

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SISTEMA DE CONTROL PARA UNA MÁQUINA DE
BALANCEO DINÁMICO UTILIZANDO ANÁLISIS DE VIBRACIONES

DIANA XIOMARA MORENO RODRÍGUEZ
JUAN SEBASTIÁN MARTÍNEZ MUÑOZ

Proyecto de grado presentado como requisito parcial
para aspirar a los títulos de Ingeniera Eléctricista
e Ingeniero Mecánico respectivamente

Directores

Ing Germán Andrés Holguín L, M.Sc, Ph.D(C)

Ing Jose Luis Tristancho Reyes, M.Sc, Ph.D.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
PROGRAMA DE INGENIERÍA ELÉCTRICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA

2015

Nota de Aceptación

SOBRESALIENTE

Ing. José Germán López Quintero
Firma del Presidente del jurado
(Programa Ingeniería Eléctrica)

Ing. Juan Esteban Tibaquirá Giraldo
Firma del Presidente del jurado
(Facultad de Ingeniería Mecánica)

Ing. Andrés Escobar Mejía - Evaluador

Ing. German A Holguin L - Director

Ing. Jose L Tristancho R - Director

Pereira, 12 de Junio de 2015

A mis padres que son mi guía y mi fuerza en este camino de la vida, a mis hermanos que me dan apoyo incondicional y a Sebastián Martínez por ser mi incondicional y fiel compañero.

Diana Xiomara M.

A mis padres por su esfuerzo y confianza, a mi familia por creer en mí, especialmente, a mi tío Hernán y Doña M por su generosidad. Y a Diana X. “mi niña”, por todo lo que vivimos juntos para llegar hasta acá.

Juan Sebastián M.

Agradezco a mis padres por el esfuerzo y dedicación que imprimen en nuestros proyectos día a día, a mi hermana por su apoyo incondicional y a mi hermano por preocuparse por mi crecimiento profesional constantemente, en general, para todos ustedes mil gracias por un sin fin de consejos.

Al ingeniero José Luis Trisancho Reyes y su familia por confiar en nosotros y ofrecernos su amistad de manera incondicional, al ingeniero German Holguin porque sin el no habria sido posible lograr esta meta que hoy alcanzamos.

A mis compañeros y amigos del Taller de Máquinas y Herramientas: Rolando Ramírez, Samuel Quintero y Diego Quintero por apoyarnos de la mejor manera en este proceso que hoy llega a su fin, por último le agradezco infinitamente al ingeniero Hector Fabio Quintero por su colaboración y confianza para brindarnos la ayuda posible en éste proyecto y muchas gracias a la vicerrectoria de Investigación, Innovación y Extensión quienes permitieron la implementación del proyecto.

Diana xiomara Moreno Rodríguez

Agradezco al Gran Arquitecto del Universo por haber puesto a grandes personas en mi camino que hicieron posible llevar a cabo este proceso de enriquecimiento personal que he tenido a lo largo de este tiempo Pereira. Mil gracias al Ingeniero, Maestro y H.. Hernán Martínez y Doña M por el gran apoyo brindado en este bonito proceso de formarme como profesional y sobre todo como persona, gracias por sus consejos y apoyo incondicional. A mis padres por todo el esfuerzo realizado, la confianza, el amor y el aliento para seguir adelante pese a las dificultades que se pudieron haber presentado. A mis hermanas por creer en mi como siempre lo han hecho y en general a toda mi familia por haber estado ahí cuando necesitaba una mano para levantarme y seguir adelante.

Al Ingeniero José Luis Trisancho Reyes y su familia por su amistad incondicional durante estos años, al Ingeniero Germán Andres Holguín Londoño por su apoyo en este proceso, a mis compañero y amigos con quienes compartí este paso por la Universidad Tecnológica de Pereira para convertirnos en profesionales y unas mejores personas. A Rolando Ramirez, Samuel Quintero, Diego Quintero del laboratorio de máquinas herramientas por su amistad estos años, su gran apoyo en el proyecto y en momentos tan difíciles para mi.

A toda la Familia Moreno Rodríguez por su comprensión y apoyo en este proceso, adicionalmente, por haberme acogido estos años como un integrante mas de la familia y haberme brindado la confianza para serlo.

Finalmente al Ingeniero Hector Fábio Quintero y su equipo de trabajo por apoyarnos en lo que necesitamos para desarrollar el proyecto.

Juan Sebastián Martínez Muñoz

CONTENIDO

	pág.
1. INTRODUCCIÓN	11
1.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	12
1.2. JUSTIFICACIÓN	13
1.3. OBJETIVOS	14
1.3.1. Objetivo General	14
1.3.2. Objetivos Especificos	14
2. ESTADO DEL ARTE	15
3. MARCO TEÓRICO	17
3.1. LAS VIBRACIONES MECÁNICAS	17
3.2. DEFECTOS EN ELEMENTOS ROTORICOS DEBIDO A VIBRACIONES MECÁNICAS	17
3.2.1. Desalineación	17
3.2.2. Desbalance mecánico	18
3.2.3. Generalidades del balanceo	19
3.2.4. Tipos de desbalances	20
3.3. MÉTODOS PARA CORREGIR EL DESBALANCE MECÁNICO	24
3.3.1. Balanceo mediante análisis de vibraciones	24
3.3.2. Analizadores de vibraciones	25
3.3.3. DSP LOGGER MX 300	26

3.4.	ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO CORRECCIÓN DEL FENÓMENO DE DESBALANCE	27
3.5.	DESCRIPCIÓN DE LAS MÁQUINAS BALANCEADORAS	29
3.5.1.	Máquina Balanceadora de Estudio	31
4.	METODOLOGÍA	35
4.1.	METODOLOGÍA DE BALANCEO TRADICIONAL POR ANÁLISIS DE VIBRACIONES	35
4.2.	METODOLOGÍA UTILIZADA PARA EL DESARROLLO DEL SOFTWARE E INTERFAZ DE BALANCEO DINÁMICO	36
4.2.1.	Conceptos aplicados	36
4.3.	PROCESO DE BALANCEO USANDO ANÁLISIS ESPECTRAL	39
4.3.1.	Método de balanceo por medio de análisis de vibraciones utilizando densidad espectral cruzada de potencia para la identificación de fase del vector de desbalance:	40
4.4.	CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA EL PROCESO DE BALANCEO APLICADO A LA MÁQUINA BALANCEADORA	42
4.5.	ELEMENTOS UTILIZADOS	45
4.5.1.	Acelerómetros:	45
4.5.2.	Sensor Óptico:	48
4.5.3.	Tarjeta de adquisición (DAQ):	48
5.	EXPERIMENTOS Y RESULTADOS	49
5.1.	EXPERIMENTOS	49
5.2.	RESULTADOS OBTENIDOS	51

5.2.1. Diseño de la interfaz gráfica	51
5.2.2. Reporte automático balanceo	57
5.2.3. Resultados prácticos	58
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	65
6.1. CONCLUSIONES	65
6.2. RECOMENDACIONES	66

LISTA DE TABLAS

1.	Clasificación de desbalance residual según norma ISO 1940-1 de 2003	30
2.	Consideraciones físicas del elemento a balancear	42
3.	Resultados practicos	58
4.	Resultados prácticos dos planos	62

LISTA DE FIGURAS

1.	Desalineación paralela	18
2.	Desalineación angular	18
3.	Desalineación general	18
4.	Desbalance como causante de fuerza centrífuga.	19
5.	Desbalance estático.	20
6.	Desbalance de Momento.	20
7.	Desbalance ultra-estático.	21
8.	Desbalance dinámico.	21
9.	Diagrama de fuerzas en un eje.	21
10.	Diagramas de cuerpo libre.	22
11.	Espectro de vibraciones desbalance estático	25
12.	Espectro de vibraciones desbalance dinámico	25
13.	Espectro de vibraciones desalineación	26
14.	Analizadores portátiles de vibraciones	26
15.	DSP LOGGER MX 300	27
16.	DSP LOGGER MX 300 un plano	27
17.	DSP LOGGER MX 300 dos planos	28
18.	Balanceadora dinámica transmisión por correa	31
19.	Maquina balanceadora Laboratorio de Máquinas y Herramientas	32
20.	Soportes y acople universal balanceadora	33
21.	Sensores soportes móviles	33
22.	Tablero de control original	34

23.	Obtención tradicional de fase	36
24.	Balanceo con medición de fase	39
25.	Densidad espectral cruzada de potencia entre las señales adquiridas por acelerómetro y sensor óptico	41
26.	Modelo de balanceo	43
27.	Acelerómetro piezoeléctrico CTC	46
28.	LM317 como fuente de corriente constante	46
29.	Amplificador inversor	47
30.	Sensor óptico retroreflectivo	48
31.	DAQ NI USB 6009	48
32.	Equipo de prueba	50
33.	Balanceadora dinámica con sistema desarrollado	51
34.	Diagrama de flujo HMI	52
35.	Pantalla principal HMI	53
36.	Pantalla balanceo en un plano	54
37.	Pantalla datos masa de prueba	54
38.	Pantalla masa de corrección para un plano	55
39.	Aviso validación del balanceo con norma ISO 1940-1	56
40.	Pantalla vectores de desbalance en dos planos	56
41.	Pantalla masas de corrección para dos planos	57
42.	Reporte balanceo en un plano	59
43.	Reporte balanceo en dos planos	60
44.	Señal adquirida por el sensor óptico	61

45.	Señal adquirida de acelerómetro y	61
46.	Densidad espectral cruzada de potencia del acelerómetro y el sensor óptico . . .	63

1. INTRODUCCIÓN

El proyecto que se muestra a continuación, consiste en el diseño e implementación de un sistema de control e interfaz gráfico portatil diseñado e implementado para la Máquina de Balanceo Veb Thuringer Industriewerk Ravenstein modelo AM100 del Laboratorio de Máquinas y Herramientas de la Universidad Tecnológica de Pereira. Actualmente la Máquina de Balanceo Dinámico es de naturaleza manual y funciona con un sistema de adquisición obsoleto que le permite al operario realizar el proceso de balanceo a los elementos rotativos que así lo requieren (la mayoría de ellos provenientes de empresas de la región que solicitan servicios de balanceo por parte de la universidad), lo que lleva a presentar errores en los resultados finales del proceso debido a que el desarrollo de la labor requiere demasiada intervención humana generando errores en la localización del desbalance.

Debido a que las vibraciones son las mayores causantes de fallas en elementos rotativos y el fenómeno del desbalance es uno de los directos responsables de dichas vibraciones, se realizó el diseño del sistema de control de la máquina de balanceo con base en análisis de vibraciones como aplicación a diferentes estudios que se desarrollaron en el transcurso del proyecto y teniendo como respaldo algunos trabajos de investigación realizados ya en la Universidad Tecnológica de Pereira como: el proyecto 1110-405-20247: Modos Tempranos de Fallas Dinámicas en Maquinas Rotativas, avalado por COLCIENCIAS y desarrollado por algunos docentes de la universidad.

Logrando entonces un sistema de control más avanzado y personalizado para la máquina de Balanceo Veb Thuringer Industriewerk Ravenstein de la Universidad Tecnológica de Pereira (ésto gracias a la implementación de una interfaz hombre máquina amigable y sencilla en su manipulación), resultados que se verán reflejados en la elaboración de un proceso más eficiente, con mayor facilidad de manejo y mejor calidad en el producto final, cumpliendo la normatividad vigente referente a vibraciones en maquinaria industrial, lo que permitirá emitir un reporte del proceso de balanceo realizado en el cual se entregan los datos generales del elemento en prueba, datos del cliente, las condiciones iniciales, las condiciones finales y el

grado de balanceo con el cual se compara en la normatividad.

1.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El desbalance mecánico es actualmente uno de los principales causantes de vibraciones en elementos rotativos. Considerando que las máquinas están en gran parte constituidas por elementos rotativos, el análisis de su comportamiento es vital para el buen desempeño de la máquina y para evitar fallas que en ocasiones son fatales para la vida útil del dispositivo [1].

El desgaste causado por la desalineación y el desbalance en las piezas de una máquina, es un problema crítico que ocasiona costos adicionales en la industria, pues genera problemas en rodamientos, fundaciones de las máquinas, desajuste en las piezas, errores en los procesos de medición, deterioro progresivo, entre otros.

Actualmente, el fenómeno de las vibraciones en equipos industriales se puede corregir fácilmente por medio de las llamadas máquinas balanceadoras, capaces de identificar la posición del desbalance y permitirle a un operario modificar algunas propiedades del elemento y así compensar los efectos del desbalance.

La Universidad Tecnológica de Pereira cuenta con una balanceadora dinámica de tipo manual, la cual se encuentra ubicada en el Laboratorio de máquinas y herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica. Debido a que ésta máquina es una de las pocas en su tipo que presta servicios de balanceo a empresas de la región, es de suma importancia garantizar que los procesos efectuados con ella sean óptimos y de alta confiabilidad.

La balanceadora dinámica de la Universidad no cuenta con un sistema de control moderno, ni con una interfaz de usuario cómoda y eficaz que permita obtener el máximo desempeño de ella. Un operario experimentado debe ejecutar el proceso de corrección de desbalances, de una pieza determinada, de forma manual.

Después de ejecutar el procedimiento, el operario hace manualmente la interpretación de distancias por medio de un plano polar, impreso en un documento en el que se ubican las coordenadas mostradas en un tablero. El desbalance puede entonces ser corregido, bien sea removiendo

masa de la zona más pesada o adicionando masa al lado contrario de dicha zona. Sin embargo cuando se decide optar por la primera opción, la integridad estructural de la pieza podría ser comprometida, por tanto, es común que se decida agregar masa en el lado contrario ya que así no se compromete severamente la integridad estructural de la pieza.

Nótese como este proceso, es entonces un ejercicio de ensayo y error dependiente de la pericia del operario, por lo cual es un proceso lento e inherentemente propenso a errores como ubicar equivocadamente el desbalance, o calcular erróneamente la magnitud de la masa de compensación. Errores como estos pueden ocasionar malas decisiones, que en el mejor de los casos previenen al operario de corregir el desbalance, o en el peor de los casos, pueden inducir al operario a afectar irreversiblemente la estructura de la pieza.

1.2. JUSTIFICACIÓN

La máquina de balanceo de la Universidad Tecnológica de Pereira es utilizada actualmente como herramienta académica para la formación de estudiantes, pero además es utilizada para prestar servicios de balanceo a diferentes empresas de la región. La naturaleza manual de la máquina exige personal especializado para su operación, pero dentro del personal técnico del laboratorio de máquinas y herramientas sólo existe una persona con la capacitación total necesaria para desarrollar manualmente todo el proceso de balanceo. Evidentemente, esto genera cuellos de botella en la programación de los servicios y retrasos en la generación de resultados, que se suman a la probabilidad de error humano en el proceso, especialmente cuando el volumen de la operación aumenta.

