

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY**

CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA



**TECNOLÓGICO
DE MONTERREY®**

**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO MECATRÓNICO PARA BALANCEO VIBRATORIO DE
ROTORES POR MEDIO DE CONTROL DE FASE DE ANILLOS EXCÉNTRICOS**

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA
OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE
MAESTRO EN CIENCIAS CON
ESPECIALIDAD EN SISTEMAS DE MANUFACTURA

HECTOR FRANCISCO ORTIZ CAÑEZ

MONTERREY, NL

DICIEMBRE 2009

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY**

CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la presente Tesis del Ing. Hector Francisco Ortiz Cañez sea aceptada como requisito parcial para obtener el grado académico de Maestro en Ciencias con especialidad en:

SISTEMAS DE MANUFACTURA

Comité de Tesis

Dr. Ciro Ángel Rodríguez González
Asesor

Dr. Héctor Rafael Siller Carrillo
Sinodal

Dr. Alex Elías Zúñiga
Sinodal

APROBADO

Dr. Ciro Ángel Rodríguez González
Director del Programa Maestría en Ciencias con
Especialidad en Sistemas de Manufactura

Diciembre 2009

DEDICATORIA

A mis padres, *Don Pancho Ortiz* y *Mayoya Cañez*
por ser modelos de trabajo, familia, compromiso y amor.

A mis hermanas, *María Dolores* y *Alma*
por su constante apoyo y cariño incondicional.

A toda mi *familia* y *amigos*
por hacer de cada momento una experiencia especial.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a mi asesor, Dr. Ciro Rodríguez por la oportunidad de formar parte del programa de Maestría, por su apoyo y seguimiento en este trabajo y por invitarme a ser alumno asistente de investigación en la Cátedra de Máquinas Inteligentes. A mis sinodales del comité, Dr. Alex Elías y Dr. Héctor Siller por su tiempo dedicado a la revisión de este trabajo y las recomendaciones que me han extendido para mejorar el mismo.

Quiero agradecer a la Ing. Nidya Solís y la Ing. Sandra Gómez por su apoyo en la elaboración, revisión e ingreso de la solicitud de patente y por todo su apoyo en la capacitación sobre propiedad industrial.

A mis profesores y amigos, Dr. Jorge Cortés y al Dr. Noel León por permitirme participar en proyectos de sus cátedra como externo y sus recomendaciones a lo largo de mis estudios. Al Ing. Germán Mancera por sus recomendaciones y ayuda. También quiero agradecer a la Lic. Claudia González, el Lic. Matías Gámez por su apoyo y simpatía en los aspectos administrativos de este trabajo.

A quienes me ayudaron en la construcción del dispositivo, al Ing Hernán García, David Flores, Diego García, por apoyarme con sus conocimientos y recomendaciones. A mis compañeros de trabajo, a Luis Carlos Trasfi, Alejandra Saldaña, Hernán Toscano, Erika García, René Quilla, por el compañerismo y hacer de nuestro lugar de trabajo un lugar agradable. Quiero agradecer a todos aquellos que han hecho de este periodo una serie inolvidable de buenos recuerdos, a todos mis amigos dentro y fuera de las aulas, a Ana Laura Jáuregui, Diego García, Alejandro Amezcua, Héctor Portillo, Octavio Wong, Gerardo Delgadillo, Denisse Maibach, Paul Velázquez, Cristina Ambriz, Cristina Aparicio, Luis Carlos Súa, Pablo DeJarmy y Citlali y Diana Montoya. A mis compañeros de mecánica, Araceli, Bety y Arturo. A mis amigos Carlos Romero, Fausto Paredes, Arturo Partido, Jesús López, Pier Montúfar, Mauricio Montúfar y Carlos Rodrigo Cárdenas.

Por último y con especial cariño, quiero agradecer a mi familia quienes siempre me han apoyado y sin cuyos consejos y ánimos este periodo de vida no hubiera sido posible.

A todos ustedes y muchos más que no aparecen en esta lista les agradezco profundamente su apoyo durante este tiempo, y durante el futuro que nos avecina. Gracias por todo.

RESUMEN

El objetivo de esta tesis es el diseño de un dispositivo *mecatrónico* para la corrección de rotores en desequilibrio por masa excéntrica. Debido a las distintas aplicaciones el diseño del dispositivo está enfocado a lo largo del trabajo a ser una herramienta robusta y de uso industrial.

La presentación del material sigue un flujo de diseño, desde la justificación de y necesidad, seguido por una definición del problema hasta la generación de un modelo conceptual y construcción de un prototipo. Se abordan algunos temas distintos al proceso de diseño como electrónica, control y procesamiento de señales, necesarios para la operación del dispositivo.

Para la comparación y estudio de la solución de la problemática se anexa un estudio de patentes relacionadas con las funciones requeridas por la necesidad. A través del estudio de las patentes existentes se define la caracterización que da lugar a un nuevo concepto de aplicación.

Por último se hace una evaluación cualitativa del dispositivo motivo de este trabajo contra otras soluciones implementadas actualmente, se obtienen conclusiones y se muestra el trabajo futuro que debe ser realizado para una mejora sustancial del diseño presente.

ÍNDICE

Dedicatoria	iii
Agradecimientos	iv
Resumen	v
Introducción	1
Justificación	2
Planteamiento Del Problema	7
Análisis De Soluciones	9
Búsqueda De Patentes	9
Productos Comerciales	12
Parámetros Y Diseño.....	14
Generación De Concepto	17
Modelo Matemático.....	20
Fabricación De Prototipo	21
Experimento De Validación.....	25
Discusión De Resultados Y Conclusiones	29
Trabajo Futuro	31
Aportaciones.....	32
Bibliografía.....	33
Apendice A – Justificación Y Directrices De Diseño.....	40
Apendice B – Descripción Del Fenómeno Físico	53
Apendice C – Análisis De Patentes.....	59
Apéndice D – Diseño Y Construcción Del Dispositivo Prototipo Y Sistema De Prueba	76
Apéndice E – Conexión Eléctrica Y Capa Física.....	84
Apéndice F – Implementación Del Algoritmo De Control.....	95
Apéndice G – Solicitud De Patente	106

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1 – <i>Aportación de los sectores económicos al PIB de México año 2006 [INEGI]</i>	2
Figura 2 – <i>Evolución de la precisión en los procesos de manufactura para tres tendencias de mecanizado. [Dornfeld 2008]</i>	3

ÍNDICE

Dedicatoria	iii
Agradecimientos	iv
Resumen	v
Introducción	1
Justificación	2
Planteamiento Del Problema	7
Análisis De Soluciones	9
Búsqueda De Patentes	9
Productos Comerciales	12
Parámetros Y Diseño.....	14
Generación De Concepto	17
Modelo Matemático.....	20
Fabricación De Prototipo	21
Experimento De Validación.....	25
Discusión De Resultados Y Conclusiones	29
Trabajo Futuro	31
Aportaciones.....	32
Bibliografía.....	33
Apendice A – Justificación Y Directrices De Diseño.....	40
Apendice B – Descripción Del Fenómeno Físico	53
Apendice C – Análisis De Patentes.....	59
Apéndice D – Diseño Y Construcción Del Dispositivo Prototipo Y Sistema De Prueba	76
Apéndice E – Conexión Eléctrica Y Capa Física.....	84
Apéndice F – Implementación Del Algoritmo De Control.....	95
Apéndice G – Solicitud De Patente	106

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1 – <i>Aportación de los sectores económicos al PIB de México año 2006 [INEGI]</i>	2
Figura 2 – <i>Evolución de la precisión en los procesos de manufactura para tres tendencias de mecanizado. [Dornfeld 2008]</i>	3

Figura 3 – <i>Comportamiento de precio y balanceo en herramientas de fresado</i>	4
Figura 4 – <i>Porcentaje de aditamentos para máquina herramienta importados / exportados en el año 2008. [INEGI]</i>	4
Figura 5 – <i>Porcentaje de importación de componentes para máquina herramienta por país de origen en valor neto [SIAVI 84663099]</i>	5
Figura 6 – <i>Comparativa del costo de una solución basada en mejorar el desempeño del rotor y no en sus componentes externos.</i>	8
Figura 7 - <i>Esquema de investigación de información para soluciones similares.</i>	9
Figura 8 – <i>Sistema de monitoreo de mantenimiento LEONOVA™ [SPM]</i>	13
Figura 9 – <i>Diagrama FAST para el dispositivo</i>	14
Figura 10 – <i>Matriz morfológica para el mapeo de soluciones a las funciones</i>	15
Figura 11 – <i>Selección de soluciones para las funciones.</i>	18
Figura 12 – <i>Bosquejo del concepto del dispositivo</i>	18
Figura 13 – <i>Vista isométrica modelada del dispositivo</i>	19
Figura 14 – <i>Modelo físico de la excentricidad de masa en rotores</i>	20
Figura 15 – <i>Esquema del planteamiento del experimento</i>	21
Figura 16 – <i>Imagen del prototipo físico del dispositivo de balance</i>	22
Figura 17 – <i>Fotografía de la estructura y rotor de prueba con el dispositivo de balance ensamblado</i>	23
Figura 18 – <i>Fotografía del gabinete de control (superior derecha), acelerómetro (inferior) y fuente de corriente para acelerómetro (superior izquierda)</i>	24
Figura 19 – <i>Esquema del procedimiento de prueba para evaluar el dispositivo de balance</i>	25
Figura 20 – <i>Gráfica de la respuesta vibratoria del sistema en: a) Operando en estado libre sin corrección de vibración (izquierda) y en b) operando bajo el control del dispositivo de balance corrigiendo excentricidad (derecha)</i>	26
Figura 21 – <i>Esquema de operación del sistema de prueba.</i>	28
Figura 22 – <i>Muestra de las referencias y ángulos de control para el anillo excéntrico</i>	28
Figura 23 – <i>Comparación del dispositivo de balanceo contra la tecnología actual</i>	29

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 – <i>Distintas aplicaciones industriales y su problemática.</i>	5
Tabla 2 – <i>Listado y evaluación de las patentes seleccionadas para estudio.</i>	11
Tabla 3 – <i>Características de las soluciones de patentes</i>	12

Figura 3 – <i>Comportamiento de precio y balanceo en herramientas de fresado</i>	4
Figura 4 – <i>Porcentaje de aditamentos para máquina herramienta importados / exportados en el año 2008. [INEGI]</i>	4
Figura 5 – <i>Porcentaje de importación de componentes para máquina herramienta por país de origen en valor neto [SIAVI 84663099]</i>	5
Figura 6 – <i>Comparativa del costo de una solución basada en mejorar el desempeño del rotor y no en sus componentes externos.</i>	8
Figura 7 - <i>Esquema de investigación de información para soluciones similares.</i>	9
Figura 8 – <i>Sistema de monitoreo de mantenimiento LEONOVA™ [SPM]</i>	13
Figura 9 – <i>Diagrama FAST para el dispositivo</i>	14
Figura 10 – <i>Matriz morfológica para el mapeo de soluciones a las funciones</i>	15
Figura 11 – <i>Selección de soluciones para las funciones.</i>	18
Figura 12 – <i>Bosquejo del concepto del dispositivo</i>	18
Figura 13 – <i>Vista isométrica modelada del dispositivo</i>	19
Figura 14 – <i>Modelo físico de la excentricidad de masa en rotores</i>	20
Figura 15 – <i>Esquema del planteamiento del experimento</i>	21
Figura 16 – <i>Imagen del prototipo físico del dispositivo de balance</i>	22
Figura 17 – <i>Fotografía de la estructura y rotor de prueba con el dispositivo de balance ensamblado</i>	23
Figura 18 – <i>Fotografía del gabinete de control (superior derecha), acelerómetro (inferior) y fuente de corriente para acelerómetro (superior izquierda)</i>	24
Figura 19 – <i>Esquema del procedimiento de prueba para evaluar el dispositivo de balance</i>	25
Figura 20 – <i>Gráfica de la respuesta vibratoria del sistema en: a) Operando en estado libre sin corrección de vibración (izquierda) y en b) operando bajo el control del dispositivo de balance corrigiendo excentricidad (derecha)</i>	26
Figura 21 – <i>Esquema de operación del sistema de prueba.</i>	28
Figura 22 – <i>Muestra de las referencias y ángulos de control para el anillo excéntrico</i>	28
Figura 23 – <i>Comparación del dispositivo de balanceo contra la tecnología actual</i>	29

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 – <i>Distintas aplicaciones industriales y su problemática.</i>	5
Tabla 2 – <i>Listado y evaluación de las patentes seleccionadas para estudio.</i>	11
Tabla 3 – <i>Características de las soluciones de patentes</i>	12

Tabla 4 – <i>Criterios de selección de soluciones para Matriz Morfológica</i>	17
Tabla 5 – <i>Listado de origen de los componentes del prototipo</i>	22
Tabla 6 – <i>Criterio de comparación y evaluación del dispositivo de balance vs otros diseños descritos en patentes</i>	27
Tabla 7 – <i>Resultados del experimento de balance del dispositivo</i>	27
Tabla 8 – <i>Evaluación cualitativa de tres dispositivos o sistemas de corrección. Evaluación especificada en (Tareas Ejecutables) / (Tareas Totales)</i>	29

INTRODUCCIÓN

El interés de este trabajo de investigación es el desarrollo de dispositivos que asistan a las máquinas actuales de producción especialmente enfocados a la modificación y mejora del desempeño vibratorio de rotores.

Se toma como fenómeno de análisis y experimento un rotor con cojinetes y un extremo en cantiléver, donde la vibración debe ser controlada. Como base del diseño y la experimentación se asume que el rotor está sujeto a una carga rotacional excéntrica, cuya variación es inmediata menor a diez revoluciones y su periodo de cambio es mayor a cien revoluciones.

El desarrollo de este trabajo está estructurado en tres etapas: a) Investigación de soluciones actuales, b) Identificación de necesidades, determinación de funciones y desarrollo de soluciones y, c) Generación de concepto y diseño de prototipo.

El método de corrección de vibraciones que se analiza a lo largo del presente trabajo es mediante un dispositivo *mecatrónico* anexo al rotor original en forma de accesorio, es decir el dispositivo se adapta a un rotor existente. Como visión en trabajo futuro, el dispositivo puede formar parte de nuevos diseños de rotor.

En los capítulos siguientes se desglosan en función de las diferentes etapas de diseño. La información es secuencial y la conclusión de un apartado forma la información base de la siguiente etapa.

JUSTIFICACIÓN

La industria de la manufactura ha beneficiado a la economía nacional de México, con una aportación al Producto Interno Bruto (PIB) del 17.9% en el año 2006 [INEGI, 2006] seguida por el sector comercial y el de bienes inmobiliarios. En la Figura 1 se muestra una gráfica comparativa del porcentaje de aportación de varios sectores económicos al PIB nacional.

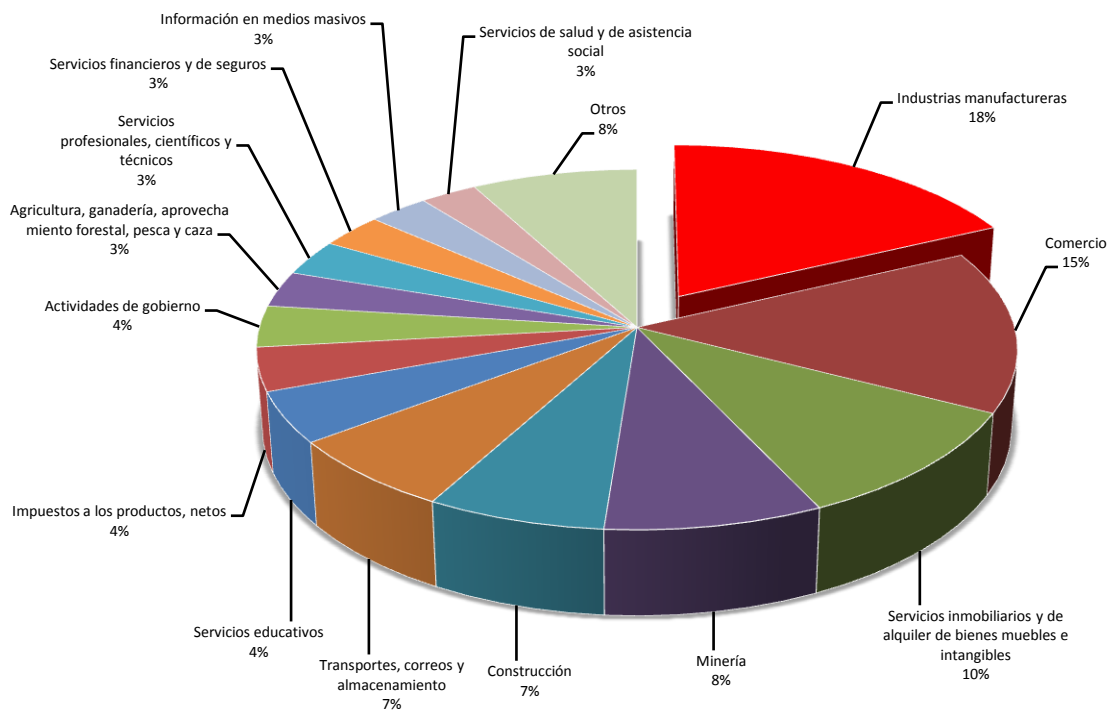


Figura 1 - Aportación de los sectores económicos al PIB de México año 2006 [INEGI]

Actualmente, la tendencia de mecanizados de precisión va en aumento. Tolerancias cada vez menores incrementan la dificultad de operación de la fabricación. Las máquinas requieren mejor control y estructura que les permita operar con cierta precisión para lograr un producto final que cumpla con los requerimientos del cliente. A su vez, la demanda del cliente es variante lo que produce que máquinas con funciones dedicadas no sean una

opción para la estructuración de la industria. En la Figura 2 se muestra una gráfica de la evolución del requerimiento de precisión en el mecanizado de partes de los últimos sesenta años.

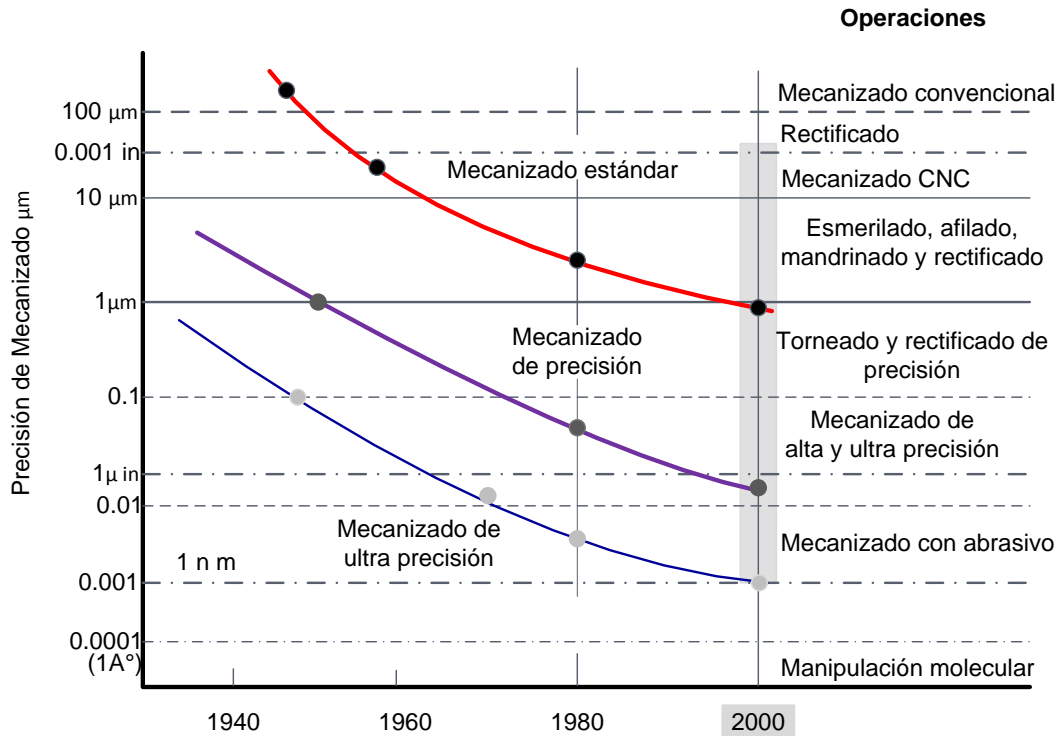


Figura 2 – Evolución de la precisión en los procesos de manufactura para tres tendencias de mecanizado. [Dornfeld 2008]

Los procesos de mecanizado de precisión requieren de componentes de especificaciones cerradas: Geometrías normalizadas, vibración controlada, propiedades homogéneas, etc. Tales componentes a su vez son certificados para rangos de operación. Tanto los requerimientos geométricos como las certificaciones son costos agregados a los componentes de la maquinaria y herramientas que no presentan una funcionalidad extra sino una cualidad de la función tradicional. En la Figura 3 se muestra el comportamiento de precio y vibración para herramientas y sujeciones de fresado.

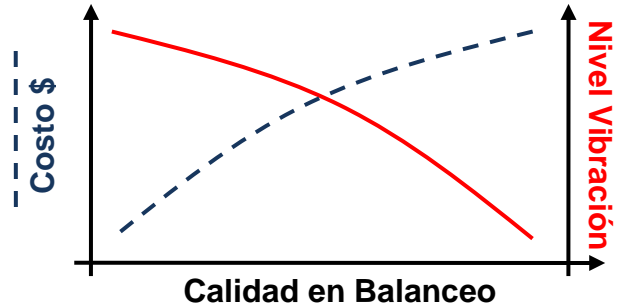


Figura 3 – Comportamiento de precio y balanceo en herramientas de fresado.

El costo agregado de tener una alta precisión en los componentes de una máquina de mecanizado se origina a partir de los costos de producción y estandarización principalmente. Sin embargo este costo es repetitivo por unidad producida. Se han hecho estudios para el control del desempeño de dispositivos de las máquinas de mecanizado [Abduljabar, 1996] que permitan plantear el desempeño del mecanismo no en sus componentes pasivos, sino en los componentes activos.

Por último en la industria mexicana de la metalmecánica, muchos componentes son importados mientras que pocos componentes son fabricados por empresas nacionales, en una relación importación - exportación del 10% aproximadamente [SIAVI 84663099]. En la Figura 4 se muestra una gráfica de la importación de aditamentos para máquinas herramientas de México [SIAVI 84663099], en la figura 5 se muestra una gráfica de la proporción de importación de componentes por país en valor neto de venta.

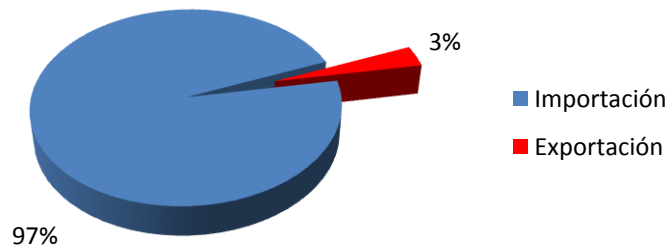


Figura 4 – Porcentaje de aditamentos para máquina herramienta importados / exportados en el año 2008. [INEGI]

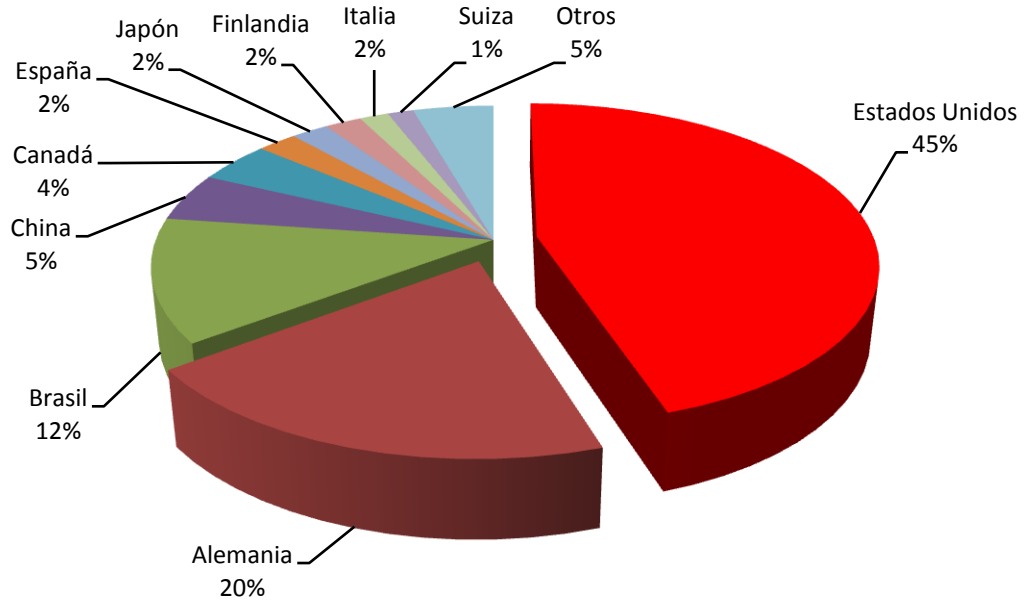


Figura 5 – Porcentaje de importación de componentes para máquina herramienta por país de origen en valor neto [SIAVI 84663099]

Existen áreas de aplicación específica para el dispositivo de balance. Entre las aplicaciones está el balance en centrífugas para la industria química y control de vibración en tómbolas de maquinaria de lavandería. Referirse al Apéndice A para mayor información. En conjunto, la necesidad de aumentar la precisión de las máquinas herramientas [Dornfeld 2008], las aplicaciones por área industrial y, el fuerte impacto que tiene la actividad industrial en la economía nacional [INEGI] son justificación para este trabajo.

Tabla 1 – Distintas aplicaciones industriales y su problemática.

Aplicación Industrial	Problemática
Máquina Herramienta	Piezas con poca simetría. Cambio del centro de masa en el proceso. Herramientales no balanceados.
Máquina Centrífuga	En centrífugas de laboratorio los tubos de ensayo pueden contener solventes distintos que evaporan a diferente velocidad produciendo un cambio del equilibrio del centro de masa.
Maquina Lavandería	La operación continua de la tómbola provoca que las prendas se dispongan en un acomodo aleatorio provocando un desequilibrio del centro de masa.

En la Tabla 1 se muestran tres aplicaciones industriales con un problema en común, que es la aparición de un estado de vibración. La aplicación de soluciones en Máquina Herramienta afecta el área de producción y manufactura, mostrado en la Figura 1 como la actividad con mayor aportación económica. En máquina herramienta existen dos áreas de oportunidad relacionadas con el desequilibrio del rotor, que son a) limitación de las condiciones de corte para lograr un acabado deseado y b) aumento de costo por componentes con certificación de balance.

Por otra parte las aplicaciones industriales de centrífugas químicas y textiles, así como maquinaria de lavandería incurren en problemas similares al de la máquina herramienta. El problema es causado por un desequilibrio progresivo del centro de masa de los rotores. Si bien, en máquina herramienta la vibración por desequilibrio del centro de masa se traduce en una pérdida de calidad, en otras aplicaciones la vibración se convierte en una fuente de falla prematura de los componentes de los rotores tales como baleros y chumaceras. Además, la aparición de estados vibratorios en la maquinaria puede requerir de un paro de la misma para corregir las condiciones que producen el desequilibrio.

En el apéndice A se hace una revisión de las justificaciones técnicas y de aplicación del dispositivo de balance. Se incluye una descripción de los efectos de la vibración en la maquinaria, mejoras en vida y las mejoras en desempeño. Abarca también información sobre los métodos actuales de corrección de la vibración y las ventajas de un dispositivo de balance contra las soluciones actuales.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La serie de problemáticas descritas en la Tabla 1 se puede generalizar en la aparición de un estado de vibración durante su operación. En los tres casos la fuente de la vibración es la misma: un desequilibrio en el centro de masa de sus componentes rotativos. El objetivo de la investigación se origina como la necesidad de encontrar una solución alterna de estabilizar los aditamentos de máquina herramienta para que no generen vibración sin comprometer el costo de cada componente.

Una de las fuentes de imprecisión en un mecanizado es la vibración de la interfaz de corte, ya sea por a) Vibración del eje de rotación de la herramienta ó b) Vibración del eje de rotación de la pieza (torneado). El caso (a) aplica para operaciones de mecanizado donde la herramienta es la que está en movimiento como el fresado, rectificado, etc., mientras el caso (b) aplica para operaciones donde la pieza tiene el movimiento relativo como el proceso de torneado.

A partir de analizar las causas de vibración en los componentes de máquina herramienta e identificar al desequilibrio del centro de masa como principal causa se procedió a la búsqueda de otras aplicaciones que presenten el mismo problema por la misma causa. Las otras aplicaciones industriales que presentan un problema similar de vibración indeseable causado por el desequilibrio del rotor son las centrífugas químicas y textiles y, la maquinaria de lavandería.

Lo siguiente es el análisis del compromiso en costo que conlleva el adquirir componentes para máquina herramienta que estén certificados para operar sin vibraciones. Dado el alto costo que tiene el adquirir componentes de alta especificación para que tengan un balance másico aceptado por normas y con ello operar los rotores de las máquinas herramienta, se considera una solución que corrija la vibración mediante un dispositivo en el rotor que no se intercambie. A lo anterior se añade como criterio que el estado de vibración no dependa en mayor medida de la calidad de los componentes extras anexados a su rotor, como las herramientas o piezas. Tener un solo dispositivo que corrija el desbalance del rotor puede ser de menor costo que tener varias herramientas de alta especificación. En la Figura 6 se muestra una comparativa de la competitividad de costo de una sola unidad de corrección contra varios aditamentos corregidos para vibración.

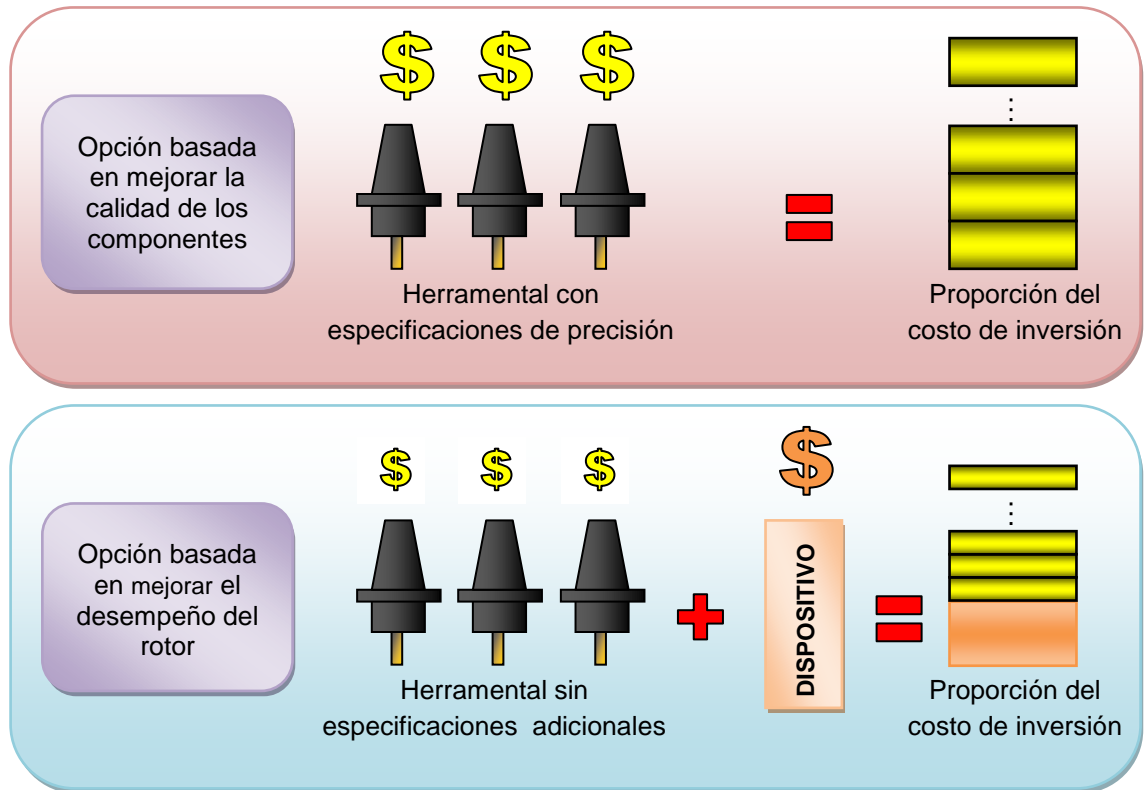


Figura 6 – Comparativa del costo de una solución basada en mejorar el desempeño del rotor y no en sus componentes externos.

Se define como hipótesis la posibilidad de corregir el equilibrio del centro de masa de un rotor, dígame genérico para las tres áreas de aplicación, mediante un dispositivo independiente y que su funcionamiento pueda ser automático y en tiempo real.

Ya expuesto caso de la incorrecta operación de una máquina ocasionada por la vibración en su rotor y, definida la hipótesis de solución, se define el problema de la siguiente forma: Controlar en tiempo real y de forma automática la vibración de un rotor en cantiléver expuesto a una carga rotacional en desbalance, donde la carga en desbalance rota a la misma frecuencia y fase que el rotor. Basado en la descripción del problema se procede a analizar las soluciones comerciales y patentes registradas con referencia a esta aplicación.

ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Se generó una búsqueda de soluciones relacionadas a la descripción del problema. De la búsqueda el criterio de selección es:

- La aplicación debe estar orientada al control de vibración en rotores.
- Debe presentar una corrección no biestable, sino una corrección gradual.
- De poder operar la corrección mientras el rotor opera.

La búsqueda se aplica en bancos de patentes y sitios virtuales de promoción de proveedores comerciales de productos. En la Figura 7 se detalla el esquema seguido para la recolección de información y su proceso.

