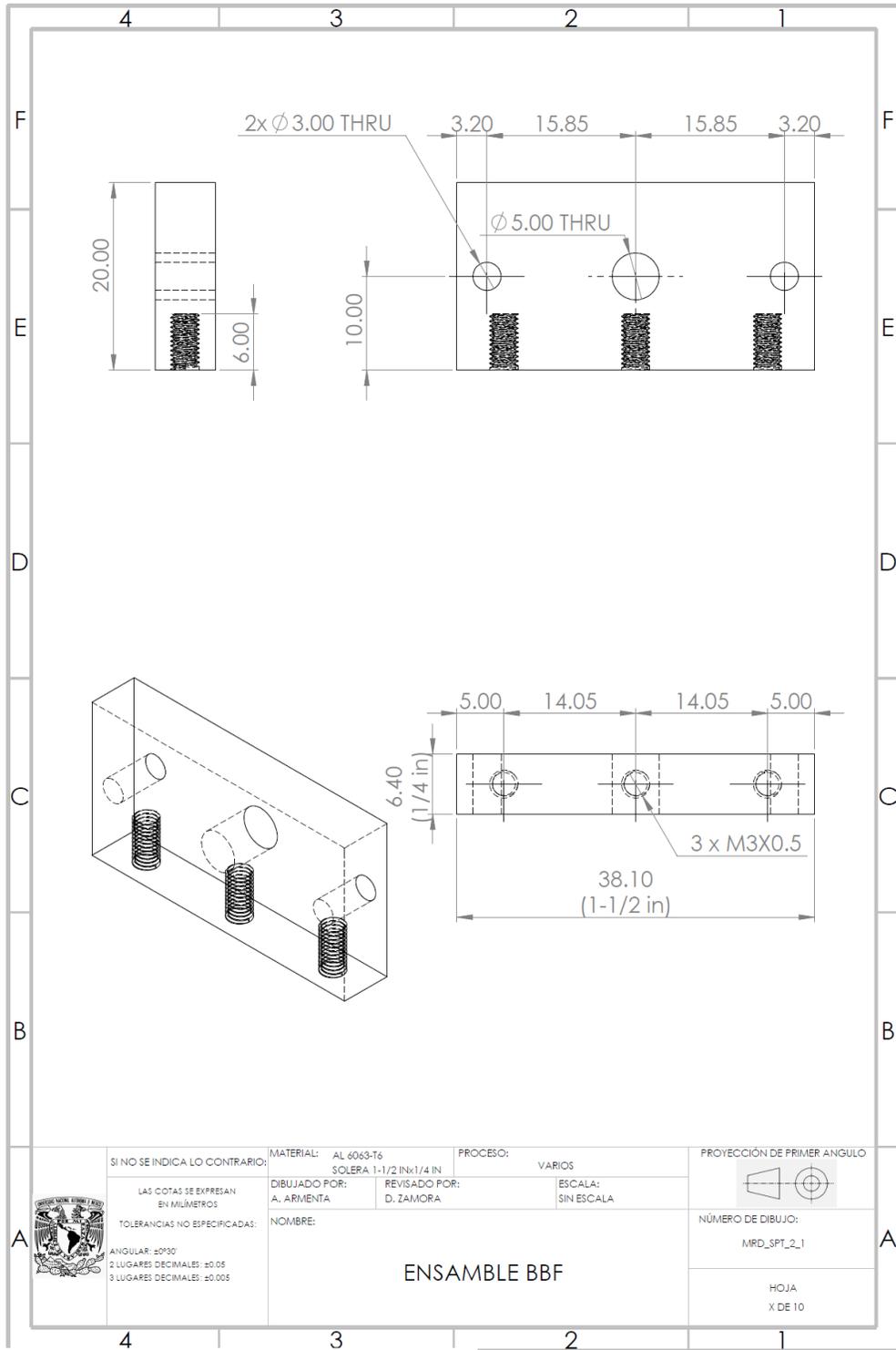
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

