



FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIAS

INGENIERIA ELECTROMECHANICA

Propuesta de Trabajo de Grado

TÍTULO DE LA PROPUESTA

Caracterización de las señales de desbalanceo y desalineación del banco de vibraciones de las unidades tecnológicas de Santander para maquinas rotativas por medio de la transformada Cepstrum.

PROPONENTES

Jairo Andrés Zanguña Ruiz 1098718267

DIRECTOR

Camilo Leonardo Sandoval Rodríguez

Adscrito a

Grupo de investigación en sistemas de energía, automatización y control – GISEAC

REFERENCIA AL COMITÉ

El presente documento pretende determinar las diferencias entre los fenómenos de desbalanceo y desalineación de las maquinas rotativas aplicando el método de transformada cepstrum con el cual se va a medir la amplitud de las señales de los fenómenos respecto a un grupo de control.

Bucaramanga

Fecha de Presentación: (DD-MM-AA)

TABLA DE CONTENIDO

<u>1.</u>	<u>FICHA TÉCNICA DE LA PROPUESTA</u>	<u>3</u>
<u>2.</u>	<u>RESUMEN EJECUTIVO</u>	<u>4</u>
<u>3.</u>	<u>DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA DE TRABAJO DE GRADO</u>	<u>5</u>
3.1.	PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA.....	5
3.2.	JUSTIFICACIÓN	6
3.3.	OBJETIVOS	7
3.3.1.	OBJETIVO GENERAL	7
3.3.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
3.4.	ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES.....	8
3.5.	MARCO REFERENCIAL.....	10
3.6.	ALTERNATIVA DE SOLUCIÓN	25
3.7.	METODOLOGÍA PROPUESTA.....	25
3.8.	RESULTADOS ESPERADOS	29
3.9.	ESTRATEGIA DE DIVULGACIÓN	29
3.10.	CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES	30
<u>4.</u>	<u>PRESUPUESTO.....</u>	<u>31</u>
<u>5.</u>	<u>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</u>	<u>33</u>

1. FICHA TÉCNICA DE LA PROPUESTA			
Título	Caracterización las señales de desbalanceo y desalineación del banco de vibraciones de las unidades tecnológicas de Santander para maquinas rotativas por medio de la transformada Cepstrum.		
Jairo Andrés Zanguña	Código:1098718267	Email: jairozanguna@outlook.com	Tel:3223657728
Nombre del grupo de investigación	Grupo de investigación en sistemas de energía, automatización y control – GISEAC		
Línea de Investigación	Desarrollo e implementación de sistemas automáticos		
Director	Camilo Leonardo Sandoval Rodríguez		
Lugar de ejecución	Bucaramanga, Santander		
Duración	4 meses		
Modalidad	Propuesta de investigación		
Costo	El valor total del presupuesto en letras y números		
Palabras claves	Desbalanceo, desalineación, vibraciones mecánicas, Transformada Cepstrum.		
Observaciones generales:			

2. RESUMEN EJECUTIVO

El presente documento relaciona la necesidad de encontrar un método conveniente que permita caracterizar los fenómenos de desbalanceo y desalineamiento. El desbalanceo es un fenómeno propio de la fabricación de las piezas de la máquina rotativa. La desalineación es un fenómeno producido por la complejidad en la precisión de alinear el eje conductor con el eje conducido. Estos fenómenos reducen en gran medida la vida útil de los elementos de apoyo acoples y piezas en general de la máquina.

Los motores rotativos son muy utilizados en la industria, instituciones educativas y hogares; es un equipo que facilita la realización de procesos que requieren una constante repetición. Los fenómenos de desbalanceo y desalineación han sido poco estudiados aplicando el método de la transformada cepstrum desde su origen en 1963 con Bogert. La transformada cepstrum ha sido comparada con métodos para el análisis vibratorio en sismología, motores eléctricos y señales acústicas. La aplicación de la transformada cepstrum en la identificación de características de estos fenómenos permitirá concluir si existe relación entre el desbalanceo y la desalineación en el análisis vibratorio o por el contrario definir si no se pueden establecer diferencias entre estas dos señales.

La realización del presente documento inicia con la descripción de los distintos fenómenos realizando pruebas con respecto al grupo de control de las variables alineación y balanceo de máquinas rotativas (CAB), desbalanceo con distintas masas y desalineación con diferentes grados de corrimiento. Continúa con la correlación de las pruebas realizadas por medio de la distancia euclidiana donde se debe relacionar las amplitudes en las pruebas del grupo de control CAB entre los fenómenos de desbalanceo y desalineación. El método deductivo se aplica en la identificación de la teoría relevante al tema, identificando situaciones particulares en la técnica experimental, la cual permitirá llegar al análisis de resultados concluyendo si el método aplicado tiene los resultados esperados consignados en el planteamiento de los objetivos específicos.

3. DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA DE TRABAJO DE GRADO

3.1. PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA

En la actualidad las maquinas rotativas son un equipo de trabajo fundamental en las casas, la industria y en las instituciones educativas. Estas máquinas se pueden clasificar según el tipo de uso dado, convertir energía mecánica en energía eléctrica (generadores) y convertir energía eléctrica en energía mecánica (motores), los motores eléctricos son máquinas rotativas que funcionan con corriente continua y corriente alterna (Martin, 2012). Las máquinas de corriente alterna son muy utilizadas en aplicaciones como; ventiladores, acoplados a bombas centrifugas, mezcladoras, bancos de estudio, licuadoras entre otros equipos de gran utilidad en la vida moderna.

El acople mecánico se produce entre dos ejes uno conductor y otro conducido. La importancia que tiene el buen mantenimiento de estos equipos en la industria radica directamente en la producción y la sostenibilidad de las empresas en el mercado. El mantenimiento de las maquinas rotativas acopladas se ubica principalmente en el alineamiento de los ejes y el balanceo de los elementos en movimiento que intervienen en el equipo (Sánchez, Pérez, Sancho y Rodríguez, 2007).