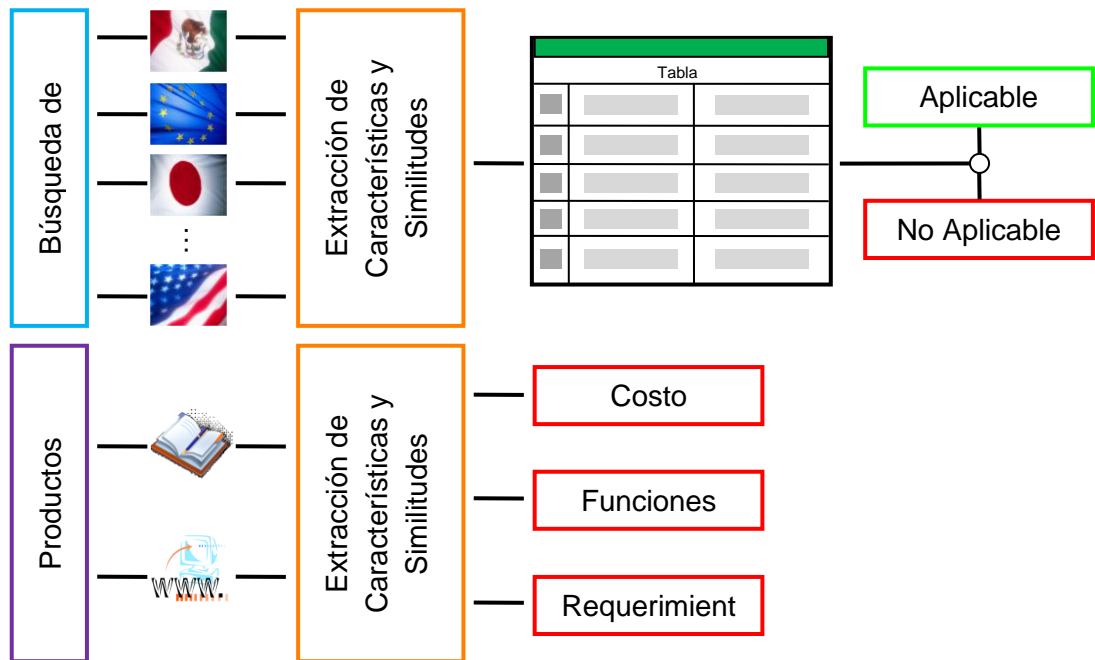


Figura 7 - Esquema de investigación de información para soluciones similares.

BÚSQUEDA DE PATENTES

Para la búsqueda de patentes se utilizó un filtro de familia de patente de acuerdo al formato estándar internacional de catalogación de la Organización Mundial de Propiedad

Intelectual y se realizó la búsqueda en la base de datos de patentes con pedimento a la misma organización. La familia para esta aplicación es IN/89-90.

Las patentes analizadas son de cuatro orígenes principalmente: a) México, b) Japón, c) Estados Unidos y d) Alemania. De las patentes encontradas se seleccionaron un total de treinta y tres patentes relevantes, que se listan en la Tabla 1.

Se definen diez parámetros de evaluación, con valores de 0 a 1, donde cero significa carencia de la característica, uno presenta completa presencia y 0.5 se asigna a aquellas patentes donde la característica no está implícita en el cuerpo de la patente pero su aplicación no sería difícil de modificar. Los parámetros son los siguientes:

- Tipo de control: Por masa libre (1), masa fija (2), mediante algún balero (3) o con algún actuador (4).
- Si es manual (5) o automático (6). Si hace medición en tiempo real (7) o está orientado a producir un sistema de vibración específico (8).
- Si las masas de control es líquida (9) o sólida (10).

En la Tabla 2 se muestra en la segunda columna de la derecha una ponderación de las características de cada patente, para más detalle del valor de la ponderación referirse al Anexo B. Con esta ponderación se evalúa qué patente podría ser más aplicable al solucionar la problemática actual. En la columna de "Clasificación" se agrega una evaluación de la patente en cuanto a su contenido, es decir, qué tan similar es a la aplicación que se plantea en este trabajo.

El criterio de clasificación de similitud de la patente con la aplicación deseada se describe a profundidad en el Apéndice C. Cada patente se puede clasificar como:

- (X) – Altamente similar.
- (Y) – Parcialmente similar.
- (A) – Estado del arte actual.

Se encontraron cuatro patentes que son altamente similares a la aplicación en cuestión. La patente listada como número ocho tiene una aplicación descrita distinta sin embargo su funcionamiento puede ser fácilmente aplicado a la problemática descrita. Las otras patentes similares a la aplicación en cuestión son la número 1, número 9 y número 25. La hoja principal de cada publicación se anexa en el Apéndice H.

Tabla 2 – Listado y evaluación de las patentes seleccionadas para estudio.

No.	Número de Publicación	Masas Libres	Masas Fijas	Balero	Masa Líquida	Masa Sólida	Con actuador	Tiempo Real	Control - Vibrador	Manual	Auto	Clasificación
1	WO/2008/028541		1			1	1		1			X
2	WO/2008/006692	1			1					1		A
3	WO/2006/024603			1			1	1	0.5			Y
4	WO/2006/017201		1			1						A
5	WO/2005/085672		1			1	1	0.5	0.5		1	Y
6	WO/2005/053903	1	1			1			0.5	1		A
7	WO/2005/019683	1				1						A
8	WO/2004/098413	1			1	1	1	1	1		1	X
9	WO/2004/040165		1			1			0.5	1		X
10	WO/2003/100374		1			1		1	0.5	1		Y
11	WO/2003/098070	1				1						A
12	WO/2003/095862	1				1				1	1	A
13	WO/2003/042650		1			1	1		0.5		1	Y
14	WO/2003/002889	1				1					1	A
15	WO/2003/023252	1				1					1	A
16	WO/2002/097298	1				1					1	Y
17	WO/2002/093035	1				1					1	Y
18	WO/2002/063089	1				1					1	Y
19	WO/2002/008636	1				1					1	Y
20	WO/2002/008630		1			1					1	Y
21	WO/2001/008149		1			1	1	0.5	0.5		1	A
22	WO/2000/055852		1			1	1	0.5	0.5		1	A
23	WO/2000/029122	1				1					1	Y
24	WO/2008/094766		1			1	1	0.5	0.5			Y
25	WO/1998/017925		1			1	1	1	0.5		1	X
26	WO/1998/015879							1			1	A
27	WO/1997/040286	1				1					1	Y
28	WO/1997/016657	1				1					1	Y
29	WO/1997/007347	1				1					1	Y
30	WO/1996/017294		1			1	1	1	1			Y
31	WO/1996/003541	1	1			1					1	A
32	WO/1995/032372	1				1					1	Y
33	WO/1992/015736	1				1					1	Y

De las patentes investigadas casi en su totalidad utilizan masa sólida para corregir el desbalance. El 58% de las patentes implementaron soluciones basadas en el giro de ruedas libres en cavidades anulares alrededor del rotor para balancear dinámicamente la masa. El problema de esta opción es que la masa libre carece de control y no se puede llevar a un estado deseado de posición, con ello, un estado específico de vibración. Ver Tabla 3 con proporción de las características. La descripción de cada característica se puede consultar en la Tabla C.1 del Apéndice C.

Tabla 3 – Características de las soluciones de patentes

Función	Proporción
Corrección mediante masa libres	58%
Corrección mediante masa fijas	42%
Corrección mediante masa líquidas	6%
Utilización de algún actuador	30%
Monitoreo en tiempo real	24%
Uso manual	15%
Operación automática	67%
Función como atenuador y vibrador	24%

Por inspección solo seis patentes incluyen la idea de control en tiempo real, que son [3, 8, 10, 25, 26, 30]. Operación en tiempo real es un requisito para la solución de la problemática planteada en centros de maquinado, máquinas de lavado y centrífugas. La característica de tiempo real puede ser explotada como ventaja por la tendencia a controladores abiertos en maquinaria industrial [Molina 2005].

PRODUCTOS COMERCIALES

Como productos comerciales se analizó la unidad automática Leonova™ que cumple con el criterio de analizar de forma automatizada la vibración en un rotor y proveer de información sobre estado de vibración y corrección requerida. En la Figura 8 se muestra una imagen del producto.



Figura 8 – Sistema de monitoreo de mantenimiento LEONOVA™ [SPM]

El sistema integral *Leonova*™ tiene una gran gama de funciones, la de interés que es el módulo de vibración analiza el estado vibratorio específico de un rotor y provee la corrección necesaria de balanceo con masa, en magnitud y fase. Requiere de un acelerómetro para medición de vibración. No obstante su capacidad de cómputo, el sistema *Leonova*™ no está diseñado para ser una herramienta estática sino un soporte de mantenimiento, por lo que la corrección no la hace de forma automática, esto es, no actúa ningún sistema físico. El costo aproximado sin impuestos del dispositivo es de 18,000.00€ en México por el distribuidor nacional de la marca.

PARÁMETROS Y DISEÑO

De la información analizada en los capítulos anteriores sobre las características de las soluciones actuales y las necesidades actuales de las máquinas de mecanizado de precisión, se define el problema de diseño como: Un sistema *mecatrónico* capaz de monitorear el estado de vibración de un rotor, extraer sus características de vibración y actuar un sistema electromecánico que modifique su centro de masa y contrarreste la vibración de desbalance del rotor.

Se genera el diagrama FAST [Otto, 2001] para definir las funciones primordiales del dispositivo. En la Figura 9 se muestra el diagrama con las funciones. Se hace énfasis en el diseño del dispositivo y se considera al sistema periférico como una herramienta necesaria para su operación pero independiente.

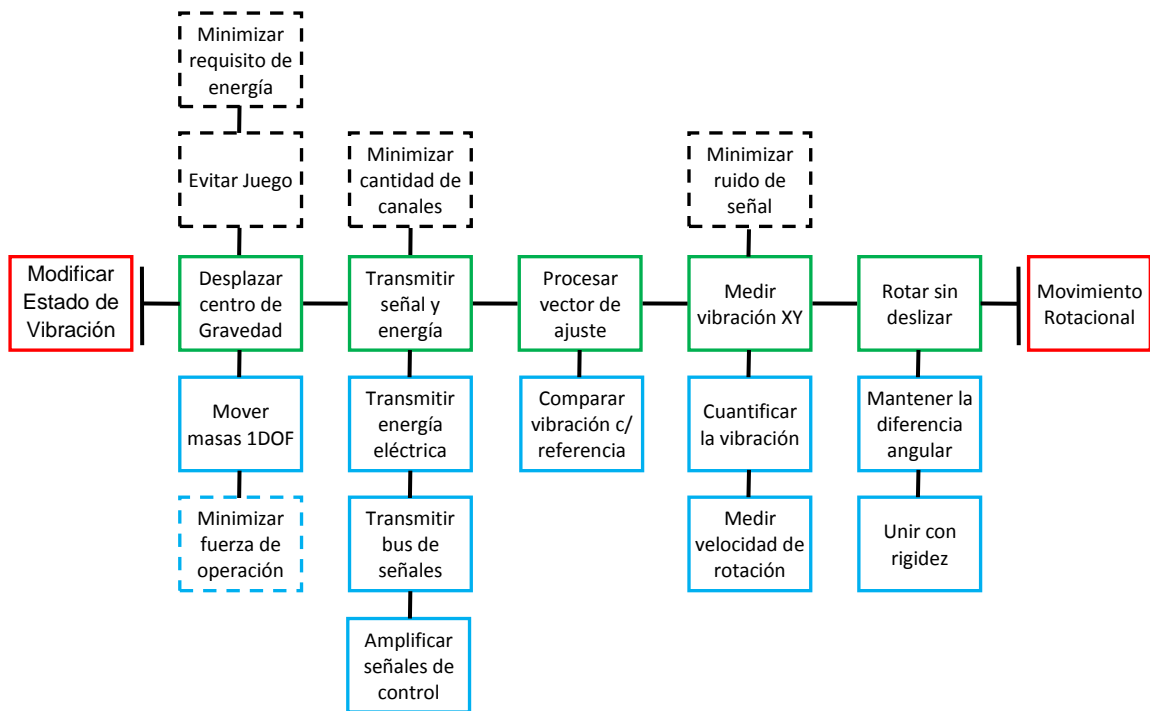


Figura 9 – Diagrama FAST para el dispositivo

Las funciones relevantes en las que se basará el diseño se listan a continuación. Las funciones y sub-funciones no incluidas serán tomadas como restricciones y deberá cumplir el diseño con la funcionalidad.

- Rotar sin deslizar (de su base).
- Desplazar centro de gravedad.
- Transmitir señal y energía al interior.
- Monitorear vibración.
- Calcular ajuste solución.

Para determinar soluciones posibles al mapa de funciones, se procede a una lluvia de ideas e investigación de mímicas en casos donde la función es implementada en otros diseños y pueda ser utilizada para este dispositivo. En la Figura 10 se muestra la matriz morfológica.

	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4	Opción 5
Rotar sin Deslizar	Uso de una cajera	Mediante una brida	Juego de perforaciones y barrenos en flecha y dispositivo.	Ensamble directo a flecha colocado solo por interferencia.	Mediante un opresor contra la flecha
Desplazar centro de masa	Tres masas independientes con actuador cada una en arreglo polar	Una leva que desplaza tres masas en arreglo polar	Desplazar una sola masa en sentido de rotación y en sentido radial	Girar dos cuerpos independientes con masa excéntrica c/u	
Transmitir señal y energía	Actuadores estacionarios no en el cuerpo	Uso de anillo deslizante multicanal	Uso de fibra óptica para la transmisión		
Medir estado vibración	Utilizar acelerómetros	Mediante interferómetros	Estimación a partir del sonido		
Calcular Vector Ajuste	Algoritmo Secuencial	Control Difuso / Heurístico	Red Neuronal	Manipulación Manual	

Figura 10 – Matriz morfológica para el mapeo de soluciones a las funciones

A partir de la matriz morfológica se genera el concepto. La selección y generación de concepto se harán en el siguiente módulo. En el mapa de funciones existen dos que no forman parte integral del dispositivo sino del sistema que lo controla, que es “*Monitorear Vibración*” y “*Calcular Ajuste Solución*”. Sin embargo, se incluyen en el desarrollo ya que son necesarias para la función correcta del dispositivo. Investigación futura deberá realizarse en estas dos funciones mencionadas.

GENERACIÓN DE CONCEPTO

Las soluciones de la matriz morfológica son seleccionadas y evaluadas en cuanto a su factibilidad. En la Tabla 4 se muestra el criterio de selección de solución para cada función.

Tabla 4 – Criterios de selección de soluciones para Matriz Morfológica

Función	Criterio de Selección
Rotar sin deslizar	Facilidad de anexar el dispositivo de balance a un sistema prefabricado sin requerir piezas extra de ensamble.
Desplazar CG	Apoyar la carga de la masa de corrección en los componentes estructurales y no en los componentes móviles.
Transmitir señal	Combinación comercial que facilite transmitir señales 100kHz y corriente eléctrica no menor a 2.0 amperes.
Monitorear vibración	Sistema y sensor que se pueda aplicar de forma robusta en un ambiente industrial con contaminación de material, eléctrica, auditiva y luminosa.
Calcular ajuste solución	Método de manipulación y cálculo que permita operar el dispositivo de forma directa para generar información de entrenamiento para desarrollos futuros.

El concepto generado a partir de la matriz morfológica se muestra en el esquema de la Figura 11. Como solución simple para anexar e instalar el dispositivo en el rotor de una aplicación se utiliza un opresor, ya que esta solución requiere de poca adaptación mecánica. Desplazar el centro de gravedad se realiza mediante anillos excéntricos. La razón por la que se utilizan anillos excéntricos es por su capacidad por diseño y acople de distribuir la fuerza centrífuga a sus componentes estructurales liberando de esfuerzo al actuador. Lo anterior permite que al incrementarse la velocidad de aplicación se pueda utilizar el mismo actuador. Por otra parte durante la operación en estado estable del dispositivo el consumo de energía es mínimo por no tener el actuador que contrarrestar ninguna carga sobre el mecanismo. Ver apéndice B, ecuación Ec [2] para más detalle.

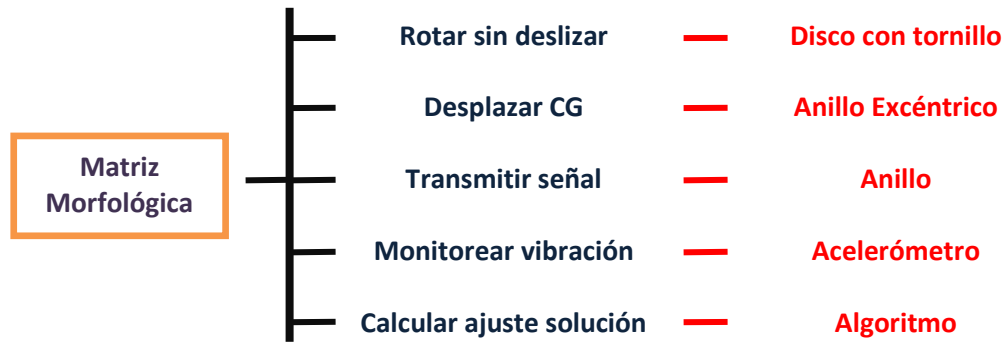


Figura 11 – Selección de soluciones para las funciones.

Con las soluciones anteriores listadas en el esquema de la Figura 11 se genera un concepto. El bosquejo del concepto que incluye la solución de las funciones primordiales se muestra en la Figura 12.

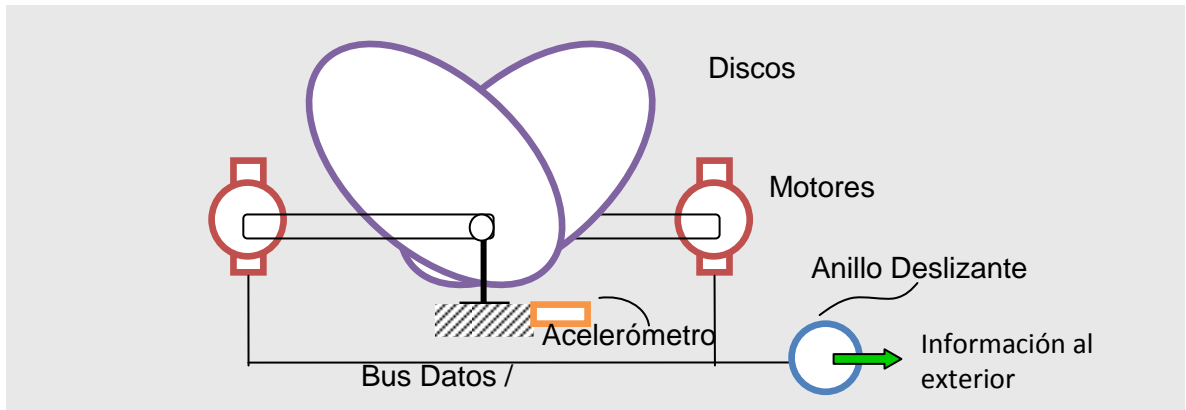


Figura 12 – Bosquejo del concepto del dispositivo

El diseño de las partes y el ensamble se hizo considerando algunas reglas de la metodología de Diseño para la Manufactura tomando en cuenta en todo momento el costo de fabricación del dispositivo. En la Figura 13 se muestra el dispositivo modelado en un paquete de diseño.

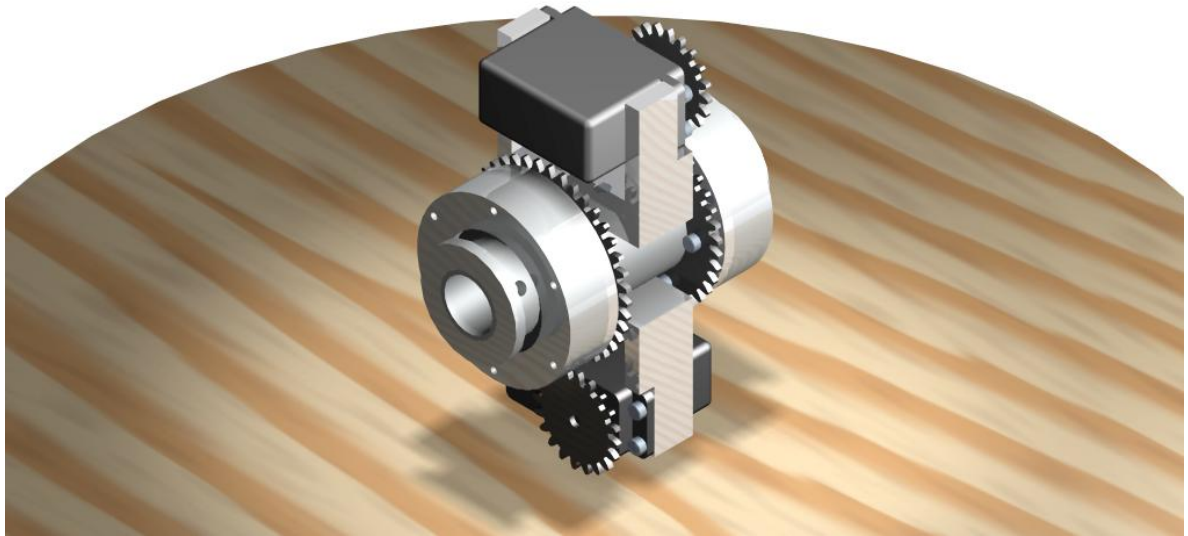


Figura 13 – *Vista isométrica modelada del dispositivo.*

La descripción detallada y planos descriptivos del dispositivo se localizan en el Apéndice D. El ensamble del dispositivo está compuesto por las siguientes partes importantes:

- a) Un cuerpo central que sirve de conexión al rotor y sirve de montura para los motores, anillos y demás equipo que conforma el dispositivo. Es la base estructural, se encuentra hueca en su centro de forma regular cilíndrica en sentido axial.
- b) Anillos excéntricos para montar sobrepesos en sus extremos.
- c) Engranajes de tracción tipo estrella para cadena metálica de 1/4" de paso.
- d) Baleros para la montura de los anillos excéntricos con el cuerpo central.
- e) Motores colocados en lados opuestos del cuerpo central en dirección radial, con un engrane en su punta de rotación, conectados a los anillos excéntricos mediante la cadena metálica.
- f) Un anillo deslizante montado en el interior del cuerpo central para la transmisión de señales eléctricas entre el interior y exterior del dispositivo.
- g) Una cubierta sujeta a la base estructural que permite proteger el mecanismo de agentes externos de contaminación y permite en caso de accidente contener dentro algún elemento que pierda sujeción con el dispositivo general.

La interfaz entre anillo y cuerpo central bien puede estar compuesta por una chumacera sin embargo se ha seleccionado un balero por su precisión. El costo *versus* beneficio de aplicar una chumacera en lugar del balero debe analizarse.

MODELO MATEMÁTICO

El modelo conceptual del dispositivo de balance se comparó con el modelo matemático del fenómeno de vibración por desequilibrio de masa excéntrica. La imagen del sistema mecánico equivalente se muestra en la **Figura 14**.

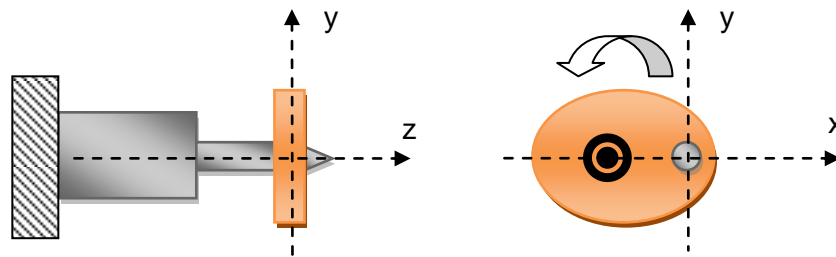


Figura 14 – Modelo físico de la excentricidad de masa en rotores.

En el sentido del Eje X, la vibración se puede modelar mediante la ecuación Ec [1]. La principal carga a la que está expuesto el dispositivo de balance es la fuerza centrífuga. La fuerza centrífuga del dispositivo actúa en las masas que se acoplan en el anillo excéntrico. La ecuación Ec [2] es el modelo matemático para la fuerza centrífuga en la masa de corrección del anillo excéntrico.

$$m_s \cdot \ddot{x} + k \cdot x = \left(\frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2} \right) \cdot m \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \text{Ec [1]}$$

$$F = \frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2} \cdot m \quad \text{Ec [2]}$$

Para mayor información sobre la derivación de las ecuaciones referirse al Apéndice B. Se puede notar por inspección en la ecuación Ec [2] que el aumento de la velocidad de giro del dispositivo provoca un aumento cuadrático en la fuerza centrífuga. Lo anterior se debe tomar en cuenta para el posterior diseño de masas y componentes que operen como correcciones de equilibrio en el anillo excéntrico. Por la selección de anillos excéntricos la fuerza centrífuga no actúa sobre el actuador.

FABRICACIÓN DE PROTOTIPO

Para el estudio del desempeño del dispositivo se construyó un prototipo experimental. El diagrama del experimento se muestra en la Figura 15.

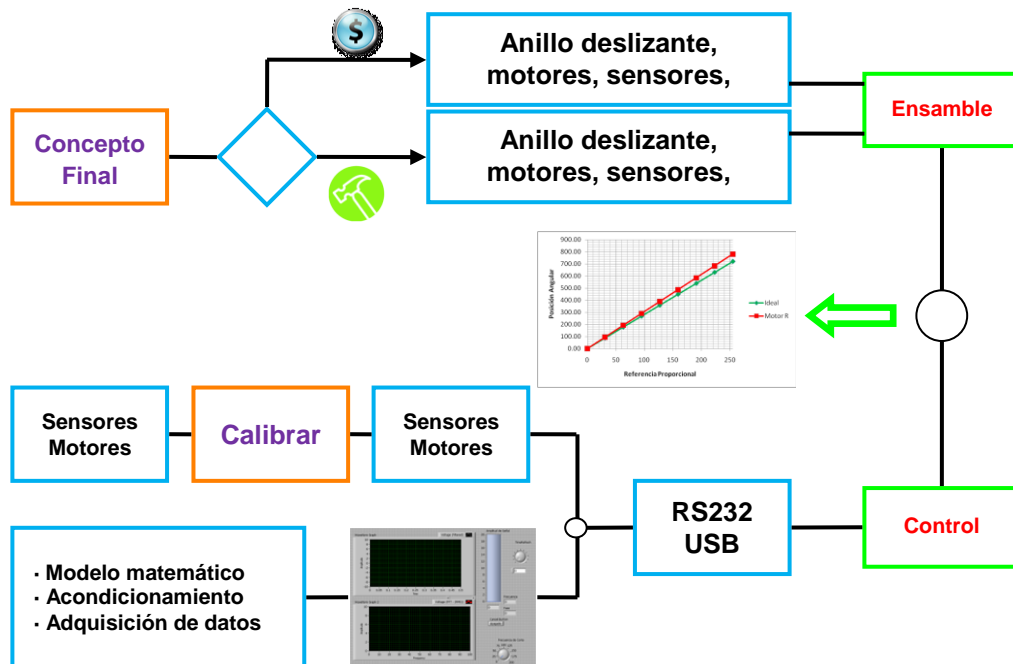


Figura 15 – Esquema del planteamiento del experimento.

El prototipo no incluye todas las características del producto final, solo aquellas seleccionadas para evaluar. Las características que se incluyen son:

- Servomotores comerciales de baja especificación de precisión.
- Engranajes plásticos de uso general.
- Cadena comercial con la especificación requerida.
- Material: Aluminio 6061-T6.
- Anillo deslizando en especificación con limitación de velocidad de rotación a 300rpm.
- Indicadores luminosos para monitorear su estado de operación.

En la Tabla 5 se muestra qué componentes se adquirieron de empresas externas y cuáles componentes se construyeron a la medida para la aplicación.

Tabla 5 – *Listado de origen de los componentes del prototipo*

Elementos Adquiridos a Terceros	Elementos Fabricados
Servomotores	Base estructural
Engranajes tipo estrella	Anillos excéntricos
Cadena metálica	Control de actuadores
Baleros	
Anillo deslizante	
Tarjeta adquisición de datos	
Acelerómetro	

En la Figura 16 se muestra el prototipo construido. Se fabricó el prototipo con aleación de aluminio Al-6061-T6. El ensamble de piezas es mediante interferencia y sujeciones con tornillería.

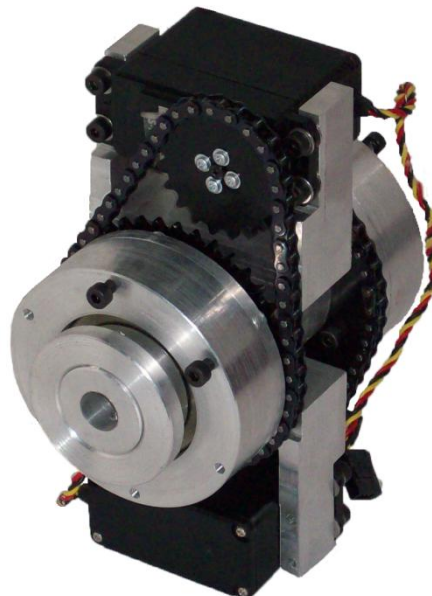


Figura 16 – *Imagen del prototipo físico del dispositivo de balance.*

Se fabricó un sistema mecánico de prueba que consiste en una estructura rígida que soporta un rotor. Sobre la flecha extendida del rotor se monta el dispositivo de balance. El rotor es controlado por el mismo sistema de control que se utiliza en las pruebas y caracterización del dispositivo de balance. En la Figura 17 se muestra el ensamble del sistema mecánico completo.



Figura 17 – *Fotografía de la estructura y rotor de prueba con el dispositivo de balance ensamblado.*

Para el experimento, se utilizó una tarjeta de adquisición de datos de 10kS/seg (kilo muestras por segundo) como entrada para el proceso de la señal del acelerómetro (para diagrama eléctrico correspondiente de conexión referirse al Apéndice E). Se construyó un gabinete para contener los módulos funcionales del sistema de control como se muestra en la Figura 18. Para una imagen interna del gabinete referirse a la Figura E.2 del Apéndice E.



Figura 18 – *Fotografía del gabinete de control (superior derecha), acelerómetro (inferior) y fuente de corriente para acelerómetro (superior izquierda).*

Se utiliza una interfaz para conectar el control de actuadores y adquisición de datos. El algoritmo se implementó en el software LabView™. El detalle del algoritmo que se utiliza para el procesamiento de datos, generación de la señal de actuador y el procesamiento de las señales de control se muestra en el Apéndice F.

EXPERIMENTO DE VALIDACIÓN

El experimento tiene como objetivo la evaluación de la capacidad del dispositivo para compensar satisfactoriamente una flecha en rotor con carga excéntrica. En la Figura 19 se muestra el esquema de prueba.

Las condiciones de montura son: El dispositivo sujeto a una flecha balanceada. Se hace una alineación entre dispositivo y flecha para mantener una referencia. La flecha es conectada al husillo de un torno y se gira el mecanismo a 180 rpm. Se agrega una masa conocida en la flecha. Al operar el sistema identifica la vibración, genera una solución y actúa al dispositivo.

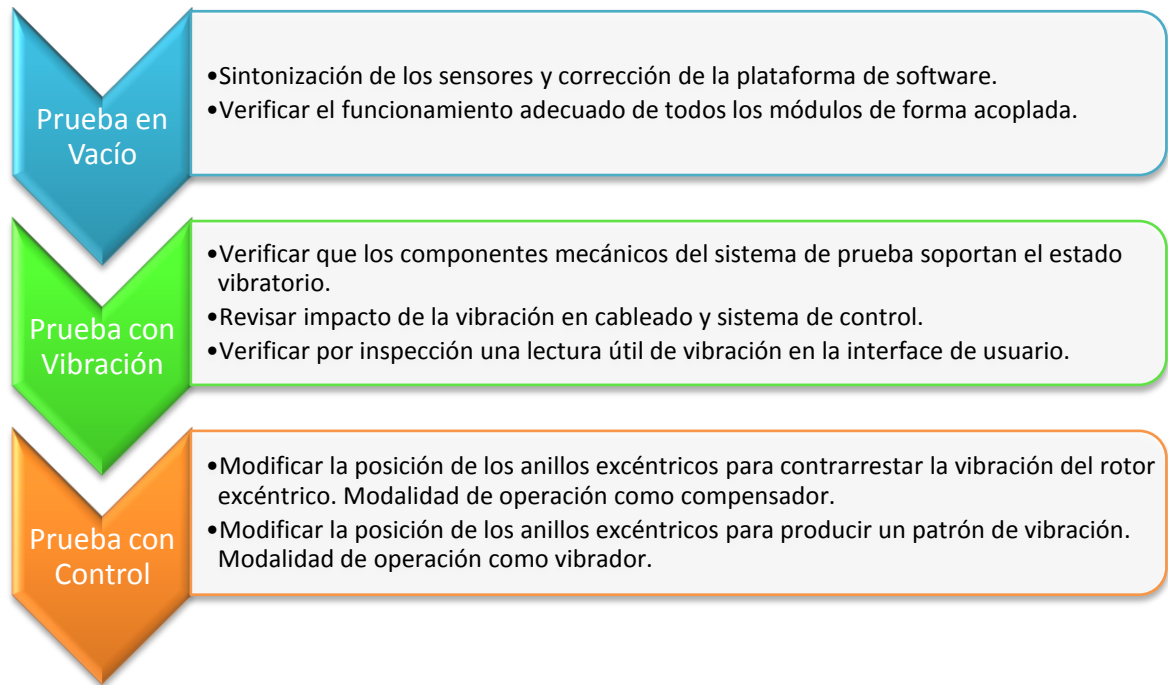


Figura 19 - Esquema del procedimiento de prueba para evaluar el dispositivo de balance

En la Figura 20 se muestra dos sets de gráficas de comparación de las pruebas. Cada prueba consiste de: a) una gráfica superior en la que se muestra la respuesta vibratoria del acelerómetro con o sin filtrado según la opción de procesamiento; b) Una gráfica que muestra la señal del optointerruptor como índice; y c) Una gráfica del espectro de

frecuencia con los resultados de un Análisis de Fourier (Ver Apéndice F para mayor información). La imagen A en la Figura 20 muestra la respuesta vibratoria del rotor excitado por la masa excéntrica de prueba mientras que la imagen B muestra la respuesta vibratoria del rotor una vez realizada la compensación.