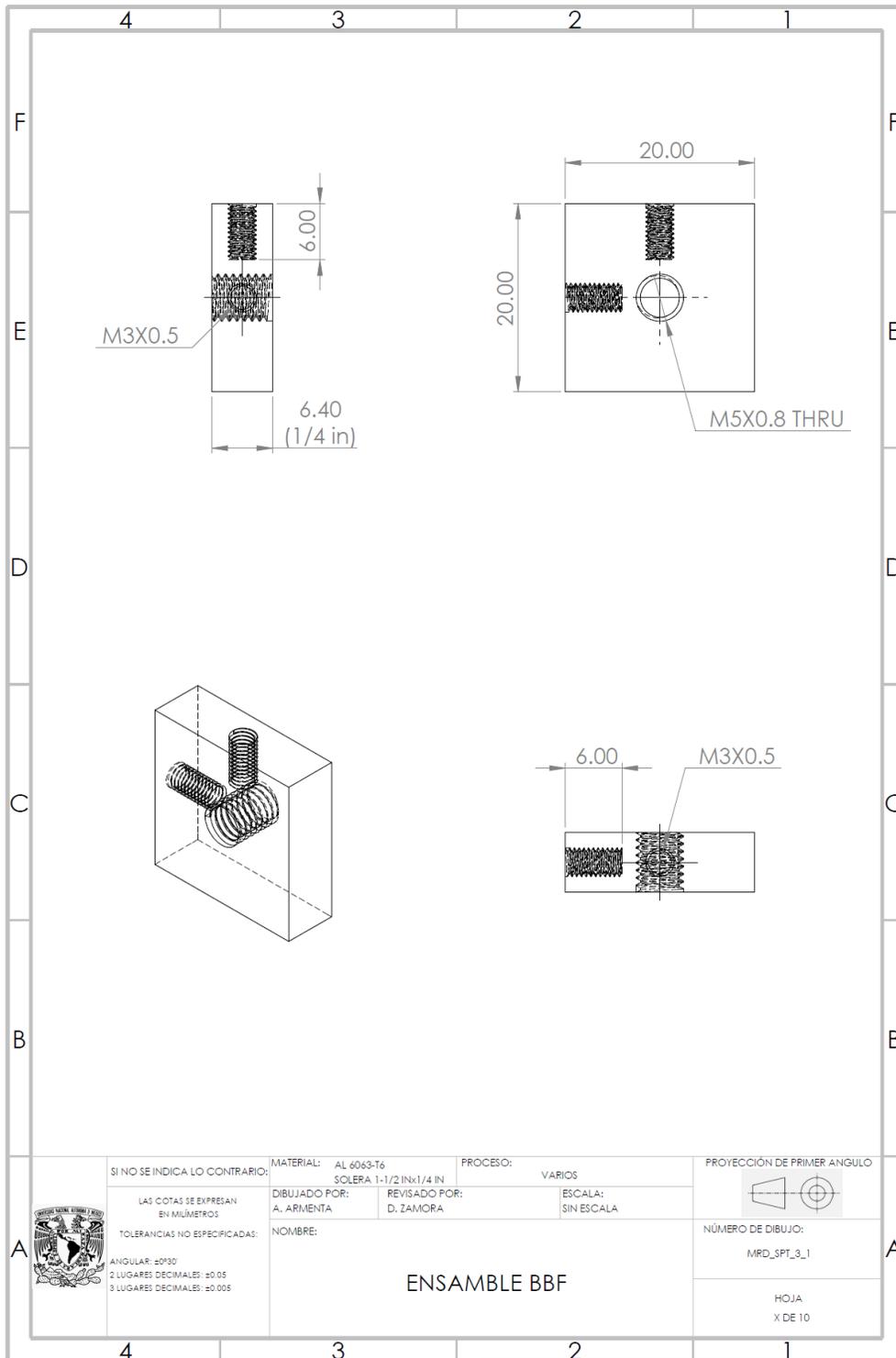


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



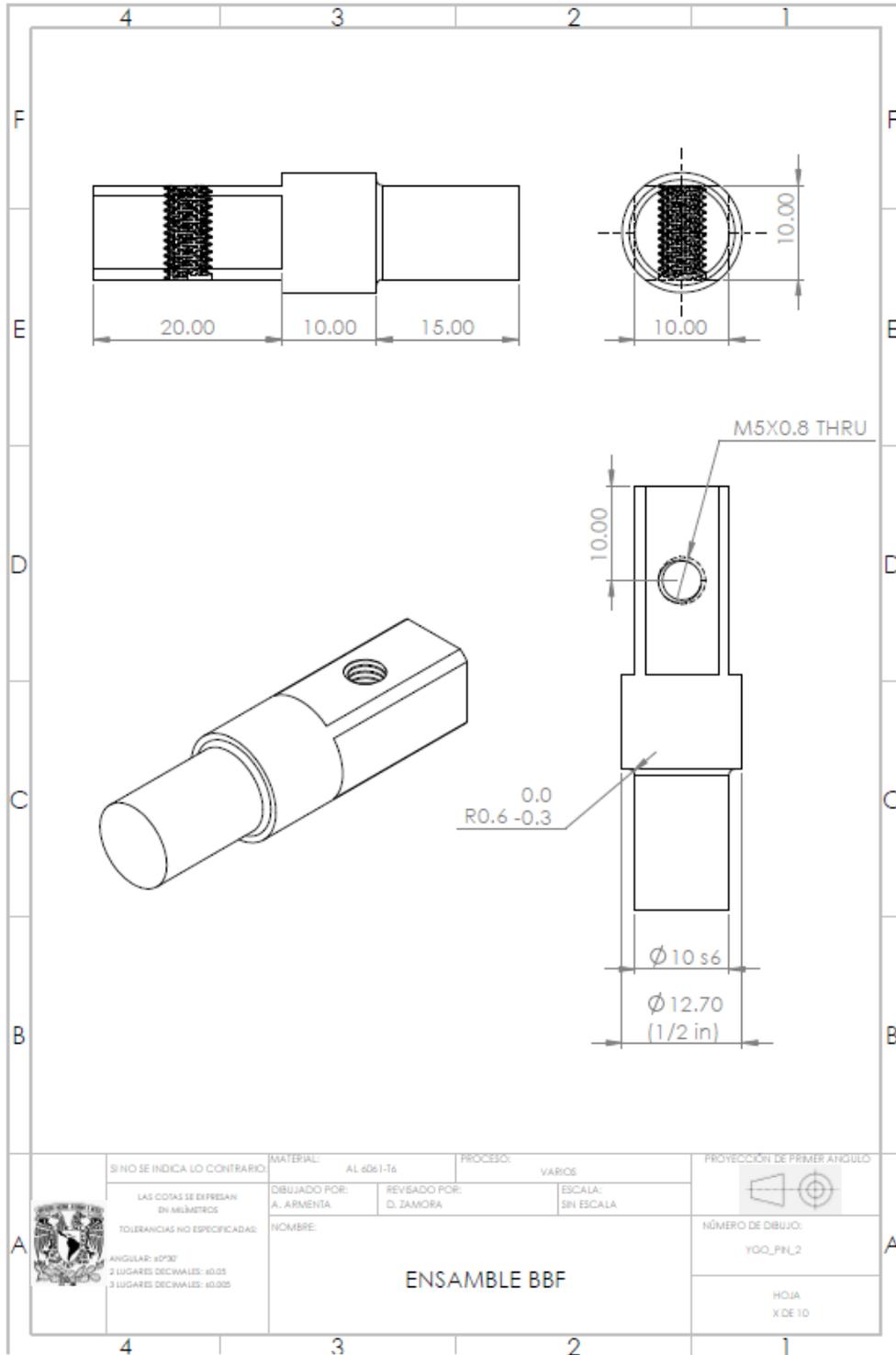
	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MILÍMETROS TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS: ANGULAR: ±0°30' 2 LUGARES DECIMALES: ±0.05 3 LUGARES DECIMALES: ±0.005	MATERIAL: AL 6063-T6 SOLERA 1-1/2 INx1/4 IN DIBUJADO POR: A. ARMENTA REVISADO POR: D. ZAMORA NOMBRE:	PROCESO: VARIOS ESCALA: SIN ESCALA	PROYECCION DE PRIMER ANGULO  NÚMERO DE DIBUJO: MFD_SPT_2_1
	ENSAMBLE BBF			HOJA X DE 10