Para que la Universidad pueda sacar el mayor provecho posible de la máquina de balanceo, se hace necesario entonces diseñar e implementar un sistema de instrumentación y control que permita disminuir el grado de complejidad en la ejecución del procedimiento. De esta forma se permite que más personal pueda utilizar la máquina de forma segura y eficiente; y a la vez se garantiza el cumplimiento de la normatividad vigente y se mejora la claridad y confiabilidad de los resultados.

Con dicho sistema de instrumentación y control un operario con capacitación básica puede efectuar procesos de balanceo de forma rápida y segura. Esto gracias a que el sistema cuenta con una interfaz gráfica capaz de guiar al operario por las diferentes fases de la prueba disminuyendo el tiempo efectivo de realización del procedimiento y permitiendo un aumento en la capacidad de oferta de servicios de la Universidad.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo General

Implementar un sistema de instrumentación y control para la máquina balanceadora dinámica de la Universidad Tecnológica de Pereira, que de acuerdo con la normatividad vigente, permita la ejecución asistida por computador del proceso de balanceo de una pieza determinada.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Determinar los parámetros y requerimientos técnicos de la máquina balanceadora de la Universidad Tecnológica de Pereira para permitir la adquisición de señales de vibración por medio de acelerómetros.
- Diseñar un sistema de instrumentación con base en acelerómetros que permita determinar el desbalance en una pieza.
- Desarrollar software para asistir el proceso de balanceo dinámico de acuerdo con la normatividad vigente (ISO 1940, ISO 10816).
- Implementar, probar y ajustar el software y hardware desarrollados.

2. ESTADO DEL ARTE

En la literatura se encuentran trabajos relacionados con el tratamiento que se le da a las señales de vibración para ser analizadas y de esta forma diagnosticar fallas tempranas en los equipos, se puede ver trabajos como [2, 3, 4, 5] los cuales fueron enfocados a la detección y corrección de fallas tempranas en elementos rotativos, sin embargo se nota un gran vacío en el método para encontrar el vector de desbalance por medio del procesamiento de la señal de vibración. Uno de los factores comunes en el procesamiento de estas señales es el filtrado que se realiza de las mismas luego de ser adquiridas; este filtrado en el caso de balanceo es realizado a la frecuencia fundamental de la máquina o como se mencionara a través de éste documento el $1X$. Se filtra para luego poder extraer la información de la señal para su procesamiento e interpretación. Este proceso es demorado presentando tiempo extra de cómputo y llevando consigo problemas de incertidumbre en el resultado.

En los últimos años, al interior de la universidad se han realizado algunos proyectos de investigación en el tema del análisis de vibraciones. En particular, en [6] se desarrolló una metodología matemática para el análisis de señales de vibración con el fin de predecir de forma temprana posibles fallas en las máquinas rotativas, incluyendo el desbalance mecánico de la máquina. Adicionalmente en este mismo trabajo, se desarrollaron prácticas de laboratorio que actualmente son desarrolladas como método de aprendizaje en el curso de vibraciones mecánicas del programa de Ingeniería Mecánica.

En [7], a partir del análisis de vibraciones, se desarrollaron prácticas de laboratorio que además incluyen alineamiento de maquinaria y nivel de ruido como tratamiento de fallas mecánicas en planes de mantenimiento predictivo. En este trabajo en particular se utilizó la balanceadora mecánica de la Universidad en combinación con hardware externo especializado en balanceo, como es el DSP LOGGER MX300.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

Como se puede ver en las referencias [8, 9] las vibraciones mecánicas que se presentan en un cuerpo, ya sea rígido o libre se definen como el movimiento de partículas alrededor de un punto fijo. Dependiendo del tipo de elemento sometido a ellas y al tipo de vibraciones consideradas, se pueden clasificar como fenómenos de confort o fenómenos inaceptables, por ejemplo las oscilaciones en un péndulo son vibraciones que definen el uso del elemento, sin embargo las vibraciones que ocurren en una máquina con piezas desajustadas pueden llegar a afectar el buen funcionamiento de la misma. Ya que la vibración es considerada como una oscilación se puede definir por medio de ecuaciones dicho fenómeno, teniendo en cuenta que como cualquier tipo de oscilación se definen por su frecuencia, amplitud y fase.

Las vibraciones mas simples poseen sólo una frecuencia, una amplitud y una fase. Las señales usualmente encontradas son señales formadas por vibraciones de diferentes amplitudes, fases y frecuencias.

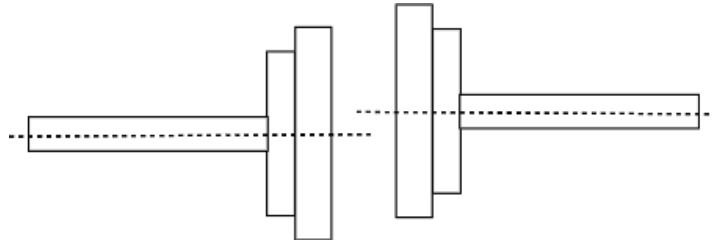
3.2. DEFECTOS EN ELEMENTOS ROTORICOS DEBIDO A VIBRACIONES MECÁNICAS

Se pueden encontrar diferentes problemas causados por las vibraciones mecánicas, como lo pueden ser la desalineación y el desbalance mecánico, los cuales se explicaran a continuación:

3.2.1. Desalineación

Es una condición en la cual los ejes de giro de dos piezas no se encuentran al mismo nivel o con la misma dirección. Existen tres tipos de desalineación; paralela, angular y general. La desalineación paralela se presenta cuando los dos ejes de giro se encuentran paralelos pero no se encuentran en el espacio, Figura 1. La desalineación angular se presenta cuando los ejes no se encuentran paralelos en el espacio-con cierto ángulo de diferencia- cortándose o no entre

Figura 1. Desalineación paralela



ellos, Figura 2. Finalmente, la desalineación general es la más común en la práctica, ya que se trata de una combinación entre las anteriormente mencionadas, Figura 3.

Figura 2. Desalineación angular

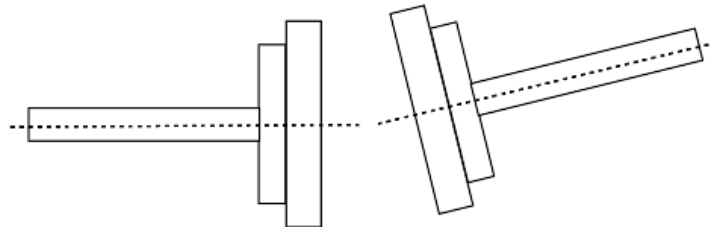
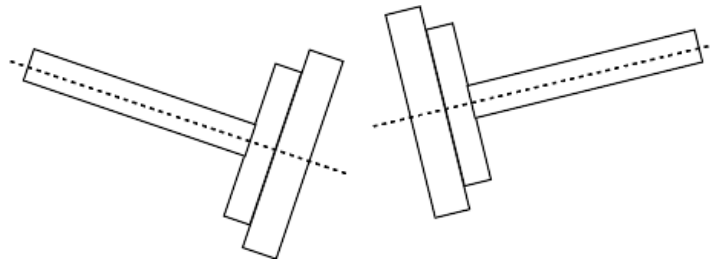


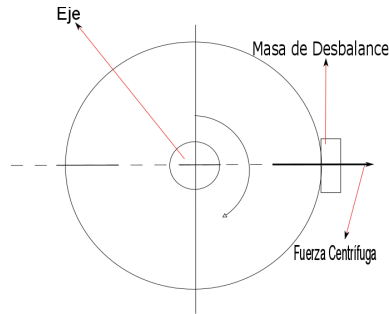
Figura 3. Desalineación general



3.2.2. Desbalance mecánico

Cuando se habla de desbalance se hace referencia al fenómeno ocurrido cuando una pieza que gira su centro de gravedad y su centro geométrico no se encuentran en el mismo lugar, causando una fuerza centrífuga al momento de girar. Esto se puede deber a errores de fabricación (poros en fundiciones, masas mal distribuidas, entre otras) y/o desgaste propio de la pieza debido a su funcionamiento habitual. Desde el momento del diseño de la pieza se tiene en cuenta este fenómeno y es por ello que se tiene contemplada la presencia de una vibración residual

Figura 4. Desbalance como causante de fuerza centrífuga.



permisible, según el tipo de equipo, velocidad de rotación y peso de la pieza que gira [10].

3.2.3. Generalidades del balanceo

Balanceo es la práctica de distribuir masas en un elemento, usualmente rotativo, con el fin de corregir momentos inerciales indeseables que afectan el centro de gravedad de la pieza y a la vez su estabilidad axial. El balanceo de piezas rotativas es muy importante para disminuir problemas en la maquinaria, ya que un rotor desbalanceado podría generar vibraciones e incluso esfuerzos mecánicos indeseables en la estructura [11], que la hacen funcionar en condiciones de baja eficiencia o incluso podrían destruirla. Una masa puede generar una fuerza centrífuga cuando el elemento se encuentra en movimiento, como se puede ver en la figura 4.

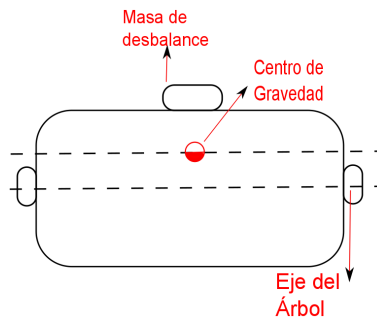
Sin embargo, no sólo el aumento de masa causa desbalances; la falta de masa ocasiona desbalances igualmente considerables. Algunas razones, por las que se produce desbalance, comúnmente halladas en la práctica son:

- Errores o cálculos de diseño de las piezas.
- Asimetría y problemas en densidad en los acabados.
- Formación química y estructural de los materiales.
- Ubicación de las partes durante su uso.

3.2.4. Tipos de desbalances

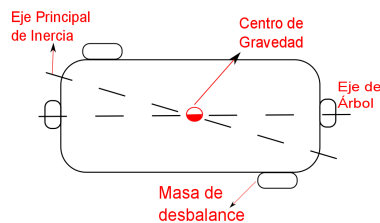
Desbalance estático: Se ocasiona cuando el eje principal de inercia se desplaza de forma paralela al eje del árbol. La figura 5 muestra un ejemplo de desbalance estático, se produce generalmente por desgaste radial no superficial en rotores con un diámetro mucho mayor que su ancho [12].

Figura 5. Desbalance estático.



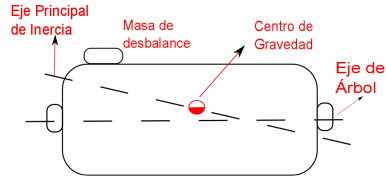
Desbalance de momento: Es causado por un par de fuerza que genera una desviación del eje principal de inercia que está inclinado con respecto al eje del árbol como en la figura 6.

Figura 6. Desbalance de Momento.



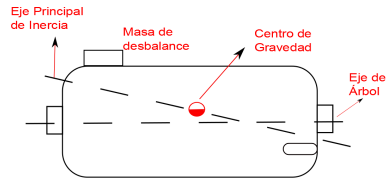
Desbalance ultra-estático: En este caso, el eje principal de inercia se encuentra con el eje del árbol en un punto diferente al centro de gravedad, como en la figura 7.

Figura 7. Desbalance ultra-estático.



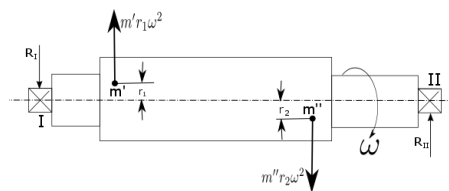
Desbalance dinámico: Ocurre en rotores medianos y largos, se presenta debido a desgates radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor [12], éste es el tipo de desbalance más común, se presenta en el momento en que no hay cruce entre ejes ni tampoco son paralelos entre sí, como se puede ver en la figura 8.

Figura 8. Desbalance dinámico.



Si se ubicaran en un eje dos masas de igual magnitud ($m_1 = m_2$), en extremos opuestos del rotor y a la misma distancia desde el eje ($r_1 = r_2$), como se muestra en la figura 9, se tendrá que éste se encontrara estáticamente balanceado. Sin embargo, en el instante en el que se someta el eje a una velocidad de rotación ω , se presentara un desbalance dinámico provocado por las fuerzas centrífugas $m_1 r_1 \omega^2$ y $m_2 r_2 \omega^2$. Estas masas desbalanceadas dinámicamente son las causantes de las reacciones desiguales F_A y F_B que son las que en últimas deterioran los rodamientos. De este modo se puede afirmar que se puede tener un eje estáticamente balanceado y al mismo tiempo dinámicamente desbalanceado[13].

Figura 9. Diagrama de fuerzas en un eje.



Para la solución de este problema se dispone de varios métodos, entre ellos varios métodos gráficos y el método analítico común. El método analítico común se aplica descomponiendo las fuerzas en sus componentes horizontales y verticales, según las condiciones de equilibrio:

1. Fuerzas horizontales:

$$\omega^2 \sum m_i r_i \cos \theta_i = 0 \quad (1)$$

2. Fuerzas verticales:

$$\omega^2 \sum m_i r_i \sin \theta_i = 0 \quad (2)$$

3. Momentos horizontales:

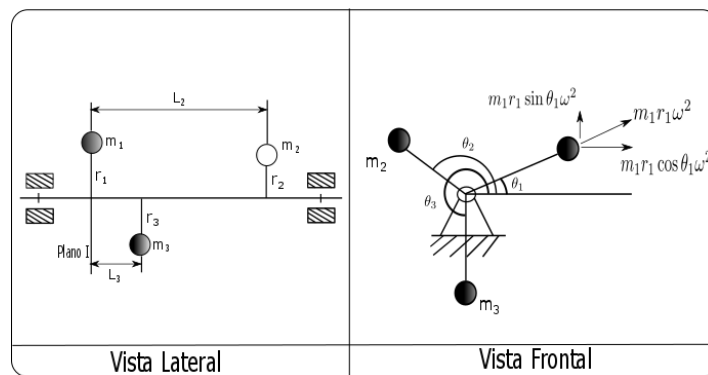
$$\omega^2 \sum m_i r_i l_i \cos \theta_i = 0 \quad (3)$$

4. Momentos verticales:

$$\omega^2 \sum m_i r_i l_i \sin \theta_i = 0 \quad (4)$$

Donde las ecuaciones 1 y 2 representan el balance estático y las ecuaciones 3 y 4 el balance dinámico. En la figura 10 se puede ver el diagrama de fuerzas para una partícula en desbalance.

Figura 10. Diagramas de cuerpo libre.



Para corregir las fuerzas y los momentos causados por la distribución de masa en los elementos se procede encontrar las masas de corrección para determinada en la pieza. Para esto se lleva a cabo el proceso de corrección con la ayuda de una maquina balanceadora, la cual es la

encargada de poner la pieza en movimiento y a medida de que se generan torques debido al desbalance, la máquina muestra la posición de la masa que se debe corregir.