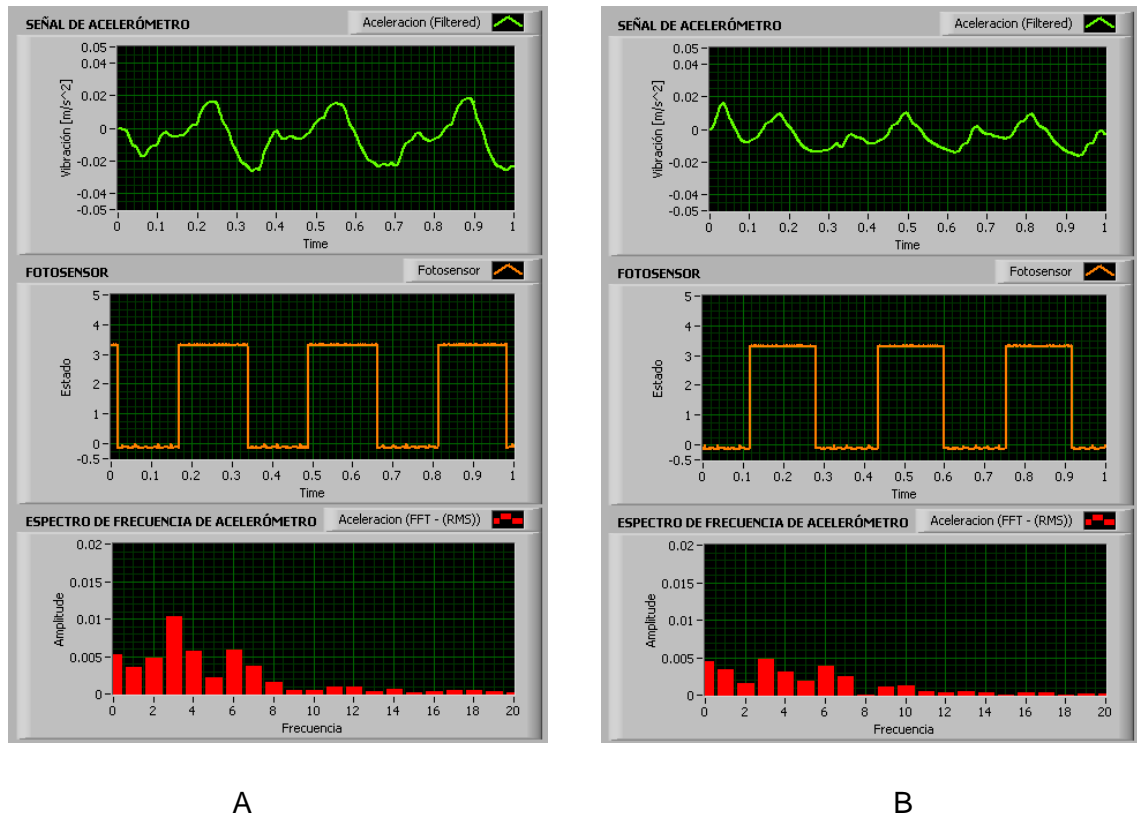


Figura 20 – Gráfica de la respuesta vibratoria del sistema en: a) Operando en estado libre sin corrección de vibración (izquierda) y en b) operando bajo el control del dispositivo de balance corrigiendo excentricidad (derecha).

Para evaluar el desempeño general del dispositivo sometido a la prueba de desbalance contra otros diseños de patentes se define un criterio de comparación que se muestra en la Tabla 6. Los criterios se evalúan como porcentaje de las tareas que el dispositivo de balance puede ejecutar contra las funciones descritas en los documentos de patentes de otros diseños. En la Tabla 7 se muestra el desempeño general del dispositivo sometido a la prueba de desbalance.

Tabla 6 – Criterio de comparación y evaluación del dispositivo de balance vs otros diseños descritos en patentes.

Dimensión de Corrección	Automatización	Corrección en Tiempo Real	RPM Máximas
<p>Porcentaje de la magnitud de la componente de vibración inicial, a la que se puede reducir la vibración controlada.</p> <p>Capacidad para cambiar su capacidad de masa de corrección sin intercambiar de dispositivo.</p>	<p>Manipular posición de masas.</p> <p>Soportar masas distintas.</p> <p>Operar sin detener rotor.</p> <p>Interpretar datos sin intervención humana.</p> <p>Elegir mejor condición de operación.</p> <p>Calcular Vector.</p>	<p>Monitorear vibración.</p> <p>Manipular posición de las masas de corrección.</p> <p>Acondicionar señal.</p>	<p>Comparación de la limitación de velocidad de giro contra la aplicación de mayor capacidad en este rubro.</p>

Tabla 7 – Resultados del experimento de balance del dispositivo.

Tiempo de Estabilización:	2 segundos
Porcentaje de Reducción de la vibración:	Reducción en un 50%
Estado vibratorio posterior a la corrección:	No aparecen armónicas relacionadas
Fallas considerables en actuadores:	Movimientos por ruido en los servomotores
Precisión en el movimiento:	Desviación aproximada 3 grados
Automatización lograda:	Un total de 90% de las actividades
Porción de monitoreo en tiempo real:	Un total de 100% de la actividad

La prueba del dispositivo se realizó siguiendo el esquema que se muestra en la Figura 21. El ángulo φ (*separación angular*) se ingresa de forma manual por lo que el posicionamiento de los anillos se puede modificar por un usuario. En la Figura 22 se ilustra un esquema del anillo excéntrico donde se muestra las posiciones relativas de la referencia, el ángulo de corrección (θ_c) y la separación angular. Una masa de muestra se indica con la letra (M).

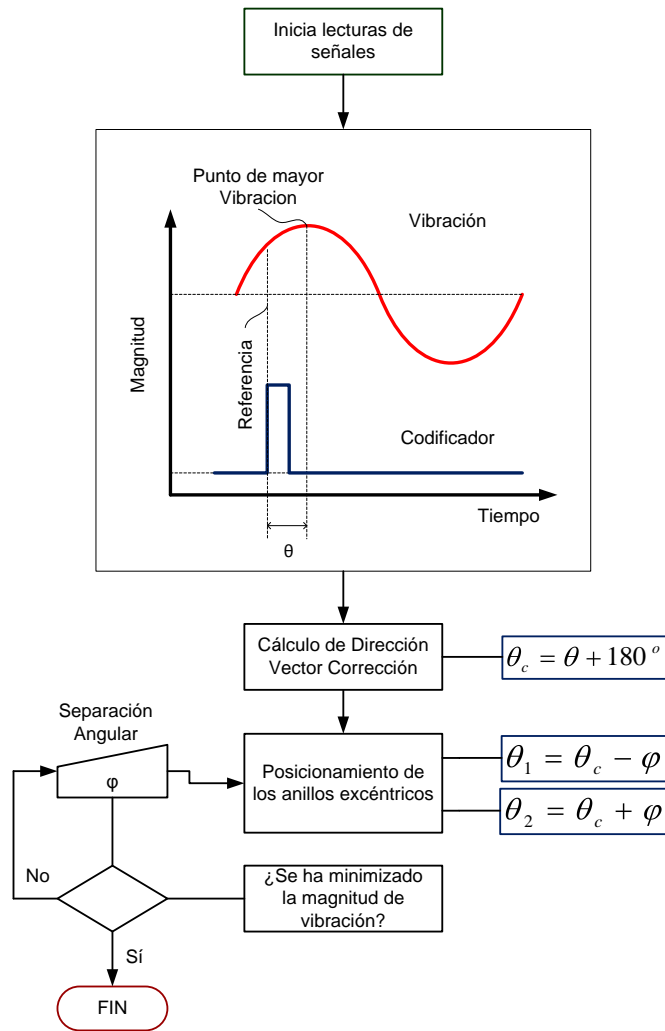


Figura 21 – Esquema de operación del sistema de prueba.

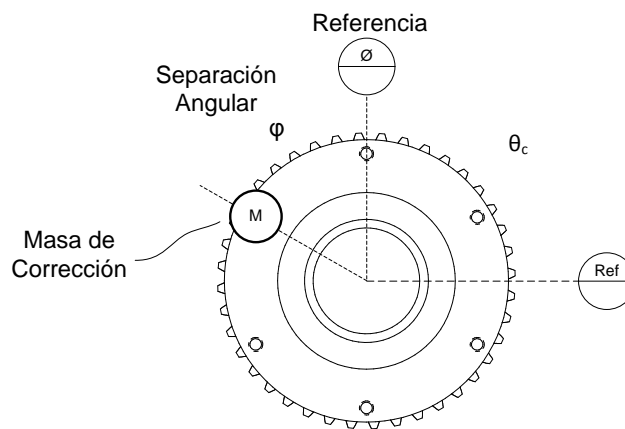


Figura 22 – Muestra de las referencias y ángulos de control para el anillo excéntrico

DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El dispositivo de balance de rotores satisfactoriamente puede estabilizar la operación de una flecha en desbalance hasta una cierta amplitud. El dispositivo de balance se compara contra los diseños actuales en la Figura 23 de acuerdo a una evaluación cualitativa. En la Tabla 8 se muestra la evaluación cualitativa de tres tipos de sistemas / dispositivos de control para rotores excéntricos que se estudiaron en el análisis de patentes. La evaluación se basa en el porcentaje de tareas mostradas en la Tabla 6 que puede cumplir cada invención. Por otra parte el criterio de *RPM Máximas* se utilizó la velocidad de giro más alta de las aplicaciones listadas en las patentes investigadas. La velocidad más alta corresponde a las aplicaciones en turbinas de la industria aeroespacial con 10,000 rpm (revoluciones por minuto).

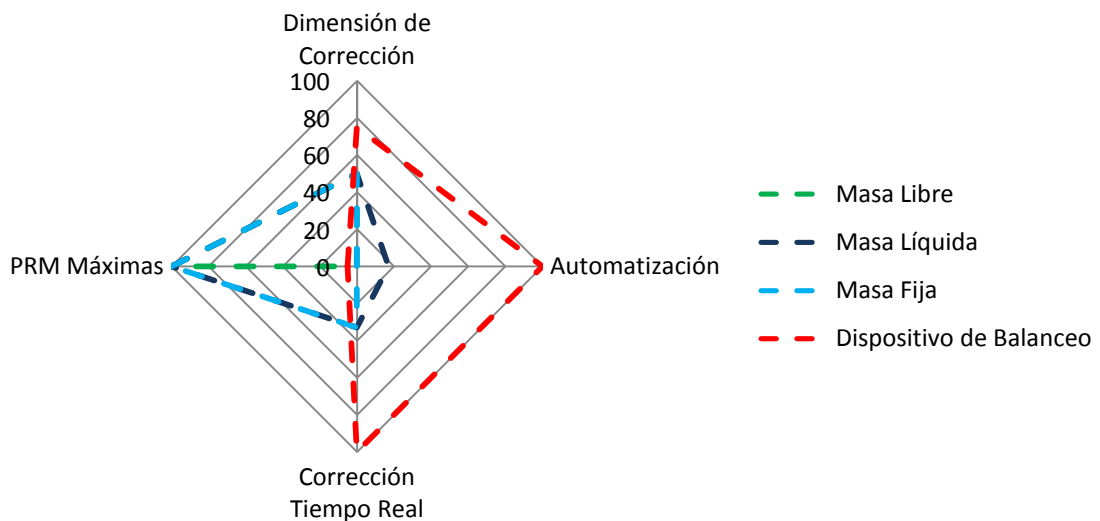


Figura 23- Comparación del dispositivo de balanceo contra la tecnología actual

Tabla 8 – Evaluación cualitativa de tres dispositivos o sistemas de corrección. Evaluación especificada en (Tareas Ejecutables) / (Tareas Totales)

	Dimensión de Corrección	Automatización	Corrección en Tiempo Real	RPM Máximas
Masa libre	1 / 2	0 / 6	0 / 3	10,000 / 10,000
Masa líquida	1 / 2	1 / 6	1 / 3	10,000 / 10,000
Masa fija	1 / 2	0 / 6	1 / 3	10,000 / 10,000
Dispositivo de Balanceo	1.5 / 2	6 / 6	3 / 3	500 / 10,000

Se muestra que la capacidad de corrección del dispositivo está en función de la masa de control de los anillos excéntricos. Existe una desviación en la posibilidad de corregir por completo la vibración donde influye a) la magnitud de la masa excéntrica y b) el radio equivalente de la masa excéntrica.

El dispositivo no es capaz de controlar la vibración en un tiempo tan rápido como los anillos con bolas libres. Por otra parte, el dispositivo de balance sí es capaz de controlar el grado de corrección del desbalance.

El desempeño final del dispositivo es afectado en gran medida por la precisión que se pueda lograr en los actuadores de los anillos deslizantes. No tener motores de alta especificación de precisión puede ocasionar condiciones donde un balance no es posible. Por otra parte, la resolución de posición de los servomotores afecta en el ajuste fino de contrarrestar vibraciones, que bien puede ser solucionado por restar masa a los anillos excéntricos aunque esto último provoca una disminución en la capacidad de magnitud de desbalance de control.

La precisión de los anillos afecta en la corrección final de la vibración, requieren de una fabricación de precisión, así como las masas que se le adhieren para aumentar el peso excéntrico. Por otra parte, la imprecisión de fabricación del dispositivo de balanceo ocasiona una masa excéntrica que aminora la capacidad del dispositivo de balance de corregir vibraciones. Lo anterior es debido a que una parte de la capacidad del dispositivo para contrarrestar excentricidades es pre-utilizada en contrarrestar su propio desbalance.

Finalmente, es importante tomar en cuenta la rigidez del ensamble del dispositivo debido a las fuerzas y giro puede provocar vibraciones intermedias que dificultan el procesamiento de la vibración propia del rotor.

En términos generales, se puede concluir que el dispositivo propuesto satisface las necesidades de controlar la vibración de un rotor con la limitante de: a) tener una resolución discreta de estados de la vibración a los cuales el dispositivo se puede aproximar, b) una limitante de velocidad de giro para el dispositivo dado por la capacidad del anillo deslizante, c) una limitante en la aceleración y desaceleración del rotor base restringido por la fuerza capaz de soportar cada servomotor del dispositivo y d) una limitante en la cantidad de excentricidad a corregir por su limitación de masa excéntrica en los anillos.

TRABAJO FUTURO

La evaluación del dispositivo de balance en capacidad contra otras tecnologías, como se muestra en la Figura 23 indica puntos de oportunidad. El dispositivo de balance puede desempeñar más funciones en los criterios de a) Dimensión de Corrección, b) Automatización y c) Corrección en Tiempo Real. Por otra parte, se requiere mejorar el desempeño del dispositivo de balance para aplicaciones de mayor velocidad de giro.

En la dimensión de corrección, el dispositivo fue capaz de corregir el 50% de la magnitud de vibración del rotor en el experimento. Para mejorar el desempeño de la corrección se requiere de:

- Caracterización del tiempo de respuesta del dispositivo: Hacer un estudio para caracterizar cuánto tiempo le toma al sistema completo el corregir un desequilibrio en un rotor, con atención a transitorios.
- Correlación de la masa excéntrica de corrección y la capacidad del dispositivo para soportar eventos transitorios de velocidad de rotor. Estimar los efectos que tiene una aceleración del rotor en los componentes estructurales del dispositivo.
- Rediseñar sistema de actuadores: Implementar actuadores de rotor hueco (*Through Bore*) para eliminar los elementos engrane, cadenas y sobre dimensión. Se puede lograr un dispositivo más compacto y con menor inercia.
- Automatizar algoritmo de control mediante técnicas neuronales – difusas: Los sistemas neuronales y los sistemas difusos son sistemas que pueden aprender (sistemas expertos) o ser entrenados. Por otra parte, los sistemas difusos tienen la capacidad de ser sintonizados para aplicar la heurística en la solución de estados. (Javadpour 2003). La aplicación de un sistema *neuro – difuso* permitiría tener un control experto capaz de tomar decisiones basadas en información imperfecta de las señales de vibración. Lo anterior toma relevancia en un ambiente industrial donde la calidad de señales o la disponibilidad de información no pueden ser garantizados, al igual que las condiciones físicas del fenómeno se pueden ver modificadas. La aplicación de un control *ANFIS (Sistema Adaptivo de Inferencia Neuro-Difuso)* (Lou 2004) permite un entrenamiento del control para la toma de decisiones de información imprecisa.

Las consideraciones anteriores para trabajo futuro son aquellas áreas de oportunidad que se detectaron después del diseño del dispositivo, temas de investigación que pueden mejorar el desempeño del dispositivo en un sistema industrial. La sugerencia sobre la aplicación de un sistema *neuro – difuso* para el control del dispositivo permite un crecimiento más allá de los actuales diseños en patentes sobre la corrección de los rotores en desequilibrio.

APORTACIONES

Las aportaciones de esta tesis se listan a continuación:

- Evaluación del estado del arte en dispositivos para el control de vibraciones en rotores causado por desequilibrio del centro de masa. La evaluación se basó en una búsqueda extensa de patentes que fueran aptas para solucionar la problemática. De las patentes encontradas se extrajeron un set de características comunes útiles para comparar las similitudes del estado del arte.
- Diseño de un dispositivo para el control de vibraciones en rotores excéntricos por desequilibrio de centro de masa. El diseño consideró la aplicación de la invención en sistemas industriales, ser operable automáticamente y tener la capacidad de corregir la excentricidad en tiempo real.
- La prueba y validación del dispositivo de la invención en un sistema mecánico con datos de comportamiento y desempeño.
- Ingreso de una solicitud de patente sobre el dispositivo diseñado al Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial, con el número de solicitud MX/a/2009/013032. Ver Apéndice G para una copia de la redacción de la solicitud de patente.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS GENERALES

- [Buchanan 2001] BUCHANAN William, WILSON Austin, “Advanced PC architecture”, Editorial Addison-Wesley, EUA, 2001
- [Dornfeld, 2008] DORNFELD David, LEE Dae-Eun, “Precision Manufacturing”, Editorial Springer, EUA 2008
- [Harris, 2002] HARRIS Cyril, PIERSOL Allan, “Harris’ shock and vibration handbook”, Quinta edición, McGraw-Hill, EUA 2002
- [Hibbler, 1997] HIBBLER, “Engineering Mechanics: Dynamics”, 8va Edición, Pearson Education, EUA 1997
- [IMPI, 1991] “Ley de la Propiedad Industrial”, Ley, Diario Oficial de la Federación, 27 de junio de 1991
- [IMPI, 2008] “Patentes y Modelos de Utilidad”, Guía de Usuario, Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial, México 2008
- [INEGI] *Sistema de cuentas nacionales de México – Cuentas de Bienes y Servicios*. Información del Instituto Nacional de Estadística y Geografía.
- [Javadpour, 2003] JAVADPOUR Roya, KNAPP Gerald, “A fuzzy neural network approach to machine condition monitoring”, Computers & Industrial Engineering, 2003, vol. 45, pp 323 – 330.
- [Lou, 2004] LOU Xinsheng, LOPARO Kenneth, “Bearing fault diagnosis based on wavelet transform and fuzzy inference”, Mechanical systems and Signal Processing, vol. 18, 2004, pp 1077 – 1095.
- [Machinery, 2004] OBERG Erik, JONES Franklin, HORTON Holbrook, RYFFEL Henry, “Machinery’s Handbook”, Vigésima séptima edición, Editorial Industrial Press Inc, EUA 2004

- [Molina, 2005] MOLINA, RODRIGUEZ, AHUETT, CORTÉS, RAMÍREZ, JIMÉNEZ, “Next – generation manufacturing systems: key research issues in developing and integrating reconfigurable and intelligent machines”, International Journal of Computer Integrated manufacturing, Vol 18 No. 7 pp 525 - 536, 2005
- [Otto, 2001] OTTO Kevin, “Product design: techniques in reverse engineering and new product development”, Prentice Hall, EUA, 2001
- [Rao, 2004] RAO, “Mechanical Vibrations”, 4ta Edición, Pearson Prentice Hall, EUA 2004
- [Rashid, 2004] RASHID M.H., “Power Electronics: circuits, devices, and applications”, Tercera edición, Editorial Pearson / Prentice Hall, EUA 2004
- [Salgado, 2001] SALGADO, “Mantenimiento predictivo de sistemas dinámicos”, Tesis, ITESM, 2001
- [Sánchez, 2007] SÁNCHEZ Francisco, “Mantenimiento mecánico de máquinas”, Universitat Jaume I, España 2007
- [SIAVI] Sistema de Información Arancelaria Vía Internet, Secretaría de economía. <http://www.economia-snci.gob.mx>
- [Silva, 2005] W. DE SILVA, “Vibration and Shock Handbook”, CRC Press, EUA 2005
- [Silva, 2007] W. DE SILVA, “Vibration damping, control, and design”, CRC Press, EUA 2007
- [Tocci, 2004] TOCCI Ronald, WIDMER Neal, MOSS Gregory, “Digital Systems: principles and applications”, Novena edición, Editorial Pearson / Prentice Hall, EUA 2004
- [Webster, 1998] WEBSTER John, “The Measurement, Instrumentations and Sensors Handbook”, Primera edición, Editorial CRC, EUA 1998
- [Wilson, 2005] WILSON Jon, “Sensor technology handbook”, Elsevier, EUA 2005

[WIPO] *World Intellectual Property Organization*, Portal electrónico.
<http://www.wipo.org>

PATENTES

- [Adams, 2008] ADAMS Heinz, LÜNEBURG Bernd, "Reduction of flexural vibration amplitudes of turbine rotors", Alemania 2006, WO/2008/006692
- [Altieri, 2003] ALTIERI Russell, SCHULTE Thomas, SHARP Jeffry, HACKETT Brian, JENSEN William, "Balancing device for a rotating member and associated methods", Estados Unidos, 2001, WO/2003/042650
- [Castwall, 1991] CASTWALL Lennart, POIKONEN Jorma, ALKUVAARA Pekka, "Method of balancing a container wich rotates about an essentially horizontal axis", EUA 1991, US4.991.247
- [Coolidge, 2001] COOLIDGE Robert, "Apparatus and method for dynamically balancing objects", Estados Unidos 2001, WO/2003/023252
- [Danielli, 2002] DANIELLI Franco, "System and method for balancing a rotating structure", Italia 2002, WO/2003/100374
- [Dyer, 1994] DYER Stephen William, HACKETT Brian Kent, KERLIN Jack, "Electromagnetically actuated rotating machine unbalance compensator", Estados Unidos 1994, WO/1996/017294
- [Egbers, 2005] EGBERS Johann, "Strip tightening roller", Alemania 2003, WO/2005/019683
- [Eguchi, 2000] EGUCHI Katsunori, KIKUGAWA Masaaki, "Disk apparatus", Japón 1998, WO/2000/004542
- [Göransson,1995] GÖRANSSON Bo, NILSGÅRD Jonas, "Automatic balancing device", Suecia 1995, WO/1997/016657

- [Göransson,1997] GÖRANSON Bo, LAZIC Ratomir, NILSAGÅRD Jonas, "Autobalancing unit and a method and a tool for manufacturing such unit", Suecia 1997, WO/1996/007347
- [Hanssen, 2002] HANSSEN Adalbert, "Device for balancing a rotating spindle", Alemania 2002, WO/2004/040165
- [Hoheisel, 2004] HOHEISEL Martin, MÜLLER Hans-Jürgen, MÜLLER Norbert, "Automatic balancing system for a tomography device", Alemania 2003, WO/2004/098413
- [Hugbart, 1998] HUGBART Jean-Paul, GODICHON Alain, TRIONFETTI Gianni, "Dynamic and weight balance device for machines with rotors, in particular for industrial ventilating fans", Francia 1996, WO/1998/017925
- [Jones, 2003] JONES David Michael, "Automatic balancing device", Gran Bretaña 2002, WO/2003/098070
- [Kanbe, 1999] KANBE Schinichi, "Disk drive incorporating vibration suppressing mechanism", Japón 1999, WO/2000/055852
- [Komatsu, 2001] KOMATSU Fumito, UENO Noboru, TAKASAWA Kiyotsugu, MURAMATSU, Kenji, "Rotor balancing mechanism", Japón 2001, WO/2001/008149
- [Ladra, 2004] LADRA Uwe, SCHÄFERS Elmar, STOIBER, Dietmar, WEDEL, Bernd, "Spindle bearing device and corresponding bearing method", Alemania. 2004 WO/2006/024603
- [Lamprecht, 2003] LAMPRECHT Justus, "Hand grinder, flange for accommodating a grinding tool, and balancing unit", Alemania 2003, WO/2005/053903
- [Latz, 2006] LATZ Stefan, BELMER Stefan, "Traction mechanism drive with a compensating device for vibration reduction", Alemania, 2006; WO/2008/028541

- [Lindell, 2003] LINDELL Hans, JÖNSSON Joakim, WIERZBA Paul, WENDT Volker, "System and method for automatically compensating for unbalanced resistance forces", Estados Unidos 2002, WO/2003/095862
- [Makarov, 1990] MAKAROV Oleg, NISENMAN Vladimir, PRYADILOV Vadim, TSIMANSKY Juris, "Device for automatic balancing of grinding wheel", EUA 1990, US4.905.419
- [Miller, 2006] HILDEBRAND Steve, MILLER Lane, "Rotating machine active balancer and method of dynamically balancing a rotating machine shaft with torsional vibrations", Estados Unidos 2004, WO/2006/017201
- [Neubauer, 2001] NEUBAUER Achim, BOLZ Martin-Peter, MOENCH Jochen, KRUEGER, Hartmut, "Device and method for balancing rotating systems", Alemania 2001, WO/2002/093035
- [Neubauer, 2001] NEUBAUER Achim, SCHEYING Gerd, BOLZ Martin-Peter, BRINZ Thomas, MOENCH Jochen, "Automatic balancing system for rotating systems", Alemania 2001, WO/2003/002889
- [Olausson, 2001] OLAUSSON Stefan, HÄGGLUND Anders, WIERZBA Paul, "An automatic balancer for balancing a mass rotating about an axis", Estados Unidos 2001, WO/2002/008636
- [Quiescence, 2000] QUIESCENCE ENGINEERING CORP, "Tuned automatic balancer", Estados Unidos 2000, WO/2002/008630
- [Rose, 2005] ROSE Andrew John, "Self Balancing rotor", Gran Bretaña 2004, WO/2005/085672
- [Smith, 2002] SMITH Donald, IMESON Stephen, "Anti-vibration unit", Gran Bretaña 2001, WO/2002/097298

- [Stoiber, 1996] STOIBER Dietmar, KOEPP Siegfried, SIENZ Michael, "Workpiece cutting machine by chip removal", Alemania 1996, WO/1998, 015879
- [Taylor, 1994] TAYLOR Gary, HANNAH Craig, WIERZBA Paul, DOYLE John, PERUSSE Randy, "Dynamic balancing method and apparatus", Estados Unidos 1994, WO/1995/032372
- [Uhlin, 1994] UHLIN Stig Göran, "Arrangement for balancing of a body rotatable about an axis", Suecia 1994, WO/1996/003541
- [Uhlin, 2002] UHLIN Göran, "Arrangement for balancing of rotating bodies" Suecia 2001, WO/2002/063089
- [Widmer, 1991] WIDMER Dieter, PESEK Thomas, "Spinning or twisting spindle and pirn tube", Suiza 1991, WO/1992/015736
- [Wierzba, 1996] WIERZBA Paul, PERUSSE Randy, "Torsional and translational vibration removing device", Estados Unidos 1996, WO/1997/040286

HOJAS DE DATOS

- [AC150, DS] "Low cost accelerometer top exit connector / cable, 100mV/g", Hoja de especificación AC150, CTC
- [HS645MG, DS] "Announced specification of HS-645MG Standard deluxe high torque servo", Hoja de especificación HS-645MG, Hitec.
- [LPT025, DS] "LPT025 Series slip ring with through bore" Hoja de especificación LPT025, Slipring.
- [NI6008, DS] "Low – Cost, Bus – Powered Multifunton DAQ for USB – 12- or 14- Bit, up to 48kS/s, 8 Analog inputs", Hoja de especificación NI USB-6008, National Instruments.
- [PS01, DS] "Product Manual Model PS01 MNX 10090 REV B", Hoja de especificación PS01, CTC

APENDICE A – JUSTIFICACIÓN Y DIRECTRICES DE DISEÑO

INTRODUCCIÓN

Gran parte de los componentes de maquinaria que en la actualidad están empleados en la industria, transportes, comercios y en el hogar actual contienen partes móviles giratorias. En gran medida lo anterior se debe a que una de las fuentes primarias de movimiento es el motor eléctrico rotativo [Silva, 2007]. Innovación y producción actual permiten contar con el motor eléctrico lineal sin embargo su aplicación está limitada a movimientos rectos de espacio limitado.

En el documento actual se hace una referencia breve de las necesidades y justificación que tiene el controlar la vibración en los rotores y el aplicar técnicas y diseño para mejorar la maquinaria actual y optar por métodos más avanzados de supresión de la vibración en la maquinaria futura.

EFFECTOS DE VIBRACIÓN EN MAQUINARIA Y EVOLUCIÓN DE REQUERIMIENTOS

En las maquinarias, ya sean de especificación industrial, militar o comercial, la vibración puede actuar como un agente de desgaste y fatiga para los componentes y/o estructuras que las conforman. Las vibraciones pueden presentarse de varias formas dependiendo de su origen particular. Sin embargo las repercusiones que la vibración tiene en los componentes estructurales son similares, debido principalmente a la presencia periódica de esfuerzos que conllevan a fatiga, desgaste; y el ruido que producen que se traduce en contaminación ambiental así como la falta de confort que puede producir a las personas que estén en contacto con la estructura [Silva, 2007]. Por otra parte la presencia de vibraciones en un sistema puede causar la inoperatividad del mismo o comprometer la eficacia de su operación, como lo son en sistemas ópticos, acústicos y de interferencia, por mencionar algunos.

Algunos ejemplos de los dispositivos y maquinaria práctica que utiliza partes rotativas son las llantas de automóviles, flechas, transmisiones, poleas, motores, turbinas, compresores, abanicos y rodillos. Durante los últimos cincuenta años, incluyendo la segunda mitad del siglo XX se estima que la velocidad de operación de maquinaria se doblado como se muestra en la Figura [A.1]. [Silva, 2007]

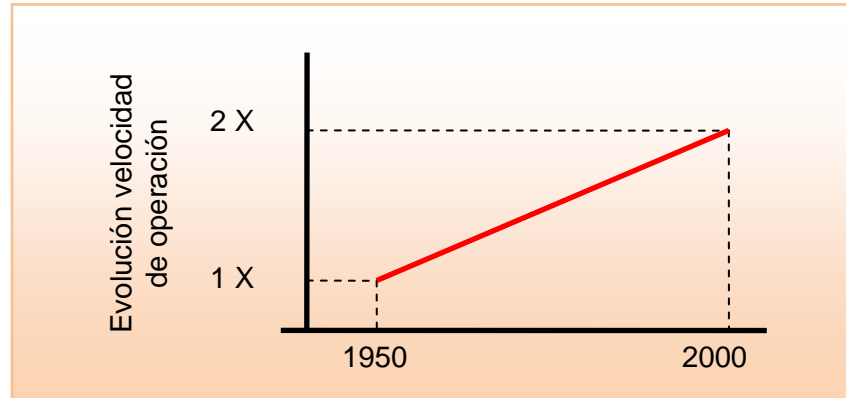


Figura A.1 – Evolución de la velocidad de operación de maquinaria en la última mitad del siglo XX

ASPECTOS DE DISEÑO EN VIBRACIONES

El efecto de vibración se puede prevenir en los diseños de maquinaria, estructuras y aplicaciones de tres formas principales: a) Aislamiento de Vibración, b) Absorción de Vibración y c) Control de Vibración, como se muestra en la Figura [A.2].



Figura A.2 – Diagrama de métodos de prevención de vibraciones en maquinaria

Cada forma de prevención de la vibración tiene una aplicación específica y requiere de un arreglo estructural distinto. Las características de cada forma de prevención son:

- a) Aislamiento de Vibración: *La fuente de la vibración es aislada del sistema de importancia o el dispositivo es protegido de vibración de su punto de sujeción.* (Silva 2007).
- b) Absorción de Vibración: Un sistema independiente a la fuente de vibración y al sistema de importancia se interconecta a ambos con la finalidad de disipar en calor la energía mecánica. La vibración puede ser disminuida y se utiliza comúnmente un sistema de masa – resorte – amortiguador.
- c) Control de Vibración: Se controla la fuerza o torque que produce la vibración para que sus efectos sobre la estructura se ajusten a la respuesta deseada en el sistema. Cuando la fuente primaria de vibración no es controlable se agregan componentes activos que permitan contrarrestar las vibraciones por las fuerzas primarias.

Tabla A.1 – Sistemas de control de vibración

<i>Sistema de Control</i>	<i>Descripción</i>	<i>Elementos Comunes</i>
Sistema Pasivo	Tradicionalista, basado en modificar la transmisión de la vibración para suprimir las fuerzas o aminorar el movimiento oscilatorio.	Amortiguadores, disipadores, frenos con propiedades constantes.
Sistema Activo	Utiliza el principio de introducir componentes de vibración que al superponerse al estado vibratorio del sistema modifiquen el movimiento.	Actuadores piezoeléctricos, excitadores, aleaciones memoria.
Sistema Semiactivo	Combinación de un sistema pasivo y un sistema activo. Novedoso, basado en modificar las constantes del sistema mecánico en tiempo de operación para obtener un estado de vibración aceptable. Los elementos son pasivos.	Fluidos magnetorreológicos en amortiguadores lineales y torsional.

Durante años recientes, un interés creciente se ha desarrollado por implementar sistemas de control de vibraciones prácticos. La clasificación de los sistemas de control de vibración como se muestran en la Tabla [A.1] son:

- Sistema Pasivo: Este sistema de control de vibración se basa en la rigidez del sistema y en componentes internos de disipación de energía como los amortiguadores y no requiere de un suministro externo de energía. Funcionan en una banda de frecuencia y su desempeño es bueno en esta sección a pesar de que su función puede ser precaria en otras secciones de la banda de frecuencia. En algunos casos cambios estructurales del sistema de interés son requeridos para que esté tipo de sistema pueda ser implementado. Este sistema es útil para

condiciones donde la fuente de vibración es bien conocida y su comportamiento es estable y definido en el tiempo.