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

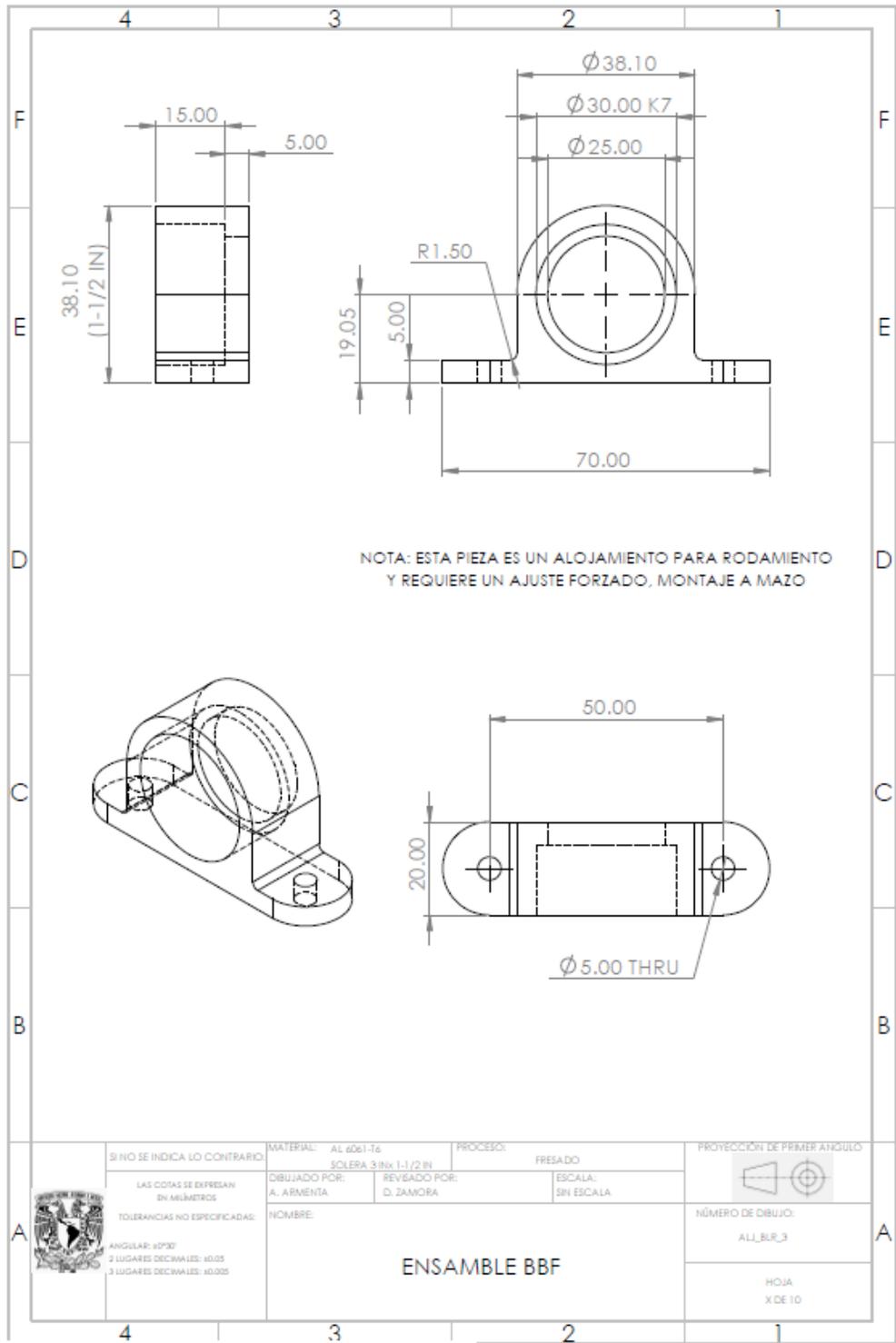


	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:	MATERIAL: AL 6063-T6 SOLERA 1-1/2 INx1/4 IN	PROCESO: VARIOS	PROYECCIÓN DE PRIMER ANGULO
	LAS COTAS SE EXPRESAN EN MILÍMETROS	DIBUJADO POR: A. ARMENTA	REVISADO POR: D. ZAMORA	ESCALA: SIN ESCALA
	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS:	NOMBRE: ENSAMBLE BBF		NÚMERO DE DIBUJO: MRD_SFT_3_1
	ANGULAR: ±0°30' 2 LUGARES DECIMALES: ±0.05 3 LUGARES DECIMALES: ±0.005			HOJA X DE 10