Se puede considerar el análisis de vibraciones como una de las herramientas más importantes en la prevención de fallas en un sistema de maquinas industriales. Cualquier elemento como tal debido a su naturaleza de construcción tiende a vibrar en funcionamiento, contando así con tolerancias según su complejidad, sin embargo en el momento en que la naturaleza de las vibraciones del sistema se vea afectado se podrá inferir en un posible fallo de la máquina. Por lo cual se debe de monitorear las vibraciones y así tener una idea mas clara de que fenómenos podrían afectar el sistema.

Teniendo en cuenta que el desbalance es en gran parte la razón de vibraciones en las maquinas rotativas debido a las fuerzas y torques generados por las masas desbalanceadoras es de gran ayuda el análisis de vibraciones para la detección de un desbalance y así permitir por medio de análisis de espectros la detección de desplazamientos y ángulos de desbalance en elemento, [14].

El proceso de balanceo utilizando el método de análisis de vibraciones se basa en la medición de la magnitud de las vibraciones adquiridas por medio de acelerómetros y la medición de la fase en la cual se presenta la vibración de mayor amplitud mediante un sensor de proximidad y una cinta réflex adherida a la pieza a balancear. Esto se logra graficando en un plano magnitud contra tiempo el comportamiento de la vibración, la cual usualmente después de filtrada tiene un comportamiento sinusoidal. Posteriormente se gráfica la señal adquirida del sensor de proximidad o sensor óptico la cual es usualmente un tren de impulsos, sobre la onda seno antes realizada , [6]. Es así como al medir el delta de tiempo entre las dos señales descritas y contrastándola con la velocidad de rotación se puede determinar la fase del desbalance y la magnitud, para finalmente realizar la corrección y lograr que la vibración dentro de los limites admisibles para cada tipo de pieza rotativa según la normatividad vigente. Este proceso se ilustra mediante la figura 23.

3.3. MÉTODOS PARA CORREGIR EL DESBALANCE MECÁNICO

Proceso de balanceo

Es el proceso en el cual un cuerpo que tiene su peso mal distribuido o descompensado es llevado a condiciones más homogéneas de peso para cumplir unas condiciones mínimas de vibración residual; establecidas en normas técnicas como la ISO 1940-1 en la cual se tienen límites según el tipo de equipo. Este proceso se puede realizar de dos formas, estática o dinámica, según sea el caso requerido.

Ya sabiendo que el desbalance en una máquina es uno de los mayores causantes de vibraciones mecánicas, se deben de tomar medidas para combatir o controlar dicho fenómeno, debido a que el buen funcionamiento del elemento en general depende de la estabilidad de sus partes. Hoy en día muchas empresas están realmente preocupadas por llevar un debido registro del funcionamiento de sus máquinas realizando programas de mantenimiento predictivo el cual tiene como base el balanceo de piezas rotativas mediante algunos de los procesos de eliminación de fuerzas y momentos indeseables en un elemento por medio de máquinas dedicadas a la labor de Balanceo Dinámico y Estático.

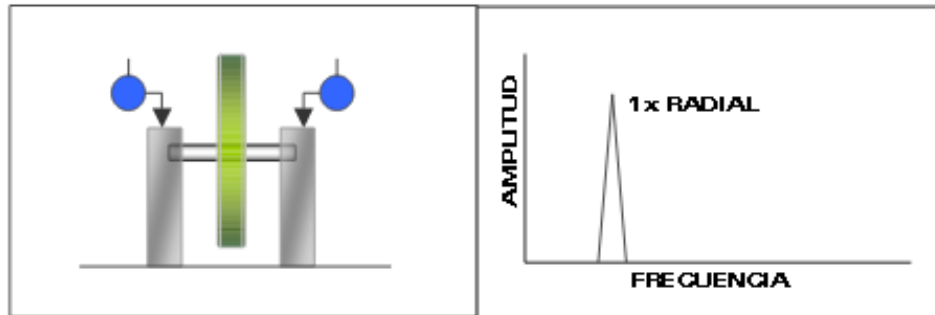
3.3.1. Balanceo mediante análisis de vibraciones

Ya que las vibraciones que se producen debido al desbalance pueden ser estudiadas definiéndolas como un tipo de oscilación sea cual sea su naturaleza, se puede realizar un estudio detallado de las señales desarrollando una debida corrección de las mismas que resulte en una compensación de las perturbaciones encontradas.

Según [12, 15] el comportamiento de la vibraciones de una máquina puede describir sus defectos mecánicos:

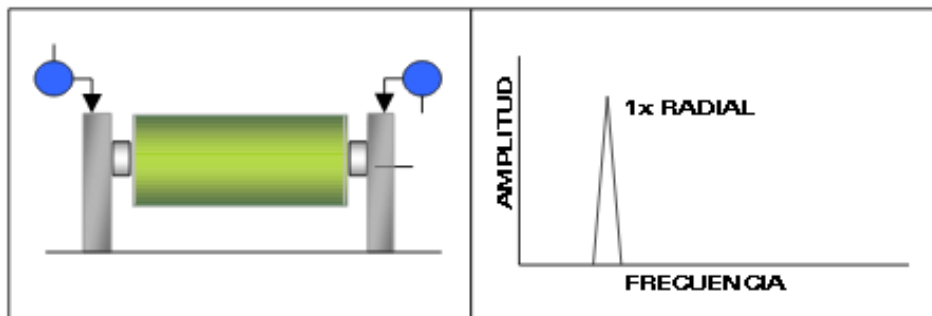
- Desbalance Estático: El espectro de vibraciones presenta una vibración dominante con una frecuencia aproximadamente igual a la fundamental para desbalance estático como se puede ver en la figura 11.

Figura 11. Espectro de vibraciones desbalance estático



- Desbalance dinámico: El espectro de vibraciones presenta vibración dominante y vaiven simultaneo a frecuencia fundamental, como se puede ver en la figura 12.

Figura 12. Espectro de vibraciones desbalance dinámico

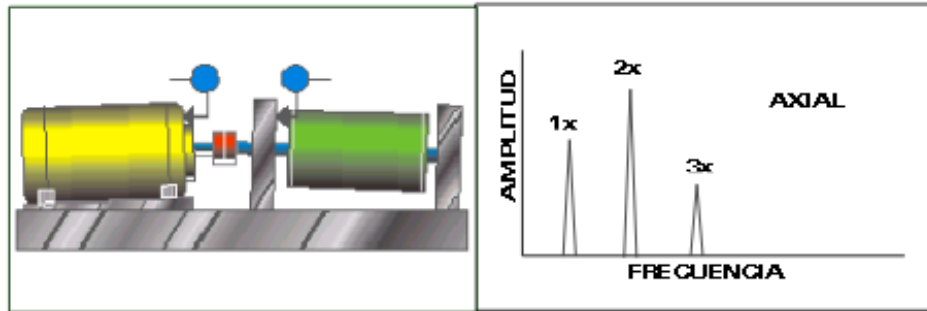


- Desalineación: Éste defecto se caracteriza por vibraciones axiales, se presenta picos en el espectro de vibraciones en el primer, segundo y tercer armónico con desfase de 180° a través del acople, como se puede ver en la figura 13 .

3.3.2. Analizadores de vibraciones

En el mercado se encuentran disponibles soluciones para la industria referentes a la adquisición, procesamiento, análisis e interpretación de vibraciones en equipos rotativos. Marcas mundialmente conocidas como SKF, Fluke y otras nacionales como mundial de vibraciones, análisis de maquinaria (a-maq) ofrecen soluciones para el análisis de vibraciones y otros problemas en elementos rotativos. Desde medición, predicción y registro en línea de las vibraciones

Figura 13. Espectro de vibraciones desalineación



ó análisis en sitio. Estos analizadores portátiles cuentan con otros servicios como analizador de fase, colección de datos y algunos cuentan con medición de vibraciones en estructuras y/o vibraciones en el cuerpo, Figura 14.

Figura 14. Analizadores portátiles de vibraciones



3.3.3. DSP LOGGER MX 300

La facultad de ingeniería mecánica cuenta con un analizador portátil de vibraciones, el DSP LOGGER MX 300, el cual cuenta con múltiples funciones. Una de sus principales funciones es el módulo de balanceo de maquinaria, en este módulo se encuentra la posibilidad de realizar balanceos en uno- Figura 16- y dos planos con validación para norma ISO 1940-1- Figura 17-. Adicionalmente, Analizador de fase, colección de datos y las versiones más modernas cuentan con otras funcionalidades adicionales. Este equipo presta servicios en las investigaciones

Figura 15. DSP LOGGER MX 300



Figura 16. DSP LOGGER MX 300 un plano



realizadas por el doctor Hector Fabio Quintero y su equipo de trabajo, apoyo en procesos educativos en cursos como dinámica y vibraciones mecánicas, Figura 15. Así como apoyando a trabajos de grado, es por este motivo que este equipo fue utilizado para validar los resultados obtenidos con el software desarrollado para la máquina balanceadora del laboratorio de máquinas herramientas. Se realizaron pruebas tomando datos con los dos sistemas de las mismas condiciones para finalmente contrastar los resultados.

3.4. ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO CORRECCIÓN DEL FENÓMENO DE DESBALANCE

Por medio de la transformada de Fourier se puede determinar las componentes frecuenciales de una función dada. Una vibración compuesta es la suma de vibraciones simples con diferentes amplitudes, frecuencias y fases[16, 2]. La transformada de Fourier permite descomponer una señal aleatoria como una serie de funciones sinusoidales de las que si se conocen las frecuencias.

Figura 17. DSP LOGGER MX 300 dos planos



Lo anterior es de suma importancia en el análisis espectral de las señales de vibración, las posibles causas del problema de vibración en el equipo como son desbalance, desalineación, problemas en rodamientos ó combinaciones entre ellas pueden ser establecidas dependiendo del lugar donde se encuentren los picos de frecuencia.

Según [17] se puede considerar como la transformada matemática en la que se toma una señal que se encuentra en el dominio del tiempo y se lleva al dominio de la frecuencia. Toda función periódica U con un período T se puede expresar como una suma trigonométrica de senos y cosenos con el mismo periodo T de la original. La señal debe de ser integrable y continua a través del tiempo, se describe entonces la transformada de Fourier según las ecuaciones 5 y 6:

$$F(\omega) = \frac{1}{2 \cdot \Pi} \int_{-\infty}^{\infty} U(t) \cdot e^{-i\omega t} dt \quad (5)$$

$$U(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) \cdot e^{i\omega t} d\omega \quad (6)$$

se reconoce que se obtiene una representación de números complejos además de que la transformada de fourier es bidireccional, ya que se puede pasar del dominio de la frecuencia al dominio del tiempo sin ningún inconveniente.

Norma ISO 1940-1 de 2003

En la actualidad podemos encontrar diferentes tipos de normas que indican el comportamiento adecuado de las vibraciones en elemento rígidos, como lo es la Norma ISO 1940-1 de 2003 presentada en la referencia [18].

Se reconoce que ya sea por la estructura de los componentes o por diferentes problemas de construcción no se va a tener un balanceo totalmente exacto, por lo que según la Norma 1940-1 de 2003 se toma en consideración un desbalance residual para cada tipo de elemento en análisis. Se tiene entonces que: el desbalance residual permitido se evalúa según la ecuación 7.

$$U_{per} = \frac{1000 \cdot (e_{per} \cdot \Omega) \cdot m}{\Omega} \quad (7)$$

donde:

U_{per} es un valor numérico para el desbalance residual permisible, el cual se encuentra presentado en gramos por milímetros (g.mm).

$e_{per} \cdot \Omega$ es un valor numérico que se adquiere según el tipo de uso del elemento de análisis, se puede encontrar según la tabla 1. Se encuentra presentado en milímetros por segundo (mm/s).

m es valor numérico que se le da a la masa del elemento de análisis, se encuentra expresado en kilogramos (Kg).

Según la norma antes mencionada se tiene una alternativa para la evolución de la ecuación 7 presentada en la ecuación 8.

$$U_{per} = e_{per} \cdot m \quad (8)$$

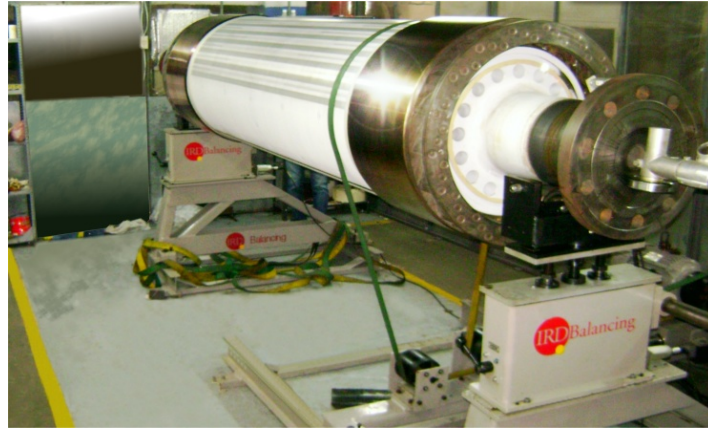
3.5. DESCRIPCIÓN DE LAS MÁQUINAS BALANCEADORAS

Las máquinas de balanceo que se encuentran en la industria son utilizadas para corregir el problema de desbalance de piezas rotóricas [8]. Actualmente según sea su naturaleza se puede

Tabla 1. Clasificación de desbalance residual según norma ISO 1940-1 de 2003

Tipo de Elemento	Calidad del desbalance Grado (G)	$e_{per} * \Omega$ (mm/s)
Cigüeñal de grandes motores diesel marítimos(velocidad del pistón por debajo de 9m/s)	G 4000	4000
Cigüeñal de grandes motores marítimos de dos tiempos (velocidad del pistón por debajo de 9m/s)	G 1600	1600
Cigüeñales de motores marítimos cuatro tiempos montados sobre soportes elásticos	G 630	630
Cigüeñales de motores marítimos cuatro tiempos montados sobre soportes rígidos	G 250	250
Cigüeñales de motores diesel de seis o más cilindros. Cigüeñales de motores de combustión interna de carros y ferrocarriles	G 100	100
Ruedas, llantas, unidades de cigüeñales de motores de cuatro tiempos pertenecientes a un carro.	G 40	40
Elementos de maquinas agrícolas: Unidades de cigüeñal, maquinas de trituración, ejes de transmisión (ejes de cardan, ejes de elice).	G 16	16
Elementos de maquinas procesadoras en general: Turbinas de gas. Centrifugas (separadores, decantadores), ventiladores, motores y generadores eléctricos (con radio de 80mm), con velocidad de operación de hasta 950RPM. Maquinas de papel, Bombas, turbinas hidráulicas.	G 6,3	6,3
Compresores, Motores y Generadores de velocidades alrededor de 950 RPM Turbinas de gas y de vapor. Maquinas textiles.	G 2,5	2,5
Audio y unidades de video, unidades de maquinas moledoras	G 1	1
Giroskopios, Unidades de sistemas de alta precisión.	G 0,4	0,4

Figura 18. Balanceadora dinámica transmisión por correa



encontrar máquinas universales o de un solo propósito:

- Máquinas universales: son máquinas que tienen su eje ubicado de manera horizontal.
- Máquinas de Un solo Propósito: su eje puede estar dispuesto de manera horizontal o vertical.