- Sistema Activo: Este sistema de control de vibración se basa en emplear componentes mecánicos activos que puedan excitar la estructura o sistema con la finalidad de contrarrestar las vibraciones de la fuente, controlados por algoritmos según la necesidad. Requieren de energía externa. La aplicación de estos sistemas es necesaria cuando un sistema pasivo sea imposible de implementar en una estructura debido a la fuente de vibración es incierta, desconocida o comportamiento poco estable en el tiempo.
- Sistema Semiactivo: El sistema semiactivo de control de vibración se basa en emplear componentes de operación pasiva para disipar la energía de vibración en el diseño solo que sus parámetros de operación (tal como coeficiente de amortiguamiento) pueden ser variados y controlado por un algoritmo. Este sistema se utiliza para sistemas donde se requiere aminorar el consumo de energía del sistema de control de vibración.

Cada sistema de control puede ser sometido a una evaluación en un proceso de diseño para justificar su implementación, sin embargo el sistema pasivo ha sido utilizado por más tiempo [Silva, 2005] tal vez por no requerir de complejos sistemas de control Sin embargo, las principales desventajas de este sistema está dado por:

- Falta de adaptabilidad a un sistema donde la estructura pueda cambiar.
- La sintonía de sus parámetros es para un caso y sistema particular lo que no le permite ser transferible a otro sistema.
- Cambios en las condiciones mecánicas de operación modifican el desempeño del sistema.
- Requiere de complementos mecánicos lo que incrementa el peso e inercia de los sistemas.
- Se puede considerar un sistema como unidad debido a que una modificación del sistema donde se encuentra puede provocar la pérdida de sintonización.

Las particularidades de un sistema activo se comparan en la Tabla [A.2] con un sistema pasivo para determinar los puntos de fuerza entre un sistema y otro.

Tabla A.2 – Comparación de un sistema activo y un sistema pasivo

Sistema Activo	Sistema Pasivo
Requiere introducir energía al sistema mecánico para	No requiere de una fuente alterna de energía.
Introduce componentes de movimiento mediante actuadores o cambia las propiedades estructurales.	Disipa energía del sistema para controlar la vibración.
Puede cambiar la morfología de la estructura.	La morfología de la estructura se mantiene constante.
Requiere de un sistema de control para operar los componentes activos.	No requiere de ningún sistema de control electrónico.
Puede responder a cambios en la estructura de interés.	Para presentar una respuesta distinta es necesario reconfigurar los componentes.
Se puede automatizar para responder a necesidades de vibración sin intervención de un usuario.	Cualquier cambio de respuesta requiere de ajuste manual por un operador.
Requiere de algún grado de monitoreo para funcionar de forma óptima aunque puede controlarse como lazo abierto.	Puede operar de forma desatendida.

Para ingeniería de vibraciones se siguen tres aproximaciones para el diseño: a) Aislamiento de las vibraciones, b) Modificaciones de diseño y c) Control. Las primeras dos conllevan aspectos que anteriormente se definen como *Control Pasivo*, cuyas desventajas ya se han comentado. La tercera opción incurre en la medición de la vibración y la generación de reacciones contrarias que permitan controlar la vibración a un estado deseable. Se debe notar que controlar la vibración no es sinónimo de minimizarla sino de que su respuesta se ajuste a la deseada, ya sea aminorándola o magnificándola.

VIBRACIÓN EN SISTEMAS ROTATIVOS

Las vibraciones en sistemas rotativos están ocasionadas por las siguientes principales razones [Salgado, 2001]:

- Desbalances en el rotor: Causada cuando el centro de masa del objeto en rotación no coincide con el eje de giro del mismo.
- Des-alineamiento. Se presenta cuando los ejes de giro de dos objetos rotativos interconectados no son paralelos o se encuentran desviados.
- Cojinetes y Baleros: Debido al desgaste de las partes internas de los baleros o imperfección de la película del cojinete.
- Poleas y Bandas. Por falta de tensión o desgaste en el material.
- Engranés. Por golpe de la operación o por desgaste de los dientes en contacto.

De las distintas fuentes de vibración que se pueden asociar a un dispositivo rotativo, las últimas tres pertenecen al sistema motriz, que son cojinetes, baleros, poleas, bandas y engranes. Tales sistemas que son estructurales y de transmisión conllevan a la parte integral de un rotor. Por otra parte, el des-alineamiento es un problema de ensamble, por lo que distintos ensambles de un mismo dispositivo podrían mostrar patrones vibratorios distintos.

La causa de vibración por desbalance en el rotor es una condición operacional originada por una excentricidad del centro de masa. Las principales razones por las que se puede llegar a un rotor en desbalance son [Silva, 2007]:

- 1) Procedimientos inexactos de producción, dispersión geométrica o daño previo a la operación.
- 2) Desgaste y daño en operación.
- 3) Condiciones de carga.
- 4) Condiciones ambientales de deformación y carga térmica.
- 5) No homogeneidad de densidad del material.
- 6) Falla del componente.
- 7) Adición de componentes o masa al dispositivo en rotación.

Analizando las causas de excentricidad de un rotor se puede por inspección discriminar que las causas (1) y (5) son condiciones de fabricación y diseño mientras que las condiciones (2), (3), (4), (6) y (7) son condiciones de operación y uso.

Sin embargo aún cuando las causas de excentricidad sean por operación o por diseño, la excentricidad puede ser compensada mediante la adición o remoción de masa del rotor. El método estático [Silva, 2007] permite balancear el rotor en un plano cuando la longitud del dispositivo a lo largo de su eje de rotación no es significativa.

La importancia de la solución de la vibración por excentricidad es que:

- La excentricidad se puede presentar en tiempo de operación.
- El balanceo del rotor requiere de un paro de máquina con posible desensamble.

Dado que la excentricidad es una condición por tiempo de operación y que su método de balanceo aunque sistemático puede requerir de paro total de la maquinaria; un dispositivo externo al sistema puede ser una herramienta componente de la máquina que le permita operar libre de vibración excéntrica a lo largo de la vida de los dispositivos en rotación.

Por lo tanto la necesidad de diseño se puede plantear de la siguiente forma:

Un dispositivo tal que pueda contrarrestar la excentricidad dentro de un rango, de un rotor en operación, con la finalidad de reducir la vibración por rotor excéntrico.

La tendencia de la vibración en rotores se puede ver compensada con un dispositivo tal que elimine las excentricidades. La importancia primordial en cuanto a la magnitud que tiene en la vibración la excentricidad es debido que la fuerza por excentricidad es proporcional al cuadrado de la velocidad de giro, por lo que la proporción es geométrica en el aumento de velocidad, tal como se comentó anteriormente en la tendencia de la maquinaria a doblar su velocidad.

MANTENIMIENTO

Las ventajas de monitorear la vibración de los rotores en el mantenimiento de las máquinas es la capacidad de tener una política de mantenimiento predictivo del sistema. Como definición de los tipos de mantenimiento comunes en la industria se tiene que:

- **MANTENIMIENTO PREVENTIVO:** Un mantenimiento periódico programado que permite mantener en condiciones de operación la maquinaria antes de que ésta sufra de una descompostura. Este tipo de mantenimiento requiere de un paro programado.
- **MANTENIMIENTO PREDICTIVO:** Un mantenimiento basado en el monitoreo del estado real de la maquinaria. Solo se detiene la máquina cuando se requiere un cambio mayor pronosticado. [Salgado, 2001]

Las ventajas de un mantenimiento predictivo sobre un mantenimiento preventivo son [Salgado, 2001]:

- Las reparaciones pueden ser planeadas y llevarse a cabo sin la interrupción de la producción.
- Los costos y tiempo de las reparaciones se reducen ya que se predice el origen del problema.
- Al mejorar las condiciones de operación de la maquinaria se puede incrementar la calidad del producto.
- Ahorros de energía debido a la eliminación de fuentes generadoras de altos niveles de vibración.

El desarrollo de un dispositivo de corrección de desbalances en rotores ajustado a un sistema de mantenimiento predictivo basado en el monitoreo de vibraciones puede permitir una maquinaria o proceso ajustado con mayor vida de componentes, con menor tiempo de interrupción y mejora en la calidad del producto. La tendencia a monitoreo para mantenimiento predictivo aumenta en maquinaria nueva, incorporando éstas sensores distribuidos para la predicción de errores y origen del tal con anticipación.

APLICACIONES

Las aplicaciones posibles donde un sistema de corrección del desbalance por excentricidad son principalmente aquellas donde las condiciones de operación del rotor pueden variar en el tiempo de operación.

A continuación se muestran tres casos de aplicación donde la excentricidad se produce rápidamente menor a un ciclo de operación.

MÁQUINA HERRAMIENTA

Máquinas herramienta tal como el torno pueden sufrir de un desbalance ocasionado por la excentricidad y poca simetría de una pieza en rotación. Tal excentricidad puede ocasionar que a altas revoluciones la vibración disminuya el acabado superficial como síntoma más visible, sin embargo, una repetida operación de rotores en desbalance daña gradualmente los baleros de la flecha. Por otra parte en torno con herramientas vivas la geometría de la pieza en trabajo puede modificarse en tal forma que pierde uno o dos de sus ejes de simetría normales al axial, lo que provoca una operación en desbalance. La fuerza centrífuga por un desbalance axial crece en factor geométrico cuando se duplica la velocidad de giro.

CENTRÍFUGA PARA LABORATORIOS

Centrífugas de uso en laboratorio ajustan vasos o tubos de ensayo para someterse a mayores gravedades ya sea en separación o en sedimentación. Al mezclar tubos de ensayos con distintos solventes se produce que algunos de los solventes pueden evaporarse más rápidos que otros lo que provoca una diferencia en la proporción de masa del acomodo. Esta diferencia de masa en la circunferencia donde se colocan los tubos de ensayo equivale a una excentricidad de masa en el rotor. Tomando en cuenta que, aunque poca la masa del tubo de ensayo, se coloca a un radio considerable del centro de giro se puede producir una vibración audible y de efectos desgastantes para la estructura de la centrífuga. Métodos actuales para manejar la vibración en las centrífugas incluyen parar la operación de la misma y reacomodar los tubos para lograr un equilibrio o mejor condición de operación.

MAQUINARIA DE LAVANDERÍA

Las máquinas de limpieza de textiles, tales como la maquinaria de lavandería y tintorería pueden presentar fácilmente un estado de rotor excéntrico. Las máquinas que principalmente se ven afectadas son aquellas de tómbola, específicamente en el proceso de centrifugado. El problema se ocasiona por la imposibilidad de lograr un acomodo perfecto de las prendas en la tómbola de proceso, agregado al problema del incremento de peso cuando éstas se impregnan de agua o solvente de limpieza. El problema se trata y controla mediante un sistema de resortes – amortiguadores utilizando la tómbola como masa y la estructura como anclaje. Sin embargo este sistema de tratar la vibración es voluminoso, requiere de mayor peso en componentes y tiene un limitado rango de aplicación, requiriendo en ocasiones una redistribución manual de la carga.

BENEFICIOS DE IMPLEMENTACIÓN

La implementación de un dispositivo de control para balance de un sistema excéntrico puede significar algunas ventajas para la operación de los sistemas descritos en la sección anterior de aplicaciones. A continuación se listan algunas de las mejoras esperadas en los sistemas implementados.

MEJORA EN LA OPERACIÓN

La operación de los rotores se puede ver mejorada en los siguientes aspectos:

- Disminución de la fuerza excéntrica y presentar menor esfuerzo en los soportes que se traduce en un mayor número de ciclos de fatiga de vida.
- Menor deflexión en ciertos puntos de interés mejorando las condiciones geométricas de operación.
- Eliminación de ruido generado por la vibración excéntrica y respuesta vibratoria de la excitación de la máquina.

AMINORA REQUISITO DE RIGIDEZ ESTRUCTURAL

Parte de los diseños de maquinaria donde se espera tener altos niveles de vibración contemplan la implementación de una estructura con rigidez y masa capaces de soportar el estado de operación. La fuerza de la vibración es eventualmente transmitida a la estructura principal y al anclaje. Maquinaria industrial de gran tamaño donde se puedan encontrar masas en desbalance hasta por sesenta kilogramos requieren de anclajes especiales y cimentación individual.

Las ventajas que podría generar el implementar un dispositivo para el balance de rotores en el aspecto de estructuras:

- La estructura puede ser diseñada para tener una menor rigidez debido a que no se presentará la carga excéntrica.
- La eliminación del problema de un motor excéntrico, fuente de la vibración en la máquina, elimina el desgaste en paneles del gabinete de la máquina.
- La necesidad de cimiento se puede reducir considerablemente si se eliminan las vibraciones en la máquina, por lo que el anclado puede requerir una losa menor.
- El sistema neumático, hidráulico e incluso eléctrico se beneficia de la supresión de la vibración en sus juntas, incrementando la vida de las líneas y requiriendo menor mantenimiento.
- Los gabinetes electrónicos pueden estar presentes en la estructura sin comprometer la vida promedio de las tarjetas de control.

ELIMINA SOBREESTRUCTURA DE AMORIGUADORES

Cuando un cierto proceso requiere de un rotor libre de vibraciones, un sistema masa – resorte – amortiguador es implementado. La estructura formada por los amortiguadores y resortes puede resultar en un incremento de volumen de la máquina. Controlar la excentricidad del rotor puede resultar entonces en una disminución de los componentes internos de la máquina requeridos para su operación correcta o bien, minimizando los requerimientos de los mismos a fin de perfeccionar el desempeño del dispositivo de balance.

LIMITACIÓN Y COSTO DE LA APLICACIÓN

La implementación del dispositivo para control de vibraciones puede contraer algunas implicaciones de costo, ensamble, operación y supervisión. La maquinaria tradicional tendría que adoptar nuevas consideraciones de diseño para albergar al dispositivo así como incluir algunos sistemas de control y monitoreo para poder controlar el sistema completo.

Algunas de las desventajas de la implementación del dispositivo de control se listan a continuación:

- Mayor inversión: El dispositivo de balance no es un componente pasivo por lo que requiere de actuadores. Se requiere una mayor inversión capital en la fabricación de la maquinaria y es solo competitiva cuando la simplificación de la estructura o la mejoría en la vida compiten con la inversión.
- Requisito de instrumentación: El dispositivo de balance requiere de un sistema completo de monitoreo y control que incluye la instalación de acelerómetros en el plano de medición e interés y una unidad central de proceso de la información. Tal requisito de control incurre en un mayor costo de fabricación.
- Cambios de ensamble: El procedimiento general de diseño para el ensamble de la maquinaria se puede ver variado por el requisito de agregar un componente directamente en el rotor. Además consideraciones ambientales de limpieza y contaminantes tienen que ser considerados para la implementación del dispositivo de balance.
- Tolerancia a fallas: No se puede asegurar un perfecto funcionamiento del dispositivo de balance por lo que la estructura y maquinaria en general debe ser tolerante a un estado repentino de vibraciones, lo que incurre en que la estructura tiene que ser lo suficientemente rígida para soportar las vibraciones.

Las desventajas anteriores son puntos de interés en el estudio de la factibilidad de implementación del dispositivo de balance en una aplicación particular. El análisis y evaluación del proyecto de cambio debe contemplar los gastos extras en que se incurre por la implementación no solo en materia prima sino también los costos agregados de la modificación y reingeniería de sistemas, sin embargo las ventajas pueden ser ponderadas como oferta de un mejor desempeño o eficiencia volumétrica de la máquina.

APENDICE B – DESCRIPCIÓN DEL FENÓMENO FÍSICO

INTRODUCCIÓN

La vibración es un fenómeno físico que se puede modelar con herramientas matemáticas, principalmente con el empleo de ecuaciones diferenciales para su análisis.

En este documento se describe de forma breve el modelo matemático que describe la vibración en el rotor de estudio. También se discute la derivación y comprobación del método para hacer la corrección del desbalance en el rotor excéntrico.

DESCRIPCIÓN

A continuación se explica el fenómeno de vibración para un rotor específico. El análisis parte de un modelo simplificado de modelación matemática para un sistema masa resorte que cuenta de las siguientes partes:

- a) Una barra en cantiléver cuyo extremo modelado se compara con la base que sujeta al rotor, cuya rigidez se supone mayor que la flecha.
- b) Un sistema electromotriz que proporciona de par torsional a la flecha para la operación del rotor.
- c) Un desbalance másico en el rotor causado por una excentricidad del centro de masa con respecto al eje de giro.
- d) Un sistema de compensación de centro de masa.

El sistema completo de estudio como se muestra en la Figura [B.1] supone varios casos. Los casos supuestos donde se puede realizar la vibración es:

- a) En la flecha debido a la poca rigidez de la misma, donde la vibración se da en el plano XY. Al ser un sistema en cantiléver produce que la posición del punto final trace una trayectoria plana y no coincida con el eje de rotación.
- b) En la estructura del rotor por falta de rigidez y siendo transmitida la energía de la vibración a los rodamientos. En este caso el punto final del rotor es desplazado en el plano y su proyección al punto de empotramiento con el rotor traza una sección

cónica truncada.

- c) Estructura de soporte, debido a la poca rigidez del chasis y/o estructura de anclaje. En este caso el punto de apoyo muestra una curva poco predecible ya que se requiere el conocimiento de la matriz de rigidez del sistema general incluyendo el anclaje y chasis para poder modelar el sistema completo.

Los casos a, b y c son los esperados en un sistema mecánico general que utilice un rotor empotrado y son las suposiciones básicas para la determinación de la solución a los requisitos del diseño. En las directrices de diseño se requerirán funcionalidades que para ser resueltas se basarán en las suposiciones antes mencionadas para encontrar una solución.

ANÁLISIS MATEMÁTICO

Un rotor en movimiento como se muestra en la Figura [B.1] produce una vibración forzada [Rao, 2004] cuando su centro de masa no coincide con el eje de rotación y en este caso se le llamará en lo subsecuente que el cuerpo en rotación tiene un centro de masa excéntrico, definiendo el centro del cuerpo de masa como el punto por el cual el eje de rotación pasa a través.

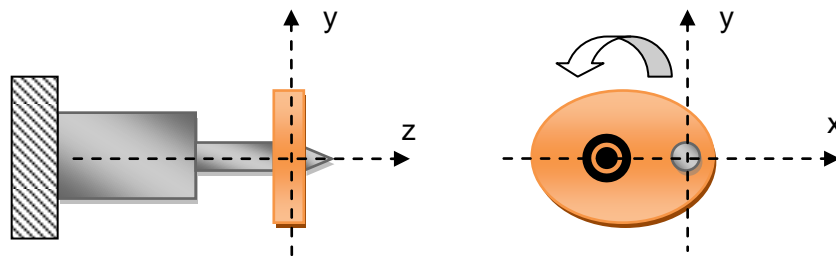


Figura B.1 – Esquema de rotor excéntrico visto en el plano YZ y en el plano XY

Las condiciones de operación como se muestra en la ecuación [1] son aquellas para un rotor estable sin aceleración angular y con una velocidad distinta a cero.

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = 0$$

$$\omega \neq 0$$

Ec [1]

Dado el rotor en desbalance como se muestra en la figura [2] presenta una fuerza centrífuga debido a la aceleración normal de la masa excéntrica. La aceleración normal [Hibbler, 1997] se muestra en la ecuación [2].

$$a_n = \omega^2 \times r_e$$

Ec [2]

La ecuación [2] está en función de la velocidad angular y el radio de la masa excéntrica. Arreglando el modelo para estar en función de variables de operación de un rotor, la ecuación [2] resulta en la ecuación [3] y [4]:

$$\omega = 2\pi f$$

Ec [3]

$$a_n = \frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2}$$

Ec [4]

En la ecuación [3] la variable N es la velocidad en revoluciones por minuto del rotor. La aceleración normal en el rotor excéntrico actúa sobre la masa excéntrica produciendo una fuerza centrífuga en orientación y sentido de la masa excéntrica que se modela de la siguiente forma mostrada en la ecuación [5]:

$$F = m_e \times a_n$$

Ec [5]

Se estructura una ecuación para modelar la magnitud de la fuerza del desbalance basada en las ecuaciones [4] y [5] y la fuerza es igual a como se muestra en la ecuación [6]:

$$F = \frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2} \cdot m$$

Ec [6]

La fuerza de desbalance modelada por la ecuación [6] está rotando en el plano XY con la misma velocidad de rotación que el rotor. Para efectos de monitoreo esta fuerza centrífuga puede medirse mediante las oscilaciones que se producen en la estructura en un punto de interés y un sentido específico, llamado punto de medición, como se muestra en la Figura [B.2].

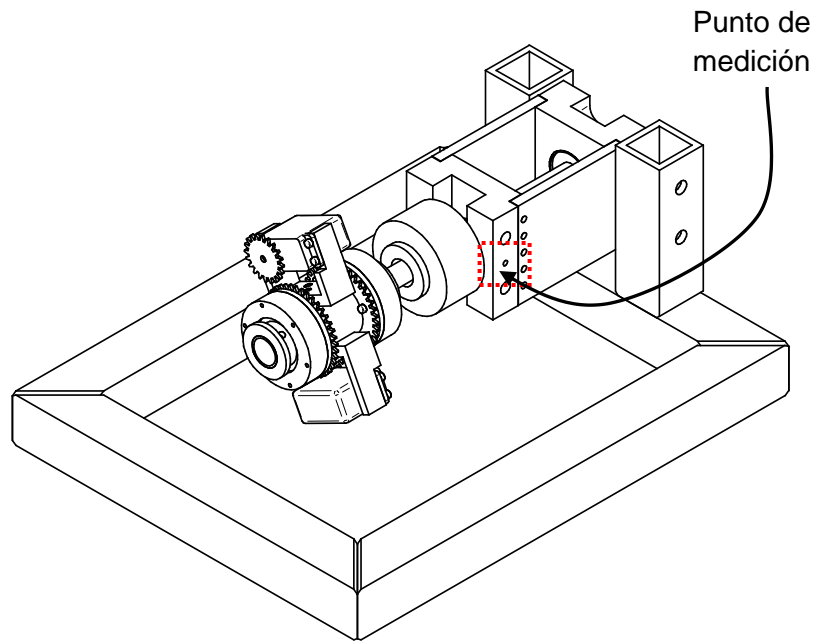


Figura B.2 – Localización del punto de medición en la estructura del sistema de prueba para el prototipo experimental

Suponiendo entonces el punto de medición, se puede observar que la fuerza en ese punto en la trayectoria es la proyección de la fuerza centrífuga sobre un eje. Tal fuerza proyectada y tomando el eje X como el eje para el punto de medición se muestra en la ecuación [7]:

$$F_x = F \cdot \cos\theta \quad \text{Ec [7]}$$

Sustituyendo la ecuación Ec[6] en la ecuación Ec[7] se tiene que la fuerza en el punto de medición es como se muestra en la ecuación [8]:

$$F_x = \left(\frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2} \right) \cdot m \cdot \cos\theta \quad \text{Ec [8]}$$

De la ecuación Ec[8] y dado que el rotor está en un movimiento continuo siguiendo las condiciones de la ecuación Ec[1], la posición angular como se muestra en la ecuación [9] es:

$$\theta = \omega \cdot t \quad \text{Ec [9]}$$

Si se sustituye la ecuación Ec[9] en la ecuación Ec[8] se tiene la ecuación [10], que la fuerza es:

$$F_x = \left(\frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2} \right) \cdot m \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \text{Ec [10]}$$

... por lo que se tiene que la fuerza en el punto de medición es una fuerza cuya magnitud es proporcional a una función trascendental trigonométrica. Dado que la fuerza F_x es la fuerza que produce la vibración, el fenómeno se puede modelar de acuerdo al diagrama [2] como un sistema lineal de vibración forzada de la forma mostrada en la ecuación [11]:

$$m_s \cdot \ddot{x} + k_{eq} \cdot x = F_x \quad \text{Ec [11]}$$

... donde x es el desplazamiento en el punto de medición en dirección del eje X y k es la constante elástica equivalente de la estructura completa del sistema mecánico y m_s es la masa equivalente del sistema completo.

En el modelo de la ecuación Ec[11] no se presenta amortiguamiento. No se considera el amortiguamiento debido a que se estudia un sistema general con una problemática de vibración al cual no se le han agregado aditamentos mecánicos que minimicen su respuesta vibratoria. Sustituyendo la ecuación Ec[9] en Ec[10] se tiene la ecuación [12]:

$$m_s \cdot \ddot{x} + k \cdot x = \left(\frac{(\pi N)^2 r_e}{30^2} \right) \cdot m \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \text{Ec [12]}$$

El modelo matemático de la ecuación [12] permite conocer la tendencia de fuerza que se presentan en el sistema en función de las variables de operación del rotor y características estructurales del mismo.

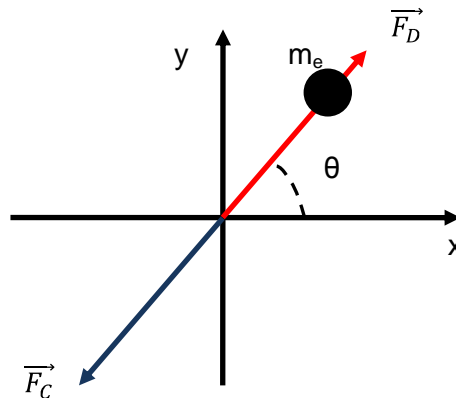


Figura B.3 – Diagrama de *vectores de desbalance y correctivo*

Volviendo al análisis del desbalance del rotor, una vez identificado que el desbalance del rotor esta dado por el vector F_D como se muestra en la Figura [B.3], El desbalance en el rotor se puede contrarrestar mediante una excentricidad adicional F_C .

El vector de corrección es tal que contrarreste al vector de desbalance, de la forma como se muestra en la ecuación [13]:

$$\vec{F}_D + \vec{F}_C = 0 \quad \therefore \quad \vec{F}_C = -\vec{F}_D \quad \text{Ec [13]}$$

Por inspección de la ecuación [13] se puede deducir que el vector para contrarrestar el desbalance es el opuesto del desbalance mismo. Esto se puede lograr mediante un desfase de 180° respecto al vector desbalance.

VARIABLES

- ω : Velocidad angular en [rad / s]
- α : Aceleración angular en [rad / s²]
- a_n : Aceleración normal en [m / s]
- r_e : Radio de la masa excéntrica [m]
- f : Frecuencia de la vibración [Hz]
- N : Velocidad de giro de rotor [rpm]
- F : Fuerza [N]
- m_e : Masa excéntrica [kg]
- m_s : Masa del sistema [kg]
- m : Masa [kg]
- θ : Ángulo de la masa excéntrica [rad]
- F_x : Componente en el eje X de la fuerza de vibración F [N].
- k_{eq} : Rigidez equivalente del sistema.

APENDICE C – ANÁLISIS DE PATENTES

INTRODUCCIÓN

Para la evaluación del estado del arte actual en la solución del balanceo de rotores se realiza una investigación de patentes publicadas dentro de una familia y categoría que cumplan con un criterio de selección basado en características de funcionalidad que se desean del dispositivo de balance.

Para la investigación se sigue una metodología definida como se muestra en el diagrama de la Figura [C.1]. Las funciones base con las cuales se desarrolla son las indicadas en el diagrama funcional del dispositivo de balance (referirse al capítulo principal, Figura [9]).



Figura C.1 – Metodología de la investigación de patentes.

Al final del ciclo de análisis de patentes la información que se remite al proceso de diseño es un listado de características del estado del arte actual en diseños patentados y un set

de datos de evaluación de las patentes cuyas características se ajustan a cumplir la función del diseño en curso.

DEFINICIÓN DE CRITERIO

La búsqueda de patentes se basa en las funciones del dispositivo. En la búsqueda de patentes, el dispositivo pertenece de acuerdo a la Guía Internacional de Clasificación de Patentes [WIPO] a la familia *F* que es “Ingeniería mecánica; iluminación, calefacción, armamento y explosivos” [WIPO]; clase *F16* referente a “Elementos o conjuntos de tecnología; medidas generales para asegurar el buen funcionamiento de las máquinas o instalaciones; aislamiento térmico en general”; y subclase *F16F* referente a “Resortes; Amortiguadores; Medios para amortiguar las vibraciones”.

Dentro de la clasificación *F16F* se encuentra una categoría, la categoría *15/36* que abarca “La supresión de vibración en sistemas de rotores y volantes operando automáticamente” [WIPO].

No se contemplaron en la búsqueda patentes relacionadas con la clasificación *G01M 1/00* debido a que esta clasificación está orientada al monitoreo y pruebas de sistemas estáticos o dinámicos en balance. Aunque considera el balance de máquinas y estructuras mediante la reducción de fuerzas de desbalance en movimiento el enfoque es en el sistema de monitoreo.

BÚSQUEDA DE PATENTES

De acuerdo al criterio especificado anteriormente, la búsqueda se realiza mediante una correlación de las patentes que cumplan con la familia indicada de patentes *F16F* y con las palabras clave sobre la aplicación y funcionamiento. Las bases de datos que se utilizaron en la búsqueda son:

- a) OMPI: Organización Mundial de la Propiedad Intelectual a la cuál México tiene un convenio de colaboración. En esta organización se registran las patentes para empezar un futuro plan de protección en diversos países.
- b) Base de Patentes de Estados Unidos: Base de datos de la Oficina de Patentes y

Marcas de los Estados Unidos. La base de datos contiene información sobre solicitudes y patentes otorgadas.

- c) Sistema de la Información de la Gaceta de la Propiedad Industrial: Base de datos de patentes y solicitudes de patentes del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial.

SELECCIÓN Y DISCRIMINACIÓN

De los resultados encontrados solo se seleccionaron aquellos cuya descripción puede ser aplicable a cumplir con las funciones del dispositivo deseado. No existe una discriminación por viabilidad, es decir, la factibilidad de implementar las invenciones en las patentes a un ambiente industrial no es un factor de selección.

Por otra parte, se realizaron decisiones arbitrarias sobre la utilidad de algunas de las patentes cuando éstas forman antecedente de una patente más reciente. La tecnología de tal patente se puede considerar que está embebida en la patente reciente.

También se ha revisado el historial de mejoras en los antecedentes de cada documento de patente para encontrar la línea de evolución de la patente.

Un efecto de discriminación por funcionamiento se aplicó para desechar todas aquellas patentes cuya operación sea meramente mecánica, ya que no cuenta con la capacidad de ser controlable en tiempo real y se pueden considerar en algunos casos soluciones biestables de operación.

EXTRACCIÓN DE CARACTERÍSTICAS

Para el estudio y comparación de las patentes encontradas en la búsqueda se definen algunos criterios de composición y funcionamiento [Otto, 2001].

Las características que se analizan son el resultado del estudio minucioso de cada patente y compararla con el resto del set de patentes con la finalidad de encontrar similitudes, tales que en global éstas similitudes puedan definir una invención y compararla cualitativamente o cuantitativamente con otra.

Se definen por inspección en este caso dos grupos principales de características cuya información se puede considerar de utilidad para el diseño. Los grupos de características son a) Características de composición y b) Características de Función.

- a) *Características de Composición*: Todas aquellas características de la invención que conforman las partes físicas de la invención, como propiedades geométricas, másicas y partes estructurales.
- b) *Características de Función*: Todas aquellas características de la invención que definen su operación y algunas áreas o aplicaciones donde se pueda implementar.

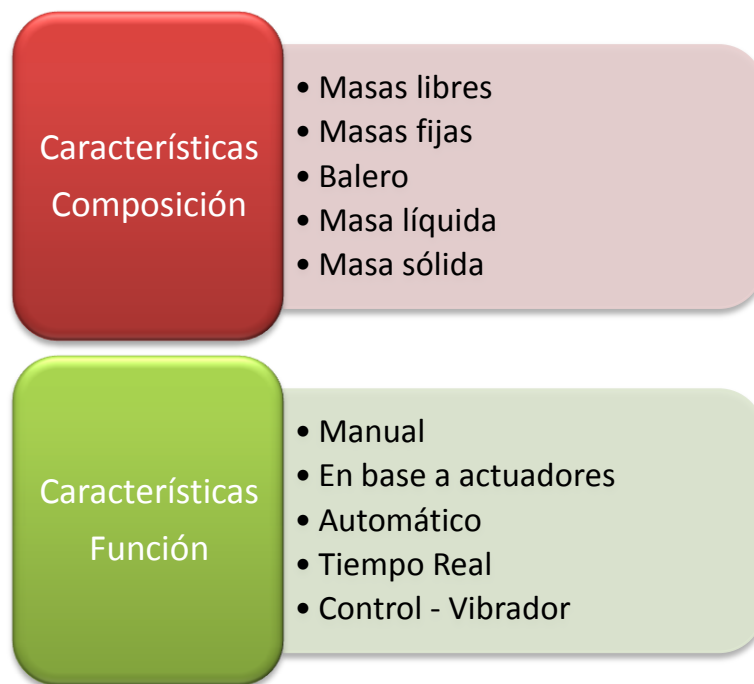


Figura C.2 – Set de características de las patentes encontradas.

Basado la división de aspectos de importancia, el grupo de composición y el grupo de función, un set de características se determinan para cada uno como se muestra en la Figura [C.2]. Las características particulares de cada grupo están definidas en la Tabla [C.1].

Tabla C.1 – Definición de las características comunes.

<i>Características de Composición</i>	
<i>Masas libres</i>	Compuesto por anillos o extensiones con uno o más grados de libertad que le permitan moverse sin restricción en el grado de libertad.
<i>Masas fijas</i>	Compuesto por anillos o extensiones con uno o más grados de libertad que le permitan moverse a lo largo de sus grados de libertad con alguna restricción o guía mecánica de tal forma que pueden ser sujetos o frenados.
<i>Balero</i>	Compuesto por dos anillos concéntricos como un cojinete de bolas en cuya canaleta interna tiene una serie de balines sin alcanzar a llenar la capacidad total de bolas dentro del canal, donde los balines pueden desplazarse libremente.
<i>Masas sólidas</i>	Utiliza una masa en estado líquido para realizar la compensación de centro de masa.
<i>Masas líquidas</i>	Utiliza una masa en estado sólido para realizar la compensación de centro de masa.
<i>Características Funcionales</i>	
<i>Manual</i>	Cuando la corrección de la vibración la hace por medio de un ajuste de los componentes mediante intervención de una persona.
<i>Utiliza actuadores</i>	Cuando la corrección de la vibración la hace por medio de un ajuste de los componentes utilizando actuadores.
<i>Automático</i>	Cuando la corrección de la vibración la hace sin ninguna intervención humana.
<i>Tiempo real</i>	Cuando la corrección de la vibración la puede hacer en tiempo de operación mediante monitoreo y toma de decisión utilizando solamente control activo.
<i>Control – Vibrador</i>	Cuando el dispositivo de la invención puede funcionar para contrarrestar la vibración y/o generar un estado de vibración deseado.