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



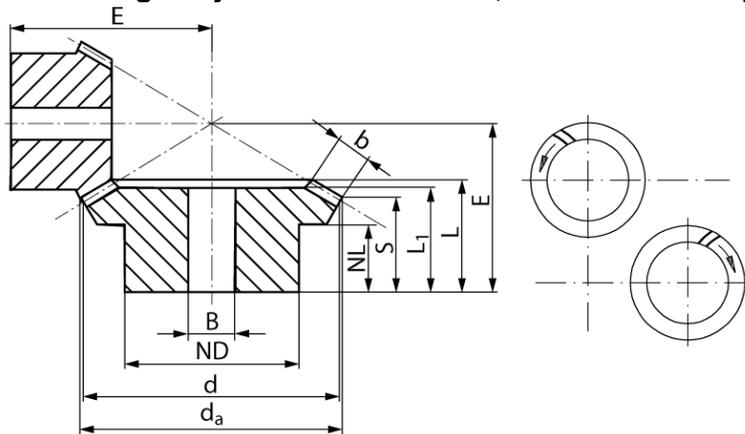
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



Pt Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

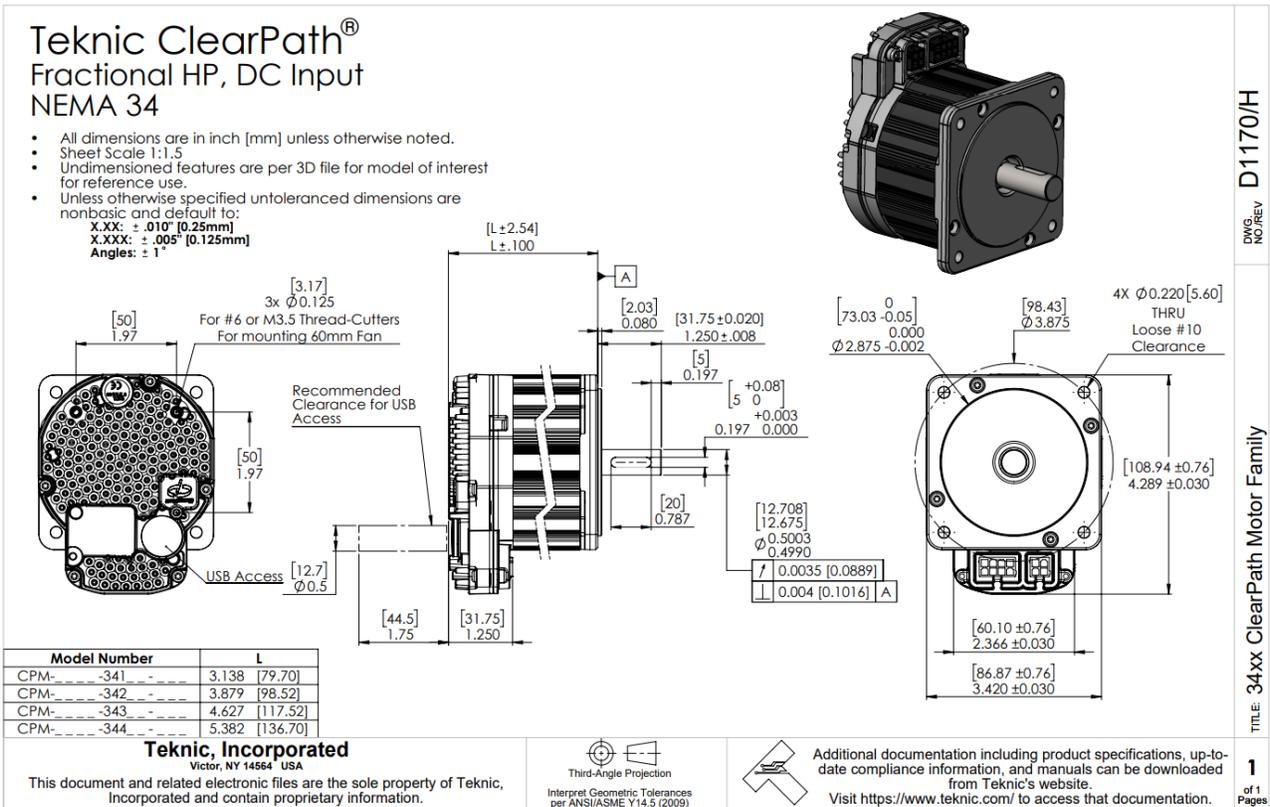
ANEXO 2: INFORMACIÓN DE PARTES COMERCIALES

Dimensiones de engranaje Maedler 38565800, se encuentra en [27].

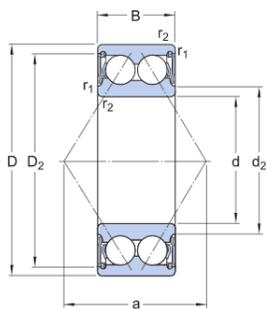


SKU	38565800
Transmission [i]	2 : 1
Module	1,3
No. of Teeth	16 / 32
da [mm]	34,4/65,1
d [mm]	32/64
ND [mm]	25/40
NL [mm]	7/8
L1 [mm]	20/20
L [mm]	22,1/23,3
S [mm]	9,6/17,1
b [mm]	14/14
B H7 [mm]	8/12
E [mm]	41/32
Admissible MD [Nm]	12,0/24,0
Weight/Pair [g]	397

Dimensiones de ClearPath CPM-MCPV-3446D-RLN, plano disponible en [25].