La alineación de los ejes se logra ajustando las bancadas en las cuales están posicionadas las maquinas conductoras y conducidas (Harper, 2004). La alineación perfecta no existe, aunque existen instrumentos que se utilizan para brindar una alineación casi ideal. Los elementos comúnmente usados para realizar el acople de máquinas son la regla calibrada metálica, los relojes comparadores y los dispositivos electrónicos de ajuste por láser (Manzano, 2014). La desalineación es un problema generado por una mala alineación, se puede dividir según, Gómez de León (1998) en desalineación paralela, angular y combinada

El balanceo de máquinas se realiza de acuerdo a la posición del elemento en movimiento, refiriéndose a si es estático o dinámico. Los elementos estáticos son considerados sistemas en un plano los cuales por lo general son discos, engranajes, volantes, entre otros. Los elementos dinámicos son considerados sistemas en dos planos por lo general son rotores y ejes de las máquinas (Raó, 2012). Un buen balanceo está dado por la capacidad del operario en forma manual o de la maquina utilizada para balancear el elemento. El balanceo es indispensable en los elementos pertenecientes a las maquinas debido a que una distribución no uniforme de la masa reduce de manera considerable la vida útil de la máquina.

La recolección de datos referentes a las vibraciones en los equipos se realiza por medio de sensores que miden la aceleración, la corriente o por instrumentos termográficos (Oxford University Press, 1998). El desbalanceo y la desalineación producen vibraciones en las maquinas rotativas. Las vibraciones originadas con estas situaciones por lo general son múltiplos de la frecuencia fundamental.

Identificar en forma correcta cuando un elemento perteneciente a una maquina rotativa esta desbalanceado o cuando el acoplamiento de los ejes esta desalineado es una tarea de gran complejidad. Conocer los tipos de desbalanceo, los tipos de desalineación, las formas de corregir

el desbalanceo y los instrumentos para corregir la desalineación, forman parte de la complejidad para identificar estos fenómenos. También hace parte de la complejidad de estos fenómenos el estudio de las firmas de vibración, los fenómenos térmicos producidos por el alcance operacional de las máquinas, la vida útil de los elementos de apoyo, la durabilidad de la estructura de apoyo o de la cimentación, entre otros factores que suman distintas variables a las causas por las cuales se puede generar el desbalanceo y la desalineación en una máquina.

Como se mencionó, existen instrumentos que permiten mayor confiabilidad al momento de realizar los respectivos ajustes de alineación y balanceo. También existe software especializados en la identificación por análisis de vibración, como Labview, utilizando la transformada rápida de Fourier, aunque lo anteriormente descrito depende directamente de la experticia de un especialista en vibraciones o un conocedor de la materia, pues si bien los software o instrumentos permiten analizar los fenómenos se debe saber interpretar las gráficas resultantes de esos estudios y en muchas ocasiones son objeto de la subjetividad del analizador.

El objetivo de este proyecto resulta en encontrar una forma conveniente de caracterizar los fenómenos de desalineación y desbalanceo, que difiera de la transformada rápida de Fourier empleada en el análisis de estos fenómenos y que sirva de apoyo para el análisis de las firmas de vibración. Un método conveniente sería aplicar la transformada cepstrum en la caracterización de estos fenómenos. Aunque la transformada cepstrum surgió con Bogert, Healy y Tukey en 1963 según, Oppenheim y Schafer (2004); está solo se ha utilizado en sismología y áreas afines al sonido, donde ha sido empleada para comparar distintos métodos, encontrándose que posee una muy buena respuesta en cuanto al análisis de las situaciones en las cuales ha sido empleada. Por lo cual se desea conocer si la transformada cepstrum permite encontrar características que diferencien las situaciones de desbalanceo y desalineación en una maquina rotativa planteando la pregunta referente a ¿Cómo caracterizar señales de desbalanceo y desalineación en maquinaria rotativa empleando análisis de vibraciones mecánicas basado en la transformada cepstrum?

En los laboratorios de las Unidades Tecnológicas de Santander se cuenta con una unidad de análisis de vibración para maquinas rotativas en pequeña escala. El banco de vibraciones permite desbalancear el eje, y desalinearlo de forma paralela y angular. Estas características propias del banco de vibración permitirán realizar pruebas con la maquina en condiciones de funcionamiento normales, desbalanceando el eje, desalineando el eje y combinando las dos situaciones. La transformada Cepstrum permitirá trabajar en el dominio de la Quefreny, por lo cual, los datos obtenidos podrán ser interpretados y analizados de forma simple. También se podrá visualizar la amplitud de estos fenómenos esperando poder diferenciarlos al compararlos con la señal proveniente de una maquina balanceada y alineada. Finalmente se podrá determinar si es posible diferenciar el desbalanceo respecto al desalineamiento o estos fenómenos respecto a una señal normal o por el contrario, si no es posible encontrar diferencias.

3.2. JUSTIFICACIÓN

La alineación y el balanceo en las maquinas eléctricas rotativas tiene gran importancia para la industria refiriéndose a la capacidad de las empresas de ser productivos y competitivos en la

economía. La imposibilidad de poder diferenciar el desbalanceo en elementos asociados a las máquinas y la desalineación de los acoples mecánicos debido a su gran complejidad, implica en la búsqueda de métodos simples que permitan identificar fácilmente estos fenómenos asociados a las máquinas, mejorando la eficiencia de los departamentos de mantenimiento. Debido a estos inconvenientes se formula el siguiente problema; como caracterizar señales de desbalanceo y desalineación en maquinaria rotativa empleando análisis de vibraciones mecánicas basado en la transformada cepstrum

En este proyecto, se pretende determinar si es posible diferenciar los fenómenos de desbalanceo y desalineación aplicando el método de la transformada cepstrum. La transformada cepstrum es un método simple para el análisis de vibraciones en el dominio de la Frecuencia. En este dominio interesa en particular medir la amplitud de las variaciones de la señal. También es necesario comparar las señales inducidas a los fenómenos con una sin presencia de estos. Es conveniente el análisis de estos fenómenos porque están ampliamente relacionados con la vida útil y el funcionamiento de las máquinas. Además una correcta identificación de los problemas que puede presentar la máquina permiten a la industria mayor productividad y eficiencia. También, es importante su determinación con el fin de proporcionar mayores herramientas de aprendizaje a los futuros profesionales. La posibilidad de caracterizar estos fenómenos por medio de la transformada cepstrum permitirá realizar otros estudios con el fin de profundizar en el análisis de vibraciones en las máquinas rotativas.

3.3. OBJETIVOS

3.3.1. OBJETIVO GENERAL

Caracterizar las señales de desbalanceo y desalineación del banco de vibraciones de las unidades tecnológicas de Santander para máquinas rotativas por medio de la transformada Cepstrum.