Las máquinas también pueden ser de operación manual, semiautomática o automática, su sistema de transmisión puede estar dado por una junta universal o por correas, Figura 18. Viendo desde la interpretación completa de los datos por un operario hasta la programación de una máquina que optimice el proceso y realice todo lo debido para que el operario simplemente realice las operaciones manuales.

3.5.1. Máquina Balanceadora de Estudio

La máquina balanceadora que se encuentra actualmente en la Universidad Tecnológica de Pereira hace parte del Laboratorio de Máquinas de la Facultad de Ingeniería mecánica, se trata de una Máquina de Balanceo marca Veb Thuringer Industriewerk Ravenstein modelo AM100 con módulo de adquisición de datos modelo UM 2-5, Figura 19 , la cual es de tipo universal y permite realizar balanceos dinámicos de forma semiautomática.

La máquina de balanceo dinámico llegó a la Universidad Tecnológica de Pereira en el año 1967. Desde entonces la máquina ha estado en la universidad ha sido sometida a varias modificaciones

y reparaciones, pero no todas han sido documentadas. Por ejemplo, se tiene registro del cambio de transformador de entrada realizado en el año 2002 por la empresa TPL LTDA, pero no se tienen registros exactos del cambio de los visualizadores análogos por displays digitales de 7 segmentos, realizado al parecer por un contratista independiente. Aunque la máquina funciona adecuadamente, es apenas natural que sus sistemas de adquisición de datos y mandos eléctricos sean obsoletos, pues datan de 4 décadas atrás.

Figura 19. Máquina balanceadora Laboratorio de Máquinas y Herramientas



El proceso de balanceo que se realiza cuenta con los siguientes pasos:

1. se realiza el montaje de la pieza a balancear.
2. Se procede a hacer rotar el eje de la máquina, el cual se encuentra acoplado a la pieza que se debe balancear, Figura 20.
3. La máquina cuenta con dos apoyos donde se encuentran sensores piezoeléctricos, los cuales se encargaran de sensar las distancias para dar una coordenada de desbalance, Figura 21.
4. Al parar la máquina se puede ver que en el tablero de la máquina se encontraran unas coordenadas, las cuales presentan el ángulo de desbalance encontrado y una magnitud de desbalance, Figura 22.
5. El operario procede a colocar masas de prueba en el extremo anterior al mostrado por la máquina y procede a realizar el mismo procedimiento hasta que encuentre un valor de desbalance residual dentro de los parámetros recomendados.

Figura 20. Soportes y acople universal balanceadora



Figura 21. Sensores soportes móviles



Figura 22. Tablero de control original



4. METODOLOGÍA

4.1. METODOLOGÍA DE BALANCEO TRADICIONAL POR ANÁLISIS DE VIBRACIONES

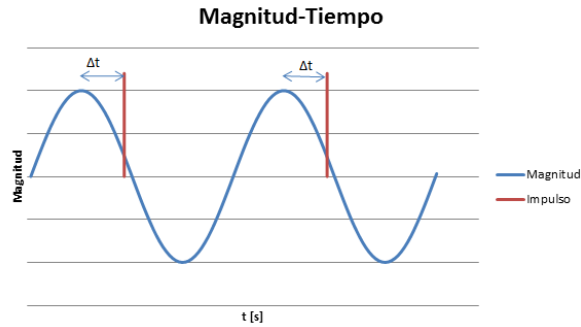
Es común encontrar que la metodología usada para el análisis de las señales de vibración para balanceo es filtrar la señal a 1X luego de ser adquirida-como se observa en [3, 5]- para analizar las componentes de frecuencia ubicadas cerca de la frecuencia de operación del equipo, esto para ser reconstruida posteriormente y ser comparada la fase de la señal de vibración con la fase de la señal del sensor óptico y determinar de este modo la ubicación del desbalance. Esta es la metodología normalmente utilizada cuando se tiene la posibilidad de medir la fase del elemento con ayuda de un sensor óptico u otro sensor que nos permita conocer de forma inmediata la fase del equipo y poder transferirla al sistema de adquisición de datos.

El proceso de balanceo por medio de análisis de vibraciones consiste esencialmente en los siguientes pasos

1. Adquisición de señales de acelerómetros y sensor óptico.
2. Filtrado de la señal adquirida del Acelerómetro en el 1X o frecuencia fundamental de la señal.
3. Transformada de Fourier de la señal filtrada.
4. Sintetización de las nuevas señales representando la onda seno de la frecuencia fundamental.
5. Comparación de la señal obtenida del sensor óptico con la señal seno compuesta por la componente fundamental de la transformada de Fourier del acelerómetro como se ve en la figura 23, proceso por el cual se obtendrá el ángulo del vector de desbalance

el angulo de desbalance se conoce entonces como el desfase β que hay entre la señal del

Figura 23. Obtención tradicional de fase



acelerómetro y la señal del sensor óptico, el cual puede determinarse con la ecuación 9

$$\frac{T_{sop}}{360^\circ} = \frac{\Delta t}{\beta} \quad (9)$$

Sin embargo la propuesta mostrada en este artículo presenta una forma diferente para la determinación del vector de desbalance sin hacer uso de un filtro para la señal del acelerómetro, para entenderlo de una mejor forma mostraremos la metodología propuesta a continuación, basada en conceptos básicos de procesamiento de señales..

4.2. METODOLOGÍA UTILIZADA PARA EL DESARROLLO DEL SOFTWARE E INTERFAZ DE BALANCEO DINÁMICO

4.2.1. Conceptos aplicados

Espectro de Frecuencia: Se utiliza el concepto de Espectro de una Señal para definir las componentes de frecuencia que constituyen la señal conocida, una señal periódica con un período T se encontrara compuesta por una señal central más múltiplos enteros de la misma, en el dominio de la frecuencia dicha componente de la señal será conocida como su frecuencia fundamental, la cual en el momento de filtrar representara la constante limite de dicho filtro.

Aplicado al análisis espectral de las vibraciones este espectro indica que tipo de problemas padece el equipo al cual se le esta midiendo niveles de vibración, entre los problemas que se

pueden detectar están el desbalance, la desalineación, problemas en partes de rodamientos o transmisiones entre otros.

Densidad espectral cruzada de potencia: Según [19] para señales de naturaleza aleatoria se define la Densidad Espectral Cruzada de Potencia como la Transformada de Fourier de la Correlación Cruzada, la cual muestra características relevantes de una señal con características parcialmente ocultas por medio de la relación que hay entre una señal completamente conocida [19, 20], a continuación se presenta la definición matemática para la correlación cruzada para dos funciones discretas en la ecuación 10 :

$$(f \star g)_i = \sum_j f_j * g_i + j \quad (10)$$

Incertidumbre y Propagación del error: Todas las mediciones contienen un error en su interior debido a las incertidumbres individuales causadas por instrumentos de medida, elementos físicos que transformen la naturaleza de señal o redondeos en los resultados obtenidos que conforman la expresión. En el caso de los instrumentos de medida cada uno tiene una incertidumbre en particular y esta se va propagando a medida que se van haciendo cálculos con otras variables. En este caso se ha tenido en cuenta esta propagación contemplando éste error como la desviación estándar de un conjunto de medidas tomadas bajo los mismos parámetros permitiendo desarrollar un método más eficiente frente a otros resultados encontrados en la literatura.

Para la metodología de balanceo utilizada se realiza un estudio de incertidumbre debido al comportamiento gaussiano que presenta la adquisición de las señales, considerando que no se utilizara ningún tipo de elemento físico o digital que filtre la señal en el 1X.

Se tomo la teoría de Filtro de partículas para estimar con mayor exactitud el resultado del vector de corrección, se considera entonces que la salida del sistema tendrá el mismo tipo de distribución de la entrada.

Etapas de inicialización: Vector de desbalance evaluado con diferentes puntos aleatorios, se halla su promedio (\bar{x}) y su incertidumbre (σ).

Etapa de estimación: Se crea un vector de entrada al proceso matemático de balanceo que será desde $\bar{x} - 2 * \sigma$ hasta $\bar{x} + 2 * \sigma$.

Etapa de predicción: Se obtiene un vector de salida con el que se adquiere promedio y desviación del valor de corrección del desbalance.

Métodos de corrección de desbalance: La corrección de desbalance se puede realizar por diferentes métodos propuestos de tipo analítico o gráfico, siendo escogidos para éste caso los siguientes métodos, los cuales fueron implementados para el software elaborado según la necesidad del tipo de máquina utilizado [11]:

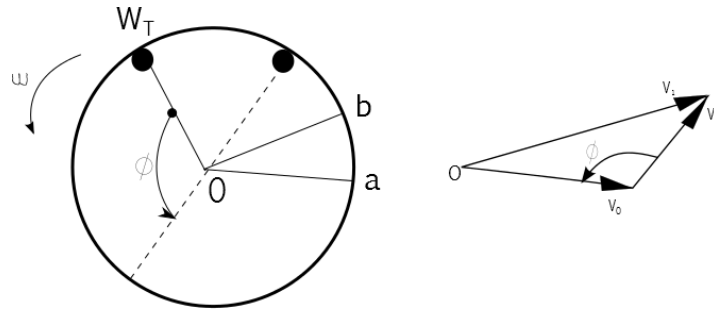
Balanceo dinámico según medición de fase (un plano): Para determinar la fase del desbalance actualmente se utiliza un sensor óptico para determinarlo. Este sensor está conectado al analizador o al módulo de adquisición de datos en el caso expuesto en este trabajo. Para efectuar esta técnica en un balanceo inicialmente se adquieren datos del elemento en las condiciones iniciales de desbalance, dicho vector será V_0 , luego se instala una masa conocida de prueba en un lugar conocido para obtener un vector V_1 que es el efecto de la masa de prueba utilizada y el desbalance inicial de la pieza.

Para obtener el vector de desbalance se debe obtener la diferencia entre V_0 y V_1 (V_T), rotarlo un ángulo ϕ y finalmente escalarlo con la relación V_0/V_T . De este modo quedará paralelo al vector V_0 , en sentido contrario y con su misma magnitud; por lo cual contrarresta el desbalance inicial, Figura

Balanceo dinámico según coeficiente de sensibilidad (un plano y dos planos):

Para éste método se tiene en cuenta un coeficiente de sensibilidad \vec{S} de la máquina en la que está acoplado el eje del elemento de estudio, para la mayoría de los casos el coeficiente no cambiara, sin embargo se recomienda que para cada balanceo se rectifique. Se trabaja con ecuaciones puramente vectoriales y con los mismos vectores de desbalance, el vector de masa

Figura 24. Balanceo con medición de fase



de corrección se describiera con el siguiente grupo de ecuaciones:

$$\vec{S} = \frac{\vec{M}_t}{\vec{V}_1 - \vec{V}_o}$$

$$\vec{M}_C = \vec{S} * (-\vec{V}_o)$$

4.3. PROCESO DE BALANCEO USANDO ANÁLISIS ESPECTRAL

Algo característico de utilizar éste método es que el proceso se realizara con la señal real, es decir sin utilizar ningún tipo de filtro a diferencia de como se hace en hipótesis encontradas en la literatura como la referencia [19].

Se utilizaron tres señales adquiridas para el proceso de balanceo:

Señal de Sensor óptico: La cual permite conocer la frecuencia fundamental de la máquina, además de ser quien referencia el 0° virtual del elemento en prueba.

Señales de Acelerómetro: Dos acelerómetros ubicados cada uno según el tipo de balanceo, las señales de vibración adquiridas permiten conocer la señal real que define el comportamiento de las fuerzas al que se encuentra sometido el elemento en prueba.

al obtener la señal de vibración adquirida se puede ver que es la composición básicamente de cuatro tipos de señales:

- Ruido del ambiente
- Señal fundamental de la máquina
- Señal de desbalance
- Señal que represente algún otro tipo de falla (desalineación, falla en rodamientos de la máquina...)

4.3.1. Método de balanceo por medio de análisis de vibraciones utilizando densidad espectral cruzada de potencia para la identificación de fase del vector de desbalance:

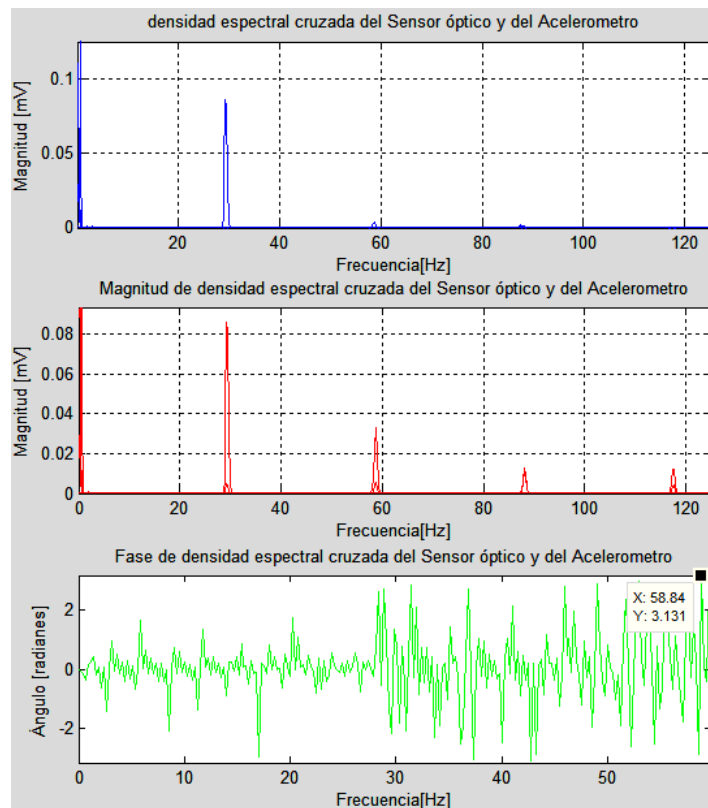
Adquisición de datos: Se debe de tener en cuenta que el proceso de obtención de señales se debe de realizar simultáneamente para cada uno de los sensores utilizados, ya que al tener el sensor óptico como referencia, sabremos realmente el comportamiento del desbalance del elemento en prueba, se debe de tener en cuenta que la posición del acelerómetro es importante para un debido analisis del vector de desbalance, por lo tanto:

- El acelerómetro de medida debe de estar siempre de forma radial al apoyo.
- Los ángulos positivos se toman en el sentido de giro de la máquina, a diferencia de algunos medidores que lo consideraran al contrario.
- Se debe trabajar con medidas de velocidad (mm/s).