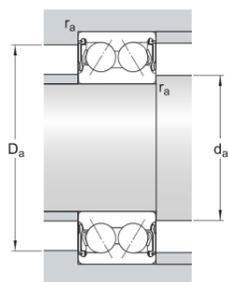


Dimensiones de engrane SKF 3200 A-2RS1TN9/MT33, disponible en [28].



Dimensiones

d	10 mm	Diámetro interno
D	30 mm	Diámetro exterior
B	14 mm	Ancho
d ₂	≈ 15.8 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro interior
D ₂	≈ 24.95 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r _{1,2}	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
a	16 mm	Distancia entre puntos de presión

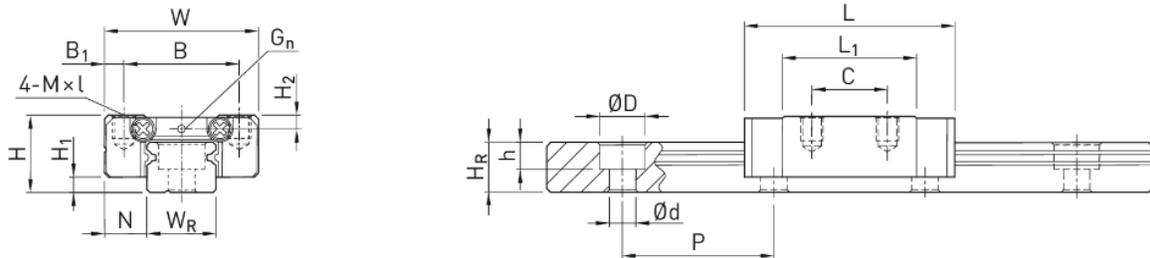


Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 14.4 mm	Diámetro del resalte del eje
d _a	max. 15.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 25.6 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 0.6 mm	Radio de acuerdo

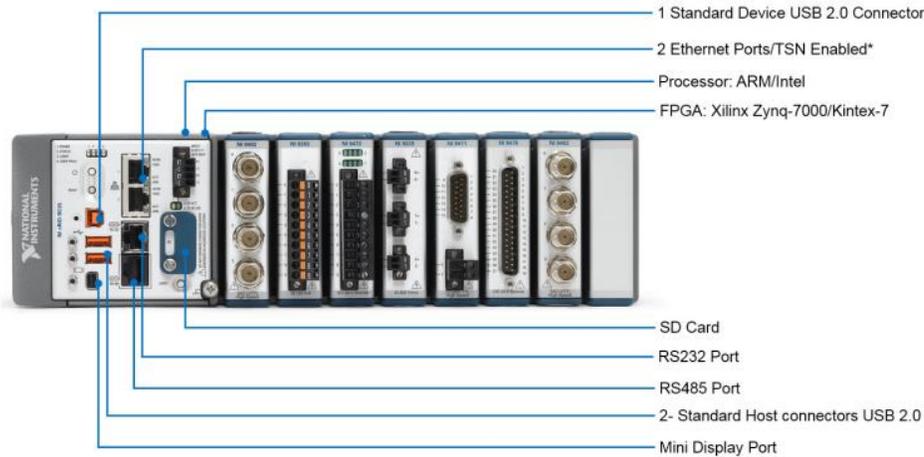
Dimensiones de guía lineal HIWIN MGNH12, disponible en [29].

Dimensions



H	Total height	13	mm
H ₁		3	mm
H ₁	With bottom seal	2	mm
N		7,5	mm
W	Block width	27	mm
B		20	mm
B ₁		3,5	mm
C		20	mm
L ₁		32,4	mm
L	Block length	45,4	mm
G _n		Ø2	mm
M		M3	
l		3,5	mm
H ₂		2,5	mm
	Mass	0,05	kg

Especificaciones de NI CompactRIO 9030, folleto disponible para descarga en [18].



Signal Type	Channels	Measurement Types	Max Rate	Special Features
Analog Input¹				
Voltage	4, 8, 16, 32	± 200 mV, ± 1 V, ± 5 V, ± 10 V, ± 60 V, 300 V _{rms} , 400 V _{rms} , 800 V _{rms}	1 MS/s/ch	Ch-ch isolation, high-voltage bank isolation, anti-aliasing filters
Current	4, 8, 16	± 20 mA, 5 A _{rms}	200 kS/s	Anti-aliasing filters, ch-ch isolation, built-in shunt resistors
Universal	2, 4	V, mA, TC, RTD, strain, Ω , IEPE	51.2 kS/s/ch	Excitation, bridge completion, anti-aliasing filters, ch-ch isolation, built-in shunt resistors, amplification
Thermocouple	4, 16	J, K, T, E, N, B, R, and S types	75 S/s/ch	CJC, bank isolation, amplification, filtering
RTD	4	100 Ω	400 S/s	50/60 Hz filtering
Strain/Bridge Based	4, 8	1/4, 1/2, full bridge (120 or 350 Ω)	50 kS/s/ch	Excitation, bridge completion, anti-aliasing filters
Acceleration and Sound	3, 4	± 5 V, ± 30 V	102.4 kS/s/ch	IEPE, anti-aliasing filters
Analog Output²				
Voltage	4, 16	± 10 V	100 kS/s/ch	Ch-ch isolation, bank isolation
Current	4	0 mA – 20 mA	100 kS/s/ch	Open-loop detection
Digital I/O				
Input	4, 8, 16, 32	LVTTTL, 5 VTTL, 12 V, 24 V, 30 V, 250 VDC/VAC	55 ns	Ch-ch isolation, bank isolation, sinking and sourcing
Output	4, 8, 16, 32	LVTTTL, 5 VTTL, 12 V, 24 V, 60 V, 0 V - 50 V programmable	55 ns	Ch-ch isolation, bank isolation, sinking and sourcing
Input/Output	4, 8, 16, 32	LVTTTL, 5 VTTL, 12 V, 24 V	55 ns	Ch-ch isolation, bank isolation
Relays	4, 8	30 VDC, 60 VDC, 250 VAC, SPST and SS	1 op/sec	Ch-ch isolation, bank isolation
Specialty				
Motion	1, 1	Step/dir, CW/CCW, analog PWM	-	Stepper and servo drive signals, incremental encoder feedback
Synchronization	1, 3	Cabled, GPS	-	Pulse per second (PPS) accuracy of ± 100 ns for multi-chassis synchronization