3.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- 3.3.2.1.** Obtener los registros correspondientes a las señales de desbalanceo y desalineación en máquinas rotativas por medio de la adquisición de datos disponible en el laboratorio de automatización de las Unidades Tecnológicas de Santander con el fin de aplicar la transformada cepstrum a los registros obtenidos.
- 3.3.2.2.** Determinar las características asociadas a las dos condiciones de operación, mediante el desarrollo de un algoritmo en Matlab aplicando la transformada Cepstrum.
- 3.3.2.3.** Establecer por medio de la distancia euclidiana las diferencias existentes entre los descriptores (características a partir del cepstrum) que definen las condiciones de desbalanceo y desalineación en máquinas rotativas.

3.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES

3.4.1. Desalineación y Desbalanceo en máquinas rotativas.

La alineación y el balanceo correcto de una maquina asegura su correcto funcionamiento y una vida prolongada llena de eficiencia y buen trabajo. Aunque es una afirmación poco valedera debido a que en las maquinas rotativas se puede afirmar que el desgaste de las piezas que lo componen está relacionado en proporción a su funcionamiento. Es el desgaste de las piezas el cual empieza a ocasionar fallas que se replican de forma similar en todas las máquinas de acuerdo a sus horas de funcionamiento. Según Olarte, Botero y Cañón (2010) la determinación de las causas por las cuales se producen fallas comunes en la maquina es de gran importancia con el fin de estudiarlas, por medio de un control y monitoreo de las vibraciones.

Estas fallas comunes según Torres y Batista (2010); Aldaz (2015); Acosta, Molina y Cevallos (2013), y Moreno, Becerra y Rendón (2014) son desbalanceo, desalineación, holguras mecánicas, flexión del eje y desgaste. Según Aldaz (2015) estos fenómenos se producen a una frecuencia síncrona múltiplo de la velocidad de giro del eje; las frecuencias de rodamientos, frecuencias de resonancia y cavitación se producen a una frecuencia asíncrona de la velocidad de rotación.

Lémoli (2015) realiza un artículo en donde desde su experiencia analiza los problemas que producen en una maquina eléctrica el desbalanceo y la desalineación. El define la desalineación como “la condición en que los ejes de la maquina conductora y conducida no poseen la misma línea de centros”. Esta definición es muy adecuada de acuerdo a Manzano Orrego y Enríquez Harper.

Aldaz (2015a) en su tesis de grado pretende realizar un “trabajo investigativo de las vibraciones mecánicas por desalineación paralela y angular,... donde se puede llegar a determinar un mantenimiento pre-falla,...” (p.16) con el fin de evitar pérdidas económicas por el paro inesperado de máquinas.

Acosta et al. (2013) pretenden conocer los efectos producidos por la vibración de una maquina en funcionamiento analizando la velocidad y después realizando un análisis espectral de la señal. Por medio del procedimiento realizado lograron encontrar algunas frecuencias a las cuales surgen ciertos problemas en las máquinas, siendo estas, de 0 a 10 Hz holgura inadecuada y desplazamiento axial del rotor, de 0,4x a 0,5x inestabilidad dinámica en los cojinetes, en 1x defectos asociados al desbalance mecánico o hidráulico, de 2x a 5x soldaduras mecánicas, de 5x a 20x frecuencias de rodamientos, de 20x a 100x resonancias derivadas de vibración en máquinas vecinas; y mayores a 100 Hz excentricidad rotoestatorica.

La desalineación angular Aldaz (2015) la define como “Existe desalineación angular cuando las líneas centrales de dos ejes se cortan formando un ángulo” (p.52). Lémoli (2015) la establece como un análisis de acuerdo al espectro característico de un sistema motor-bomba donde encuentra que “la maquina presenta altas vibraciones axiales al 1x y 2x de la

frecuencia de giro,...” (párr. 5). Por otra parte, Aldaz (2015) también encontró que la desalineación angular en una maquina se produce a $1x$ y $2x$ de la velocidad de giro.

La desalineación paralela Aldaz (2015) la define como “Existe desalineación paralela cuando las líneas centrales de dos ejes se encuentran desfasadas una distancia con respecto a la línea centroidal del eje de cada uno de los equipos acoplados” (p.53). También refiere que la desalineación paralela se produce a $1x$, $2x$ y $3x$ de la velocidad de giro; por otra parte, por medio de un análisis del espectro de la maquina Lémoli (2015) encuentra que “presenta altas vibraciones radiales en $1x$ y $2x$ de la frecuencia de giro,...” (párr.6). Aldaz (2015) explica que en bajas revoluciones la desalineación en general tiene su mayor amplitud a $1x$, la cual corresponde con la frecuencia característica de un problema referente al desbalanceo. Cuando la maquina presente estos dos efectos o solo uno de ellos se puede afirmar que se encuentra desalineado el eje conductor con respecto al eje conducido.

Respecto al desbalanceo Lémoli (2015) refiere que balancear una maquina es “ajustar la distribución de masa para que este uniformemente distribuida sobre su centro geométrico,... Cabe resaltar que el desbalanceo disminuye en gran proporción la vida útil de la máquina,...” (párr.9). Por otro lado Flórez y Asiain (2011) definen el balanceo como “Un sistema es equilibrado si durante su funcionamiento la resultante de todas las fuerzas y sus respectivos pares son de magnitud, dirección y sentido constantes” (p.74). También, Estupiñán, San Martín y Canales (2006) definen el desbalanceo como “Es la condición donde el eje de inercia del rotor no coincide con su eje de rotación...” (p.147). También es necesario aclarar que el balanceo se le realiza a elementos de la máquina que presentan movimiento en su funcionamiento normal, además, todos los elementos después de su fabricación son considerados como desbalanceados por distintos efectos presentes en la construcción de ellos. Según Benítez (2013) las causas que generan desbalanceo son; porosidad, no uniformidad de la densidad del material, tolerancias de ajustes en la máquina, desgaste, mantenimiento y limpieza, cambio de partes, acoples, excentricidad entre otros.

Cuando el desbalanceo y la desalineación no son diferenciables trabajando la maquina a bajas revoluciones, Aldaz (2015) explica que es muy conveniente “realizar un análisis complementario de fase el cual permitirá distinguir mejor cual problema es el que se presenta a esta frecuencia” (p.52).