EVALUACIÓN DE CARACTERÍSTICAS

Las calificaciones para la evaluación de características pueden ser tres valores. El valor cero es asignado a la característica que no cumple la invención en la patente. El valor uno es asignado a la característica que cumple la invención. En ciertos casos algunas características o funciones pueden ser cumplidas por la invención pero no se indica explícitamente en la descripción de la invención en la patente, para tal caso se asigna un valor de un medio.

Se compara la proporción de características que cumplen las patentes de la búsqueda. Tales proporciones sirven para visualizar qué partes de las funciones son actualmente implementadas ya en invenciones y en el caso de las proporciones bajas es posible identificar las áreas de oportunidad que se pueden implementar en el dispositivo de balance.

De acuerdo a la funcionalidad requerida en el dispositivo de balance las patentes se clasifican en tres categorías:

- Categoría A: Identifica al documento como una descripción del estado del arte en el área de la invención sin implicar un estado de conflicto con la invención actual.
- Categoría Y: Identifica al documento como una descripción que incluye algunas de las funcionalidades que se implementan en el diseño del dispositivo de balance con un conflicto parcial.
- Categoría X: Identifica al documento como una descripción con las mismas funciones y operación que el diseño del dispositivo de balance con un conflicto completo.

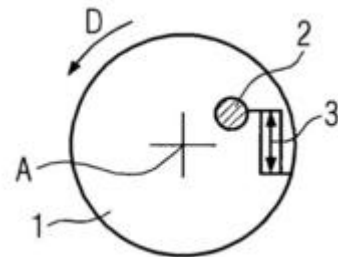
El análisis completo de las categorías anteriores se realiza antes del proceso de diseño y se revisa posteriormente una vez terminado con el modelo conceptual. Al revisar por segunda vez esta clasificación y se obtiene un conflicto de categoría X implica que si bien el modelo conceptual puede cumplir las expectativas del diseño y funciones que se requirió éste no podrá ser protegido por una patente debido al conflicto de la existencia de patentes similares y las reivindicaciones de la patente no podrán referirse a aquellas reivindicaciones de la patente en conflicto, solo las mejoras siempre y cuando la materia de innovación pueda ser demostrada. [IMPI, 1991]

RESUMEN DE PATENTES

En la Tabla C.2 se muestra una breve descripción de las publicaciones de patentes que se listan en la Tabla 2 del capítulo principal. La información de las patentes mostradas se extrae directamente de la base de datos de la *Organización Mundial de Propiedad Intelectual (OMPI)*. Cada patente está referenciada con un número de publicación con el formato WO / [año] / [número], por ejemplo WO/2008/028541. La clave anterior es un número de publicación por parte de la *OMPI* para patentes que solicitaron publicación mediante el Tratado de Cooperación de Patentes (*PCT* por sus siglas en inglés), por lo que la clave por sí sola no es un número de patente. En las publicaciones de la *OMPI* se encuentran patentes de varios países, por lo que la clave de cada patente es otorgada por el país de expedición. A continuación se lista el resumen de las patentes.

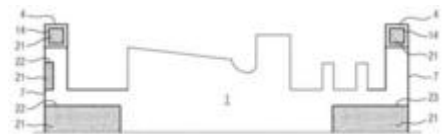
WO/2008/028541 - TRACTION MECHANISM DRIVE WITH A COMPENSATING DEVICE FOR VIBRATION REDUCTION

(EN) The present invention relates to a traction mechanism drive with a compensating device for vibration reduction of a driven shaft (4), for example a camshaft, a water pump shaft or an injection pump shaft of an internal combustion engine, having a drive wheel (9) which is coupled to the shaft, having a drive mechanism, and having at least one compensating mass (2) which is relatively movable in the traction mechanism drive and having at least one actuating mechanism (3) for moving the compensating mass. Here, the compensating mass is movable in or counter to the rotational direction of the shaft, and the actuating mechanism is embodied as a tangentially acting actuator for moving the compensating mass. The invention also relates to a method for vibration reduction in a traction mechanism drive, having a driven shaft, having a drive wheel and having a drive mechanism, wherein at least one actuating mechanism moves at least one compensating mass which is relatively movable in the traction mechanism drive, having the steps: activating the actuating mechanism, moving the compensating mass and generating a compensating torque at the driven shaft. In the case of a control drive with a camshaft adjusting system for the angular adjustment of the control time, the camshaft which is movable relative to the traction mechanism drive can simultaneously be used as a compensating mass for vibration reduction.



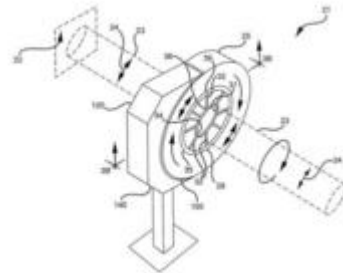
WO/2008/006692 - REDUCTION OF FLEXURAL VIBRATION AMPLITUDES OF TURBINE ROTORS

(EN) The invention relates to a turbo engine comprising a rotor shaft (1) carrying rotor blades (2). At least one cavity (3; 11, 12, 13, 14, 16, 17, 18, 19, 22, 23, 24) that can be filled with a medium (21) is associated with the rotor shaft (1) in such a manner that unbalances of the rotor shaft (1) are reduced during the rotating operation thereof.



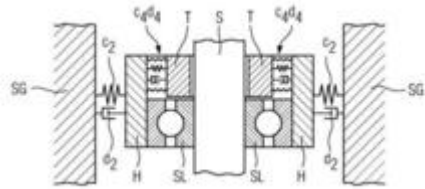
WO/2006/017201- ROTATING MACHINE ACTIVE BALANCER AND METHOD OF DYNAMICALLY BALANCING A ROTATING MACHINE SHAFT WITH TORSIONAL VIBRATIONS

An active balancer for dynamically balancing a rotating machine is provided. The active balancer has a balancer body (25) which rotates with the rotating machine and at least one controllable position counter weight (26) having a real-time adjustable position relative to the balancer body and the rotating machine in order to produce an actively adjustable controllable counter weight balance for dynamically balancing the rotating machine. The active balancer includes a spring (28) with the balancer body mounted to the rotating machine through the spring wherein the balancer body mass resonates on the spring with a torsional vibration canceling frequency which cancels a torsional vibration of the rotating machine.



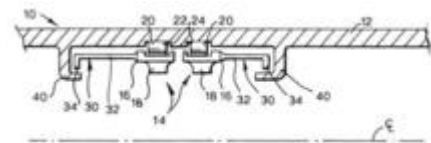
WO/2006/024603 - SPINDLE BEARING DEVICE AND CORRESPONDING BEARING METHOD

(EN) The invention relates to a spindle rotor which should be operated without vibrations. The orientation of the figure axis is accepted and the anchoring of the rotor bearing (SL) is configured such that the orientation of the geometric rotational axis adapts to the physical main axis of inertia. It is possible to produce said bearing in the form of an actively controlled bearing, whereby the orientation is measured and is dynamically carried out, but also in the form of bearing comprising passive elements which are associated with the external ring of the bearing and enable a correspondingly dynamic orientation of the bearing. Said device can also comprise a special damper (T) which dampens the vibrations of the bearing (SL).



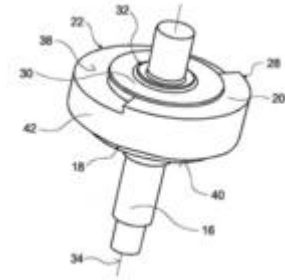
WO/2005/085672 - SELF BALANCING ROTOR

A self balancing rotor comprises a rotor shaft coaxially arranged with a balancing means. The balancing means comprises at least one ring shaped member, of which each is provided with at least one balancing mass. The balancing means are radially spaced apart from the rotor shaft by at least one bearing means such that the balancing means is rotatable relative to the rotor. The balancing means is further provided with at least one braking means configured such that when the balancing means rotates below a predetermined rotational speed the at least one braking means communicates with a braking surface feature provided on the rotor and the balancing means is caused to rotate in unison with the rotor.



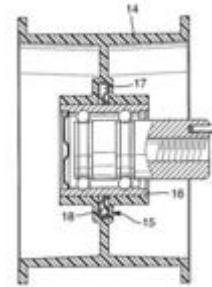
WO/2005/053903 - HAND GRINDER, FLANGE FOR ACCOMMODATING A GRINDING TOOL, AND BALANCING UNIT

The invention relates to a hand grinder comprising a motor that is disposed in a housing (10), a flange (30) for accommodating a grinding tool (12), a motor-driven operating shaft (16), and a balancing unit (22) which is provided with at least one first and a second balancing mass (18, 20). According to the invention, the first balancing mass is embodied as a movable balancing mass (18) while the second balancing mass is embodied as a stationary balancing mass (20). Also disclosed are a flange for accommodating a grinding tool (12) and a balancing unit. The invention further relates to a flange for accommodating a hand grinder, said flange being arranged in an eccentric manner. The invention finally relates to a balancing unit comprising at least two balancing masses, a first one of which is movable while a second one is stationary.



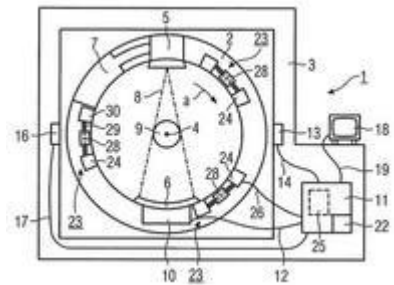
WO/2005/019683 - STRIP TIGHTENING ROLLER

The invention relates to a strip tightening roller comprising a coaxially integrated balancing device (15) containing an annular channel (17). Said channel is provided with balancing balls (18) that move freely therein in the peripheral direction (18) in order to automatically compensate a balance error of the strip tightening roller (14).



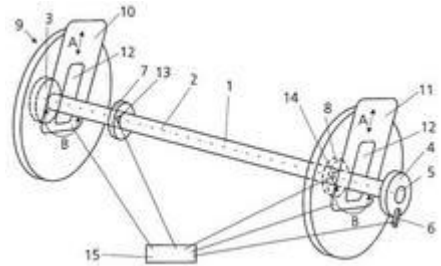
WO2004098413 - AUTOMATIC BALANCING SYSTEM FOR A TOMOGRAPHY DEVICE

The invention relates to a tomography device (1), especially an X-ray computer tomography device or ultrasound tomography device, comprising a balancing device (23; 45) for reducing an imbalance (61) that was determined by means of the measuring system (2) rotating about an axis of rotation (4). The balancing device (23; 45) comprising means mounted on the measuring system (2) for variably positioning a balancing mass and a control device (25) acting upon said means and designed in such a manner that the balancing mass, controlled by the control device (25), can be positioned in a location appropriate to reduce the imbalance (61). The balancing mass can be configured as a liquid (F) that is positioned in a liquid-tight channel. The invention also relates to a balancing method according to which a mass (m) of a liquid quantity balancing the imbalance (61) is determined and a magneto- and/or electro-rheological liquid (F) is introduced into an annular channel (31; 71; 81, 83, 85) in such a quantity that for the subsequent operation a quantity of liquid (F) dependent on the determined mass (m) is present in the annular channel (31; 71; 81, 83, 85).



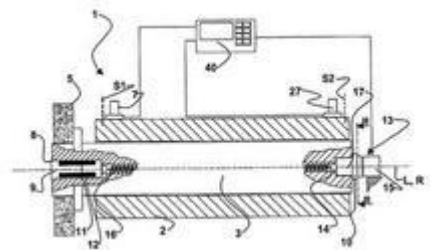
WO/2004/040165 - DEVICE FOR BALANCING A ROTATING SPINDLE

The invention relates to a device for balancing a rotating spindle to which a workpiece to be machined is attached. According to the invention, at least two counterbalances (10, 11, 33) are attached to the spindle (1) in a manner that enables them to rotate with said spindle (1). The relative position of the at least two counterbalances (10, 11, 33) with regard to the spindle (1) can be changed during the machining of the workpiece (5) according to the current shape thereof.



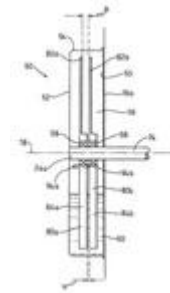
WO/2003/100374 - SYSTEM AND METHOD FOR BALANCING A ROTATING STRUCTURE

A system and a method for balancing an elongate structure (1) rotating about an axis, such as a spindle (3) carrying, at an end, a grinding wheel (5), includes an automatic balancing device (9) near the grinding wheel. The system includes also a manually-operated balancing device (10) at the opposite spindle end and a dummy balancer with a mechanical piece with rotational symmetry (29). The dummy balancer is coupled to the spindle in the place of the automatic balancing device and in the absence of the grinding wheel, to perform preliminary balancing operations (51-57) by means of the manually-operated device.



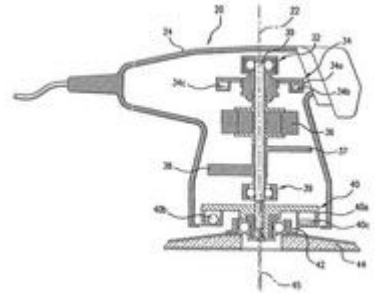
WO/2003/098070 - AUTOMATIC BALANCING DEVICE

The invention provides an automatic balancing device for counterbalancing an out-of-balance mass present in a rotating body. The automatic balancing device (50) comprises a chamber (56) having an outer wall (54) and an axis (18), first and second counterbalancing masses (80a, 80b) constrained to move freely in a circular path about the axis (18) and within the chamber (56), and a viscous fluid (60) provided in the chamber (56) so as to provide viscous coupling between the outer wall (54) of the chamber (56) and each of the counterbalancing masses (80a, 80b). The counterbalancing masses (80a, 80b) are adapted and/or arranged such that, in use, the first counterbalancing mass (80a) leads the second counterbalancing mass (80b). Constraining means (90a, 92a, 94a, 94b) are provided so as to prevent the first counterbalancing mass (80a) from leading the second counterbalancing mass (80b) by more than substantially 180° when the device is in use. This arrangement minimises the excursion of the rotating body at the critical speed. Such an arrangement has application particularly in the field of washing machines in which the position and size of the out-of-balance mass is unpredictable and there is a need to increase the speed of rotation of the body from a relatively low speed to a relatively high speed.



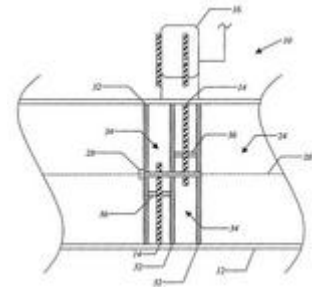
WO/2003/095862 - SYSTEM AND METHOD FOR AUTOMATICALLY COMPENSATING FOR UNBALANCED RESISTANCE FORCES

A balancing method and apparatus is used for dynamically balancing an out of balance condition in a rotating body caused by resistance forces acting tangentially to the body. A device having a rotatable component and automatic or dynamic balancing includes a housing, a shaft rotatably mounted in the housing, the shaft supporting the component near one end of the shaft, at least one counterweight fixedly mounted on the shaft and at least one automatically adjusting balancer mounted on the shaft. The automatically adjusting balancer includes one or more compensating masses contained to move about a path relative to the shaft to compensate for variable imbalanced forces acting on the component.



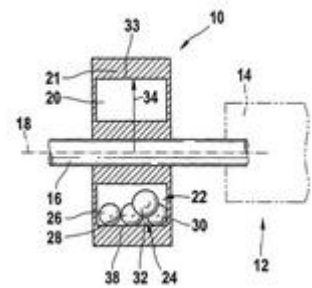
WO/2003/042650- BALANCING DEVICE FOR A ROTATING MEMBER AND ASSOCIATED METHODS

A balancing device (10) including a positionable member (14) associated with a rotating member (12) having an axis (26), wherein the positionable member (14) has a substantially constant mass, and wherein the positionable member (14) is disposed at a first position (14') about the axis (26) of the rotating member (12). The balancing device (10) also including an actuation device (16) disposed at a distance from the positionable member (14), wherein the actuation device (16) is operable for selectively generating a force, and wherein the force is operable for moving the positionable member (14) from the first position (14') to a second position (14'') about the axis (26) of the rotating member (12), thereby balancing the rotating member (12).



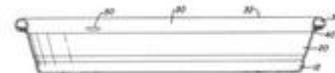
WO/2003/002889 - AUTOMATIC BALANCING SYSTEM FOR ROTATING SYSTEMS

The invention relates to a device (10) for balancing a system (12) that rotates about a rotation axis (18), comprising a plurality of raceways (36) disposed about the rotation axis of the system (12) for a plurality of mobile balancing bodies (22). The system is further characterized in that at least one of the balancing bodies (22) consists of at least two materials having different densities (40, 41, 42, 44, 48). The materials of the balancing bodies are disposed in such a manner that the balancing body is elastically deformable in the area of possible contact with other balancing bodies (22) and/or the raceway (36).



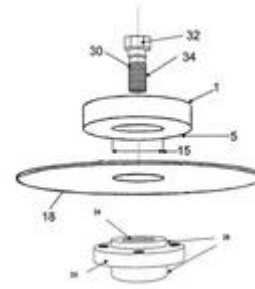
WO/2003/023252 - APPARATUS AND METHOD FOR DYNAMICALLY BALANCING OBJECTS

An apparatus (100) comprising a one piece annular hoop (30) and disk (10) for fastening to the wheel of a motor vehicle or similar rotating assembly. The annular hoop (30) contains a media (36) comprising a plurality of hardened spherical weights and a dampening fluid.



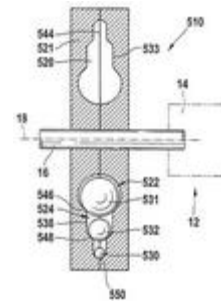
WO/2002/097298 - ANTI-VIBRATION UNIT

An auto-balancing device (1) for damping the vibrations produced by a grinding wheel (18) on an angle grinder (30). The device includes a body (2) having a trackway (4) allowing ball bearings (6) to distribute themselves around the trackway (4). A lid (10) holds the ball bearings (6) in the trackway (4) and the body (2) has a central aperture (5) sized to fit around the shaft (32) of an angle grinder. A clamping flange (24) is provided for securing the device to the angle grinder. The clamping flange is provided with an extension (28) for extending through the central aperture on a grinding wheel, the central aperture on the auto-balancing device, and onto the shaft of the angle grinder.



WO/2002/093035 - DEVICE AND METHOD FOR BALANCING ROTATING SYSTEMS

The invention relates to a device and method in which the device is used for automatically balancing rotating systems (12). Said device comprises at least one raceway, which is situated around the rotation axis (18) of the system (12) and which is provided for accommodating at least one moving balancing body (522). The invention provides that the device (510) has a closed circulating channel (520), which concentrically runs around the rotation axis (18) and inside of which the at least one balancing body (522) can revolve around the rotation axis (18) of the system on at least one of the available running paths that are open to one another.



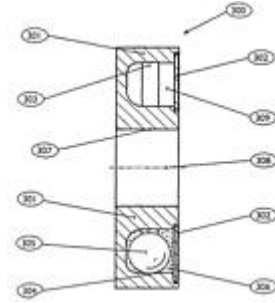
WO/2002/063089 - ARRANGEMENT FOR BALANCING OF ROTATING BODIES

An arrangement for balancing of rotating bodies, such as containers (10) for wash loads in washing machines and spindriers, comprises at least one annular closed path (20, 22) rotating with the container (10) and in which at least two spherical balancing bodies (24) are movably disposed. The annular path (20, 22) is composed of at least two parts (26, 28) together forming a race for the spherical balancing bodies (24). In the area of the race the two parts (26, 28) have two portions (34, 36) which are facing one another and are convexly curved and have a shape so as to form on the respective part a race track (30, 32) along lines disposed so as to guide the balancing body (24) towards a symmetry line (38) of the annular path (20, 22) during rotation.



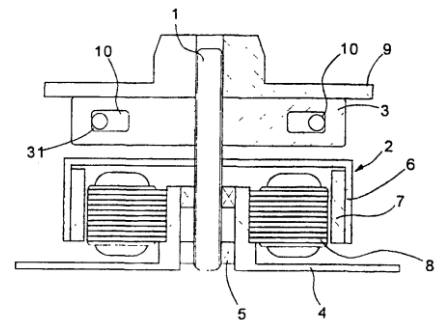
WO/2002/008636 - AN AUTOMATIC BALANCER FOR BALANCING A MASS ROTATING ABOUT AN AXIS

Automatic balancer (300) for balancing a mass rotating at high speed reduces the impact of unbalanced rotary tools and other devices. The automatic balancer provides a housing (301) within which is defined a race (309). The race is accessible through a lid (302), which removably covers one side of the race (309), allowing access to this cavity. A curved section of the race (309) has a radius somewhat greater than that of a spherical compensating mass (305). The osculation region (304), where the compensating mass (305) and curved section of the race (309) meet, is carefully sized so that the surface area of contact is sufficient to prevent undue wear on the race (309), yet not so extensive as to result in excessive frictional contact between the compensating mass (305) and the race (309). A lubricating fluid (306), filling at least a portion of the race (309), passes the compensating mass (305) easily, due to the relative sizes of the compensating mass (305), the cross-sectional area of the race (309) and the size of the osculation (304).



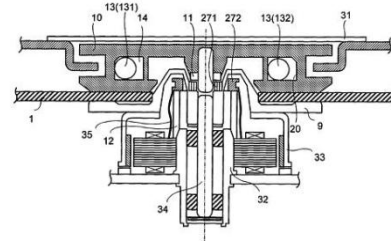
WO/2002/008630- TUNED AUTOMATIC BALANCER

The present invention provides an automatic tuned balancer for rotating machinery that can be readily implemented with inexpensive machining and easily installed, for example, when a CD-ROM or other disk drive is manufactured. In the preferred embodiment of the invention, a tuned balancer, coaxial with the hub of a rotating shaft, has a balance weight in a ring shape and a spring device that connects the balance weight to the hub. The spring device is fixed to the hub and makes the balance weight rotate with the motor spindle. The balance weight connected to the spring device can move in the radial direction to automatically balance the imbalance mass. The balance weight and spring device are selected so that a desired vibration tuning is achieved that reduces the imbalance over a range of rotation speeds.



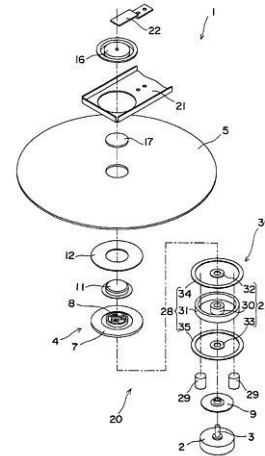
WO/2000/055852 - DISK DRIVE INCORPORATING VIBRATION SUPPRESSING MECHANISM

A disk drive is provided with a balancer having a hollow circular section (14) that accommodates a magnetic body (13), a clamper (10) that rotates integrally with the disk (1), a magnetism generating device (272) that generates a magnetic flux for coupling with the magnetic body (13) by electromagnetic conversion, and a controller that controls the output from the magnetism generating device (272). By incorporating such a vibration suppressing mechanism, imbalance during disk rotation is canceled and a read error is suppressed when the speed is changed and spin-up occurs.



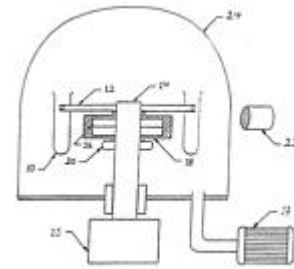
WO/2001/008149- ROTOR BALANCING MECHANISM

A rotor balancing mechanism (1) has a rotor attaching member (4) and an adjusting mechanism (36). The rotor attaching member (4) has a rotary shaft portion (6) fixed to the rotary shaft (3) of a motor (2) that is a driver, and an elastic connecting portion (8) that elastically connects a rotor attaching portion (7) attaching and supporting a rotor (5) such as a disk in such a manner that the rotor attaching portion (7) is radially movable with respect to the rotary shaft portion (6). The adjusting mechanism (36) has an inside annular portion (27) directly or indirectly attached to the rotary shaft (3), an outside annular portion (28) directly or indirectly attached to the rotor attaching portion (7), and a plurality of rotary members (29) disposed between the inside and outside annular portions (27, 28) and capable of rotary motion on a circumference along the edge of either of the annular portions (27, 28). Further, one of the three parts, the inside annular portion (27), rotary member (29), and outside annular portion (28) is made of magnet, and one of the remainder is made of magnet or magnetic material.



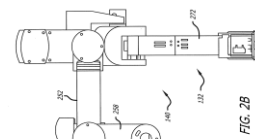
WO/2000/029122 - AUTOMATIC BALANCING IN CENTRIFUGES

In a centrifugal evaporator, imbalance of the rotating sample-holding assembly can arise, for example due to differential solvent evaporation rates, which can result in destructive vibration of the evaporator and/or samples. A compact mechanical device for compensating for such imbalance is described, together with measures to protect the device from, inter alia, the effects of evaporated solvents.



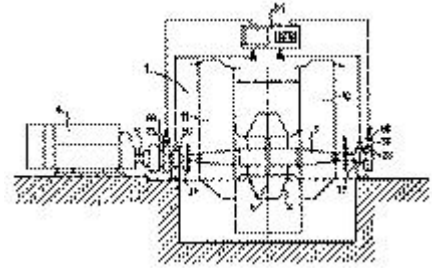
WO2008094766- COMPACT COUNTER BALANCE FOR ROBOTIC SURGICAL SYSTEMS

In one embodiment of the invention, an apparatus is provided including a linkage and a balancing mechanism coupled to the linkage around a pivotal joint. The linkage couples to a support structure at a first end and support a weight applied to a second end. The balancing mechanism counter balances the weight applied to the second end of the linkage. As the linkage is deformed to vertically adjust the height of the weight with a different moment arm length, the balancing mechanism varies a cable path length to modify the compression of a spring (515) and a tension in a cable (501) to adjust the amount of counter balance force applied to the linkage.



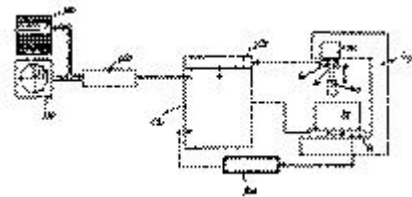
WO/1998/017925- DYNAMIC AND WEIGHT BALANCE DEVICE FOR MACHINES WITH ROTORS, IN PARTICULAR FOR INDUSTRIAL VENTILATING FANS

The invention concerns a dynamic and weight balance device for machines with rotors, comprising at least one rotor (4) borne by a revolving shaft (5), at least one weight balancing unit (20, 21) borne by said shaft, and at least a system for correcting and controlling the state of unbalance of the rotor (4), said system being capable of operating permanently on the balancing unit(s) (20, 21) when the rotor (4) is rotating. The invention is characterised in that: the weight balancing unit (20, 21) is located at an axial distance from the rotor and comprises at least two balance weights mounted movably independently of each other by the action of driving means controlled by the controlling and correcting system, said weights moving along paths forming a closed circuit about the revolving shaft (5). The invention is applicable to industrial ventilating fans.



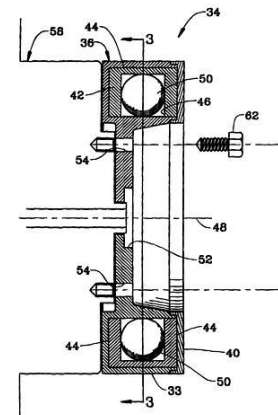
WO/1998/015879- WORKPIECE CUTTING MACHINE BY CHIP REMOVAL

The invention relates to a workpiece cutting machine by chip removal e.g. milling machines or lathes. In order to detect an imbalance of rotating element i.e. a cutter head (40) or workpiece which is to be machined (10), sensors (60) are provided for said purpose. Dependent upon imbalance sensor (60) signals, the advancement of the workpiece (10) relative to the tool (40) is corrected in such a way as to compensate for a possible deviation in tool imbalance. In the case of a lathe, the advancement of the workpiece can be controlled according to the position of the rotation angle and the determined imbalance so that balancing can occur during or directly after processing.



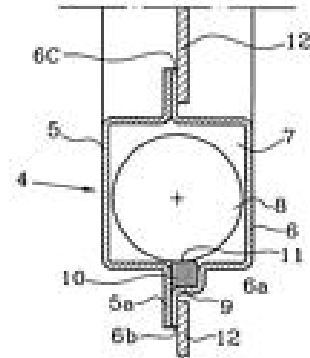
WO/1997/040286 - TORSIONAL AND TRANSLATIONAL VIBRATION REMOVING DEVICE

A torsional and translational vibrational removing device (34) or balancer includes the combination of at least one annular torsional vibration damping mass (42) and a plurality of translational vibration compensating masses (50). The annular torsional vibration damping mass (42) can be positioned within an annular groove (46) in a housing so as to be capable of freely rotating during rotation of the balancer (34). The annular torsional vibration damping mass (42) can also be provided with an annular groove (46) that receives the translational vibration compensating masses (50). The compensating masses (50) are free to rotate within the annular groove (46) in the torsional vibration damping mass (42) so that during rotation of the balancer (34), the compensating masses (50) move within the annular groove (46) of the damping mass (42) to assume a position which reduces translational vibration while the torsional vibration damping mass (50) rotates to reduce torsional vibration.



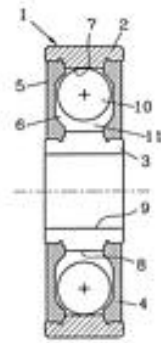
WO/1997/016657 - AUTOMATIC BALANCING DEVICE

An auto-balancing device (4) for rotary units or systems, comprising an annular outer race track (11) disposed in a closed, substantially annular housing arranged substantially concentric with and attached to said rotary unit or system, for rotating with said rotary unit or system, and a number of rolling bodies (8) disposed in said housing and freely moveable along said race track (11) for dynamic and/or static contact therewith during rotation of said rotary system, whereby said outer race track is provided in a separate ring (10) of large diameter having a torus-shaped section forming a groove (11) with a curved concave profile facing the centre of the ring, said ring (10) being inserted in a portion of said housing formed as a seat (11) for a seat-surface of the ring and providing sufficient radial rigidity and axial alignment thereto for ascertaining that the circular form of the ring (10) is maintained in spite of forces acting upon it during operation, said torus-shaped groove (11) being concentric with the axis (A) of the rotary system.



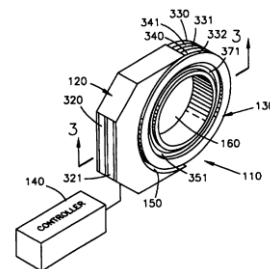
WO/1997/007347 - AUTOBALANCING UNIT AND A METHOD AND A TOOL FOR MANUFACTURING SUCH A UNIT

An autobalancing unit arranged to produce automatically in a rotary system, with which the unit is associated, a static and/or dynamic balancing effect, and incorporating in combination an outer race ring (2) with a circumferential inner race track (7), an inner race ring (3) positioned in the bore of the outer race ring (2) concentric therewith and having an outer circumferential surface (8) confronting the race track (7) of the outer race ring (2), cover members (4, 5) fitted between the race rings, thereby spacing apart the race rings and sealing of an annular chamber (6) between themselves and the race rings, and a number of rolling bodies (10) positioned in said chamber and being of a diameter smaller than the radial size of the annular chamber (6), whereby the race track (7) of the outer race ring (2) and the rolling bodies (10) have substantially the same hardness and/or yield strength.



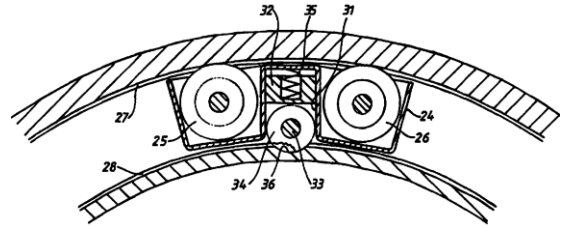
WO/1996/017294 - ELECTROMAGNETICALLY ACTUATED ROTATING MACHINE UNBALANCE COMPENSATOR

An electromagnetically actuated machine balancer (110) including a plurality of peripherally placed magnetic circuits and a power driver which selectively interrupts the magnetic flux (1210) through the circuits, thereby moving unbalanced rotors (350-351) in a desired manner to compensate for machine unbalance. The balancer assembly (110) includes a remote stationary microprocessor based controller (140), operating under stored computer program control and adapted to control assembly (110) in a manner which is specified by the stored program and certain environmental and measured parameters.



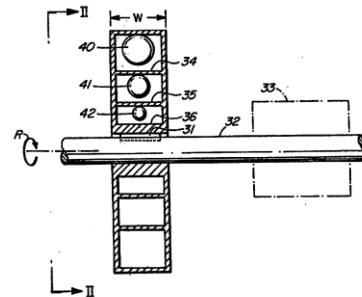
WO/1996/003541 - ARRANGEMENT FOR BALANCING OF A BODY ROTATABLE ABOUT AN AXIS

In an arrangement for balancing of a main mass (14) having an imbalance and rotating about an axis (18) balancing masses (23; 24) are used which are relatively freely moveable with respect to the main mass (14) and disposed in at least one closed path (22) symmetrically positioned around said axis (18). The main mass (14) is adapted to be rotated at speeds both below and above the critical speed and the path (22) is connected with the main mass (14) so as to rotate in synchronism therewith. Locking means (34, 36; 42, 43) are provided for locking the balancing masses (23; 24) relative to the path (22) at rotating speeds below the critical speed and for releasing the balancing masses (23; 24) for movement relative to the path (22) at rotating speeds above the critical speed.