Especificaciones de sensor Omron ZX1-LD300A61, de [31].

Item	Model	NPN output	ZX1-LD50A61 ZX1-LD50A66	ZX1-LD100A61 ZX1-LD100A66	ZX1-LD300A61 ZX1-LD300A66	ZX1-LD600A61 ZX1-LD600A66
		PNP output	ZX1-LD50A81 ZX1-LD50A86	ZX1-LD100A81 ZX1-LD100A86	ZX1-LD300A81 ZX1-LD300A86	ZX1-LD600A81 ZX1-LD600A86
Measurement range			50 ± 10 mm	100 ± 35 mm	300 ± 150 mm	600 ± 400 mm
Light source (wave length)		Visible-light semiconductor laser (wavelength: 660 nm, 1 mW max., IEC/EN Class 2, FDA Class 2 *1)				
Spot diameter (typical) (Defined at the measurement center distance) *2			0.17 mm dia.	0.33 mm dia.	0.52 mm dia.	0.56 mm dia.
Power consumption		2,500 mW max. (105 mA max. at 24 VDC, 210 mA max. at 12 VDC)				
Current consumption		250 mA max. (at power supply voltage 10 VDC)				
Control output		Load power supply voltage: 30 VDC max., Load current: 100 mA max. (Residual voltage: 1 V max. (load current 10 mA or less), 2 V max. (load current of 10 to 100 mA))				
Analog output		Current output: 4 to 20 mA, maximum load resistance: 300 Ω (The output is 20 mA for the nearest point in the measurement range in respect to the Sensor and 4 mA for the farthest point.)				
Functions		Smart tuning, keep function, scaling setting, background removal, OFF-delay timer, ON-delay timer, one-shot timer, ON/OFF-delay timer, zero reset, area output, eco function, hysteresis width setting, and setting initialization				
Indicators		Digital display (red), output indicator (OUT1, OUT2) (orange), zero reset indicator (orange), menu indicator (orange), laser ON indicator (green), and smart tuning indicator (blue)				
Response time	Judgment output	Super-high-speed (SHS) Mode: 1 ms High-speed (HS) Mode: 10 ms Standard (Std) Mode : 100 ms				
	Laser OFF input	200 ms max.				
	Zero reset input	200 ms max.				
Temperature characteristic *3		0.03% F.S./°C				
Linearity *4		±0.15% F.S.			±0.25% F.S.	±0.25% F.S. (200 to 600 mm) ±0.5% F.S. (entire range)
Resolution *5		2 μm	7 μm	30 μm	80 μm	
Ambient illumination		Illumination on received light surface: 7,500 lx or less (incandescent light)			Illumination on received light surface: 5,000 lx or less (incandescent light)	
Ambient temperature		Operating: -10 to +55°C, Storage: -15 to +70°C (with no icing or condensation)				
Ambient humidity		Operating and storage: 35% to 85% (with no condensation)				
Dielectric strength		1,000 VAC, 50/60 Hz, 1 minute				
Vibration resistance (destruction)		10 to 55 Hz, 1.5-mm double amplitude, 2 hours each in X, Y, and Z directions				
Shock resistance (destruction)		500 m/s ² 3 times each in X, Y, and Z directions				
Degree of protection *6		IEC 60529, IP67				
Connection method *7		Pre-wired model (Standard cable length: 2 m, 5 m) Pre-wired connector model (Standard cable length: 0.5 m)				
Weight (packed state/ sensor only)	Pre-wired models (2 m)	Approx. 240 g / Approx. 180 g			Approx. 270 g / Approx. 210 g	
	Pre-wired models (5 m)	Approx. 450 g / Approx. 330 g			Approx. 480 g / Approx. 360 g	
	Pre-wired connector models (0.5 m)	Approx. 170 g / Approx. 110 g			Approx. 200 g / Approx. 140 g	
Materials		Case and cover: PBT (polybutylene terephthalate), Optical window: Glass, Cable: PVC, Mounting hole part: SUS303				
Accessories		Instruction sheet and Laser warning label (English)				

Especificaciones de acelerómetro Kistler 8704B500T, de [32].