3.4.2. Transformada Cepstrum.

La transformada cepstrum según, Oppenheim y Schafer (2004) surge con Bogert en 1963, este refiriéndose a una novedosa forma para analizar señales en el dominio del tiempo la cual no pertenecía al dominio de la frecuencia; se puede definir el cepstrum como el espectro del logaritmo natural del espectro. Agudelo (2008) realizó una metodología con el fin de caracterizar las señales sísmicas procedentes de dos volcanes del país de Colombia conocidos como Volcán nevado del Ruiz y Volcán Galeras; con el apoyo en la obtención de datos sísmológicos del Observatorio Vulcanológico y Sísmológico de las ciudades de Manizales y Pasto. Con el fin de obtener la caracterización de las señales sísmológicas Agudelo utiliza dos modelos paramétricos

conocidos como Autorregresivos (AR) y Autorregresivos de Media Móvil (ARMA); y la transformada cepstrum la cual refiere que es “conocida como el espectro del espectro” (p.54). Para la transformada cepstrum Agudelo (2008) utiliza dos formas conocidas como Transformada cepstrum real y compleja. Donde refiere en sus resultados que la transformada cepstrum en comparación con los modelos paramétricos utilizados le permitió obtener mejores resultados en la caracterización de señales sísmicas de largo periodo y de tipo vulcano-Tectónico.

Quiroga, Trujillo, y Quintero (2012) realizan un artículo basado en el estudio de elementos de apoyo en máquinas rotativas. El estudio fue basado en el análisis de vibración en rodamientos aplicando la transformada rápida de Fourier, envolvente y cepstrum. En el artículo el cepstrum se define como “Es un método utilizado en el estudio de vibraciones para determinar periodicidades en el análisis espectral de una señal separando el efecto de funciones de transferencia variables en el tiempo en una convolución de señales...” (párr. 20). El análisis de vibración les permitió reconocer las fallas en rodamientos en la pista exterior e interior en el dominio de la Quefreny midiendo la ganntitude de las ondas ocasionadas por fallas en las pistas.

Brien, Molisani y Burdisso (2013) con el artículo pretenden utilizar la transformada cepstrum con el fin de cuantificar y detectar la posición de una fuente sonora en la formación del mapa de ruido. Para ello han identificado los métodos más utilizados en la obtención de fotografías acústicas como Beamforming, Robust Adaptive Beamforming, Delay and Sum, Multiple Signal Clasification y la transformada cepstrum. La transformada cepstrum, ellos la utilizaron en su expresión compleja donde refieren que es la transformada inversa de Fourier del logaritmo complejo de la transformada de Fourier. Ellos refieren algunas características de utilizar la transformada cepstrum; permite la detección de patrones repetidos dentro de las señales espectrales, detección de la periodicidad y de espaciado entre frecuencias; y separación de familias de armónicas. También refieren algunos términos utilizados en el cepstrum, para frecuencia quefreny, espectro cepstrum, fase saphe, amplitud ganntitude, filtración liftering, armonico rahmonic y periodo repiod. Con la utilización del cepstrum encuentran que es posible encontrar familias de armónicas que no son necesarias en el estudio así como obtener la señal original del objeto entre toda la señal obtenida, permitiendo encontrar características apropiadas a la necesidad real del estudio.

3.5. MARCO REFERENCIAL

3.5.1. Marco Teórico.

3.5.1.1. Maquinas Rotativas.

Las maquinas eléctricas en la actualidad son utilizadas a menudo en los hogares, instituciones educativas e industria; se pueden encontrar de forma estática o dinámica “rotativas”. “Las maquinas rotativas son aquellas encargadas de convertir energía eléctrica en energía mecánica actuando como motores, o de convertir energía mecánica en energía eléctrica actuando como

generadores...” (Martin, 2012, p. 27); los cuales se encuentran a menudo en las centrales hidroeléctricas, o en campos de generación de energía eólica.

Los motores eléctricos se pueden clasificar según la energía con la cual son alimentados, corriente alterna (AC) o corriente directa (DC). Los motores de corriente alterna son conocidos también como motores de inducción y se pueden clasificar en síncronos y asíncronos (monofásicos, bifásicos y trifásicos) (Martin, 2012, p. 27).

3.5.1.2. Acople Mecánico de máquinas eléctricas.

El acople mecánico es un elemento de máquina que sirve para unir dos ejes necesariamente separados por fabricación, con el fin de evitar las desventajas que trae consigo la fabricación de un solo eje, el cual soporta todos los elementos de movimiento de la máquina, como se produce en máquinas eléctricas y líneas de transmisión de ejes, motores de arranque, bancos de prueba, generadores, entre otros; resulta de gran importancia para unir ejes paralelos o ejes en distintos planos (Sánchez, Pérez, Sancho y Rodríguez, 2007)

La función principal del acople mecánico es la de transmitir potencia mediante la unión de un eje impulsor a un eje impulsado pero no es la única. Existen distintos tipos de acoples mecánicos como lo son los de tipo rígido y los de tipo flexibles; los cuales cumplen funciones secundarias como permitir desalineamiento, pequeños desplazamientos axiales, fusible mecánico en sobrecargas, amortiguar vibraciones, entre otros (Sánchez, et al, 2007); en capítulos próximos se profundizará en los tipos de desalineamiento.

Los acoplamientos rígidos son muy utilizados en uniones que requieren gran precisión en la alineación de sus ejes lo que genera una gran confianza en cuanto a la desalineación del eje o al desbalanceo que se pueda producir debido a la vibración generada por un cimiento imperfecto. Existen cuatro tipos de acoplamientos básicos: de bridas, de manguito partido, de manguito y de eje intermedio. En tal caso donde el eje acoplado por un sistema rígido presente algún tipo de las anteriores imperfecciones en la unión los ejes y los apoyos presentarán pérdida de su vida útil por la inducción de fatiga en sus materiales (Sánchez, et al, 2007)

Los acoples flexibles a diferencia de los rígidos son diseñados con el fin de compensar el desbalanceo axial, radial y angular; es debido a esta capacidad del acople que son los más utilizados en la industria ya que ninguna unión se considera totalmente perfecta ayudando a disminuir el riesgo de fatiga en los ejes. Existen distintos tipos de acoples flexibles entre los más usados son: de engranaje, de cadena, de rejilla de acero, de elementos metálicos y con elemento elastómero (Sánchez, et al, 2007).