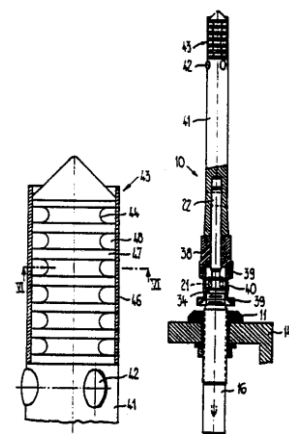
WO/1995/032372 - DYNAMIC BALANCING METHOD AND APPARATUS

A counterbalancing apparatus for dynamically balancing an out of balance rotating member. A first series of weights having identical size and weight are mounted to freely move within a first groove or race when the apparatus is rotating after being mounted to a shaft or other rotatable member. A second series of weights having identical size and weight are similarly mounted to freely move within a second groove or race located inside of the first race. The first series of weights is different in size and weight from the second series of weights. A locking apparatus locks and releases the weights at predetermined angular velocities. Fluids of different viscosities and race configurations are additionally used to vary weight dynamics.



WO/1992/015736 - SPINNING OR TWISTING SPINDLE AND PIRN TUBE

A spinning or twisting spindle (10) has a spindle shaft (22) mounted in a bearing housing (16) by means of a bolster (21) and a footstep bearing (23). The bearing housing (16) is perforated by transverse slits (34) staggered around the periphery in parallel planes. The transverse slits enable the upper section of the housing (16), and thus the spindle shaft (22) mounted in the bolster, to wobble or tilt in relation to the other section of the housing (16). In a wobbling system, an unbalance which arises when the spindle is moving, on a pirn tube (not shown) placed on the spindle (10) can be compensated by a device (43) for compensating unbalance arranged in the upper part (41) of the spindle shaft. In particular, the undesirable effects of the unbalance, such as torsional vibrations, bearing reaction forces and noise, are thereby prevented. In a section of the upper part (41) of the shaft, the device (43) for compensating unbalance has axially spaced, annular, axially symmetrical peripheral grooves (44) and a cylindrical casing (46) in which this section is tightly enclosed. In addition, the annular cavities (48) so formed contain two or more mobile balls (45) which compensate an unbalance which arises when the spindle is moving. To this end, the balls adopt a position in which the centrifugal forces of the unbalance and of the balls cancel each other out, so that the spindle rotates free of unbalance.



APÉNDICE D – DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL DISPOSITIVO PROTOTIPO Y SISTEMA DE PRUEBA

INTRODUCCIÓN

Para la validación y estudio del modelo conceptual del proceso de diseño se construye un prototipo del mismo. Este prototipo si bien no incluye características de precisión ni materiales que le permitan su desempeño en el ambiente considerado, servirá como maqueta funcional para validar los modelos y desempeño general.

El presente documento muestra la construcción del dispositivo de balance y su sistema de prueba donde se monta y será evaluado. A continuación una descripción general de cada componente del sistema.

DESCRIPCIÓN

Para la validación del diseño conceptual se realiza una maqueta funcional del sistema completo ajustado a emular el ambiente de operación y medir el desempeño del sistema. El sistema físico completo se muestra en la Figura [D.1]. El dispositivo de prueba incluye la maqueta de funcionamiento y la capa física del sistema de control.

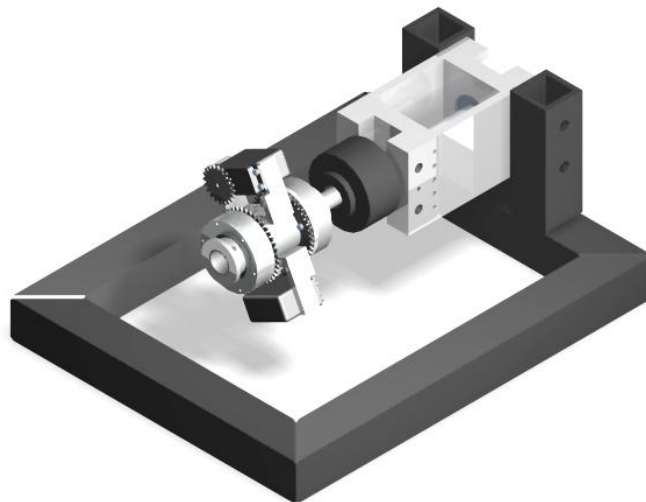


Figura D.1 – Estructura de prueba para el prototipo del dispositivo de balance

El sistema de prueba se conforma por:

- a) Un dispositivo de control basado en ajustar las coordenadas de una masa excéntrica (referirse a Apéndice G para mayor información de composición).
- b) Un rotor de prueba, con un extremo conectado mecánicamente al motor eléctrico y el otro extremo en cantiléver, donde se ajusta el dispositivo de control. La flecha del rotor es soportada por dos cojinetes de bolas, uno en el extremo junto al motor eléctrico y el otro en la mitad de la flecha, quedando un extremo de la flecha en cantiléver. El rotor en la base del cojinete junto al motor i) contiene cuatro barrenos con cuerda para ser montado sobre alguna estructura general y ii) sirve a la vez de base para montar el motor eléctrico. La base del cojinete opuesta a la base del motor contiene i) un barreno con cuerda para montar un acelerómetro o instrumentación requerida y ii) un barreno con cuerda para instalar un tope físico en la cara exterior del rotor. Ambas bases están interconectadas entre sí por dos placas laterales paralelas entre sí y opuestas por la flecha, las cuales atornilladas en sus extremos a la base proveen de la rigidez estructural para el rotor.
- c) Una base estructural compuesta por un marco metálico, rectangular, con dos pilares para montar el rotor de prueba. El marco contiene a su vez cuatro pestañas para la instalación de patas niveladoras.
- d) Un anillo deslizante cuya función es la conducción de señales y energía eléctrica del sistema fijo al dispositivo en rotación. Tal anillo es montado directamente en la flecha y sujetado mediante un tope en la base del rotor.
- e) Un acelerómetro piezoeléctrico montado sobre la base del balero opuesta a la base del motor. Tal acelerómetro contiene cableado integrado con terminales BNC.

El sistema completo simula la implementación del dispositivo de control en un ambiente industrial. Consideraciones son realizadas para emular el ambiente industrial, como se muestra en la Figura [D.2].



Figura D.2 – Condiciones industriales comunes de encontrar.

Los sistemas industriales, de forma común pueden presentar imperfecciones comparados con un sistema ideal de tal forma que las condiciones precisas y singulares no pueden ser consideradas como condiciones de operación. Por lo anterior, las condiciones de laboratorio tendrán que ser una combinación de imperfecciones e inclusive seguir ciertos comportamientos aleatorios, que permitan observar la robustez del dispositivo de control ante ambientes diversos. [Sánchez, 2007]

Alguna de las consideraciones que se tomaron en cuenta para la emulación de un ambiente industrial son:

- a) Falta de precisión en el ensamble. La falta de precisión y ajuste en el ensamble produce en algunas situaciones movimiento entre las partes, conocido como “juego en el ensamble”. El movimiento entre partes producen choques por interferencia y con ello vibraciones en el sistema que, aunque periódicas, no coinciden con la respuesta del sistema en el punto de medición (Referencia apéndice B para punto de medición).
- b) Error en los baleros por deterioración de las pistas internas y bolas. Cuando se presenta desgaste en los baleros éstos presentan una vibración cuando están

operando, vibración que no coincide con la velocidad angular con que operan. [Sánchez, 2007]. Picaduras en las bolas o pistas del balero producen una vibración que para efectos del análisis de la vibración del sistema se considera ruido (Referirse a Apéndice F para consideraciones sobre ruido).

- c) Cables de corriente al descubierto. Con cables de corriente se permite tener el ambiente de contaminación electromagnética propia de un sistema electromotriz industrial al que no se hayan tomado consideraciones de certificación.

ROTOR

El rotor diseñado para el experimento se muestra en la Figura [D.3]. La base A es la parte estructural del rotor donde se instala el motor, los largueros del rotor y sirve como punto de montaje del rotor completo y el chasis.

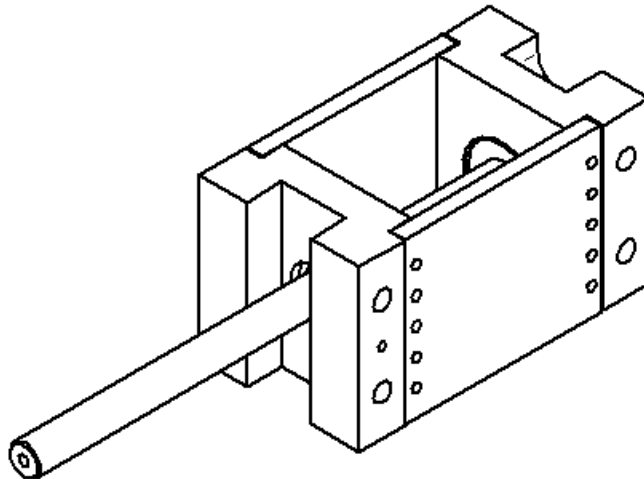


Figura D.3 – *Vista isométrica del diseño de rotor de prueba.*

Para montar la flecha en las bases se utilizaron dos baleros de bolas estándares del número 6204. Existe una imprecisión en el ajuste de balero entre balero y base, de aproximadamente diez diezmilésimas de pulgada. Tal imprecisión es deliberada con la finalidad de tener un sistema con poco ajuste de ensamble que produce choques y vibraciones durante la operación. Los baleros tienden a desplazarse por la cavidad locación cuando existe este ajuste pobre. Una ajuste de precisión requiere de tolerancia cerrada no mayor a cuatro o cinco diezmilésimas de pulgada [Machinery 2004]

En la base exterior se muestra la rosca para montar el acelerómetro AC150 de CTC. Esta base exterior queda en voladizo. Debido a la dificultad de monitorear la vibración en la punta del rotor se mide la respuesta vibratoria en la base externa en el punto de medición, donde se coloca el barreno roscado del acelerómetro en sentido del eje X.

El material de las bases del rotor, los largueros y la flecha es de aluminio AI-6061-T6. No contiene ningún tratamiento extra de dureza por lo que la superficie presenta poca resistencia al desgaste por rozamiento, lo que permite un rotor que se desgasta rápidamente, pudiendo probar el dispositivo en varias etapas de la vida del rotor.

DISPOSITIVO DE BALANCE

En la Figura [D.3] se muestra al final de la flecha como el punto de instalación del dispositivo de balance. El dispositivo de balance se muestra en la Figura [D.4], contiene dos perforaciones, una a cada extremo axial, e incluye dos barrenos con un opresor para ajustar a la flecha.

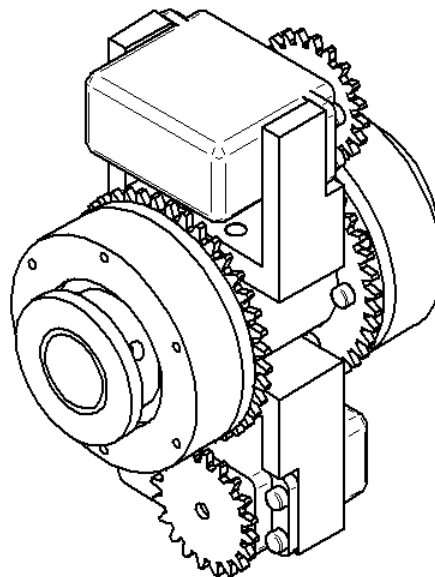


Figura D.4 – *Vista isométrica del dispositivo de balance.*

Al montar el dispositivo de balance en la flecha se utiliza una técnica cualitativa de alineación entre el dispositivo y la marca de índice del optointerruptor que se encuentra dentro del rotor entre las dos bases de apoyo. Tal marca ocupa 180° de la circunferencia de la flecha. La alineación se hace mediante alinear el eje de servomotores y el inicio de la marca del índice, tal y como se muestra en la Figura [D.4]. Una vez alineado el opresor del dispositivo es forzado a mantener la posición.

El dispositivo de balance se interconecta al sistema eléctrico mediante dos conectores, cada uno propio para la operación de cada servo. Cada conector contiene un canal de corriente continua en voltaje de cinco volts, un canal de tierra y un canal de señales. Los conectores físicos son de pestaña que evitan que puedan ser desconectados por tensión física en los cables.

Para la estimación de la posición de la flecha del rotor en el tiempo se utiliza un optointerruptor, el cual censa una marca en el cuerpo de la flecha que ocupa 180° de su circunferencia. El optointerruptor utilizado es el EE-SPZ401-A del fabricante OMRON. En la Figura [D.5] se muestra la posición del optointerruptor en la base externa del rotor. El sensor está conectado al sistema eléctrico mediante un conector independiente de tres canales, un canal de corriente continua en voltaje de cinco volts, un canal de tierra y un canal de señales.

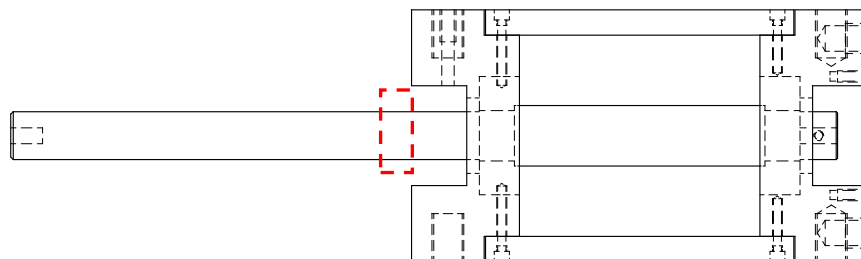


Figura D.5 – *Vista inferior del rotor con indicación del punto de montaje del optointerruptor*

ESTRUCTURA DE MONTAJE

La estructura de montaje está compuesta por un marco de perfil cuadrado tubular, de ancho dos pulgadas con un espesor de pared de un octavo de pulgada. Se le agregan al marco cuatro pestañas para soportar el marco sobre niveladores.

El marco principal está compuesto por cuatro segmentos que son dos travesaños y dos largueros en perfecta configuración de marco rectángulo. La tolerancia en el ensamble en el marco es de un grado, o bien 0.017in/in, con uniones mediante soldadura. La imagen del marco se aprecia en la Figura [D.1].

Sobre un travesaño del marco principal se encuentran dos columnas fabricadas del mismo perfil de acero, cuya función es el soporte y sujeción del rotor de prueba. Estas columnas tienen cuatro barrenos por los que pasan los tornillos de sujeción.

ANILLO DESLIZANTE

Para la transmisión de energía eléctrica y señales desde la estructura fija hacia el dispositivo de balance en rotación se utiliza un anillo de deslizamiento. El anillo de deslizamiento es el modelo LPT025 de la compañía SlipRing™, se muestra en la Figura [D.6], cuenta con seis canales independientes, cada uno con una capacidad de corriente de dos amperes, para voltajes de hasta cien volts en alterna.



Figura D.6 – Fotografía del anillo deslizante ”.

El anillo deslizante se coloca directamente sobre la flecha del rotor, con una cara del anillo ajustada contra la base. Para evitar que la sección estática del anillo deslizante rote en conjunto con la flecha del rotor, un tornillo es ajustado en la base externa del rotor con la finalidad de funcionar como un tope de interferencia. El tornillo es ajusta en la pestaña de fijación del anillo deslizante y es enroscado en la base. En la Figura [D.1] se muestra la posición física del anillo en el rotor.

Los conductores eléctricos de la sección móvil del anillo deslizante se conectan directamente al dispositivo de balance. Las terminales de conexión contienen pestañas para evitar que se desconecte la conexión por tensión. Los conductores eléctricos de la sección estática del anillo deslizante se agrupan dentro de una terminal múltiple para su posterior conexión al sistema de control. La finalidad de la terminal múltiple es i) la organización sencilla de los cables para facilitar la conexión y desconexión y, ii) mejorar la vida de los conductores.

APÉNDICE E – CONEXIÓN ELÉCTRICA Y CAPA FÍSICA

INTRODUCCIÓN

El control y operación del dispositivo de balance requiere de un procesamiento de señales eléctricas provenientes de sensores y a su vez generar las señales de control sobre los actuadores. La precisión con que se puedan adquirir y procesar las señales del sistema definirá en gran medida el desempeño global del sistema.

En la presente sección se muestra la relación de interconexión de los diferentes sistemas modulares que conforman la capa física de control del dispositivo de balance. Este es un sistema requerido para operar el dispositivo de balance y no forma parte integral del mismo. El sistema de control está compuesto por varios módulos funcionales como se muestra en la Figura [E.1]. Cada módulo tiene una función específica y es independiente de los demás módulos, estando comunicado solo por un bus de señales de control análogas o digitales independiente a su vez para cada módulo.

DIAGRAMA DE INTERCONEXIÓN PARA EL SISTEMA DE CONTROL

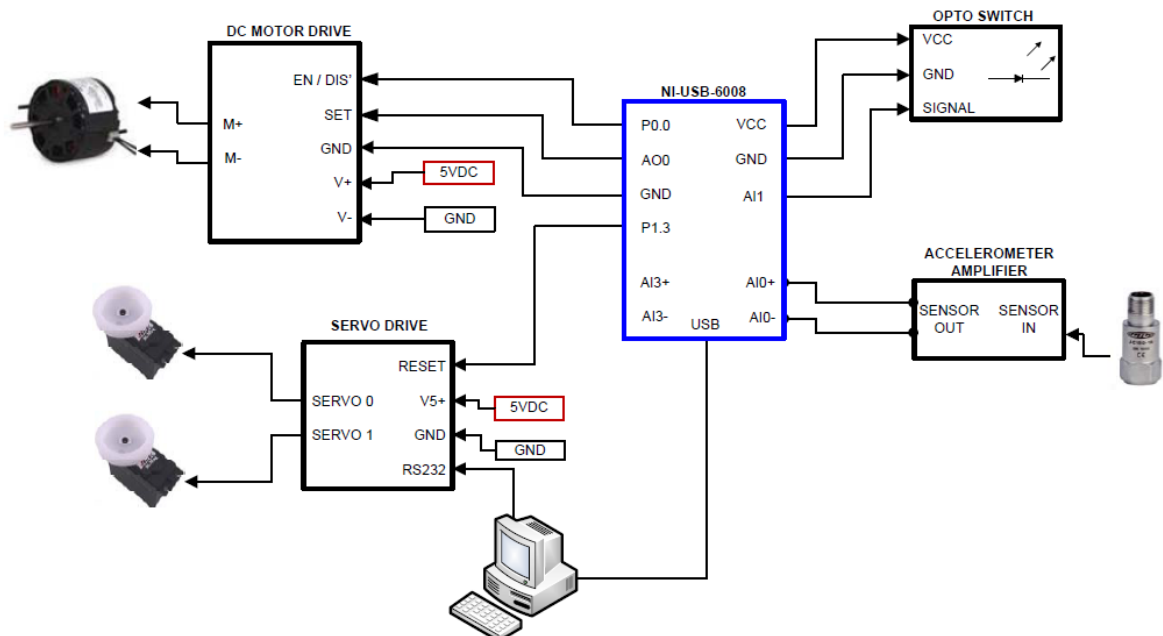


Figura E.1 – Esquema de interconexión de los módulos funcionales de control.

La morfología del sistema de control es centralizado, teniendo como control principal una computadora personal donde se ejecuta el algoritmo, se procesa señales y se generan las instrucciones de control (Referirse a Apéndice F para algoritmos). La interfaz principal de señales entre la computadora y las señales eléctricas es un módulo de entradas y salidas a su vez comunicado por interfaz USB. También se utiliza interfaz RS232 para la comunicación del variador de motor con la computadora. En la Figura [E.2] se muestra una foto del gabinete de control donde se encuentra implementada la capa física.

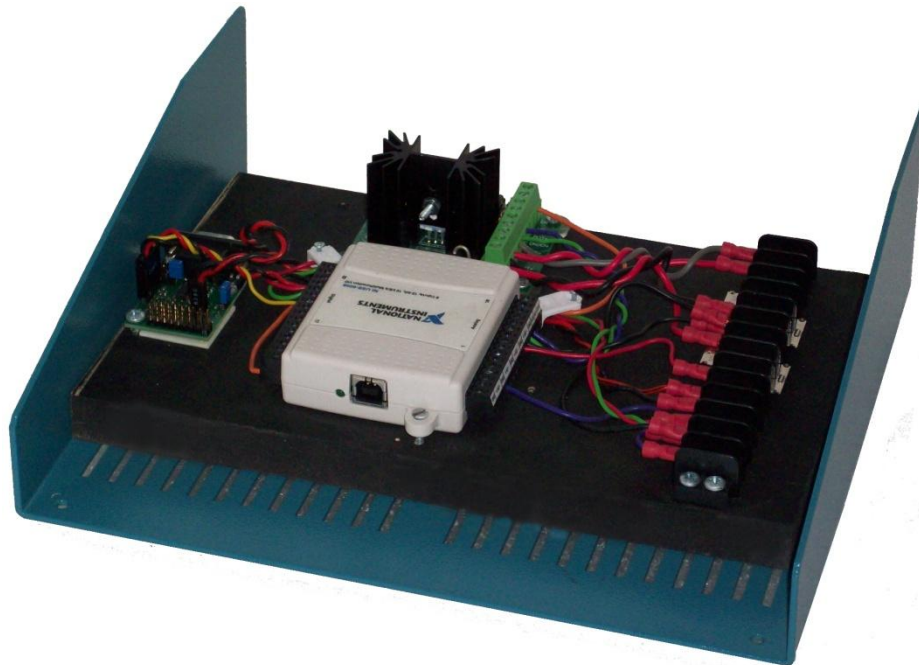


Figura E.2 – Fotografía del gabinete de control.

A continuación se describe individualmente cada módulo del sistema de control incluyendo información de función, alimentación y señales requeridas así como su dependencia al sistema de control para operar.

TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

La tarjeta de adquisición es la principal interfaz entre las señales eléctricas en el gabinete de control y la computadora donde se ejecuta el programa de control. La tarjeta de control que se utiliza para la prueba del sistema de control es el modelo USB-6008 de la compañía estadounidense *National Instruments*™. En la Figura [E.3] se muestra una imagen del módulo de adquisición de datos.



Figura E.3 – Fotografía del módulo de adquisición de datos.

En la selección del modelo para módulo de adquisición de datos se tomaron en cuenta las características de operación que se ajustasen a las necesidades del sistema. En la Tabla [E.1] se muestra algunas de las características principales de la tarjeta de adquisición de datos.

Tabla E.1 – Características principales del módulo de adquisición de datos.

NI - USB 6008

- 12 líneas digitales I/O en nivel TTL/CMOS
- 8 entradas análogas de 12 bits a 10k muestras por segundo
- 2 salidas análogas de 12 bits, por software
- Contador de 32 bit, 5 MHz
- Disparador digital
- Salidas para alimentación de 5V
- Comunicación USB con PC maestro
- Alimentado por bus USB

La tarjeta de adquisición de datos tiene tres funciones primordiales en el sistema de control del dispositivo de balance. Las funciones son:

- Comunicación entre gabinete y computadora: Mediante interfaz USB y los controladores del dispositivo USB-6008 se envían comando al módulo a la vez que se puede recibir información de lecturas. Esta interfaz permite una comunicación de velocidad, estable y manejada por la computadora sin necesidad de operación de la comunicación por parte del usuario. La conexión es administrada por el servidor *DAQmx*[®] de *National Instruments*[™].
- Generar señales eléctricas de control: Mediante los puertos digitales y análogos manejar el bus de control del sistema. Las señales están en el rango TTL de 0 – 5V.
- Adquirir señales de monitoreo: Muestra las condiciones de operación requeridas para la toma de decisiones como el acelerómetro y optosensor.

La alimentación del módulo de adquisición de datos proviene de la conexión de la interfaz USB, con un voltaje de 5V y una demanda no mayor a 500mA. La energía eléctrica de la interfaz está abastecida por la fuente de poder de la computadora anfitriona. [Buchanan, 2001]

CONTROLADOR DE MOTOR

Para controlar la velocidad de rotor en el experimento se utiliza un amplificador de señal modulada, o PWM por sus siglas en inglés, para convertir la señal de baja potencia a alta potencia. La selección del módulo sigue las recomendaciones de uso eficiente de interruptores y transistores por lo que se elige un amplificador basado en tecnología *MOSFET*, que permite una eficiencia energética por sus bajas pérdidas eléctricas comparadas con un transistor *BJT* de alta potencia [Rashid, 2004]. Se muestra el controlador de la marca *Pololu*[™] en la Figura [E.4].

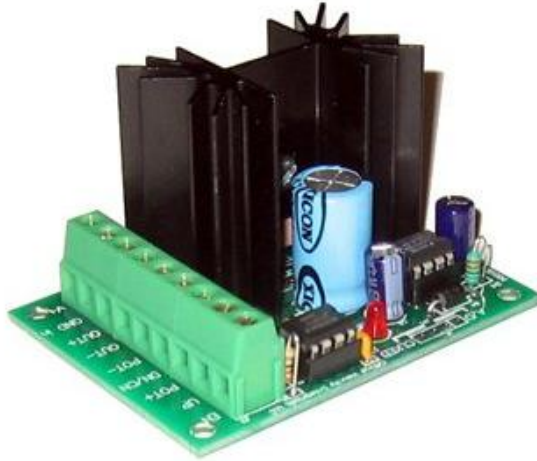


Figura E.4 – Fotografía del módulo de control de motor.

El controlador de motores requiere de dos señales para su operación y alimentación de energía para operar la sección del amplificador. Las señales requeridas se muestran en la Tabla [E.2]

Tabla E.2 – Señales de control para módulo de control de motor.

Nombre	Tipo de señal	Rango de Voltaje
Activar	Digital TTL	0 – Lógico bajo 5 – Lógico alto
Referencia	Análogo	Proporcional a una señal de 0 a 5 VDC
Voltaje de Motor	Corriente continua	Voltaje de corriente continua de 0 a 5 V

La entrada de control de variación del pulso modulado el controlador de motores se conecta a una salida análoga del módulo de adquisición de datos USB-6008. Al variar la magnitud de la salida de voltaje análogo se genera una amplificación proporcional en la salida del módulo. Las terminales del motor van conectadas directamente a este módulo.

La entrada de control de activado / desactivado se conecta directamente a una terminal digital del módulo de adquisición de datos. Con esta señal se puede activar o desactivar la salida del amplificador sin importar el estado actual de la señal de Referencia.

CONTROLADOR DE SERVOMOTOR

Para controlar la posición de los servomotores que posicionan los anillos excéntricos se utiliza el módulo RB-Pol-01 del fabricante *Pololu™*, que se muestra en la Figura [E.5]. Este dispositivo tiene una interfaz RS-232 por lo que es conectado directamente a la computadora anfitriona que ejecuta el algoritmo de control.



Figura E.5 – Fotografía del módulo de controlador de servomotor.

El controlador de los servomotores requiere de un protocolo de comunicación serial, con carácter de iniciación y puntos de referencia. La especificación de comunicación se muestra en la Tabla [E.3].

Tabla E.3 – Especificaciones de comunicación para módulo de control de servomotores.

Nombre	Valor	Descripción
Iniciación	0x55	Caracter que indica inicio de comunicación.
Índice	0 – 8	Caracter que indica el servo a controlar.
Valor	0 – 255	Posición del servo proporcional a 255 = 100%

Las señales que se requieren para operar el módulo de control de servomotores se listan en la Tabla [E.4]. Las señales y alimentación eléctrica provienen directamente del módulo de adquisición de datos USB-6008 y no devuelve ninguna señal de retroalimentación. El puente de energía para servomotores se encuentra deshabilitado y los servomotores son alimentados directamente de las terminales de conexión del gabinete.

Tabla E.4 – Señales de control para módulo de control de servomotores.

Nombre	Tipo de señal	Rango de Voltaje
Reset	Digital TTL	0 – Lógico bajo 5 – Lógico alto
Conexión Serial	Digital RS232	Valores RS232 asincrónico.

La señal de *Reset* permite deshabilitar el módulo. Al aplicarse se reinician los valores de referencia de los servomotores y se desconecta su función, es decir, el servomotor se desbloquea. Por otra parte la comunicación serial se hace por control de software con una comunicación asincrónica.

ACELERÓMETRO

Para la medición del desplazamiento y vibración del punto de medición se selecciona como sensor un acelerómetro. El acelerómetro a utilizar es de material *piezoeléctrico*, el cual es un sensor activo basado en la respuesta eléctrica del cristal ante una fuerza que actúa sobre él, en este caso la aceleración de una masa sísmica. [Harris, 2002]

Las razones porque se selecciona el acelerómetro contra otro sensor es a) Amplio rango de frecuencia [Webster, 1998], b) la aceleración está más relacionada a patrones destructivos que el desplazamiento o velocidad [Webster,1998] y, c) solo un anclaje sin necesidad de estar sujeto a una parte estática de referencia. [Harris, 2002].

Para monitorear el estado de vibración en el punto de medición se utiliza un acelerómetro piezoeléctrico de la compañía americana CTC™ modelo AC150-2C que incluye un cable integrado para transmisión de señal y electrónica interna para conversión de la señal. En la Figura [E.6] se muestra una fotografía del acelerómetro en su modelo AC150-1A.



Figura E.6 – Fotografía del acelerómetro AC150.

Las características principales del acelerómetro se muestran en la Tabla [E.5]. Una de las características por las que se selecciona este acelerómetro para el sistema de control y monitoreo en el punto de medición es su capacidad de medir frecuencias bajas hasta 1 Hz (60 CPM).

Tabla E.5 – Características principales del Acelerómetro AC-150

Acelerómetro AC150-2C

Sensibilidad	100 mV/g
Respuesta de Frecuencia ± 3 dB	1.0 – 10,000Hz
Rango dinámico	50 g

El acelerómetro piezoeléctrico requiere de una fuente de corriente constante, la cual se describe más adelante. El acelerómetro está montado en la base externa del rotor de prueba con un montaje de tornillo en rosca de 1/4-28 y un par de montaje 5.0 N-m. Se selecciona un montaje mediante tornillo ya que esto permite a) mayor frecuencia de resonancia, b) mayor repetitividad en las mediciones, c) mayor fuerza para resistir condiciones industriales de golpes, d) permite medir vibraciones de alto nivel o amplitud sin perder sujeción. [Harris, 2002]

Las terminales del acelerómetro por las que se optan son del tipo BNC para una fácil interconexión al amplificador y a otros dispositivos periféricos de procesamiento si fuese requerido.

FUENTE DE CORRIENTE

Para lograr la excitación del acelerómetro y obtener mediciones del mismo se utiliza una fuente de corriente constante [Wilson, 2005]. La fuente de corriente que se muestra en la Figura [E.7] es el modelo PS-01 del fabricante estadounidense CTC. El amplificador tiene capacidad para un solo acelerómetro y es alimentado por dos baterías internas de 9V. Incluye un medidor de carátula para el voltaje de excitación, interruptor para encendido y dos terminales tipo BNC.



Figura E.7 – Fotografía de la fuente de corriente para el acelerómetro.

El amplificador de corriente provee de una corriente de excitación en el rango de 2 – 10 mA dependiendo del estado de vibración. Tal corriente se mantiene constante por el amplificador. En la Figura [E.8] se muestra un diagrama básico eléctrico del amplificador.

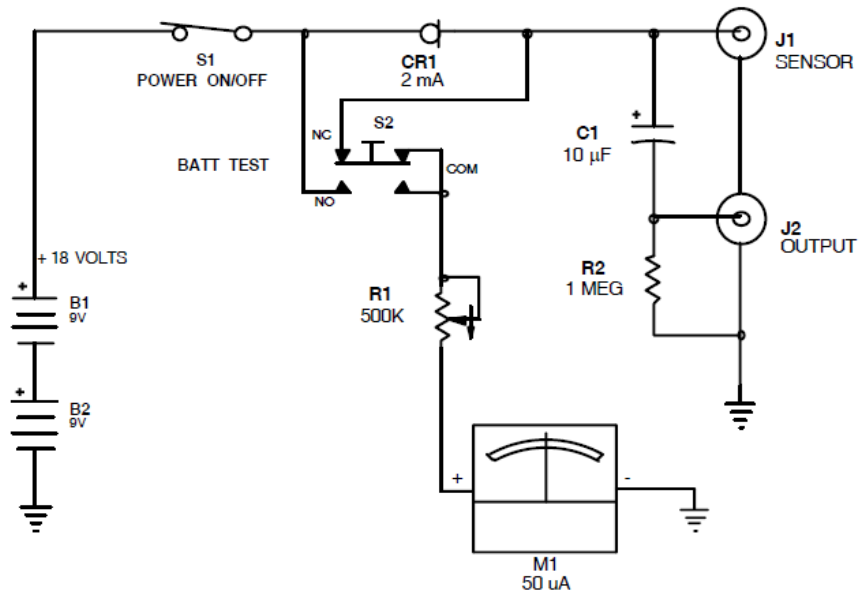


Figura E.8 – Diagrama eléctrico básico de la fuente de corriente.

La fuente de corriente cuenta con dos terminales tipo BNC para conectar el acelerómetro a excitar y la otra terminal para conectar la fuente de corriente al sistema de adquisición de datos. La fuente de corriente contiene en su circuito eléctrico un capacitor de acoplamiento, especificado como *C1* en la Figura [E.8] cuya finalidad es eliminar la componente de voltaje directo de la salida del acelerómetro. La salida de señal de la fuente de corriente hacia el módulo de adquisición de datos se conduce a través de un cable coaxial aislado para mantener la integridad de la señal.

OPTOINTERRUPTOR

Para monitorear la posición y velocidad del rotor se utiliza un optointerruptor de luz infrarroja de modelo EE-SPZ401-A del fabricante OMRON, que se muestra en la Figura [E.9]. El sensor tiene una salida lógica alta cuando el detector infrarrojo no recibe la señal del emisor, de lo contrario la señal lógica es baja.



Figura E.9 – *Fotografía del optointerruptor marca OMRON™.*

El optointerruptor se alimenta de energía eléctrica directamente del módulo de adquisición de datos, con un voltaje de línea de 5VDC. Se utiliza alimentación del módulo de adquisición de datos debido a que es un voltaje limpio de ruido eléctrico.

Por otra parte la velocidad no se determina directamente del optointerruptor sino que se estima mediante la medición de frecuencia de la onda cuadrada a su salida. Tal onda cuadrada es procesada por un algoritmo de medición de frecuencia con lo que se estima la velocidad en revoluciones por minuto.