Maximum measuring range (g)	500 g	Number of Axes	1
Maximum temperature (°C)	100 °C	Minimum temperature (°C)	-54 °C
Minimum frequency, ±5% (Hz)	1 Hz	Maximum frequency, ±5% (Hz)	10000 Hz
Electrical isolation	Case isolation	Sensitivity for Voltage and IEPE Output	10 mV/g
Mounting type	Threaded hole / Stud, Adhesive / Wax, Magnetic base	Technology	Quartz, Shear
Temperature coefficient of sensitivity (%/°C)	-0.06	Threshold	0.01 g RMS
Sealing	Hermetic Seal, IP68	Mass (gram)	7.5
Connector Type	Top, 10-32 Neg.	General Purpose	Yes
TEDS	Yes	Output signal type	Voltage (Piezoelectric, IEPE)
Applications	NVH testing		

Especificaciones de modulo C NI 9201, disponible en [40].

Number of channels	8
ADC resolution	12 bits
Type of ADC	Successive approximation register (SAR)

Mode	Maximum Sample Rate (R Series Expansion Chassis)	Maximum Sample Rate (All Other Chassis)
Single Channel	475 kS/s	800 kS/s
Scanning	475 kS/s	500 kS/s

Input range	± 10 V
Measurement voltage, channel-to-COM (V)	
Minimum	± 10.3
Typical	± 10.53
Maximum	± 10.8
Overvoltage protection, channel-to-COM	± 100 V

Especificaciones de modulo C NI 9401, disponible en [41].

Input/Output Characteristics

Number of channels	8 DIO channels
Default power-on line direction	Input
Input/output type	TTL, single-ended
Digital logic levels	
Input	
Voltage	5.25 V maximum
High, V_{IH}	2 V minimum
Low, V_{IL}	0.8 V maximum
Output High, V_{OH} (5.25 V maximum)	
Sourcing 100 μ A	4.7 V minimum
Sourcing 2 mA	4.3 V minimum
Output Low, V_{OL}	
Sinking 100 μ A	0.1 V maximum
Sinking 2 mA	0.4 V maximum
Maximum signal switching frequency, per channel	
Input	
8 input channels	9 MHz

Especificaciones de modulo C NI 9230, disponible en [42].

Input Characteristics

Number of channels	3 analog input channels
ADC resolution	24 bits
Type of ADC	Delta-Sigma (with analog prefiltering)
Sampling mode	Simultaneous
Type of TEDS supported	IEEE 1451.4 TEDS Class I
TEDS capacitive drive	3000 pF
Internal master timebase (f_M)	
Frequency	13.1072 MHz
Accuracy	± 100 ppm
Data rate range (f_s) using internal master timebase	
Minimum	0.985 kS/s
Maximum	12.8 kS/s
Data rate range (f_s) using external master timebase	
Minimum	0.977 kS/s
Maximum	12.84 kS/s

BIBLIOGRAFÍA

- [1] F. Beer, E. Johnston y P. Cornwell, «Vibraciones mecánicas,» de *Mecánica vectorial para ingenieros Dinámica, Décima ed.*, México D.F., McGrawHill, 2013, p. 1010.
- [2] W. Wei, L. Sauvage y J. Wolk, «Baseline limits for allowable vibrations for objects,» de *ICOM-CC, 17th Triennial Conference*, Melbourne, 2014.
- [3] D. Thickett, «Vibration damage leves for museum objetcs,» de *13th Triennial Meeting Rio de Janeiro* , Rio de Janeiro , 2002.
- [4] L. Sauvage, B. Wei y M. Martinez, «When conservation meets engineering: Predicting the damaging effects of vibrations on pastel paintings,» *Studies in conservation*, vol. 63, nº 1, pp. 418-420, 2018.
- [5] B. Wei y E. Dondorp, «Testing to determine allowable vibration limits at a natural-history museum in the Netherlands,» *The journal of preservation technology*, vol. 51, nº 4, pp. 19-25, 2020.
- [6] M. F. Mecklenburg, *Art in transit: Studies in the transport of paintings*, Washington y Londres: National Gallery of Art, 1991.
- [7] A. Johnson, M. Elbatanouny y W. Simpson, «Vibration mitigation and sound testing in SUE hall at the field museum in chicago,» *The jorunal of preservation technology*, vol. 51, nº 4, pp. 45-49, 2020.
- [8] CDMIT, «Pan American Unity mural project,» Facultad de Ingeniería, Ciudad de México, 2021.
- [9] S. Rao, *Mechanical Vibrations Fifth Ed.*, New York: Pearson, 2011.
- [10] N. Anekar, V. Ruiwale, S. Nimbalkar y P. Rao, «Design and testing of unbalanced mass mechanical vibration exciter,» *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. 3, nº 08, pp. 107-112, 2014.
- [11] G. E. Dieter y L. C. Schmidt, *Engineering Design*, New York: McGraw Hill, 2011.
- [12] E. J. Timm, G. K. Brown y P. R. Amstron, «Apple damage in bulk bins during semi-trailer transport,» *Applied Engineering in Agriculture*, vol. 12, nº 3, pp. 369-377, 1996.
- [13] K. Kracht y T. Kletschkowski, «FROM ART TO ENGINEERING: A TECHNICAL REVIEW ON THE PROBLEM OF VIBRATING CANVAS PART I: EXCITATION AND EFFORTS OF VIBRATION REDUCTION,» *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, vol. 15, nº 1, pp. 163-182, 2017.
- [14] V. Chonhenchob, S. P. Singh, J. J. Singh, J. Stallings y G. Grewal, «Measurement and Analysis of Vehicle Vibration for Delivering Packages in Small-Sized and Medium-Sized Trucks and Automobiles,» de *IAPRI Symposium*, Berlin, 2011.
- [15] K. T. Ulrich y S. D. Eppinger, *Diseño y desarrollo de productos*, 5ta Ed., Ciudad de México: McGraw Hill Eduaction , 2012.
- [16] M. Devaev, «PiKVM,» [En línea]. Available: <https://pikvm.org/>. [Último acceso: 3 Febrero 2023].