3.5.1.3. Alineación.

La alineación en los motores eléctricos es necesaria para asegurar un correcto funcionamiento tanto de la máquina impulsora como del conjunto de elementos acoplados, cumple la función de unir los ejes de forma concéntrica y paralela principalmente por medio de un elemento mecánico conocido como acople (Sánchez, et al, 2007, p. 201). Como se ha mencionado anteriormente la

alineación perfecta no existe debido a distintas causas asociadas a la construcción de las máquinas y condiciones de funcionamiento, aunque existen distintos elementos utilizados para lograr una alineación con una precisión muy cercana a la ideal.

Los elementos más comunes a utilizar son reglas de nivel y relojes comparadores. El primero consiste en una regla metálica lo más perfectamente construida que sirve como indicador a simple inspección de la linealidad entre los dos ejes ha acoplar. La regla se coloca en dos posiciones fundamentales vertical y horizontal si fuese un reloj visto de frente sería a las 12 y a las 9 (Harper, 2004).

Los relojes comparadores son elementos con precisión de 0,01 in o 0,05 mm según el fabricante; se utilizan colocando uno en cada eje a acoplar uno en forma vertical y el otro en forma horizontal con el fin de conseguir las dos posiciones de alineación necesaria, colinealidad entre los ejes y concentricidad entre sus diámetros. La utilización de los dos relojes es practica con el fin de comparar sus valores y hacerlos lo más cercano posibles en medida; de esta forma se hace rotar los ejes de forma manual hasta conseguir una posición invertida de los dos relojes es decir mirando un reloj de frente sería posición invertida de 12 las 6 y posición invertida de las 9 las 3 (Manzano, 2014). Existen en el mercado otro instrumento muy utilizado como lo es la alineación por láser la cual facilita por medio de un software la calidad de la alineación deseada brindando mayor confiabilidad en el proceso como tal.

3.5.1.4. Desalineación.

La desalineación se presenta en la unión de dos ejes como ya se había mencionado, cabe recordar que la alineación perfecta es ideal por lo que surgen tres tipos comunes de desalineamiento; desalineación paralela, desalineación angular y desalineación combinada, la desalineación aunque existe en todas las maquinas acopladas es importante procurar disminuir las amplitudes de desalineación, en capítulos anteriores se mencionaron algunos instrumentos que permiten conseguir una alineación casi perfecta por lo que permite reducir a valores seguros la posibilidad de existir fatiga en los ejes acoplados.

La desalineación paralela entre dos ejes acoplados mecánicamente existe aun si las máquinas están alineadas angularmente; se produce cuando el plano horizontal de los ejes no coincide debido a que la maquina impulsora es más alta en sus cimientos o más baja que el eje del conjunto de elementos impulsados, esto da como resultado que si inspeccionamos una maquina con una regla metálica será evidente colocándola en el plano horizontal superior que existe una luz entre los ejes de las dos máquinas (Sánchez, et al, 2007e). Aun si la regla metálica coincidiera con las dos superficies no se considera que exista alineación paralela debido a que observando con relojes comparadores aun existiría una desalineación de los dos ejes, debido a esto la alineación paralela por sí sola no asegura una correcta alineación del eje.

La desalineación angular entre dos ejes acoplados mecánicamente se produce cuando el plano vertical o horizontal o ambos no coincide debido a que alguno de los ejes a acoplar están inclinados hacia algún extremo, para realizar una alineación inicial se puede utilizar una regla metálica con la cual se logre coincidencia entre los extremos superior, inferior, derecho e izquierdo (Gómez de león, 1998, p.202). Aun cuando se logre una coincidencia entre los extremos

de los ejes es muy posible que exista desalineación angular, para asegurar que exista una alineación en el eje vertical se puede colocar relojes comparadores sobre los ejes con el fin de medir los extremos y lograr que coincidan en valor numérico.

La desalineación combinada es la forma comúnmente encontrada en el acoplamiento de ejes mecánicos, es la unión de la desalineación paralela y angular en un par de ejes siendo una situación más real; debido a que es poco probable que los ejes en un principio solo presenten algún tipo de desalineamiento (Sánchez, et al, 2007f, p. 204). La desalineación combinada se considera que existe en cualquier par de ejes acoplados mecánicamente, así cuando se vaya a realizar la alineación de los ejes se puede proceder de la siguiente manera; primero realizar una alineación con una regla metálica colocándola en los cuatro puntos esenciales de alineación según un reloj análogo las 12, 3, 6 y 9; segundo utilizar relojes comparadores con el fin de evidenciar los valores pertenecientes a estos cuatro puntos y lograr por medio de la alineación una coincidencia numérica de estos puntos.

3.5.1.5. Balanceo.

El balanceo de máquinas eléctricas acopladas a volantes, ventiladores, engranajes y otras máquinas se hace necesario debido a la fabricación misma de los elementos mencionados anteriormente debido a que en los procesos industriales existe la posibilidad de que las propiedades químicas se sitúen en mayor proporción a un lado de los elementos lo que los hace desbalanceados por construcción (Raó, 2012).

El balanceo existe en dos formas estático y dinámico. El balanceo estático también es conocido como balanceo en un plano; el balanceo dinámico también es conocido como balanceo en dos planos. Cabe resaltar que el balanceo de cualquier elemento en movimiento se realiza adicionando o retirando masa del objeto lo cual permite que este encuentre el equilibrio estático que requiere (Rao, 2012).

El balanceo estático se puede determinar en cualquier elemento en movimiento de la siguiente forma. Existen dos situaciones si la maquina esta acoplada o si la maquina está libre de acoplamiento.

En el primer caso, vigilar los elementos pertenecientes al segundo eje, supongamos que este eje posee solo un volante. Con el motor apagado hacer girar el volante en dirección de las manecillas del reloj y esperar a que este frene de forma libre, cuando se detenga el eje con un lápiz de marcado, el más utilizado en metales es el rojo; marcar en el eje horizontal una raya, repetir este proceso al menos unas 10 veces más. Si las marcas realizadas en las 10 repeticiones coinciden en puntos muy cercanos a la primera marca se dice que el volante se encuentra desbalanceado. Si las marcas realizadas aparecen en forma arbitraria en toda la circunferencia del volante se dice que este esta balanceado (Rao, 2012).