Transformada de Fourier de la señal adquirida de vibración: Se obtiene la transformada de Fourier de la señal de aceleración o con la señal de velocidad dependiendo de los requerimientos del balanceo [15], se obtendrá el espectro de frecuencias que permitirá conocer el comportamiento de la señal en el dominio de la frecuencia, en el espectro de magnitud se podrá encontrar un pico en la frecuencia fundamental de la máquina, la cual será la componente de desbalance a la que se encuentra sometido el elemento en prueba, dicha componente sera considerada como la magnitud del vector de desbalance de la situación analizada [15, 11, 6].

Densidad espectral cruzada de potencia: Se aplica el concepto de Densidad espectral cruzada de potencia entre cada par de señales del sensor óptico y cada uno de los acelerómetros, obteniendo como resultado un espectro de frecuencias que define la relación entre las señales del sensor óptico y el acelerómetro analizadas teniendo como referencia la señal del sensor óptico, ya que será quien muestre la ubicación real de desbalance en el elemento, como se puede ver en la figura 25.

Figura 25. Densidad espectral cruzada de potencia entre las señales adquiridas por acelerómetro y sensor óptico



Análisis de resultados obtenidos del procesamiento de señales: Haciendo énfasis en que el fenómeno del desbalance se representara en la frecuencia fundamental de la máquina [15], se ve entonces un pico en el espectro de frecuencias para la frecuencia fundamental de la máquina y de la señal, se identifica en el espectro de fase de la densidad espectral cruzada de potencia su componente en grados a la frecuencia fundamental de la máquina, la cual será considerada como el desfase encontrado entre el par de señales analizadas, se considerara dicho valor de

Tabla 2. Consideraciones físicas del elemento a balancear

Parametro	Mínimo	Máximo
Masa (Kg)		90
Diámetro (cm)	20	80
Ancho (cm)	5	60
Velocidad (RPM)	800	1600
$R=A/D$	0,25	0,75

ángulo como la fase del vector V de desbalance y la magnitud del vector que corresponde a la componente de magnitud en la frecuencia fundamental de la transformada de fourier de la señal de vibración.

Aplicación de conceptos de balanceo: Se procede a obtener cada uno de los vectores de balanceo necesarios según el desarrollo de los métodos utilizados para la corrección del desbalance.

4.4. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA EL PROCESO DE BALANCEO APLICADO A LA MÁQUINA BALANCEADORA

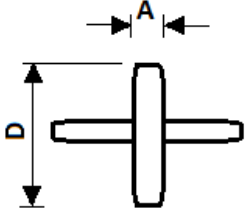
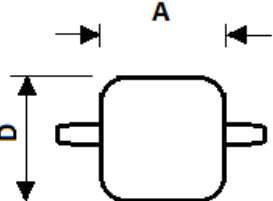
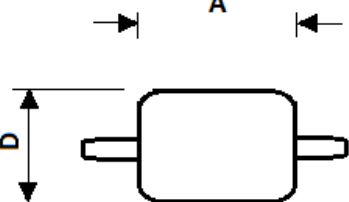
Se presentan en la tabla 2 las consideraciones físicas del elemento bajo observación que se tuvieron en cuenta para la realización del software implementado para el proceso de balanceo de la máquina balanceadora.

Para el proceso de balanceo dinámico de rotores se utilizan diferentes modelos para la corrección del fenómeno, se debe de tener en cuenta la relación que hay entre el ancho y diámetro del elemento bajo análisis según como se presenta en la figura 26.

Procesos analíticos de balanceo elegidos:

- Balanceo en un plano con medición de fase.
- Balanceo en un plano por coeficiente de sensibilidad.
- Balanceo en dos planos o dinámico (coeficiente de sensibilidad en dos planos).

Figura 26. Modelo de balanceo

ROTOR	RELACIÓN A/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MULTIPLES PLANOS
	Menor que 0,5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0,5	Hasta 150 RPM	150 a 1000 RPM Superior a 70% vel. critica	Superior a 2000 RPM. Superior a 70% Vel. Critica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y hasta el 70% vel. critica	Superior a 70% vel. critica

Obtención de velocidad de la máquina:

La velocidad de la máquina se obtiene por medio del procesamiento de la señal adquirida por el sensor óptico:

- Adquisición de la señal del sensor óptico.
- Transformada de fourier de la señal adquirida.
- Identificación de la frecuencia fundamental de la señal, debido a las posibles velocidades de la máquina se encontraran aproximadamente dos valores de frecuencia: 26,5 Hz y 53,3Hz .
- Se obtiene la velocidad de la máquina con la ecuación 11, según el tipo de motor que posee la máquina serian 2 pares de polos.

$$velocidad = \frac{F_{fundamental} \cdot 60}{pares\ de\ polos} \quad (11)$$

Obtención de vectores de desbalance:

Se utilizó el procesamiento de señales mostrado anteriormente donde se aplicó el concepto de densidad espectral cruzada de potencia hallando la relación que hay entre la señal adquirida por el sensor óptico y las señales de vibración adquiridas por los acelerómetros.

- Balanceo en un plano: se obtienen 2 vectores de desbalance y el vector de desbalance residual después de realizar el proceso de corrección:

$$v_o = \text{vector desbalance inicial}$$

$$v_1 = \text{vector desbalance con masa de prueba}$$

$$v_{residual} = \text{vector desbalance con masa de corrección}$$

- Balanceo en dos planos: se obtienen 6 vectores de desbalance más 2 vectores de desbalance residual:

$v_{10} = \text{vector desbalance inicial en apoyo 1}$ $v_{20} = \text{vector desbalance inicial en apoyo 2}$

$v_{11} = \text{vector desbalance apoyo1 con masa prueba1 en plano1}$

$v_{21} = \text{vector desbalance apoyo2 con masa prueba1 en plano1}$

$v_{12} = \text{vector desbalance apoyo1 con masa prueba2 en plano2}$

$v_{22} = \text{vector desbalance apoyo2 con masa prueba2 en plano2}$

$v_{1residual} = \text{vector desbalance residual en apoyo 1}$

$v_{2residual} = \text{vector desbalance residual en apoyo 2}$

4.5. ELEMENTOS UTILIZADOS

4.5.1. Acelerómetros:

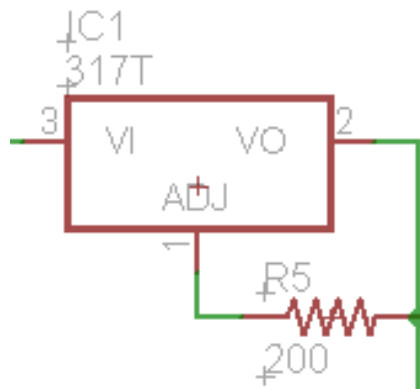
El tipo de acelerómetro utilizado para el proyecto es un acelerómetro piezoeléctrico de propósito general marca Connection Technology Center, Inc (CTC) de 100mV/g, Figura 27. Éste tipo de dispositivo permite medir la aceleración de un objeto en un determinado campo de referencia, las unidades para representar dicho fenómeno será entonces m/s^2 o G teniendo en cuenta que es una fuerza la que se está adquiriendo. Los acelerómetros pueden entonces adquirir fuerzas de aceleración estáticas (como la gravedad) y dinámicas (como vibraciones). Pueden actuar entre un rango de 1g hasta 250 g dependiendo de las características del mismo, sabiendo además que los de pequeño rango son más sensibles para medir pequeñas vibraciones mientras que el de más alto rango funciona mejor para grandes vibraciones. Para adherir el sensor a las superficies de apoyo de la balanceadora se fabricaron unas bases magnéticas-Con las mismas especificaciones de las del fabricante- que permiten un montaje rápido y seguro, adicionalmente, este tipo de montaje presenta una alta respuesta en frecuencia (máxima respuesta en frecuencia de 10 kHz) [21].

Para el acondicionamiento de los sensores de vibración se implementó el diseño de un sistema para el proyecto presentado en la referencia [6] que consiste básicamente en un sistema de

Figura 27. Acelerómetro piezoeléctrico CTC



Figura 28. LM317 como fuente de corriente constante

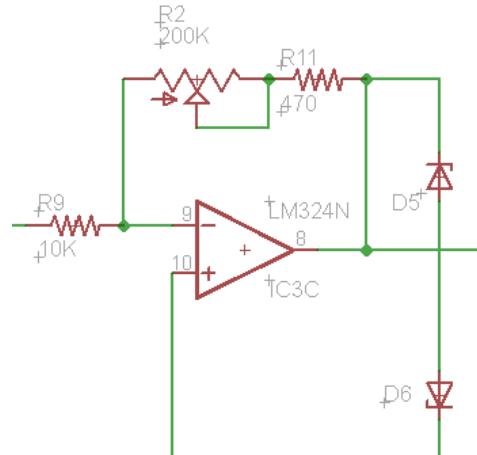


amplificación de tensión que se conecta la salida de los acelerómetros. Se compone de un regulador de corriente constante, lo cual permitirá que el parámetro medido por el acelerómetro tenga una mínima influencia por los cambios de la corriente. Dicho regulador se consiguió gracias al circuito comprendido entre el integrado LM317 y una resistencia que conecta el terminal de salida con el de ajuste, en la figura 28 se presenta el arreglo que se utilizó para la fuente de corriente constante. Cada uno de los acelerómetros tiene un circuito independiente de polarización compuesto por:

- Una etapa seguidora de tensión
- Etapa de amplificador restador, la cual permite regular la tensión de offset del sistema, variando la ganancia del amplificador restador.
- Etapa de amplificador inversor: la cual permite regular la tensión pico a pico de la salida de la tarjeta de polarización variando la ganancia del inversor, seguido por un par de diodos zener que limitaran la tensión de entrada a la tarjeta de adquisición DAQ, en la figura 29 se

puede ver la configuración para éste tipo de arreglo y la ecuación que definirá la ganancia del mismo en la ecuación 12.

Figura 29. Amplificador inversor



$$\frac{v_o}{v_i} = \frac{R_f}{R_1} \quad (12)$$

Entonces la ganancia máxima para el conjunto de resistencias para el acelerómetro x y para el acelerómetro y se consigue conociendo R_f que sera la suma del valor del potenciómetro y la resistencia de $470K\Omega$ entonces, $R_f = 0,97M\Omega$ y $R_1 = 10K\Omega$.

Sin embargo para cada uno de los acelerómetros se encontró el punto de polarización para su correcto funcionamiento, dando como resultado los valores de ganancia que presenta en las ecuaciones 13 y 14 para los acelerómetros X y acelerómetro Y respectivamente,

$$\frac{R_f}{R_1} = \frac{466K\Omega}{10K\Omega} = 46,63 \quad (13)$$

$$\frac{R_f}{R_1} = \frac{0,730M\Omega}{10K\Omega} = 73 \quad (14)$$

Figura 30. Sensor óptico retroreflectivo



Figura 31. DAQ NI USB 6009



4.5.2. Sensor Óptico:

Se utilizó un sensor óptico con referencia LS18D-40N el cual trabaja con cinta réflex con un rango de distancia de 0 – 40 cm para un objeto detectado sea transparente u opaco con un voltaje de alimentación DC 12 -24 V, Figura30. Éste sensor se utilizó con el propósito de reconocer la velocidad de operación de la máquina y la ubicación del vector de desbalance en el elemento de a balancear. Este sensor se ubica en un soporte que no esta en contacto con la balanceadora dinámica para evitar la introducción de ruido a la señal adquirida.

4.5.3. Tarjeta de adquisición (DAQ):

Tarjeta de adquisición de bajo costo marca National Instruments con referencia NI USB-6009, la cual cuenta con 8 entradas analógicas (14 bits) y una velocidad de muestreo de 48kS/s, permite además comodidad de comunicación ya que su energización depende directamente de un puerto USB, Figura31.

5. EXPERIMENTOS Y RESULTADOS

5.1. EXPERIMENTOS

Se realizaron dos pruebas de validación de software de balanceo creado, la primera se realizó en el Laboratorio de Vibraciones de la Universidad Tecnológica de Pereira, el cual cuenta con bancos diseñados en diferentes configuraciones para el estudio de las vibraciones mecánicas, para éste caso se utilizó una máquina en tipo voladizo la cual se encuentra acoplada con un motor por medio de un eje, consta de dos cojinetes en los que se apoyan dos volantes perforadas simétricamente en las que se adicionarán masas conocidas en ciertas posiciones. Se reconoce entonces que el banco de prueba y la máquina balanceadora anteriormente descrita comparten características semejantes con las cuales se puede realizar el desarrollo de algoritmos pertinente.

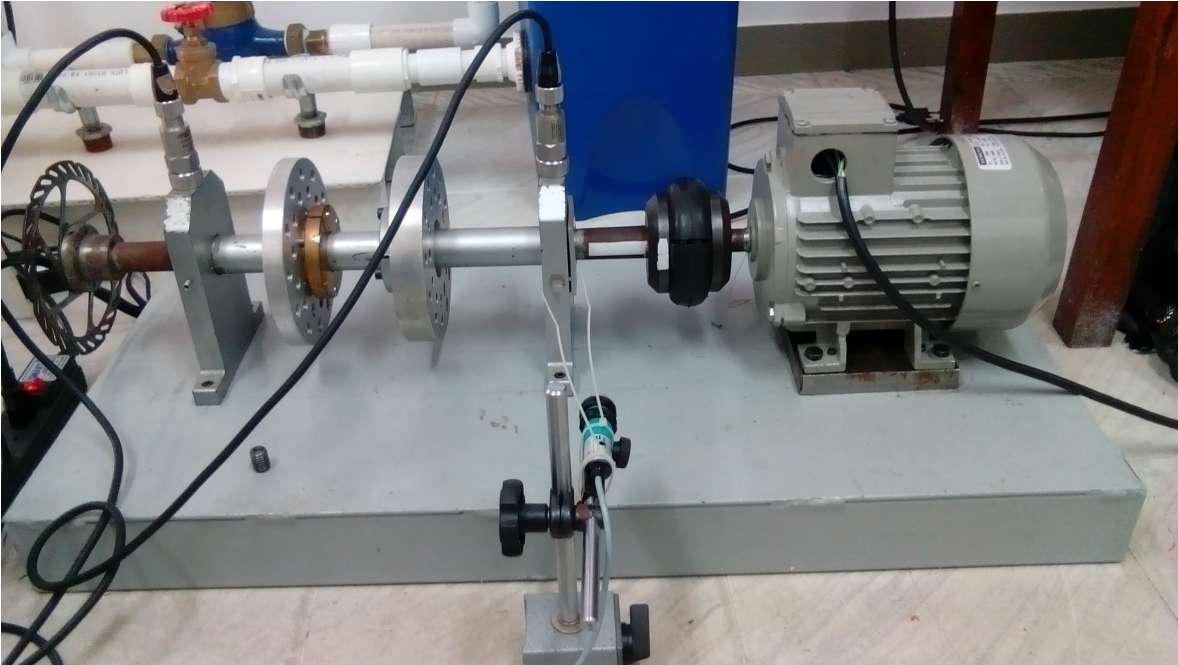
Se realizó el montaje de la figura 32, donde se utilizaron:

- Dos acelerómetros piezoeléctricos con una resolución de 100 mV/g.
- Sensor óptico retroreflectivo.
- Masas debidamente pesadas.