- [17] National Instruments Corp, «National Instruments,» [En línea]. Available: <https://www.ni.com/es-mx/shop/labview.html>. [Último acceso: 08 Mayo 2023].
- [18] National Instruments Corp, «National Instruments,» [En línea]. Available: <https://www.ni.com/es-mx/support/model.crio-9030.html>. [Último acceso: 08 Mayo 2023].
- [19] MatWeb, «AISI 1045 Steel, cold drawn, high temperature stress relieved, 50-75 mm (2-3 in) round,» MatWeb, [En línea]. Available: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=193434cf42e343fab880e1dabdb143ba. [Último acceso: 11 Mayo 2023].
- [20] The Aluminum Association, «Material Properties,» de *Aluminum Design Manual 2010*, Washington, The Aluminum Association, 2010, p. IV 27.
- [21] J. Gere y B. J. Goodno, «Apendice 1: Propiedades de los materiales,» de *Mecánica de materiales 8ava ed*, México, D.F., Cengage Learning, 2013, pp. 1090-1092.
- [22] Teknic, «Mechanical Installation,» de *CLEARPATH QUICK START GUIDE rev 1.9*, New York, Teknic, 2023, p. 94.
- [23] American National Standard Institute, ANSI B4.2-1978 (R2004), Preferred Metric Limits, Washington, D.C.: ANSI, 2004.
- [24] SKF, «Interfaces del rodamiento,» de *Rodamientos*, Grupo SKF, 2019, p. 142.
- [25] Teknic, «ClearPath - Integrated Servo System CPM-MCPV-3446D-RLN,» Teknic, [En línea]. Available: <https://teknic.com/model-info/CPM-MCPV-3446D-RLN/>. [Último acceso: 17 Mayo 2023].
- [26] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, «Engranés cónicos y tornillos sin fin,» de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8ava ed.*, Ciudad de México, McGraw Hill, 2008, p. 766.
- [27] Maedler North America, «Bevel Gear Set Spiral Toothed Module 1.3 Number Of Teeth 16/32 I=2:1 Material Steel 42CrMo4 Teeth Hardened SKU: 38565800,» [En línea]. Available: <https://maedlernorthamerica.com/partshop/bevel-gear-set-spiral-toothed-module-1-3-number-of-teeth-16-32-i21-material-steel-42crmo4-teeth-hardened-sku-38565800/>. [Último acceso: 17 Mayo 2023].
- [28] SKF, «3200 A-2RS1TN9/MT33,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/uy/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3200%20A-2RS1TN9%20MT33>. [Último acceso: 23 Mayo 2023].
- [29] HIWIN, «MGN12H,» [En línea]. Available: <https://www.hiwin.de/en/Products/Linear-guideways/Selection-via-block/Series-MGN-MGW/MGN/MGN12HZ0CM/p/MGN12HZ0CM>. [Último acceso: 5 Mayo 2023].
- [30] A. Desolneux, L. Moisan y J.-M. Morel, «Basic Principles of Computer Vision,» de *From Gestalt Theory to Image Analysis*, New York, Springer, 2008, pp. 3-4.
- [31] Omron Corporation, *ZX1 Smart Sensor Laser Sensor with Built-in Amplifier*, Tokio: Omron Corporation, 2021.
- [32] Kistler Group, «General purpose accelerometer K-Shear, 500 g, with TEDS / 8704B500T,» [En línea]. Available: <https://www.kistler.com/ES/es/p/general-purpose-accelerometer-k-shear-500-g-with-teds-8704b500t/000000000018010977>. [Último acceso: 24 Mayo 2023].

- [33] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, «Normas y definiciones de roscas,» de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8ava ed.*, Ciudad de México, McGraw-Hill, 2008, p. 398.
- [34] R. L. Norton, «Teorías de falla,» de *Diseño de máquinas 4ta ed.*, Ciudad de México, Pearson, 2011, pp. 179-181.
- [35] R. L. Norton, «Ejes, Cuñas y Acoplamientos,» de *Diseño de máquina 4ta ed.*, Ciudad de México, Pearson, 2011, pp. 435-437.
- [36] Jiangyou SteelGr Co., Ltd., «AISI A3,» China steel suppliers, 09 Septiembre 2011. [En línea]. Available: <https://www.steelgr.com/Steel-Grades/Tool-Steel/aisi-a3.html>. [Último acceso: 24 Agosto 2023].
- [37] J. R. Kisell y R. L. Ferry, «The effect of welding on mechanical properties 2nd ed.,» de *Aluminum Structures*, New York, John Wiley & Sons Inc., 202, p. 105.
- [38] Strataysys, *Nylon 12 AF Laser sintering material specifications*, Eden Prairie: Stataysys Direct Manufacturing, 2017.
- [39] S. Rao, «Number of Degrees of Freedom,» de *Mechanical Vibrations 5 Ed.*, New York, Pearson, 2011, pp. 15-16.
- [40] National Instruments, «NI-9201 Specifications,» [En línea]. Available: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/ni-9201-specs/page/specs.html>. [Último acceso: 24 Mayo 2023].
- [41] National Instruments, «NI-9401 Specifications,» [En línea]. Available: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/ni-9401-specs/page/specs.html>. [Último acceso: 24 Mayo 2023].
- [42] National Instruments, «NI-9230 Specifications,» [En línea]. Available: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/ni-9230-specs/page/specs.html>. [Último acceso: 24 Mayo 2023].