En el segundo caso, colocar un volante en el eje de la máquina que previamente fue balanceado. Con la maquina apagada hacer girar el volante en dirección de las manecillas del reloj, dejando que este se detenga libremente. Cuando se detenga marcar con el lápiz rojo y repetir 10 veces más el mismo procedimiento. Si las marcas coinciden o se encuentran muy cercanas a la primera

marca el eje del motor se encuentra desbalanceado. Si las marcas aparecen de forma aleatoria en la circunferencia del volante se dice que el eje del motor está balanceado (Rao, 2012).

El balanceo dinámico o en dos planos se presenta en los ejes principalmente por tener una longitud muy larga considerada con los elementos como volantes, engranajes y ventiladores. El desbalanceo en movimiento teóricamente debería ser eliminado por la velocidad de rotación (w); pero cuando este desbalance es tan grande el motor en su arranque e incluso en sus primeros segundos de rotación vibra de forma descontrolada; aunque esta vibración puede ser atribuida a un mal ajuste a los cimientos o a los rodamientos involucrados si al hacer una inspección minuciosa se encuentra que estas variables no intervienen en el proceso se puede considerar que el eje de rotación se encuentra desbalanceado.

Determinar el punto exacto de la masa de desbalanceo es todavía más complejo de realizar, por lo que en muchos casos dicha masa debe ser reemplazada por dos masas en sus extremos. El procedimiento para balancear el eje se debe realizar de la siguiente forma. Desmontar todos los elementos involucrados en el eje y colocarlo solo con los rodamientos, después hacer girar el eje de forma manual fijándose en uno de los extremos realizando la marcación con lápiz rojo correspondiente aproximadamente 10 repeticiones sería necesarias para determinar el punto de desbalanceo después realizar el mismo procedimiento pero fijándose en el otro extremo marcando el punto de desbalanceo (Raó, 2012).

Al revisar la linealidad de las dos marcas con respecto al plano horizontal veremos que una marca aparece adelantada unos grados o retrasada unos grados esto es debido a que desconocemos el punto exacto del desbalanceo así de esta forma podríamos balancear el eje colocando dos masas en cada extremo entre más alejada esté la línea de marcación 1 de 2 más grande será la diferencia de masas pero solo a partir de la experimentación se podrá determinar cuáles son las masas que permitirán darle el balance al eje en general (Rao, 2012).

3.5.1.6. Acelerómetro

El acelerómetro es un instrumento de medida que permite registrar la aceleración (lineal o transversal) de un objeto en movimiento con respecto al tiempo. Su funcionamiento es basado en la Ley de Hooke donde la fuerza de inercia producida por la aceleración es medida por medio de un resorte (Oxford University Press, 1998).

El acelerómetro piezoeléctrico está basado en el mismo funcionamiento descrito anteriormente, sirve para medir vibraciones con un amplio rango de frecuencias. Su principal uso se puede encontrar en observatorios sismológicos con el fin de registrar los movimientos sísmicos y en la industria para registrar las vibraciones en las máquinas rotativas (Oxford University Press, 1998).

3.5.1.7. Transformada de Fourier.

La transformada de Fourier nombrada así en honor al matemático y físico francés Jean Baptiste Joseph Fourier. Es una expresión matemática que relaciona las series de Fourier por medio de

una integral (Zill, Cullen, 2008). Normalmente utilizada en señales, se utiliza para llevar funciones periódicas en el dominio del tiempo $n(t)$ al dominio de la frecuencia $n(w)$ (James et al, 2002).

La integral de Fourier en el intervalo de $(-\infty, \infty)$ está dada por Ecu (1) (Zill, Cullen, 2008, p.375).

$$f(x) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \left[\left(\int_{-\infty}^{\infty} f(x) \cos \alpha x dx \right) \cos \alpha x + \left(\int_{-\infty}^{\infty} f(x) \sin \alpha x dx \right) \sin \alpha x \right] d\alpha \quad (1)$$

$$a(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \cos \alpha x dx \quad (2)$$

$$b(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \sin \alpha x dx \quad (3)$$

Las Ecu (2) y (3); nos permiten sustituir las integrales definidas en el intervalo $(-\infty, \infty)$ por unas constantes que nos permiten visualizar de forma más general la forma fundamental de la serie de Fourier. A partir de la Ecu (1) se puede expresar por medio de constantes en (4) (Zill, Cullen, 2008, p.376).

$$f(x) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} [a(\alpha) \cos \alpha x + b(\alpha) \sin \alpha x] d\alpha \quad (4)$$

La convergencia de la integral de Fourier se puede establecer analizando la Ecu (4) como $f(x) = f(x+) + f(x-)$ con los límites del intervalo $(-\infty, \infty)$ cuando tiende a "0" por la izquierda y por la derecha. Así de esta forma la integral de Fourier converge al promedio de las dos funciones como se aprecia en (5) (Zill, Cullen, 2008, p.376).

$$\text{convergencia de } f(x) = \frac{f(x+) + f(x-)}{2} \quad (5)$$

Los coeficientes $a(\alpha)$ y $b(\alpha)$ representan las funciones coseno y seno respectivamente, está relacionado con $f(x)$, la cual es una función par e impar. Por lo que $a(\alpha)$ representa a las funciones pares y $b(\alpha)$ representa a las funciones impares (Zill, Cullen, 2008, p.377).

La integral compleja de Fourier está dada por (6) y (7) donde se analiza funciones con parte real y parte imaginaria.

$$f(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} c(\alpha) e^{-i\alpha x} d\alpha \quad (6)$$

donde
$$c(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{i\alpha x} dx \quad (7)$$

La transformada de Fourier tiene un homólogo que es la transformada inversa de Fourier lo que permite llevar una función del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia y viceversa.

3.5.1.8. Propiedades de la Transformada.

Linealidad.

La propiedad de linealidad de la transformada de Fourier enuncia que: si las funciones $n(t)$ y $m(t)$ son periódicas, tienen transformada de Fourier por si solas $N(w)$ y $M(w)$, la suma de las funciones $f(t) = n(t) + m(t)$ también es periódica, por lo que posee transformada de Fourier $F(w) = N(w) + M(w)$ (James et al. 2002, p.375).

Desplazamiento en tiempo.