Para la validación del algoritmo desarrollado se realizaron pruebas en los bancos del laboratorio de vibraciones. simulando desbalances en lugares y con magnitudes conocidas. para esto se ubican masas previamente pesadas en lugares determinados con anterioridad en las volantes perforadas. Al terminar de adquirir datos de vibración siguiendo el procedimiento elaborado en el software se entrega la posición de la masa de corrección la cual se ubica al rededor de 180° del lugar donde se ubicó inicialmente la masa para provocar el desbalance, adicionalmente, entrega la magnitud de la masa que se debe ubicar para corregir la vibración.

Realizando esta validación se construyó una base de datos adquirida con el software y hardware desarrollado. Para ser utilizada posteriormente en las pruebas finales. En esta base de datos se encuentran diferentes configuraciones de las condiciones del balanceo. Se tienen masas en varios

Figura 32. Equipo de prueba



planos, diferentes masas, diferentes velocidades de giro, diferentes sentidos de giro y posiciones de los acelerómetros. Todo esto con el objetivo de tener todas las posibles combinaciones para luego ser comparado con la balanceadora dinámica.

se tomo como método de balanceo, el mencionado ya anteriormente como: Balanceo según medición de fase, el cual requiere de dos vectores de desbalance censados en dos escenarios diferentes:

elemento de prueba sin masa: se realizo la adquisición de señales de vibración y sensor óptico simultáneamente sin ubicar ningún tipo de masa en la volante, éste escenario tomara como referencia el estado 0, después de realizar cada una de las mediciones se procede a hallar el vector de desbalance V_0 con la hipótesis planteada.

elemento de prueba con masa: se realizo la adquisición de señales de vibración y sensor óptico simultáneamente ubicando una masa de prueba en la volante, éste escenario tomara como referencia el estado 1, después de realizar cada una de las mediciones se procede a hallar el vector de desbalance V_1 con la hipótesis planteada.

Figura 33. Balanceadora dinámica con sistema desarrollado



después de obtener las mediciones correspondientes se procede a obtener la masa de corrección y las mediciones pertinentes para conocer el desbalance residual del elemento en prueba.

Se realizó el proceso de balanceo mediante el software creado y por medio el analizador de vibraciones DSP LOGGER MX 300, el cual permite detectar y corregir fallas en elementos rotóricos mediante el procesamiento de señales de entrada adquiridas por dos acelerómetros y un sensor óptico.

Se realizaron pruebas con el sistema desarrollado en la balanceadora dinámica del laboratorio de máquinas herramientas, Figura 33.

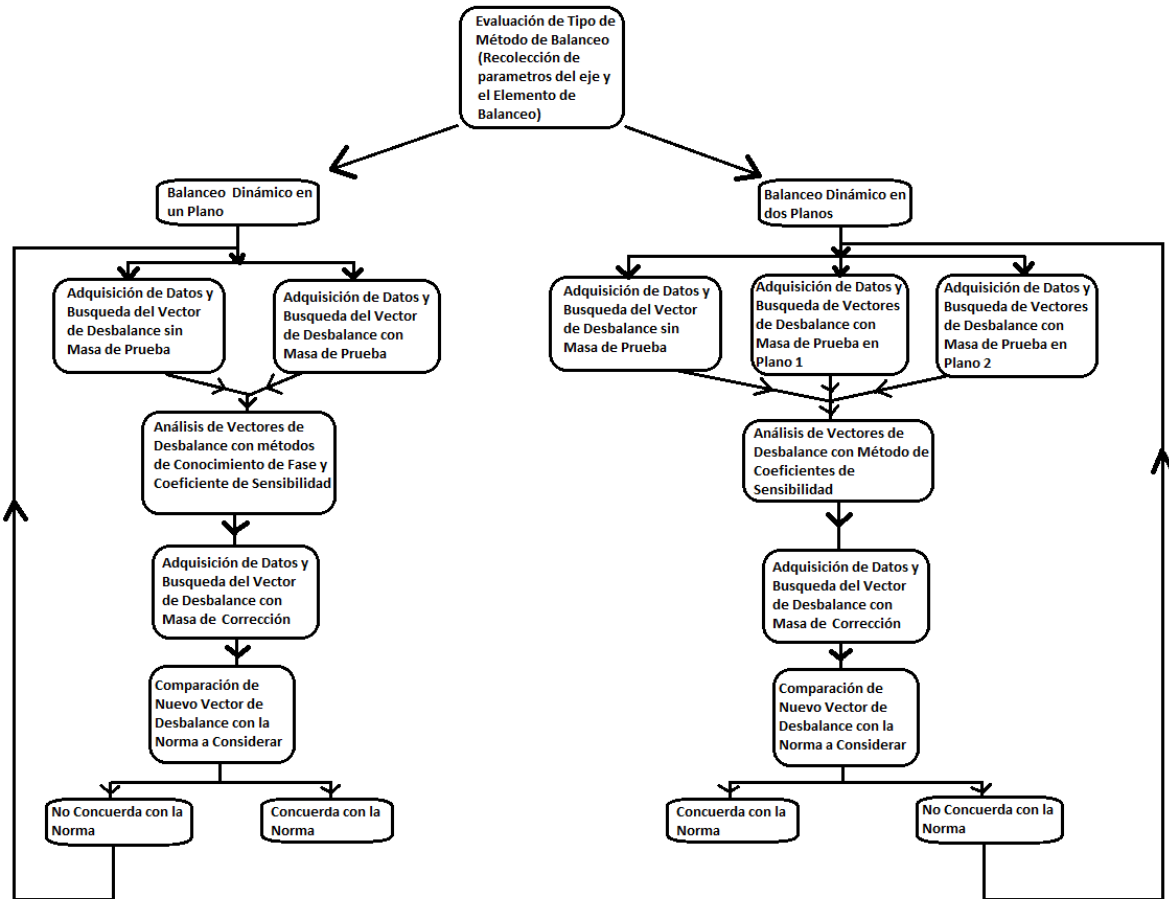
5.2. RESULTADOS OBTENIDOS

5.2.1. Diseño de la interfaz gráfica

Para el desarrollo de la HMI se diseñó una máquina de estados finitos en la cual se encontraban todas las condiciones necesarias para que el usuario pasara de un estado a otro. Esto se ve en

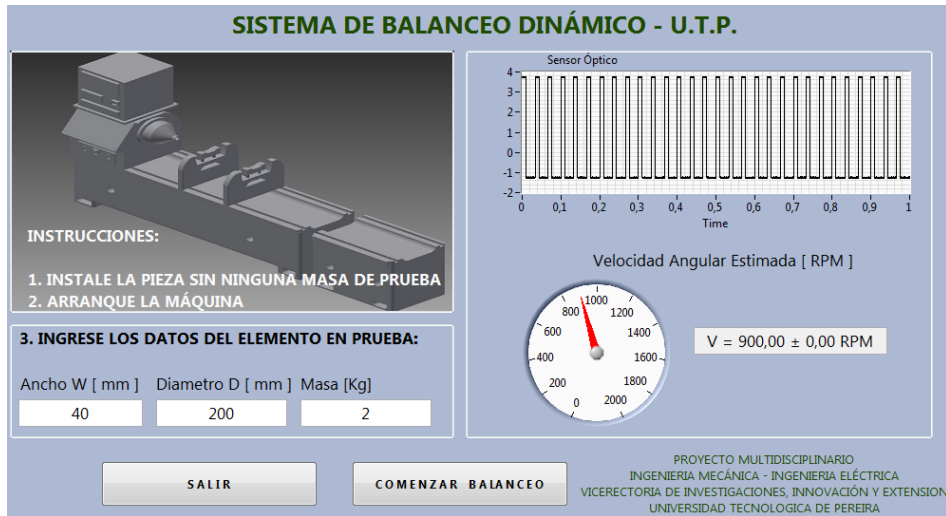
las diferentes pantallas. El diagrama que resume el proceso de balanceo para la máquina de estados finitos diseñada para esta aplicación se muestra en la figura 34.

Figura 34. Diagrama de flujo HMI



Se desarrolló una interfaz gráfica elaborada para la interacción del usuario con el proceso de balanceo y la máquina balanceadora se implementó en la plataforma de desarrollo LabVIEW por medio de un grupo de SubVIs con los cuales se permitió presentar cada uno de los procesos de una forma más organizada y rápida, teniendo en cuenta que la metodología de balanceo completo se puede ver como una combinación de diferentes tareas. A continuación se muestran las pantallas de la interfaz explicando cada uno de los estados del proceso. En la figura 35 se muestra la pantalla principal, en la parte superior izquierda se encuentran las instrucciones de manejo para la misma pantalla, al igual que se ve en la misma posición en las demás

Figura 35. Pantalla principal HMI



ventanas, el usuario debe de prender la máquina para que el programa comience a funcionar, en la parte superior derecha se podrá ver la velocidad estimada de la máquina en el momento, además debe de suministrar la información básica del elemento bajo análisis para habilitar el botón de “COMENZAR BALANCEO”, con la información de diámetro, ancho y la velocidad del elemento la máquina decidirá el mejor proceso de balanceo.

El software decide que tipo de balanceo realizar y se presentan las siguientes situaciones:

Balanceo en un plano: nos envía a la pantalla mostrada en la figura 36 en donde se tomaran dos medidas-una en condiciones iniciales V_0 y otra con una masa de prueba V_1 – una vez más el software no permitira seguir con el proceso hasta tener la máquina encendida, lo cual lo verifica con la señal adquirida por el sensor óptico, en esta pantalla inicialmente se indica que se encienda la máquina sin masa de prueba y se acepten los datos presionando “Aceptar datos sin masa de prueba”, luego se detiene el equipo y en ese momento aparecerá la pantalla presentada en la figura 37 en donde el usuario debe indicar el valor de la masa de prueba y la posición angular en el elemento bajo análisis, se debe de tener en cuenta que al ingresar los valores de fase, se considera como positivo la dirección opuesta al sentido de giro de la máquina. Se debe presionar continuar para regresar a la pantalla de la figura 36 en donde se aceptan los datos con masa de prueba presionando “Aceptar datos con masa de prueba”.

Figura 36. Pantalla balanceo en un plano

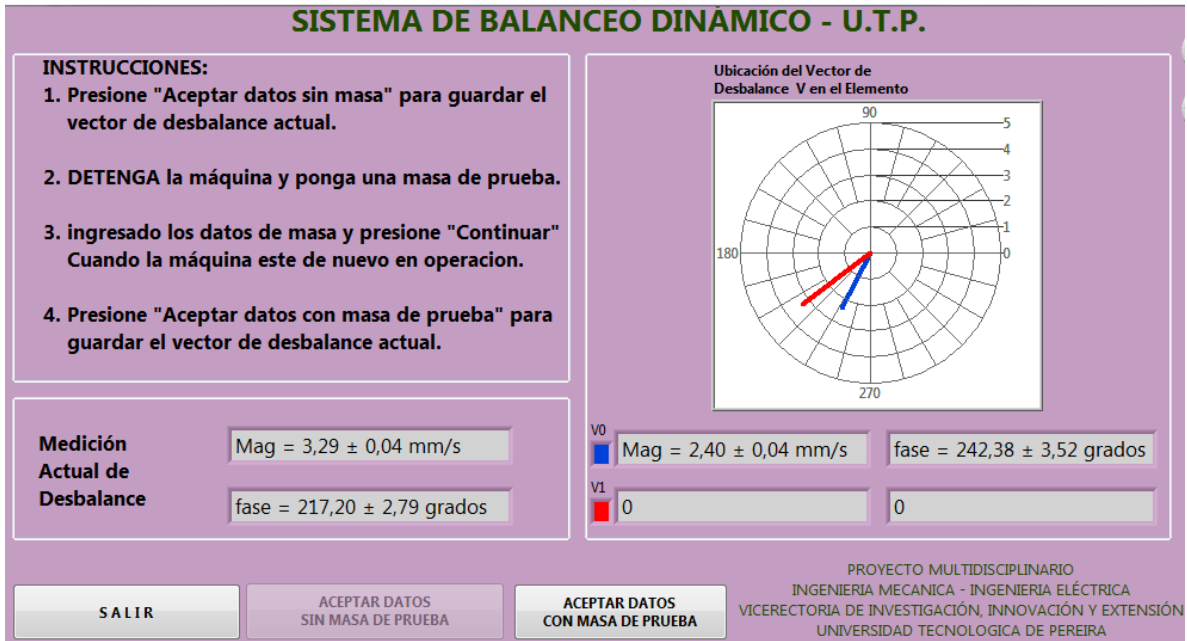


Figura 37. Pantalla datos masa de prueba

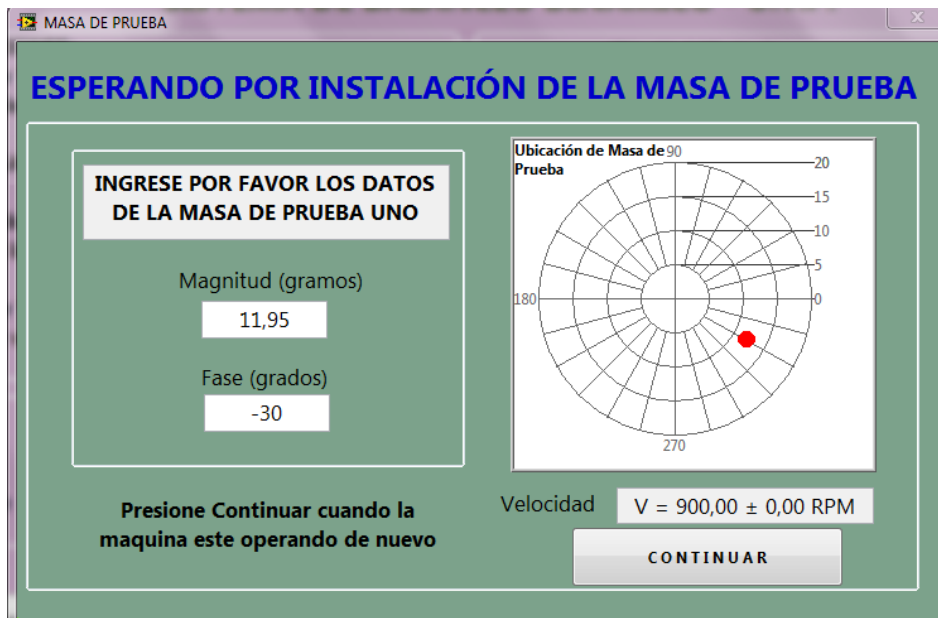


Figura 38. Pantalla masa de corrección para un plano

ESPERANDO POR INSTALACIÓN DE LA MASA DE CORRECCIÓN

INSTRUCCIONES

1. Remueva la masa de prueba e instale la masa de corrección.
2. Seleccione el tipo de elemento en prueba y oprima iniciar registro.
3. Ingrese los datos necesarios.