Para superficie reflejante se utiliza el aluminio pulido de la flecha. Esta superficie reflejante se opaca con una cinta oscura cubriendo el 50% de la circunferencia de la flecha.

APÉNDICE F – IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO DE CONTROL

INTRODUCCIÓN

En esta sección se describe de forma general los procedimientos y algoritmo para el control del dispositivo de balance. El dispositivo de balance requiere de un proceso de información sobre el estado de operación con el cual se toman las decisiones de de modificación de posición de los anillos excéntricos. En la Tabla [F.1] se muestra la tabla general de señales que se utilizan en el sistema de control del dispositivo de balance.

Tabla F.1 – *Tabla general de señales del sistema de control.*

Señal	I / O	Tipo	Conexión	Nivel	Descripción
Acelerómetro	I	Análoga	Diferencial	0 - 5 V	Señal de salida del amplificador de corriente para el acelerómetro AC150.
Optointerruptor	I	Análoga	Absoluta	0 - 5 V	Señal del optointerruptor para posición de rotor.
Voltaje línea	I	Análoga	Diferencial	0 - 5 V	Medición directa del voltaje de alimentación del gabinete de control.
Servo 1	O	Digital	Estándar	TTL	Salida de señal para control del servo número uno.
Servo 2	O	Digital	Estándar	TTL	Salida de señal para control del servo número dos.
USB	Bi	Digital	USB	TTL	Comunicación bidireccional módulo de adquisición con PC.
Conexión Serial	Uni	Digital	RS232	RS232	Comunicación unidireccional PC con módulo de servos.

La Tabla [F.1] muestra las generalidades de cada señal que se utiliza. Las señales digitales no conllevan mayor proceso que su resultado en el algoritmo debido a que su utilidad consiste en que el voltaje de la señal pase o no un umbral [Tocci, 2004], sin embargo las señales análogas pasan por un proceso previo para eliminar ruido. El proceso de las señales de la Tabla [F.1] se discute a continuación en secciones dedicadas.

ACONDICIONAMIENTO Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES

Para el control del dispositivo de balance es necesario conocer el estado vibratorio del rotor así como las condiciones de operación como velocidad de rotación. Sin embargo la vibración medida directamente con el acelerómetro es una señal análoga susceptible a contaminación electromagnética.

Las señales cuyo ruido por origen electromagnético pueden afectar en las mediciones de forma considerable son:

- Acelerómetro: El ruido electromagnético puede dificultar la búsqueda de la frecuencia fundamental, la localización de cruces por cero y dificultar la medición de fase.
- Optointerruptor. El ruido electromagnético no causa mayor problema en la calidad de información puesto que solo se considera un estado biestable. Por otra parte, el ruido electromagnético puede convertir el cruce por cero en una sección difusa.
- Voltaje de alimentación: El voltaje de alimentación en las terminales es un punto de alta corriente, por lo que el ruido proviene primariamente del conmutador del motor. La variable de voltaje de línea es solo para monitoreo del estado funcional y no incurre en ninguna decisión, por lo que su ruido no genera problemas para el sistema de control

De las tres señales comentadas es la señal de acelerómetro la cual es de más importancia. Para un buen análisis y monitoreo en el sistema de control la señal del acelerómetro es procesada por un filtro, sintonizado de forma heurística hasta lograr una señal clara. El diagrama general de filtrado se muestra en la Figura [F.1].

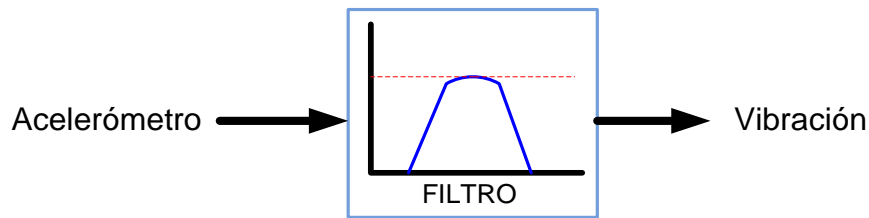


Figura F.1 – Esquema del diagrama de filtrado.

Las características del filtro que se utilizaron para la eliminación del ruido proveniente del acelerómetro se muestran en la Tabla [F.2].

Tabla F.2 – Características principales del filtro para señal de acelerómetro.

<i>Filtro para señal de acelerómetro</i>	
Tipo de filtro:	Paso bajo
Frecuencia de corte:	10 Hz
Topología:	Butterworth
Orden del filtro:	3er orden

Se seleccionó un filtro *paso bajo* como se muestra en la tabla [2] para eliminar las componentes de frecuencia más altas que la frecuencia esperada de operación. Las frecuencias altas provienen de contaminación electromagnética de la fuente de poder alterna y las armónicas asociadas derivadas de la operación de los interruptores electrónicos, transistores y conmutadores. Debido a que la velocidad de operación del sistema de prueba para el dispositivo de balance se encuentra en el rango de 200 rpm a 500 rpm, la frecuencia no será mayor de 10 Hz para la vibración fundamental. Una segunda fuente de ruido es proveniente de las vibraciones en la estructura por a) excitación de la estructura debido a la rotación excéntrica y b) choques y golpes que causan respuesta no continua de vibración en la estructura reflejada en el punto de medición.

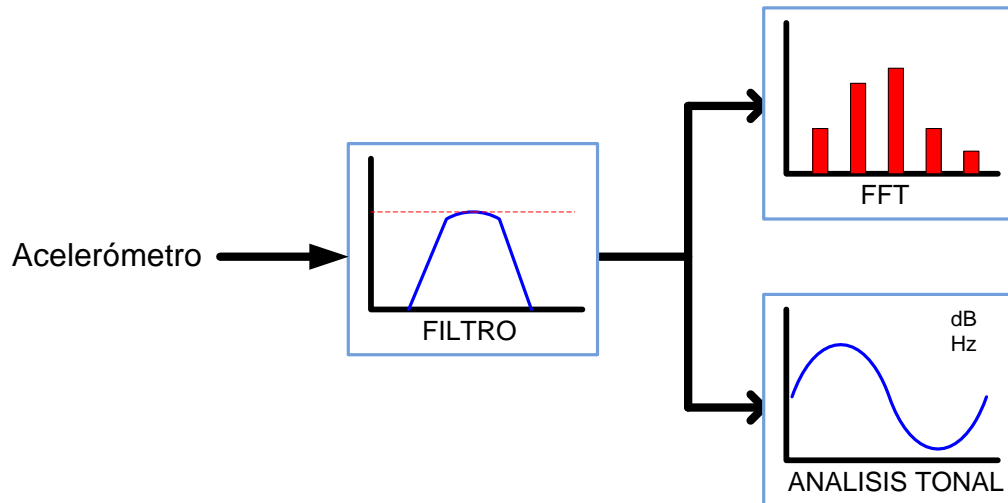


Figura F.2 – Diagrama de post-procesamiento de la señal de aceleración.

En la Figura [F.2] se muestra un postproceso que se aplica a la señal del acelerómetro una vez filtrada. Los dos postprocesos que se aplican a la señal filtrada del acelerómetro son:

- Transformada Rápida de Fourier: FFT por sus siglas en inglés (*Fast Fourier Transform*) es un análisis basado en la descomposición de una señal en componentes múltiplos de una frecuencia fundamental, donde cada componente es una función independiente con una magnitud. La sumatoria de todas las componentes tiene como resultado una función similar a la analizada. Se utiliza FFT para monitorear y visualizar la frecuencia fundamental de la vibración, analizar por inspección si coincide con la frecuencia de operación y discriminar la frecuencia de vibración contra las frecuencias parásitas de ruido y vibración no controlable [Silva, 2005].
- Análisis Tonal: Algoritmo de *LabView*® con el cual se puede obtener información de una señal acerca de su frecuencia dominante y amplitud de la componente dominante, entre otras características. La aplicación principal es monitorear que la frecuencia dominante coincida con la frecuencia de operación del rotor. La segunda aplicación es monitorear el cambio en la magnitud de la vibración dominante.

Un análisis independiente se realiza para la señal adquirida del optointerruptor. Esta señal se procesa para extraer las características de tiempo y frecuencia. Es una medición alterna a la frecuencia medida en el acelerómetro. El bloque estructural se muestra en la Figura [F.3].

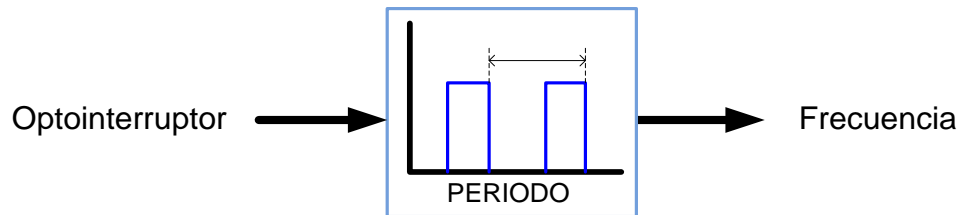


Figura F.3 – Esquema del diagrama de medición de frecuencia de rotor.

La frecuencia que se analiza a partir de la señal del optointerruptor es el valor de monitoreo que se toma en decisiones sobre el control debido a que la frecuencia que se extrae de la señal es la frecuencia de operación del rotor.

Por otra parte en la señal del optointerruptor los puntos de cruce sirven para referencia de la posición del rotor y su desfase relativo al cruce por cero de la vibración.

POSICIONAMIENTO DE ANILLOS

El posicionamiento de los anillos excéntricos del dispositivo de balance se controla mediante la modulación de una señal cuadrada cuyo periodo es de dos milisegundos, oscilando el ancho de pulso entre los 1300 y los 1800 microsegundos. Tal forma de controlar los anillos es un estándar comercial para el control de servomotores, actuador de los anillos.

Para modificar la posición de los anillos excéntricos se realiza una manipulación de dos perillas virtuales en la interfaz de usuario del programa implementado, se muestra en la Figura [F.4].

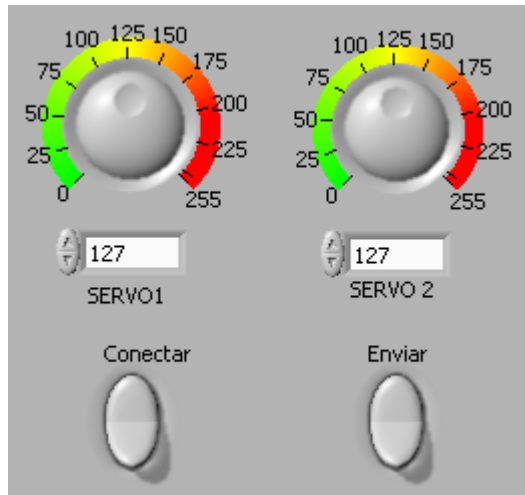


Figura F.4 – Vista de la interfaz de usuario para el control de servomotores.

Los valores están marcados en proporción numérica del control de los servomotores, con un punto intermedio en el valor 127 decimal.

Para inicializar el módulo de servomotores es necesario realizar la rutina *Conectar* que consiste en el envío del carácter de sincronización. Posterior a la inicialización basta con ingresar los valores numéricos deseados por la posición y presionar el botón *Enviar*, el cual ejecuta la rutina de acomodar la estructura de datos compuesta por un byte de sincronización, número de servomotor y su valor de posición.

CONTROL DE VELOCIDAD DE MOTOR

Para controlar la velocidad de rotor en el experimento se utiliza una rutina en el sistema de control cual consiste en generar una señal de salida análoga proporcional de 0V a 5V que se conecta a la entrada de *Referencia* del *Controlador de Motores*. En la Figura [F.5] se muestra la imagen de la perilla virtual y control de apagado en la interfaz de usuario.

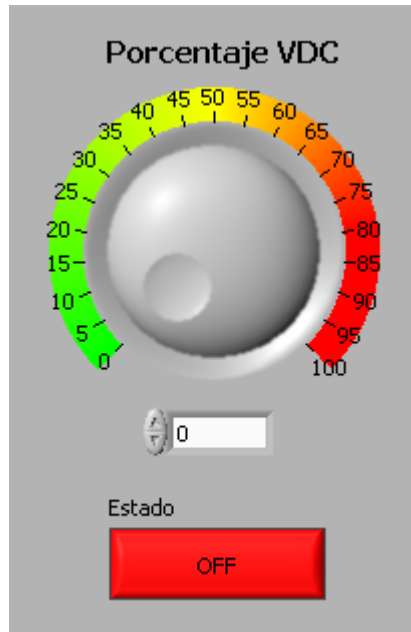


Figura F.5 – Vista de la interfaz de usuario para el control de velocidad de rotor.

Al control de velocidad de giro del rotor se agrega un botón extra para encendido y apagado del mismo. El botón de *Estado* ejecuta una rutina directa que activa o desactiva la salida lógica del módulo de adquisición de datos que va conectada a la terminal *Activar* del *Controlador de Motores*. La lógica que se utiliza para operar esta terminal es no – invertida.

INTERFAZ DE SEÑALES

La adquisición de datos se realiza mediante el *módulo de adquisición* donde se realiza una cuantificación de las señales basadas meramente en voltaje. La cuantificación de las señales es transferida por el *módulo de adquisición* a la computadora mediante la interfaz de comunicación USB y los *drivers* correspondientes provistos por la empresa fabricante.

Se emplea el servidor *DAQmx*[®] del programa *Explorador de Automatización y Mediciones* de la empresa *National Instruments*[™] para el manejo de las señales análogas. La definición de señales análogas se lista en la Tabla [F.3]. La tasa de muestreo se mantiene

igual para las tres señales análogas, sin embargo la señal del canal tres “Vdc_Bus” requiere una lectura con tasa mínima de 3 muestras / s, sin embargo se mantiene la tasa alta de 1000 muestras / s debido a la limitación del *Módulo de adquisición* de datos que solo maneja una sola tasa de muestreo. La cantidad de datos alta para monitorear el voltaje de bus es redundante.

Tabla F.3 – Especificaciones de muestreo y acoplamiento de las señales análogas.

Canal	Nombre	Rango	Referencia	Tasa Muestreo	Muestras por lectura
Canal 0	Acelerómetro	-2 : 2	Diferencial	1000 m/s	1000
Canal 1	Fotointerruptor	0 : 5	Tierra	1000 m/s	1000
Canal 3	Vdc_Bus	0 : 6	Diferencial	1000 m/s	1000

Para las señales digitales en niveles TTL se utiliza un acceso directo desde la aplicación. El *módulo de adquisición* no contiene reloj interno para muestrear señales en líneas digitales por lo que las lecturas y escrituras de las señales lógicas se realizan *Sobre demanda*. El control del motor requiere de un voltaje análogo controlable, el cual se establece por demanda debido a la poca necesidad de sincronización que se requiere. Las señales TTL y las salidas de voltaje se consideran señales asíncronas cuya activación o desactivación no se pueden garantizar en una ventana menor de diez milisegundos, con un error de ± 5 ms.

El control de la comunicación USB se realiza directamente por los drivers del *módulo de adquisición* y no requieren de la intervención del usuario, sin embargo, el control del módulo se lleva a cabo mediante llamadas directas a modificación del bus de salida del módulo. Como previamente se discutió las entradas análogas son controladas por un servidor del *Explorador de Automatización y Medición*, mientras que las salidas análogas y señales digitales son controladas *sobre demanda* por petición del usuario. Se programan las entradas y salidas requeridas ya sea como respuesta a un evento de usuario o, como actividades temporizadas.

La comunicación serial se lleva a cabo como actividad programada por el usuario. Se programa el protocolo de comunicación y se ejecuta la transmisión mediante una abstracción de las librerías de *Windows*® por parte de *LabView*®.

PROGRAMA DE LABVIEW

El sistema de control se implementa mediante el software *LabView*®, donde se lleva a cabo la integración de de las consideraciones anteriores de operación y control para velocidades de motor, posición de anillos excéntricos, monitoreo y procesamiento de la vibración y aplicación de filtros para acondicionamiento de las señales. En la Figura [F.6] se muestra la pantalla principal de la interfaz de usuario.

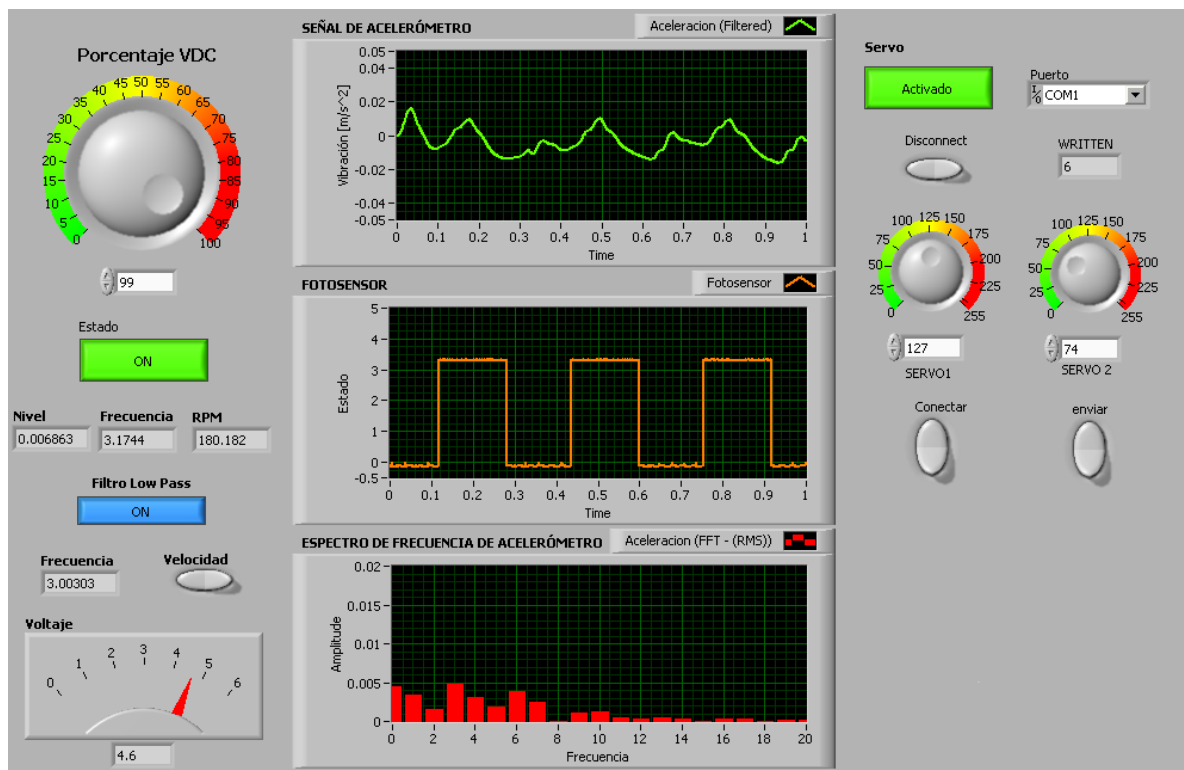


Figura F.6 – Vista de la interfaz de usuario completa con los controles para servomotor, velocidad de rotor, activación de filtros y monitoreo general.

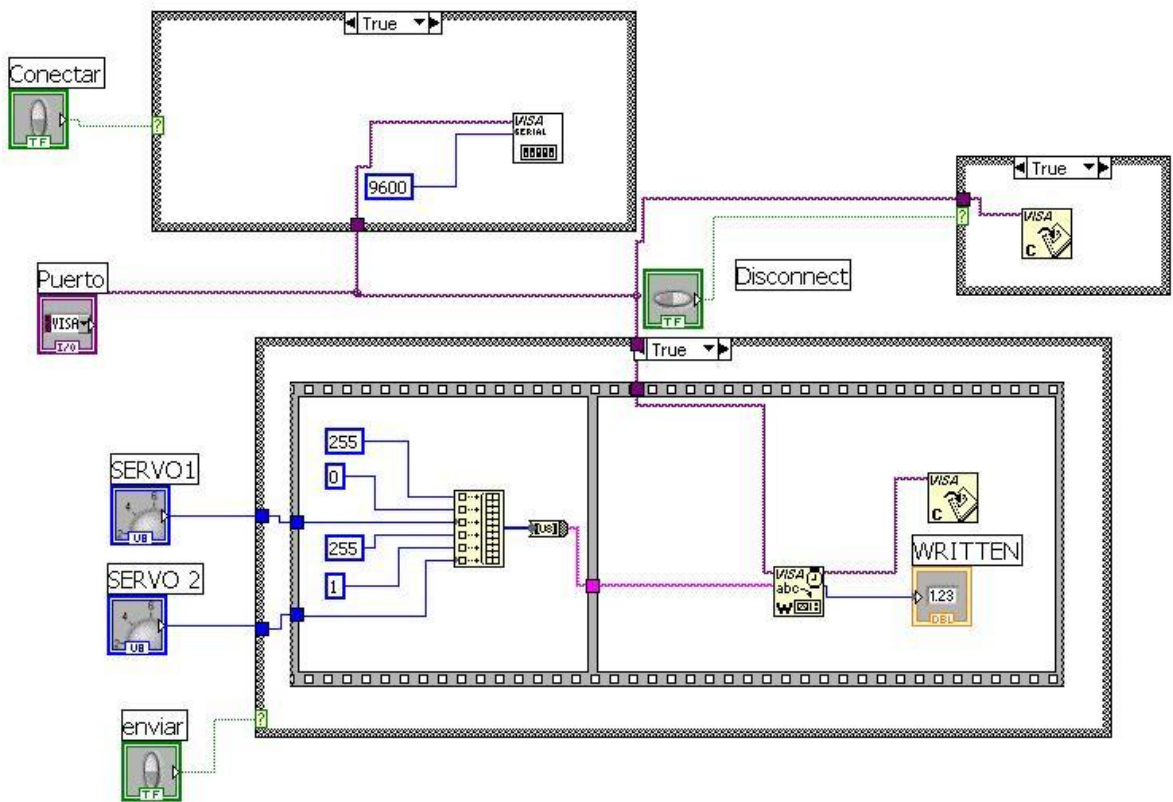


Figura F.8 – Implementación del control de comunicación del puerto serial RS232 para control del módulo de servomotores. Se utiliza el Instrumento Virtual VISA

APÉNDICE G – SOLICITUD DE PATENTE

A continuación se anexa la redacción de la solicitud de patente con clave de folio: MX/E/2009/077043 ingresada en el Instituto Mexicano de Propiedad Industrial.

DISPOSITIVO PARA MODIFICAR LA EXCENTRICIDAD DE UN ROTOR

DESCRIPCIÓN

La presente invención refiere a un dispositivo que al girar una serie de anillos excéntricos puede modificar la localización de su centro de masa en un plano normal al eje imaginario de giro con la finalidad de compensar la excentricidad de un rotor genérico y con ello controlar el estado vibratorio del mismo. El dispositivo se monta en la flecha del rotor a balancear y gira junto con esta con la capacidad de operar en tiempo real durante y bajo condiciones de operación del rotor.

OBJETO DE LA INVENCION

El presente invento de manera general se refiere a un dispositivo capaz de rotar dos anillos en su cuerpo, en el mismo o en diferente sentido, paralelos uno a otro donde se pueden atornillar masas en su periferia y con el efecto de la rotación lograr que el centro de masa equivalente se desplace en el plano paralelo intermedio entre los anillos. La rotación de los anillos se lleva a cabo mediante actuadores, uno para cada anillo.

El dispositivo de esta invención presenta ser una opción a los sistemas tradicionales de balanceo de rotor que funcionan de forma manual y requieren de detener el movimiento de la flecha de los rotores para hacer ajustes, generalmente de posición en la masa de control. Además de la funcionalidad del dispositivo de esta invención en no requerir modificación manual en sus anillos pues son manejados con actuadores, el dispositivo tiene la capacidad de ser controlado y monitoreado en tiempo real. La operación en tiempo real sin necesidad de intervención humana, requiere anexar el dispositivo de la invención, en la implementación de sistemas automáticos humano independientes.

El dispositivo de la presente invención tiene la capacidad de resistir los esfuerzos generados por la rotación y las vibraciones transmitidas por el rotor. A su vez, el dispositivo mediante sus actuadores eléctricos le permite ser operado de forma automática, lo que permite corregir o modificar la vibración en un rotor durante el tiempo de operación sin la necesidad de hacer paro para alguna modificación. También, el hecho de que los anillos tienen barrenos permite que se le agreguen las pesas extras a la medida de la necesidad de la aplicación por lo que un mismo dispositivo puede manejar varios contra-balances.

ANTECEDENTES

Varios intentos y diseños se han realizado para la fabricación de dispositivos que ayuden en el balanceo de maquinaria con flechas y rotores que por operación o construcción presenten el fenómeno de excentricidad de masa. La excentricidad de masa en un objeto en rotación produce una vibración en el sentido radial cuya frecuencia es similar a la de rotación. La vibración en el rotor es transmitida a los cojinetes rodantes o chumaceras

produciendo un desgaste acelerado de los mismos. Por lo anterior, una prevención de vibración ayuda en aumentar la vida de los componentes de maquinaria además de mejorar el desempeño de la maquinaria.

Las invenciones más comunes para la solución de vibración por rotores excéntricos son aquellas que balancean de forma estática o dinámica los rotores mismos. La invención de la patente con solicitud WO/2008/006692 es una solución de balancear un rotor basada en la inyección de un líquido a cámaras dispuestas en arreglo polar en el plano normal al rotor. Esta es una solución que permite el balanceo para rotores de alta velocidad, sin embargo no es fácil de automatizar y requiere de pruebas sucesivas para encontrar el estado de balance perfecto.

Otra invención utiliza masa sólida para el balanceo. La patente WO/2008/028541 consta mínimo una masa que se desplaza en un disco mediante un actuador, donde el disco gira junto con la flecha de interés. Esta invención utiliza actuadores para el movimiento del dispositivo sin embargo el dispositivo no tiene indicaciones de proveer energía propia ni métodos de control para actuar sobre el mecanismo. La masa se indica como una pieza constante, por lo que el dispositivo requiere de ser intercambiable si las necesidades de balance cambian. En el caso de operar con una sola masa el rango de corrección del centro de masa se ve limitado, ya sea en distancia radial o bien en posición angular.

Para aplicación de máquinas herramientas, donde la herramienta o pieza a procesar puede incluir asimetrías, equivalente de excentricidad, invenciones tratan el problema mediante masas de ajuste. La invención WO/2004/040165 consta de por lo menos dos

masas que pueden rotar en el mismo eje del rotor. Las masas sirven como contrapesos para balancear la excentricidad. La operación del dispositivo según se especifica se asume de operación manual, para cada pieza, por lo que su desempeño depende directamente de la habilidad y percepción del operador. La invención indica el uso de por lo menos dos masas, sin embargo ya que la operación es manual el aumento de grados de libertad incrementa la complejidad de ordenar las masas. Por otra parte, si las masas son de peso fijo, se pueden utilizar varias de esas masas para aumentar la magnitud de la masa de balance.

Un área de oportunidad en los dispositivos de corrección de excentricidad es la operación automática. La patente WO/2004/098413 muestra un dispositivo de balanceo para tomógrafos que incluye monitorear el desbalance para determinar su magnitud. No obstante no muestra indicios la patente de que sea aplicable a altas revoluciones debido a que parte de la infraestructura de sensores está implementada en el dispositivo a controlar. Si bien el método de corrección es novedoso mediante el control de un fluido con características electro y/o magneto-reológicas, en canales, la capacidad para restaurarse el estado inicial del fluido no está claramente solucionada. Lo anterior es, una vez que el fluido está en su posición de corrección, no se indica cómo se puede disponer nuevamente el fluido en una posición útil para ser reutilizado. Esto produce una reducida capacidad del dispositivo para restablecerse y volver a hacer correcciones una vez que el balance se ha hecho.

De los dispositivos de balance, los de material líquido implican una dificultad, la de controlar la entrada y salida de líquido a las cámaras de balance. Por otra parte los dispositivos de balance basados en péndulos son difícilmente ajustables durante la

operación lo que si bien les permite ser automáticos, no les permite ser manipulables. Los dispositivos de balance basado en anillos excéntricos permiten ser los más apropiados para ser automáticos debido a que su operación puede ser ligada directamente a un actuador. Por otra parte, el uso de un anillo como componente para la posición de la masa excéntrica, es una ventaja de operación. Lo anterior se debe a que la fuerza centrífuga sobre la masa es distribuida en los componentes del anillo soportado directamente por el cuerpo donde el anillo se encuentre soportado. En el caso de la aplicación de un actuador directamente para el anillo, la fuerza centrífuga no actúa sobre el par torsional requerido en el anillo.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LAS FIGURAS

La figura 1 muestra una vista isométrica externa del dispositivo completo.

La figura 2 muestra una vista de explosión del ensamble del dispositivo.

La figura 3 muestra una vista isométrica del ensamble del anillo excéntrico.

La figura 4 muestra una vista de explosión del ensamble del anillo excéntrico.

La figura 5 muestra una vista isométrica del cuerpo principal.

La figura 6 muestra una vista lateral del cuerpo principal.

La figura 7 muestra una vista superior del cuerpo principal.

La figura 8 muestra una representación esquemática del dispositivo motivo de esta invención controlado por un controlador electrónico.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA INVENCION

La presente invención refiere a un dispositivo mecánico que a partir de la rotación de dos componentes excéntricos puede modificar el centro de masa del dispositivo y servir como contrapeso en un rotor.

Dicho dispositivo se compone de un cuerpo principal (1) de forma cilíndrica con un diámetro mayor en el centro y formando un escalón (o saque) con sus extremos. Los extremos presentan iguales características. El interior del cuerpo principal, tiene una perforación axial (14) que le permite al dispositivo ser montado directamente en una flecha de rotor que ajusta con el diámetro interno del cuerpo principal.

La parte central del cuerpo principal (1), (que presenta el mayor diámetro externo) tiene dos resaques (13), equidistantes entre sí y cuya base es paralela al eje central de la perforación axial. La base de cada resaque, comprende una serie de orificios (23) para permitir la inserción de “barrenos del resaque”.

Cada extremo del cuerpo principal (1), presenta un primer y segundo diámetro, que forman un ángulo recto entre sí. El primer diámetro denominado sección de rodamiento (16), es mayor y más cercano al centro del cuerpo principal; y el segundo diámetro es denominado sección para terminación (17) y presenta al menos un orificio de terminación (20) a la mitad de su cuerpo. Cada sección de rodamiento (16) localizada en cada extremo del cuerpo principal (1), sirve de montura para un ensamble de anillos excéntricos (4), y en cada sección de terminación (17) se localiza una pieza de terminación (5), sujeta al orificio de terminación (20) por un opresor (19), es posible

tener más de un opresor, lo que le permite una mayor capacidad de sujeción contra un aumento en la dificultad de alineación concéntrica entre la flecha del rotor y el dispositivo.

Cada anillo excéntrico (4) está compuesto por:

- i) un rodamiento de balero (9) que se introduce en
- ii) una carcasa cilíndrica (10), que en su cavidad interior, alberga al rodamiento de balero. La primera cara, que es la base, presenta una ceja formando un ángulo recto respecto a su eje axial, cuya función es confinar el rodamiento de balero; además el contorno de la carcasa cilíndrica, presenta un arreglo de orificios de carcasa (22), equidistantes entre sí, donde se pueden atornillar masas externas mismas que provocan la excentricidad al anillo excéntrico. La segunda cara, presenta en su contorno orificios periféricos (22) equidistantes, que coinciden con los orificios de su tapa (8) para permitir el ensamble de la misma, mediante tornillos.
- iii) una tapa (8) de igual diámetro que la segunda cara de la carcasa cilíndrica, con un orificio central de menor diámetro que el rodamiento de balero (9); cabe señalar que la tapa presenta orificios en su superficie; un primer conjunto de estos orificios coincide con los orificios de carcasa para fijarse a ella. El segundo conjunto de orificios, también están distribuidos equidistantemente, para permitir el ensamble de un engrane de cadena (7).

- iv) un engrane de cadena (7) de mayor diámetro que la carcasa, que en su periferia presenta orificios que coinciden en diámetro y distribución con el segundo conjunto de orificios de la tapa, para permitir la introducción de espaciadores (11) y tornillos (12); estos espaciadores sirven para a) calibrar la distancia entre la tapa (8) y el engrane de cadena (7) con el fin de alinear correctamente el engrane (6) y el engrane de cadena (7), y b) crear un espacio en el ensamble entre el engrane de cadena (7) y la tapa (8) para dar libre espacio a que la cadena no interfiera o roce contra la estructura del dispositivo.

La pieza de terminación (5), consiste en un solo cuerpo, cuyo interior es circular y su diámetro ajusta perfectamente con el diámetro exterior de la sección para terminación (17), y por el exterior presenta un primer y segundo diámetro, que forman un ángulo recto. El primer diámetro es menor y en su longitud presenta al menos un orificio que coincide en diámetro y ubicación del orificio de la sección de terminación; el borde de menor diámetro externo de la pieza de terminación topa con el borde que forman la sección de rodamiento y la sección de terminación. (Ver figura 1 y 2). Es importante señalar que el engrane de cadena (7) está orientado hacia el centro del cuerpo principal. (Ver figuras 1 y 2). La ventaja principal de utilizar un anillo excéntrico para colocar la masa excéntrica es que la fuerza radial, provocada por la aceleración normal sobre la masa, es soportada por todo el anillo excéntrico contra la cara de ajuste de la base del cuerpo principal (1). Lo anterior implica que el esfuerzo centrífugo se distribuye sobre los componentes estructurales del dispositivo y no en los actuadores. Si el actuador no está sujeto a la carga centrífuga la

capacidad de carga de éste no deberá incrementar para aplicaciones de mayor velocidad de rotación.

Los resques (13) del cuerpo principal (1) se utilizan cada uno como superficie de montura para un ensamble del actuador, que está compuesto por una base (2) en la cual se monta un motor eléctrico (3) en cuya flecha o piñón tiene un engrane (6) para cadena. La base (2) es sujeta físicamente a la base del resaque, mediante tornillos en los orificios de barrenos (19). El engrane (6) y el engrane de cadena (7) van conectados entre sí por una cadena con el mismo paso que los engranes, ya que la separación de los dientes del engrane, coincide con los dientes del engrane de cadena. Preferentemente, por dos vueltas que da del engrane, hace girar una vuelta al engrane de cadena. Los motores se instalan con el engrane (6) en el lado contrario del cuerpo principal, por lo que el engrane (6) de cada motor eléctrico (3) queda alineado con el engrane de cadena (7) de cada anillo excéntrico (4).