Sea una función $n(t)$ periódica, con transformada de Fourier $N(w)$ desplazada en el tiempo $n(t - t_0)$ entonces la transformada de Fourier será desplazada en la frecuencia como se aprecia en (8) (James et al. 2002, p.377).

$$n(t - t_0) = e^{-j\omega t_0} N(e^{j\omega}) \quad (8)$$

Desplazamiento en la frecuencia.

Sea una función $n(t)$ periódica, con transformada de Fourier $N(w)$ multiplicada por $e^{j\omega_0 t}$ da como resultado una transformada de Fourier corrida en la frecuencia como se aprecia en (9) (James et al. 2002, p.378).

$$e^{j\omega_0 t} n(t) = N(w - \omega_0) \quad (9)$$

Inversión temporal.

Sea $n(t)$ una función con transformada de Fourier $N(w)$ entonces si se invierte la secuencia temporalmente a la función $n(-t)$ la transformada de Fourier sería $N(-w)$ (Oppenheim y Schaffer, 2011, p.59)

Convolución ().*

Sea $n(t)$ y $h(t)$ dos funciones continuas en el dominio del tiempo con transformadas de Fourier $N(w)$ y $H(w)$ respectivamente. El teorema de convolución indica que si las funciones son múltiplos en el tiempo en la frecuencia también serán múltiplos, como se aprecia en (10) (Oppenheim y Schaffer, 2011, p.60).

$$\begin{aligned} \text{sea;} \quad m(t) &= n(t)h(t) = n(t) * h(t) \\ M(w) &= N(w)H(w) \end{aligned} \quad (10)$$

3.5.1.9. Cepstrum

El cepstrum surgió con Bogert, Healy y Turkey (1963) cuando publicaron un artículo llamado: "The Quefrency Analysis of time series for Echoes: Cepstrum, Pseudoautocovariance, cross-cepstrum, and saphe cracking" (Oppenheim y Schafer, 2004, p.95); traducido sería "El análisis (cufrencial) de series temporales para ecos: cepstrum, pseudoautovarianza, cepstrum cruzado y ruptura de forma". Encontraron una forma de analizar las señales que no pertenecía ni al dominio de la frecuencia ni del tiempo, por lo que definieron nuevos términos para el análisis de las señales. Frecuencia "Quefrency", espectro "cepstrum", fase "saphe", amplitud "gamnitude", filtración "liftering", armonico "rahmonic" y periodo "repiod" (Brien et al. p.8).

El cepstrum posee varias definiciones entre las que se destacan; "Se llama cepstrum..., a una transformada del espectro de Fourier, más o menos modificado, de una señal" (Nava, 2013, p.301). "El cepstrum de una señal es la transformada de Fourier del logaritmo..., de la señal estudiada, razón por la cual en ocasiones se le conoce como el espectro del espectro" (Agudelo, 2008, p. 54).

Considerando una señal muestreada $x(t)$ la cual es la suma de $a(t)$ y $b(t)$. $b(t)$ es una copia de $a(t)$ desplazada en el tiempo (t_0) y escalada (β) como se aprecia en (11) (Oppenheim y Schafer, 2011, p. 954).

$$x(t) = a(t) + b(t) = a(t) + \beta a(t - t_0) \quad (11)$$

A $x(t)$ se le puede aplicar propiedad de convolución para llevar al dominio de la frecuencia como se aprecia en (12).

$$X(w) = A(w) + \beta A(w - t_0) \quad (12)$$

Llevando $x(t)$ a la forma de la transformada de Fourier en tiempo discreto como se aprecia en (13).

$$X(e^{j\omega}) = A(e^{j\omega})[1 + \beta e^{-j\omega t_0}] \quad (13)$$

El módulo de $X(e^{j\omega})$ se aprecia en (14).

$$X(e^{j\omega}) = A(e^{j\omega})[1 + \beta^2 + 2\beta \cos(\omega t_0)]^{1/2} \quad (14)$$

El cepstrum real es el log de $X(e^{j\omega})$. Finalmente la expresión queda como se aprecia en (15).

$$\log|X(e^{j\omega})| = \log|A(e^{j\omega})| + \frac{1}{2}\log|1 + \beta^2 + 2\beta\cos(\omega t_0)| \quad (15)$$

3.5.1.10. Estudio Descriptivo

El estudio descriptivo busca dar a conocer las propiedades, características y perfiles de objetos, personas, fenómenos entre otros (Sampieri, Fernández-collado y Baptista, 2006, p. 102). En este proyecto se pretende encontrar las características propias de un fenómeno en máquinas rotativas el cual se subdivide en desbalanceo y desalineación. Debido a lo anterior es por lo cual este proyecto se fundamentara en un estudio descriptivo de los fenómenos relacionados con el fin de poder encontrar diferencias (estudio correlacional) derivadas de un análisis de vibraciones.

3.5.1.11. Estudio Correlacional.

La correlación de variables o estudio correlacional busca encontrar de manera cuantitativa la relación entre dos o más variables en un contexto en particular (Sampieri, et al, 2006, p. 105). La utilización de un estudio correlacional permitirá dar solución al tercer objetivo de este proyecto el cual busca determinar diferencias entre los fenómenos desbalanceo y desalineación por medio de la distancia euclidiana.

3.5.1.12. Método Deductivo

El método deductivo parte de teorías generales las cuales se consignan en el marco teórico a una situación particular la cual es el proyecto estudiado dando como resultado el desarrollo de los objetivos previstos y las conclusiones que validan o niegan el estudio realizado (Bernal, 2006).

3.5.1.13. Técnica Experimental.

La técnica experimental se refiere a la manipulación de una o más variables independientes con el fin de ver qué cambios produce en una o más variables dependientes en un entorno de control para el investigador (Sampieri, et al, 2006, p. 160).

(Sampieri, et al, 2006) Los requisitos para poder realizar una investigación enfocada a la experimentación son: Primero, la manipulación de la variable independiente una o más, así mismo, que la variable independiente tenga uno o varios grados de libertad, es decir; que al modificar la variable independiente se observen cambios relevantes en la variable dependiente. La variable dependiente solo se mide, es decir, no se le realiza ningún efecto de manipulación. Segundo, debe existir relación entre la variable independiente y dependiente debido a que una falsa relación o nula causara una invalidez de la información encontrada. Por ultimo debe existir control en los grupos seleccionados para el experimento esto se logra teniendo un grupo denominado de control al cual se le realizan los mismos procedimientos pero la variable independiente y sus grados de libertad son nulos para este grupo.