MASA DE CORRECCIÓN

Según Medición de Fase

Mag = 19,09 ± 0,50 gramos

fase = 37,62 ± 2,60 grados

Según Coeficiente de Sensibilidad

Mag = 19,09 ± 0,50 gramos

fase = 217,62 ± 2,60 grados

CLASIFICACIÓN DEL ELEMENTO

G2,5

TIPO DE ELEMENTOS SEGÚN NORMA ISO

G2,5: Compresores, Motores y Generadores de velocidades alrededor de 950 RPM, Turbinas de gas y de vapor. Maquinas textiles.

Desbalance Permitido 2,5 **Desbalance Residual** 0,282265

GENERAR REPORTE SEGÚN NORMA ISO 1940-1

REPETIR BALANCEO

SALIR

En este momento emergerá una pantalla-figura 38 en donde se obtiene como resultado del proceso la posición de la masa de corrección para el análisis en un solo plano. Antes de instalarla se debe retirar la masa de prueba y se debe seleccionar el tipo de elemento en prueba según la clasificación disponible. Una vez instalada la masa de prueba se pone en marcha de nuevo el equipo. En este momento el software registra la vibración residual y se valida con la norma ISO 1940-1 para determinar si el elemento en prueba cumple o no con la normativa. En la pantalla se muestran los resultados obtenidos por dos métodos diferentes para determinar la magnitud y la ubicación de la masa de corrección con sus respectivas incertidumbres; por medición de fase y coeficiente de sensibilidad. En este momento emerge un aviso que se aprecia en la figura 39 en donde le es comunicado al usuario el resultado de la validación. Posteriormente si se desea se generará un reporte en donde se entregan las condiciones iniciales y finales del elemento en prueba, Figuras 42 y 43.

Cuando las condiciones del elemento en prueba hacen que el balanceo se deba realizar en dos planos el proceso es similar. Estas pantallas se muestran en las figuras 40 y 41. Y la pantalla que solicita los datos de las masas de prueba es igual a la usada en un plano.

Figura 39. Aviso validación del balanceo con norma ISO 1940-1

ESPERANDO POR INSTALACIÓN DE LA MASA DE CORRECCIÓN

INSTRUCCIONES

1. Remueva la masa de prueba e instale la masa de corrección.
2. Seleccione el tipo de elemento en prueba.
3. Presione continuar, cuando la máquina de desbalanceo este nuevamente en marcha.

MASA DE CORRECCIÓN

Según Medición de Fase

Mag = 6.64 ± 0.00 gramos

CLASIFICACIÓN DEL ELEMENTO

G630

TIPO DE ELEMENTOS SEGÚN NORMA ISO

G630: Cigüeñales de motores marítimos cuatro tiempos montados sobre soportes elásticos.

VALIDAR SEGÚN NORMA ISO 1940-1

Desbalance Permitido 630

Desbalance Residual 135,473

GENERAR REPORTE

REPETIR BALANCEO

SALIR

El balanceo realizado cumple con la norma ISO 1940-1
si desea generar un reporte con los resultados obtenidos por favor oprima el boton "Generar Reporte" de lo contrario oprima "salir" para concluir el balanceo

OK

Figura 40. Pantalla vectores de desbalance en dos planos

SISTEMA DE BALANCEO DINÁMICO - U.T.P.

INSTRUCCIONES:

1. Presione "Aceptar datos sin masa" para guardar el vector de desbalance actual.
2. DETENGA la máquina y ponga la masa 1 de prueba en el plano 1. Presione "Aceptar datos con masa de prueba 1"
3. DETENGA la máquina y ponga la masa 2 de prueba en el plano 2. Presione "Aceptar datos con masa de prueba 2"

Ubicación V Plano 1

Ubicación V Plano 2

Apoyo 1

Magx = 10,54 ± 0,04 mm/s

fasex = 101,32 ± 0,78 grados

Apoyo 2

Magy = 9,67 ± 0,04 mm/s

fasey = 149,05 ± 0,91 grados

SALIR

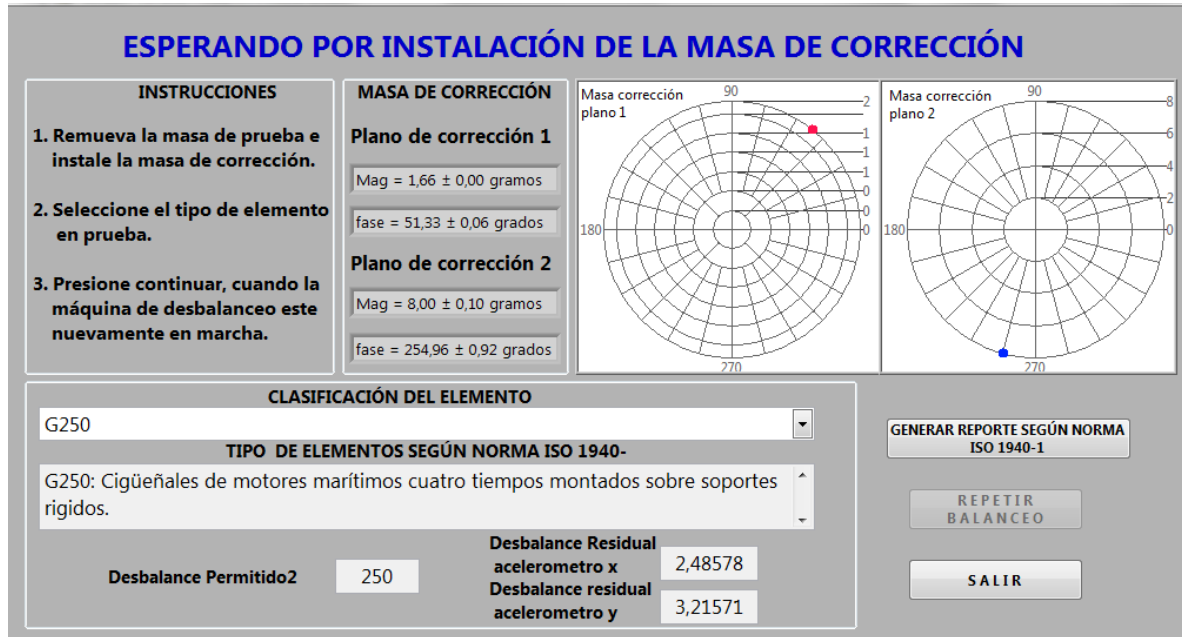
ACEPTAR DATOS SIN MASA DE PRUEBA

ACEPTAR DATOS CON MASA DE PRUEBA

ACEPTAR DATOS CON MASA DE PRUEBA 2

PROYECTO MULTIDISCIPLINARIO
INGENIERIA MECANICA - INGENIERIA ELECTRICA
VICERECTORIA DE INVESTIGACIÓN, INNOVACIÓN Y EXTENSIÓN
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

Figura 41. Pantalla masas de corrección para dos planos



5.2.2. Reporte automático balanceo

Como uno de los productos de este proyecto se deja la generación automática de los reportes de balanceos realizados. Estos reportes son diligenciados por el software y generados automáticamente con la información de interés del cliente. En la figura 42 se tiene el reporte generado. En la parte superior se tienen los datos del cliente, el nombre del técnico que realizó el procedimiento; seguido por la información del elemento en prueba como el tipo de elemento, la masa, y las dimensiones geométricas.

Luego se indica si el balanceo fue en uno o dos planos y el grado de calidad del balanceo según la norma ISO 1940-1 de 2003. Posteriormente, se tiene los datos de la masa de prueba utilizada, la ubicación y magnitud inicial de la vibración del elemento en prueba, la masa de corrección que se calculó y finalmente la ubicación y magnitud de la vibración residual con la que el elemento termina la prueba. Se indica que el elemento cumple con condiciones indicadas en la norma según el tipo de elemento que se trate. Finalmente, es firmado por el coordinador del laboratorio de máquinas herramientas.

Para el balanceo en dos planos el reporte tiene la misma estructura, salvo que en la parte final

se presentan las mediciones antes mencionadas para cada uno de los planos, Figura 43.

5.2.3. Resultados prácticos

Se realizaron pruebas de balanceo dinámico en 1 plano y dos planos que se compararon con los resultados obtenidos con el analizador de vibraciones antes mencionado DSP LOGGER:

- Prueba 1 plano: El motor con una frecuencia eléctrica de 35 Hz, velocidad medida por el DSP LOGEER: 1045 RPM, velocidad medida con el software creado $1046,20 \pm 0,10$ RPM
- Masa de prueba 11,95g ubicada a -30°

A continuación se presentan las señales adquiridas por el sensor óptico y por los acelerómetros en las figuras 44 y 45 correspondientemente.

El espectro de densidad espectral cruzada de potencia entre el sensor óptico y el acelerómetro se presenta a continuación en la figura 46.

Balanceo en un plano:

Tabla 3. Resultados practicos

Tipo de Medición	DSP LOGGER	SOFTWARE
v_o (mm/s)	2,5928	$2,659 \pm 0,06$
θv_o (grados)	-109	$-109 \pm 3,5$
v_1 (mm/s)	3,2846	$3,4958 \pm 0,04$
θv_1 (grados)	-136	$-140 \pm 10,21$
masa corrección (g)	20,28	$18,11 \pm 3,95$
ángulo masa corrección (grados)	227,38	$228,26 \pm 9,28$
$v_{residual}$ (mm/s)	0,2144	$0,216 \pm 0,06$
$\theta v_{residual}$ (grados)	-93	$246,844 \pm 3,5$

Se pueden ver que los resultados del software creado se encuentran en un rango cercano de acción al analizador de vibraciones.

Figura 42. Reporte balanceo en un plano



Universidad
Tecnológica
de Pereira



REPORTE FINAL DEL PROCESO DE BALANCEO

NOMBRE DEL CLIENTE

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y PROGRAMA DE INGENIERIA ELÉCTRICA

NOMBRE DEL TÉCNICO QUE REALIZA EL PROCEDIMIENTO

TALLER DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

Información del elemento bajo análisis

Tipo de elemento bajo análisis	Masa del elemento (Kg)	Diámetro del elemento (mm)	Ancho del elemento (mm)
ROTOR	2	200	40

Información técnica del balanceo realizado

Tipo de balanceo realizado	Desbalance permitido para el elemento según norma ISO 1940-1 (mm/s)		
Balanceo dinámico en un plano	2,5		
Magnitud de masa de prueba (g)	Ángulo Masa de prueba (grados)	Magnitud de masa de corrección	Ángulo Masa de corrección
11,95	-30	Mag = 19,09 ± 0,50 gramos	fase = 217,62 ± 2,60 grados
Magnitud de Desbalance inicial	Ángulo de desbalance inicial	Magnitud de Desbalance residual	Ángulo de desbalance residual
Mag = 2,40 ± 0,04 mm/s	fase = 242,38 ± 3,52 grados	Mag = 0,30 ± 0,05 mm/s	fase = 159,82 ± 29,74 grados

Con base en los resultados de desbalance residual obtenidos en el proceso de balanceo, el elemento cumple con los requisitos establecidos en la norma ISO 1940-1 de 2003, lo cual según las condiciones de peso y velocidad se clasifica dinamicamente balanceado.

COORDINADOR DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

NOMBRE DEL DIRECTOR ACTUAL DEL LABORATORIO

FIRMA: _____

martes, 02 de junio de 2015 10:43 p.m.

Figura 43. Reporte balanceo en dos planos



REPORTE FINAL DEL PROCESO DE BALANCEO

NOMBRE DEL CLIENTE

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y PROGRAMA DE INGENIERIA

NOMBRE DEL TÉCNICO QUE REALIZA EL PROCEDIMIENTO

TALLER DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

Información del elemento bajo análisis

Tipo de elemento bajo análisis	Masa del elemento (Kg)	Diámetro del elemento (mm)	Ancho del elemento (mm)
ROTOR	4	200	202

Información técnica del balanceo realizado

Tipo de balanceo realizado	Desbalance permitido para el elemento según norma ISO 1940-1 (mm/s)		
Balanceo dinámico en dos planos	250		
Magnitud de masa de prueba (g)	Ángulo Masa de prueba (grados)	Magnitud de masa de prueba 2 (g)	Ángulo Masa de prueba 2 (grados)
5	45	8	135
Magnitud de Desbalance inicial apoyo 1 Magx = 5,30 ± 0,04 mm/s	Ángulo de desbalance inicial apoyo 1 fase = 79,57 ± 1,45 grados	Magnitud de Desbalance inicial apoyo 2 Magy = 6,50 ± 0,04 mm/s	Ángulo de desbalance inicial apoyo 2 fasey = 120,49 ± 1,39 grados
Magnitud de masa de corrección plano 1 Mag = 1,66 ± 0,00 gramos	Ángulo Masa de corrección plano 1 fase = 51,33 ± 0,06 grados	Magnitud de masa de corrección plano 2 Mag = 8,00 ± 0,10 gramos	Ángulo Masa de corrección plano 2 fase = 254,96 ± 0,92 grados
Magnitud de desbalance residual apoyo 1 Magx = 2,50 ± 0,04 mm/s	Ángulo de desbalance residual apoyo 1 fase = 138,29 ± 3,56 grados	Magnitud de desbalance residual apoyo 2 Magy = 3,22 ± 0,05 mm/s	Ángulo de desbalance residual apoyo 2 fasey = 76,23 ± 2,71 grados

Con base en los resultados de desbalance residual obtenidos en el proceso de balanceo, el elemento cumple con los requisitos establecidos en la norma ISO 1940-1 de 2003, lo cual según las condiciones de peso y velocidad se clasifica dinámicamente balanceado.