La alimentación de los motores eléctricos (3) se realiza, al conectarlos a un sistema externo, eléctricamente. El suministro de energía y señales están provistos por sistemas o dispositivos externos independientes al dispositivo de la invención.

Al atornillar masas en alguno de los orificios periféricos (22) de cada anillo excéntrico (4) el anillo queda desbalanceado, por lo que la corrección del centro de masa se lleva a cabo mediante el giro de los anillos excéntricos (4), es decir, un giro de ambos anillos excéntricos (4) tiene un efecto combinado que desplaza el centro de masa general del dispositivo, lo que se convierte en un efecto de contrabalance en el rotor donde se instale el dispositivo. Este contrabalance puede producir dos efectos: a) suprime o aminora la

vibración en la flecha del rotor causado por cargas excéntricas en el mismo o, b) crea un estado de vibración forzado causado por una masa en desbalance.

La operación del dispositivo requiere del cálculo de la rotación de los anillos excéntricos que pueda suprimir la vibración o bien lograr la vibración deseada, cálculo cuyo algoritmo se calcula de forma externa al anillo excéntrico.

Al montar los anillos excéntricos (4) sobre el cuerpo principal (1) y que éstos desplacen el centro de masa mediante rotación presenta una ventaja contra los diseños previos debido a que la fuerza centrífuga que actúa en el dispositivo se transmite sobre los componentes estructurales y no directamente sobre los eslabones o conectores de los motores eléctricos (3) por lo que los motores no requieren ser de alta capacidad y disminuyen el consumo energético durante la operación estable (sin manipulación).

Por otra parte, la sustitución de los motores eléctricos (3) por servomotores permite que se pueda bloquear la posición de los anillos excéntricos (4) permitiendo al dispositivo mayor robustez durante periodos transitorios de aceleración angular, donde los anillos excéntricos (4) debido a sus masas excéntricas en arreglo con los barrenos periféricos (22) se ven sujetos a aceleración tangencial y por lo mismo a un par torsional, reflejado en el actuador directo de los anillos excéntricos (4).

Para la transmisión de energía eléctrica y señales desde la estructura fija hacia el dispositivo de balance en rotación se utiliza un anillo de deslizamiento. El anillo de deslizamiento, cuenta con por lo menos cuatro canales independientes, cada uno con una capacidad de corriente de dos amperes.

El anillo deslizante se coloca directamente sobre la flecha del rotor, con una cara del anillo ajustada contra la base. Para evitar que la sección estática del anillo deslizante rote en conjunto con la flecha del rotor, un tornillo es ajustado en la base externa del rotor con la finalidad de funcionar como un tope de interferencia. El tornillo se ajusta en la pestaña de fijación del anillo deslizante y es enroscado en la base.

Los conductores eléctricos de la sección móvil del anillo deslizante se conectan directamente al dispositivo de balance. Las terminales de conexión contienen pestañas para evitar que se desconecte la conexión por tensión física en los cables. Los conductores eléctricos de la sección estática del anillo deslizante se agrupan dentro de una terminal múltiple para su posterior conexión al sistema de control. La finalidad de la terminal múltiple es i) la organización sencilla de los cables para facilitar la conexión y desconexión y, ii) mejorar la vida de los conductores.

Adicionalmente, el dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor es contralado mediante un controlador electrónico (33) que opcionalmente es un controlador lógico programable (PLC) o una computadora. El controlador lógico programable tiene capacidad para recibir al menos una señal de:

- un codificador de posición (encoder) (31) que se localiza en la flecha sobre la cual se monta el presente dispositivo; y
- un acelerómetro (32) que se ubica en un punto de interés de la maquina de aplicación (ver figura 8).

Y una salida de señales para:

- un variador de motores (drive) (34) por cada motor, para controlarlo eléctricamente, este variador de motores físicamente esta conectado a un motor y al controlador electrónico (33).

REIVINDICACIONES

Habiendo descrito suficiente mi invención, considero como una novedad y por lo tanto reclamo como de mi exclusiva propiedad, lo contenido en las siguientes cláusulas:

1. Un dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor, **caracterizado porque** comprende:

- Un cuerpo principal (1) de forma cilíndrica con un diámetro mayor en el centro y formando un escalón (o saque) con sus extremos, los cuales presentan características iguales; en el interior del cuerpo principal, tiene una perforación axial (14); y por el exterior, en la parte central del cuerpo principal (1), (la que presenta, el mayor diámetro externo) tiene dos resaques (13), equidistantes entre sí, y su base es paralela al eje central de la perforación axial;
- cada extremo del cuerpo principal (1), presenta un primer y segundo diámetro, que forman un ángulo recto entre sí;
 - o el primer diámetro, es denominado sección de rodamiento (16) tiene el diámetro mayor, es el más cercano al centro del cuerpo principal, y sirve de montura para un ensamble de anillos excéntricos (4);
 - o el segundo diámetro, es denominado sección para terminación (17) tiene diámetro menor que la sección de rodamiento, presenta a la mitad de la longitud de su cuerpo al menos dos orificios de terminación (20); (distribuidos equidistantemente) y en el extremo libre de cada sección de terminación (17) se localiza una pieza de terminación (5), la cual es sujeta al orificio de terminación por un opresor;

- Dos anillos excéntricos, localizados cada uno en la sección de rodamiento (16), cada anillo excéntrico está compuesto a su vez por:
 - o una carcasa cilíndrica (10), cuenta con dos caras, la primera, que es la base, presenta una ceja formando un ángulo recto respecto a su eje axial y la segunda cara, presenta en su contorno orificios periféricos (22) equidistantes, en su cavidad interior, alberga a
 - o un rodamiento de balero (9), y se cierra mediante
 - o una tapa con un orificio central de menor diámetro que el rodamiento de balero (9), que presenta en su contorno un primer conjunto de orificios, que coinciden en diámetro y distribución con los orificios periféricos (22) de la carcasa; la tapa presenta un segundo conjunto de orificios en su superficie, los cuales están distribuidos equidistantemente y permiten el ensamble de un engrane de cadena; enseguida de la tapa, se localiza
 - o un engrane de cadena (7) de mayor diámetro que la carcasa, el engrane de cadena en su periferia presenta orificios, que permiten la introducción de espaciadores y tornillos; los espaciadores se localizan entre el engrane de cadena y la tapa de la carcasa, para la precisión de ensamble en cadena del engrane (7) y el engrane (6);

- Una pieza de terminación con diámetro interior circular y ajustado perfectamente con el diámetro exterior de la sección para terminación; la pieza de terminación presenta un primer y segundo diámetro, donde el primer diámetro es menor y en su longitud presenta al menos un orificio que coincide en diámetro y ubicación del orificio del orificio de la sección de terminación

- Los resagues del cuerpo principal, se conforman de una base (2) en la cual se monta un motor eléctrico (3) en cuya flecha o piñón tiene un engrane (6) para cadena cuyos dientes coinciden con los dientes del engrane de cadena
- 2. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicación 1, **caracterizado porque** la perforación axial le permite al dispositivo ser montado directamente en una flecha de rotor que ajusta con el diámetro interno del cuerpo principal
- 3. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicación 1, **caracterizado porque** el engrane (6) y el engrane de cadena (7) van conectados entre sí por una cadena con el mismo paso que los engranes, **preferentemente** por dos vueltas que da del engrane, hace girar una vuelta al engrane de cadena
- 4. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicación 1, **caracterizado porque** el motor eléctrico (3) es un servomotor
- 5. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicaciones 1 y 4, **caracterizado porque** el motor eléctrico (3) preferentemente es controlado por un controlador electrónico
- 6. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicación 5, **caracterizado porque** el controlador electrónico, opcionalmente es un controlador lógico programable (PLC) o una computadora⁷. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicación 5, **caracterizado porque** el controlador lógico programable tiene

capacidad para recibir al menos una señal de un codificador de posición (encoder) y un acelerómetro

8. El dispositivo para modificar la excentricidad de masa de un rotor de conformidad con la reivindicación 1, **caracterizado porque** el motor eléctrico (3) es un motor de flecha hueca (Through Hole) montado directamente sobre el cuerpo principal (1) sin necesidad de la base (2), la cadena y el engrane (6) ni el engrane de cadena (7)

RESUMEN

La presente invención refiere a un dispositivo que por medio de la rotación de dos anillos excéntricos en torno a su eje axial puede desplazar el centro de masa global en un plano intermedio normal al eje de giro de los anillos. Los anillos adquieren la propiedad físico – geométrica de ser excéntricos mediante masas externas que se le atornillan al eje con la finalidad de desbalancearlos. Al girar ambos anillos excéntricos el efecto combinado de desplazar en el plano el centro de masa se utiliza para contrarrestar el desbalance físico que puede haber en la flecha de un rotor con la finalidad de suprimir las vibraciones que esto ocasiona.

El movimiento de los anillos excéntricos se manipula mediante motores eléctrico conectados físicamente a los anillos mediante bandas o cadenas.

El uso de servomotores le permite al dispositivo bloquear la posición de los anillos excéntricos para mantener una operación estable

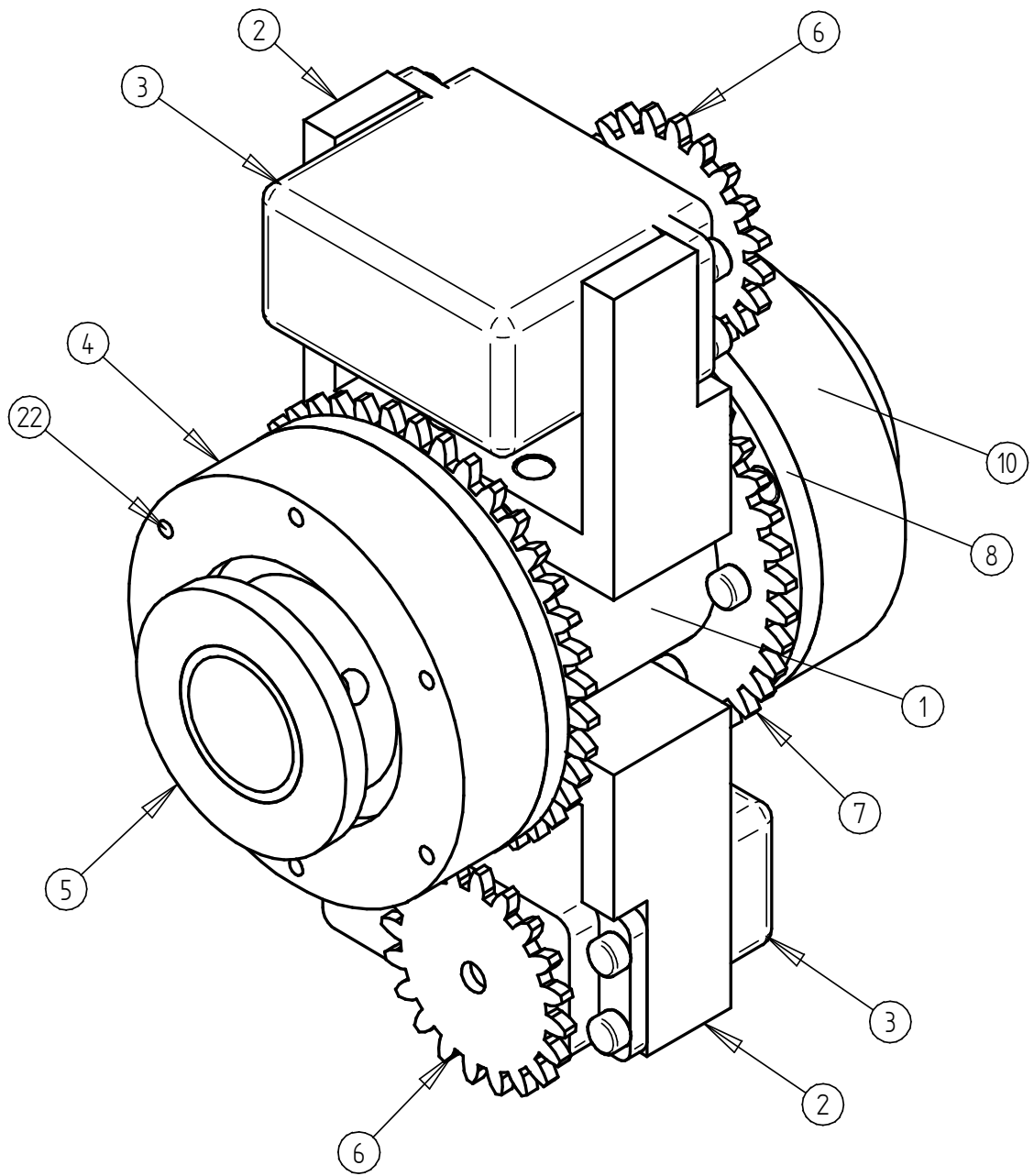


FIGURA 1

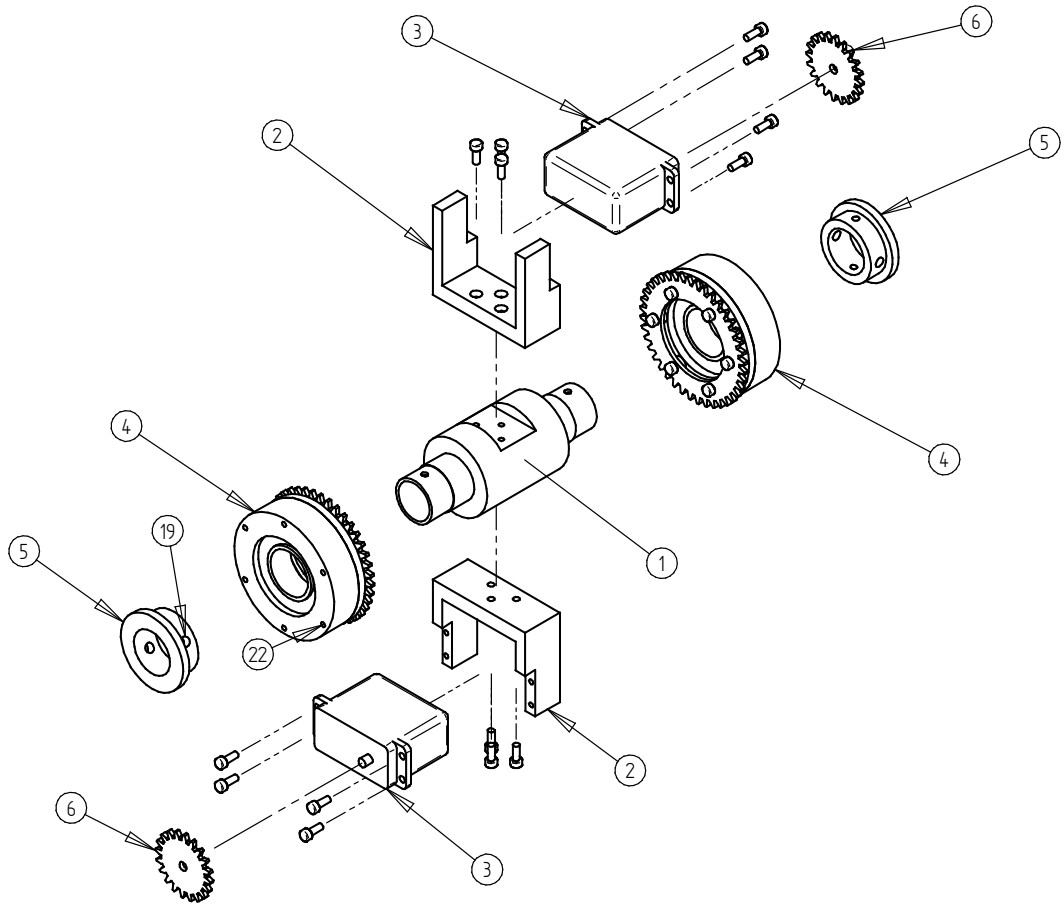


FIGURA 2

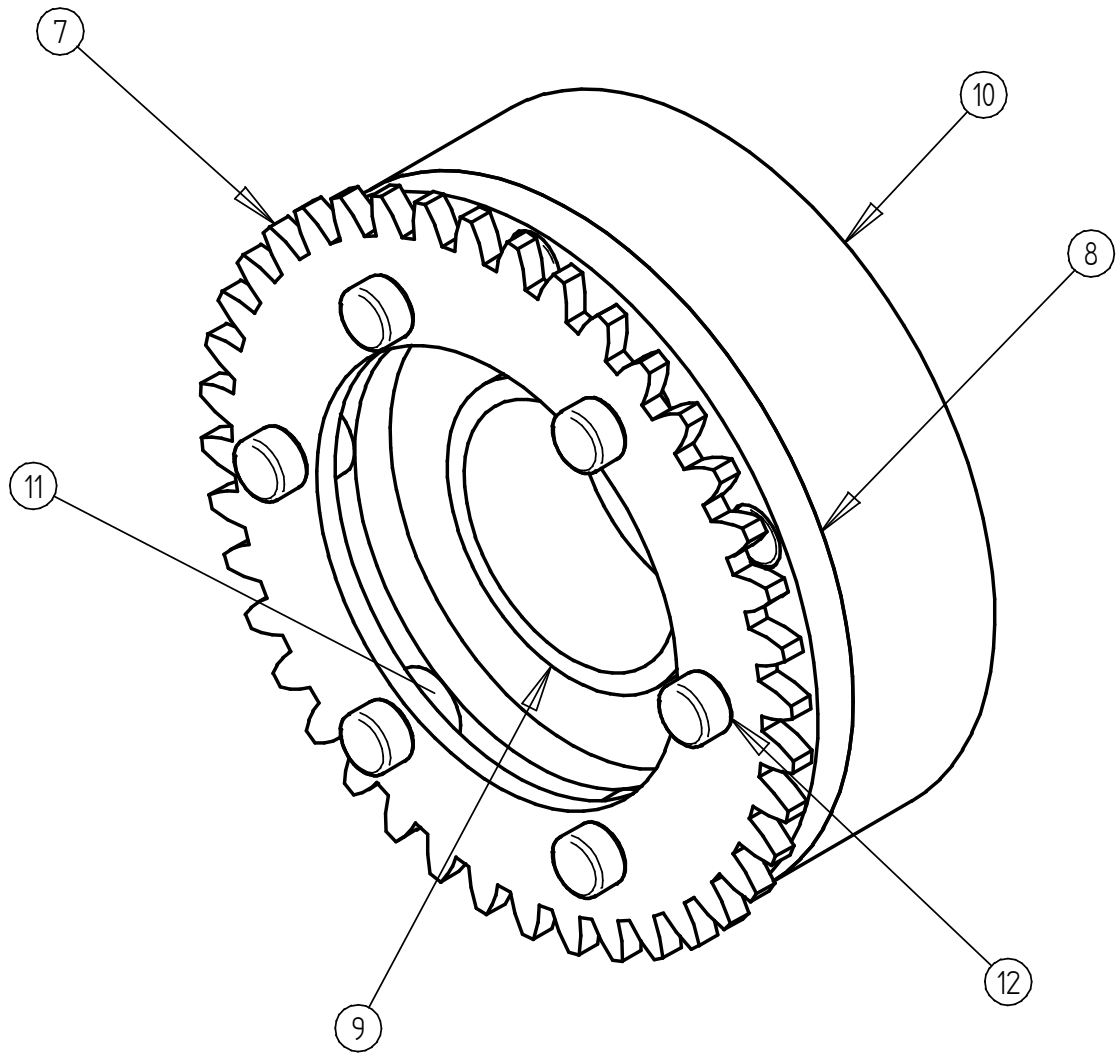


FIGURA 3

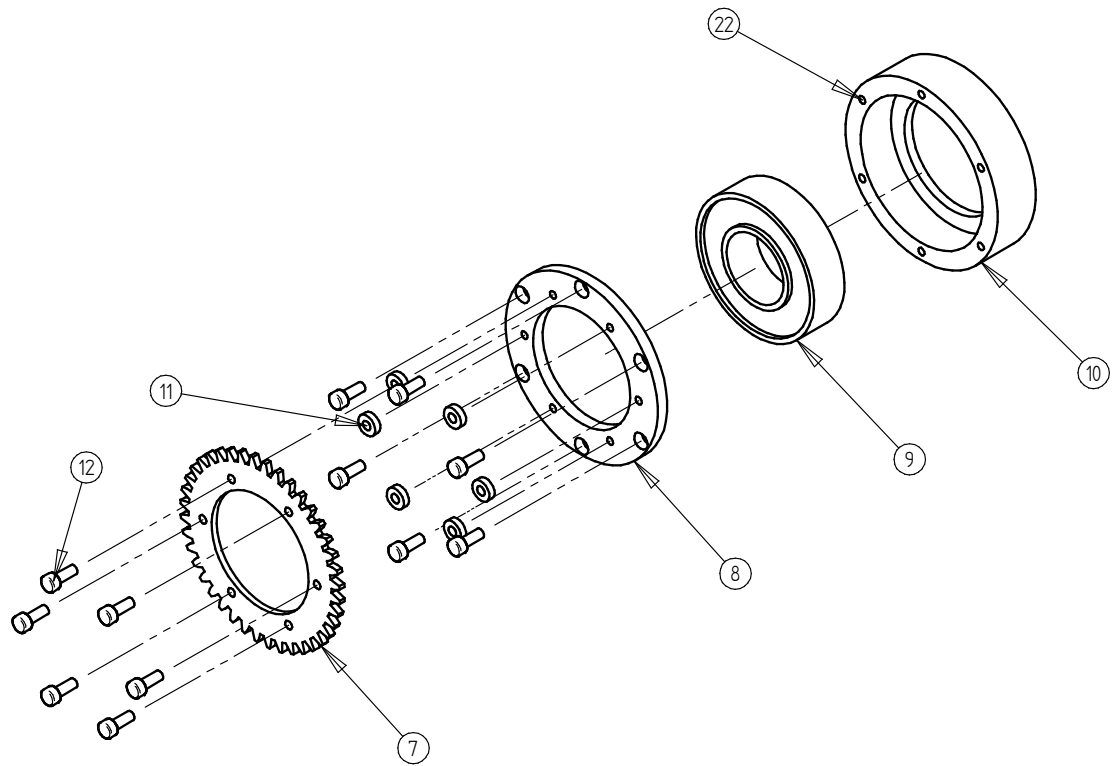


FIGURA 4

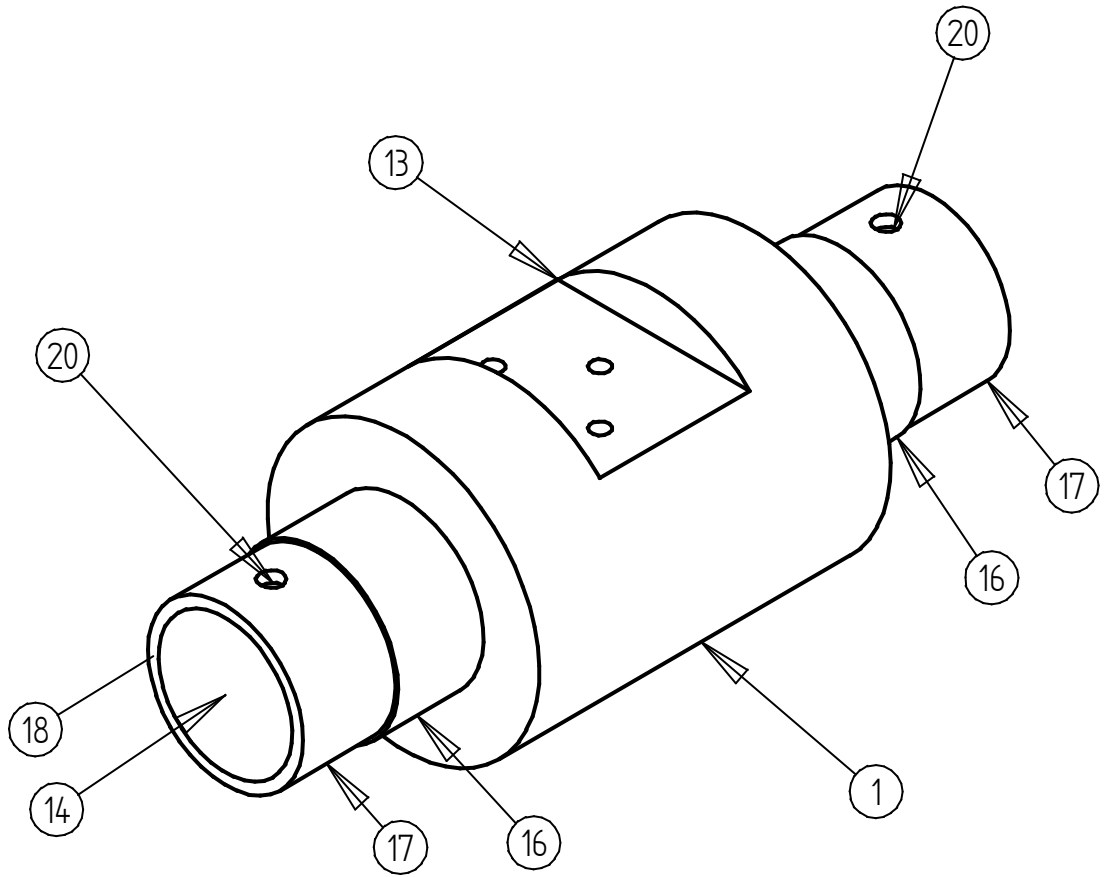


FIGURA 5

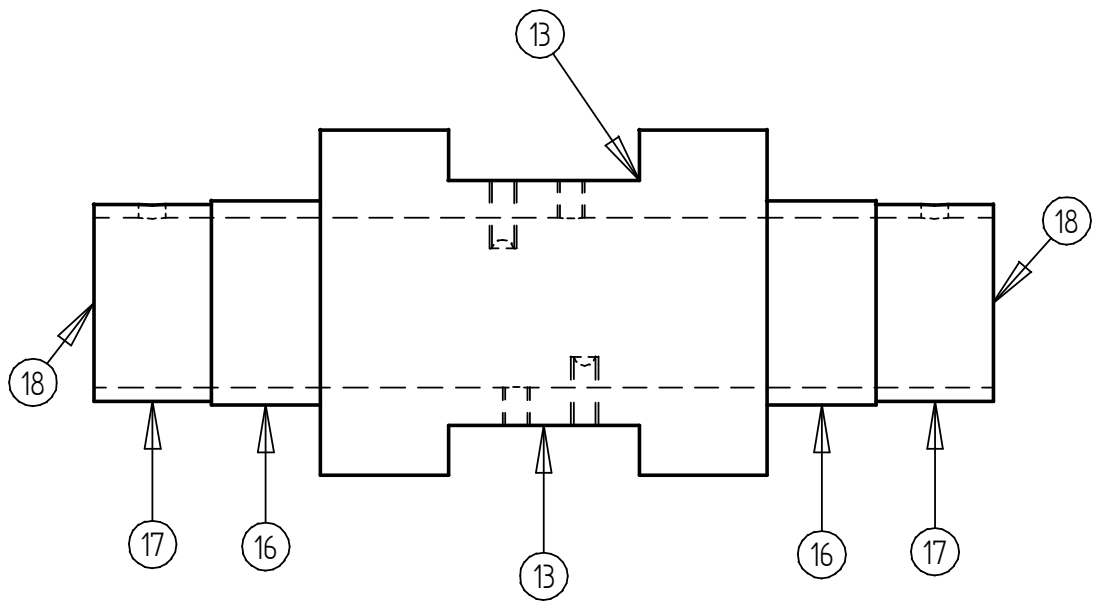


FIGURA 6

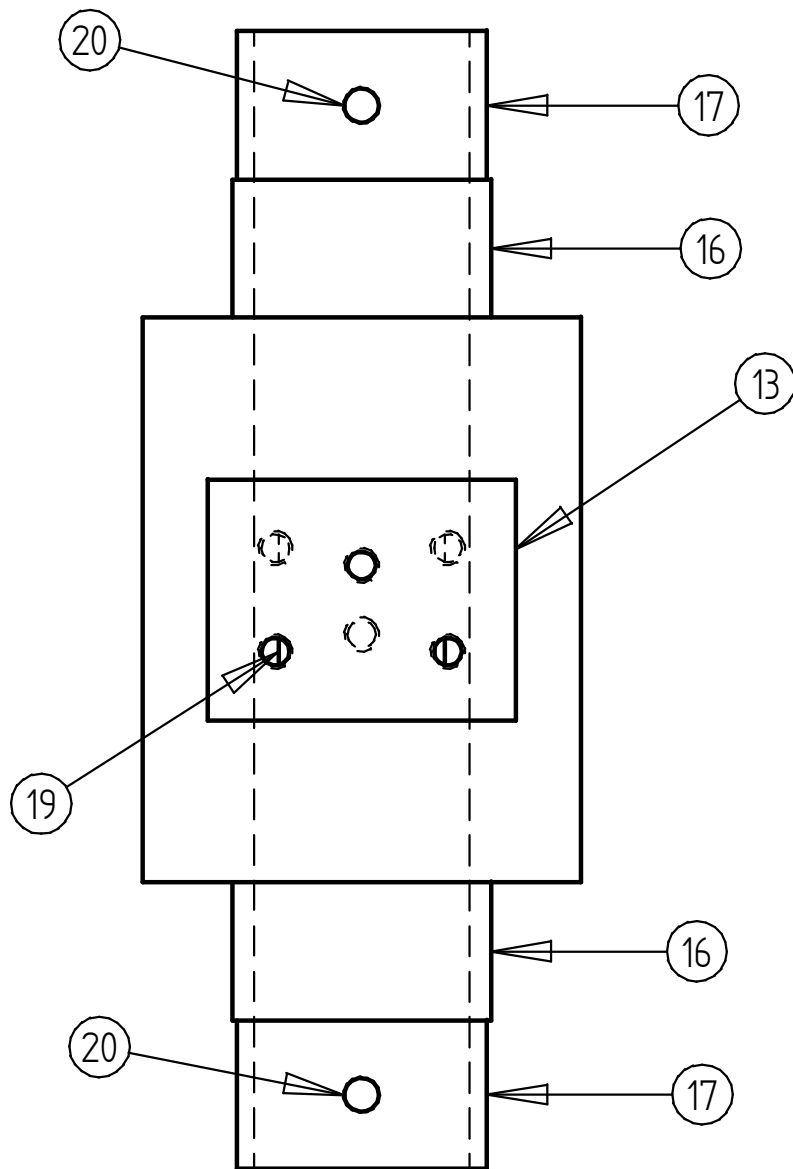


FIGURA 7

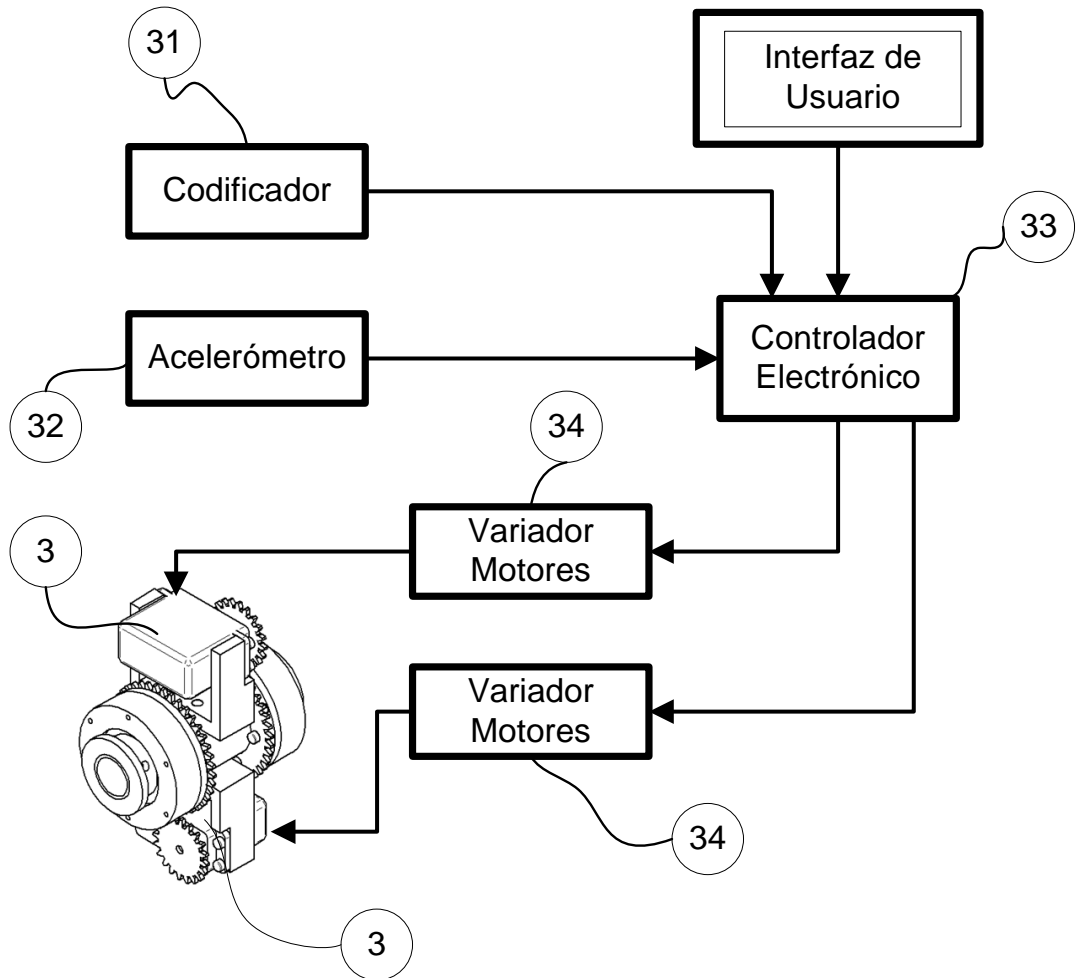


FIGURA 8