COORDINADOR DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

COORDINADOR ACTUAL

FIRMA: _____

Figura 44. Señal adquirida por el sensor óptico

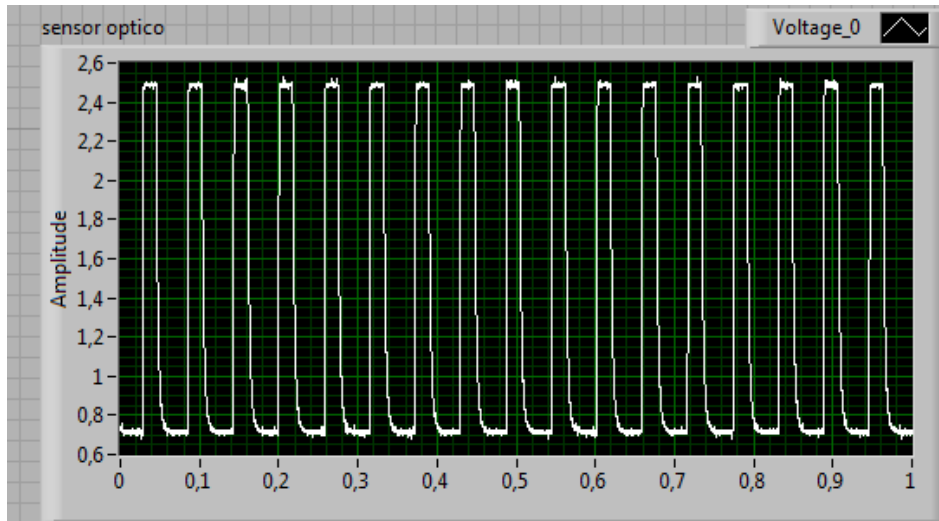
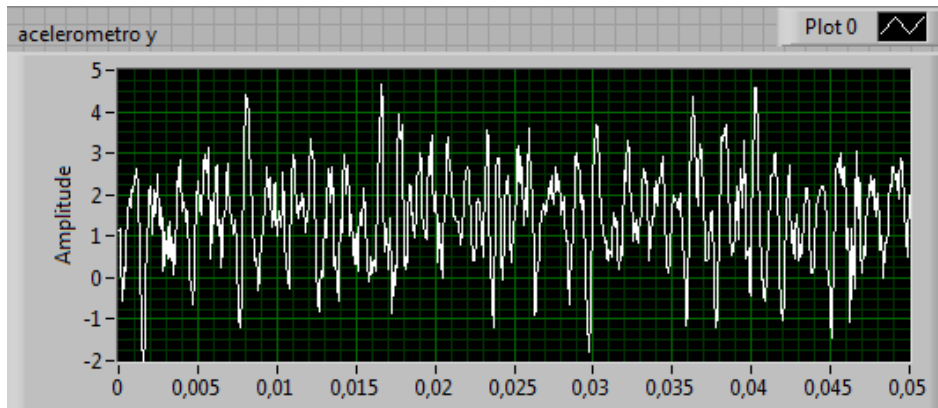


Figura 45. Señal adquirida de acelerometro y



Balaneo en dos planos

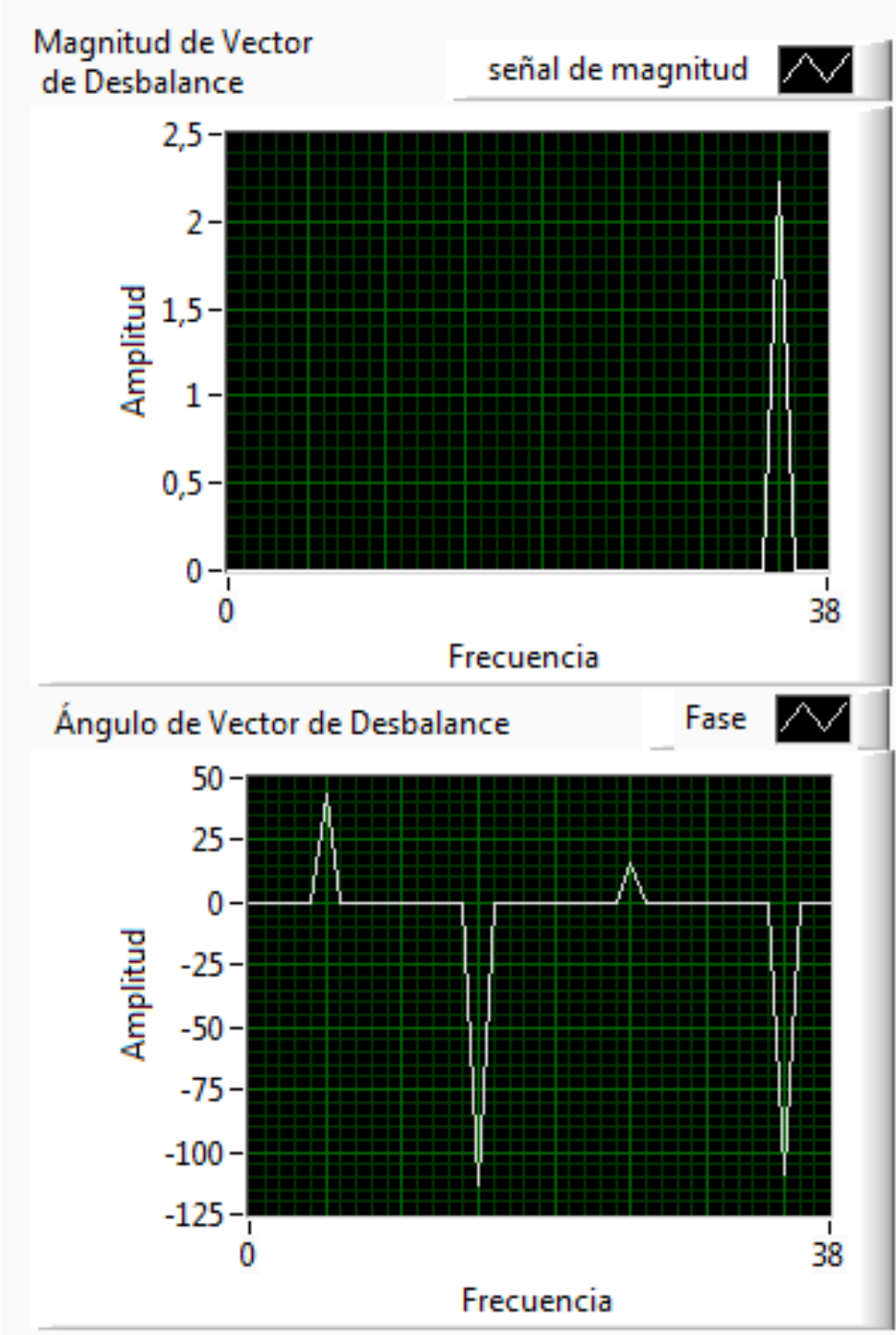
- Prueba 2 planos: El motor con una frecuencia eléctrica de 35 Hz, velocidad medida por el DSP LOGEER: 1046 RPM, velocidad medida con el software creado $1047,59 \pm 0,10$ RPM
- Masa de prueba 1 ubicada en el plano de corrección 1 11,94g ubicada a 0°
- Masa de prueba 2 ubicada en el plano de corrección 2 11,96g ubicada a 180°

Tabla 4. Resultados prácticos dos planos

Tipo de Medición	DSP LOGGER	SOFTWARE
v_{10} (mm/s)	1,7885	$2,25 \pm 0,14$
θv_{10} (grados)	-141	$-136,196 \pm 0,06$
v_{20} (mm/s)	1,9070	$1,92 \pm 0,04$
θv_{20} (grados)	-169	$-161,145 \pm 0,05$
v_{11} (mm/s)	3,1202	$4,20 \pm 0,1$
θv_{11} (grados)	-134	$-136,047 \pm 2$
v_{21} (mm/s)	3,9240	$2,8858 \pm 0,2$
θv_{21} (grados)	-147	$-147,0068 \pm 0,05$
v_{12} (mm/s)	0,8302	$1,02 \pm 0,2$
θv_{12} (grados)	166	$165,508 \pm 0,06$
v_{22} (mm/s)	2,2236	$2,27 \pm 0,04$
θv_{22} (grados)	111	$128,947 \pm 2$
masa corrección plano1 (g)	77,56	$16,12 \pm 4,25$ gramos
ángulo masa corrección plano1 (grados)	161,22	$222,87 \pm 8,13$ grados
masa corrección plano 2 (g)	58,22	$11,37 \pm 0,82$ gramos
ángulo masa corrección plano2 (grados)	329,34	$75,33 \pm 18,41$ grados
$v_{1residual}$ (mm/s)	2,44	$0,248 \pm 0,06$
$\theta v_{1residual}$ (grados)	136,228	$-53,1899 \pm 3,5$
$v_{2residual}$ (mm/s)	2,06	$0,231 \pm 0,06$
$\theta v_{2residual}$ (grados)	136,134	$-79,2365 \pm 3,5$

Al obtener los resultados de corrección del balanceo en el plano 2 se encontraron inconsistencias con los datos del analizador de vibraciones, caso opuesto al software creado quien obtuvo un mejor comportamiento, entregando valores de masa de corrección coherentes con el proceso bajo analisis, además de identificar un vector de desbalance residual menor al medido inicialmente.

Figura 46. Densidad espectral cruzada de potencia del acelerómetro y el sensor óptico



6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- Se concluye que el método de la densidad espectral de potencia acompañado de la correlación cruzada son métodos aplicables para el análisis de vibraciones, en particular en la solución de problemas de desbalance como herramienta útil para la determinación del vector de desbalance.
- La herramienta desarrollada en este trabajo de grado es de gran utilidad para el proceso de balanceo en el laboratorio de máquinas herramientas de la facultad de ingeniería mecánica, ya que permite desarrollar el proceso de balanceo a cualquier persona de una forma sencilla y rápida.
- Se desarrolló exitosamente una herramienta de bajo costo para actualizar la forma como se realiza actualmente el proceso de balanceo, automatizando la máquina balanceadora laboratorio de máquinas herramientas de la universidad Tecnológica de Pereira utilizando análisis de vibraciones, permitiendo convertir el proceso de balanceo dinámico actual en un proceso rápido y efectivo.
- Se presenta una herramienta gráfica que se presta a evolucionar según las necesidades del usuario, demostrando que sus resultados son comparables con elementos de medición de vibraciones, teniendo en cuenta la baja la calibración de sus resultados.
- Se muestra una mayor precisión en los resultados de balanceo que se realizaron en la máquina balanceadora, permitiendo además recibir un reporte detallado del proceso de balanceo ejecutado, teniendo además una inexistente manipulación al comportamiento original de la máquina ya que el desarrollo del software en general se realizó sin cambiar los parámetros físicos o funcionales de la máquina, el método de balanceo anterior se puede desarrollar en el momento deseado.

6.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda utilizar elementos para que cumplan con las especificaciones de diseño mostradas para que puedan ser balanceados por la máquina, hacer uso indebido de la capacidad de la máquina puede traer consigo fallas de funcionamiento.
- El método de detección de ángulo del software mostro pequeñas inconsistencias en el momento de medir magnitudes de balanceo menores a 0,5 mm/s debido al proceso intuitivo que se realiza con la señal real de adquisición, se recomienda tener en cuenta éste inconveniente para futuros balanceos.
- Se recomienda no golpear los acelerómetros al fijarlos a los soportes con las bases magnéticas.
- Se recomienda ubicar el sensor óptico en un lugar que no esté en contacto con la balanceadora para evitar que las vibraciones del equipo interfieran con la medición de la velocidad del equipo.
- Se recomienda seguir las instrucciones que el programa entrega en cada una de las pantallas para obtener los resultados deseados.
- Es muy importante se tomen los datos cuando se presiona “aceptar datos con masa de prueba” en condiciones de operación normal del eje; lo que quiere decir cuando ya se ha alcanzado las rpm de operación normal del equipo.
- Tener claridad en el momento de indicar los ángulos según el sentido de giro de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] S.-H. Lee, B.-S. Kim, J.-D. Moon, and D.-H. Kim, “A study on active balancing for rotating machinery using influence coefficient method,” in *Computational Intelligence in Robotics and Automation 2005. CIRA 2005. Proceedings. 2005 IEEE International Symposium*, 2005, pp. 659–664. 1.1
- [2] R. A. VALENCIA, “Análisis del efecto de la variación de velocidad sobre el espectro de vibración en equipos rotodinámicos,” Master’s thesis, Universidad autónoma de occidente-facultad de ingeniería-departamento de energética y mecánica-programa de ingeniería mecánica., 2014. 2, 3.4
- [3] G. X. MENDOZA MORAN, Ivan Oswaldo Y ORELLANA URUCHIMA, “Diseño e implementación de un sistema de control electrónico para una máquina balanceadora geodyna 40/40 para neumáticos de 12 a 16 pulgadas,” Master’s thesis, Universidad politécnica salesiana sede Cuenca, 2013. 2, 4.1
- [4] Y. Zhang, Q. Shi, and Y. Han, “Application of LabVIEW to automated measuring dynamic balancing of motorcycle crankshaft,” in *Automation and Logistics, 2007 IEEE International Conference on*, Aug 2007, pp. 3055–3059. 2
- [5] L. C. CHEUQUELAF BARRIGA, “Protocolo para el balanceo dinámico de un ventilador con el analizador de vibraciones detector III,” Master’s thesis, Universidad Austral de Chile, 2009. 2, 4.1
- [6] H. F. Y. C. G. Y. H. E. Y. L. J. F. OROZCO, Alvaro Y QUINTERO, *Identificación en línea de modos tempranos de fallas dinámicas en máquinas rotativas*. COLCIENCIAS, 2012, vol. Proyecto:1110-405-20247 COLCIENCIAS. 2, 3.2.4, 4.3.1, 4.5.1
- [7] J. S. TABARES, “Elaboración de guías para prácticas básicas de mantenimiento predictivo,” Master’s thesis, Universidad Tecnológica de Pereira, 2012. 2
- [8] L. D. S. William F. Riley, *Ingeniería mecánica*, 2005, vol. Dinámica, página 448. 3.1, 3.5

- [9] A. AGUILA SOTO, “Procedimiento de evaluacion de riesgos ergonomicos y psicosociales,” página43. 3.1
- [10] S. ERCOLI, Liberto Y LA MALFA, *Teoria y practica de balanceo de rotores industriales*, Buenos Aires 2002, página 10. 3.2.2
- [11] H. F. QUINTERO, “Notas de clase, leccion 10 balanceo, universidad tecnologica de pe-reira,” universidad tecnologica de Pereira, 2011.p.10. 3.2.3, 4.2.1, 4.3.1
- [12] *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecanico, a-maq s.a 2005.* 3.2.4, 3.2.4, 3.3.1
- [13] J. Shigley, *Teoria de maquinas y mecanismos.* Mc Graw Hill., 1980. 3.2.4
- [14] Ecopetrol, *Manual de Induccion para operarios de la Maquina de Balanceo*, Empresa Colombiana de Petroleos S.A (ECOPETROL), 2011. 3.2.4
- [15] G. Y. T. F. ROYO, Jesus Y RABANAQUE, “Analisis de vibraciones e interpretacion de datos.” 3.3.1, 4.3.1, 4.3.1
- [16] S. ARANGO, Santiago y MOLINA, “Diseno de una metodologia para el balanceo de generadores de alto voltaje en isagen s.a. esp,” 2010. 3.4
- [17] J. H. Mathews and R. W. Howell, “The fourier transform,” 2012. 3.4
- [18] I. O. for Standardization, “Norma iso 1940 mechanical vibration balance quality require-ments for rotors in a constant (rigid) state,” in *Normas ISO*, 2003. 3.4
- [19] M. M. Fernandez, “Senales aleatorias y ruido.” 4.2.1, 4.3
- [20] E. W. Owen, “Measurement of speed by cross correlation using pulse frequency signals,” *Industrial Electronics and Control Instrumentation, IEEE Transactions on*, vol. IECI-25, no. 2, pp. 167–172, May 1978. 4.2.1
- [21] I. Conection Technology Center. (2012) Sensor mounting techniques. [Online]. Available: http://www.ctconline.com/FileUp/PrdDS2011/5_TI_MountingTech_DS.pdf 4.5.1