3.5.1.14. Distancia Euclidiana.

La distancia euclidiana es una medida de distancia métrica, de su cercanía o alejamiento, entre dos o más variables en el espacio euclidiano. También se puede definir como la diferencia entre los valores de las variables que componen un grupo de muestras estudiadas (Herrera, 2000). Para calcular la distancia euclidiana se puede utilizar el teorema de Pitágoras. La distancia euclidiana entre dos muestra es $|y_{i1} - y_{i2}|$, y_{i1} es el valor de la muestra uno y y_{i2} es el valor de la segunda muestra (Rodríguez, Álvarez, Bravo, 2001).

Para un número infinito de muestras se utiliza la ecuación dada en (16) (Rodríguez, Álvarez, Bravo, 2001).

$$M_1(x_1, x_2) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_{i1} - y_{i2})^2} \quad (16)$$

Donde x_1 es la muestra 1, x_2 es la muestra 2, y_{i1} es el valor de la variable de la muestra 1, y_{i2} es el valor de la muestra 2 y n es el número de muestras.

La ecuación que permite relacionar dos muestras está dada por la ecuación (17) (Rodríguez, Álvarez, Bravo, 2001).

$$M_1(x_1, x_2) = \sqrt{(y_{11} - y_{12})^2 + (y_{21} - y_{22})^2} \quad (17)$$

La distancia euclidiana aumenta numéricamente de acuerdo al número de variables involucradas. Para obtener mejores resultados los datos de las variables deben tener el mismo número de cifras significativas (Rodríguez, Álvarez, Bravo, 2001).

Suponiendo que las variables A y B pertenecen al grupo de la muestra M donde se requiere encontrar la distancia entre estas dos características. Ahora y_{11} y y_{21} son datos de la variable A y y_{12} y y_{22} son datos de la variable B , para encontrar la distancia euclidiana se debe realizar la diferencia al cuadrado de cada uno de los datos sumar el resultado de las diferencias y obtener la raíz de la suma de las diferencias dando como resultado la distancia de B con respecto de A (Herrera, 2000).

3.5.2. Marco Normativo

3.5.2.1. Norma ISO 10816 – 1995

La norma ISO 10816 – 1995 establece parámetros para identificar situaciones donde las máquinas rotativas pueden fallar por la severidad de la vibración. Entre los parámetros que se establecen, se encuentra el tipo de máquina clasificado por la potencia y el tamaño del eje, el tipo de soporte en el cual está montada rígido o flexible, revoluciones o velocidad y zonas críticas de funcionamiento basado en un gráfico de severidad. A continuación se detalla la norma según la fuente encontrada Sinais Ingeniería.

Sinais Ingeniería (2013) Establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo.

La severidad de la vibración se clasifica conforme a los siguientes parámetros:

- Tipo de máquina.
- Potencia o altura de eje.
- Flexibilidad del soporte.

Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje.

Sinais Ingeniería (2013), Las significativas diferencias en el diseño, tipos de descanso y estructuras soporte de la máquina, requieren una división en grupos. Las máquinas de estos grupos pueden tener eje horizontal, vertical o inclinado y además pueden estar montados en soportes rígidos o flexibles.

- **Grupo 1:** Máquinas rotatorias grandes con potencia superior 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.
- **Grupo 2:** Máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje $160 \leq H \leq 315$ mm.
- **Grupo 3:** Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.
- **Grupo 4:** Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

NOTA: La altura del eje H de una máquina está definida como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la máquina misma. La altura del eje H de una máquina sin patas o de una máquina con pies levantados o cualquier máquina vertical, se debe tomar como la altura de eje H de una máquina horizontal en el mismo marco básico. Cuando el soporte es desconocido, la mitad del diámetro de máquina puede ser utilizada.

Clasificación según la flexibilidad del soporte

Sinais Ingeniería (2013), Si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación) en al menos un 25%, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes pueden ser considerados flexibles. En algunos casos el sistema máquina-soporte puede ser considerado rígido en una dirección de medición y flexible en la otra dirección. Por ejemplo, la primera frecuencia natural en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tales sistemas serían rígidos en el plano vertical y flexibles en el plano horizontal. En estos casos, la vibración debe ser evaluada de acuerdo a la clasificación del soporte que corresponda en la dirección de la medición.

		in/s rms	mm/s rms								
Velocidad	10-1000 Hz r > 600 rpm										
	2-1000 Hz r > 120 rpm										
	0,43	11					D				
	0,28	7,1					C				
	0,18	4,5					B				
	0,14	3,5									
	0,11	2,8									
	0,09	2,3									
	0,06	1,4	A								
	0,03	0,71									
		Base	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	
Tipo de máquina		Bombas > 15 kW flujo radial, axial o mixto					Tamaño medio 15 kW < P ≤ 300 kW		Grandes máquinas 300 kW < P < 50 MW		
		Motor integrado		Motor separado			Motores 160 mm ≤ H < 315 mm		Motores 315 mm ≤ H		
Grupo		Grupo 4		Grupo 3			Grupo 2		Grupo 1		

A Máquina nueva o reacondicionada

C La máquina no puede operar un tiempo prolongado

B La máquina puede operar indefinidamente

D La vibración está provocando daños

Evaluación

- **Zona A:** Valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.
- **Zona B:** Máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.
- **Zona C:** La condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un período de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.
- **Zona D:** Los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños.

3.5.2.2 Norma ISO 1940:1 2003

La norma ISO 1940:1 2003 modificada a la ISO 21940-11: 2016, establece definiciones y condiciones de desbalanceo en las máquinas rotativas con el fin de priorizar las especificaciones mínimas que se debe cumplir en la fabricación. Especifica las revoluciones, el tipo de máquina, los tipos de desbalanceo, y los grados de desbalanceo permitidos para una máquina nueva según su uso. A continuación se detallan los aspectos más importantes de la norma en su idioma original.

Balancing

ISO (2003), Procedure by which the mass distribution of a rotor is checked and, if necessary, adjusted to ensure that the residual unbalance or the vibration of the journals and/or forces on the bearings at a frequency corresponding to service speed are within specified limits.

Unbalance

ISO (2003), Condition which exists in a rotor when vibration force or motion is imparted to its bearings as a result of centrifugal forces.

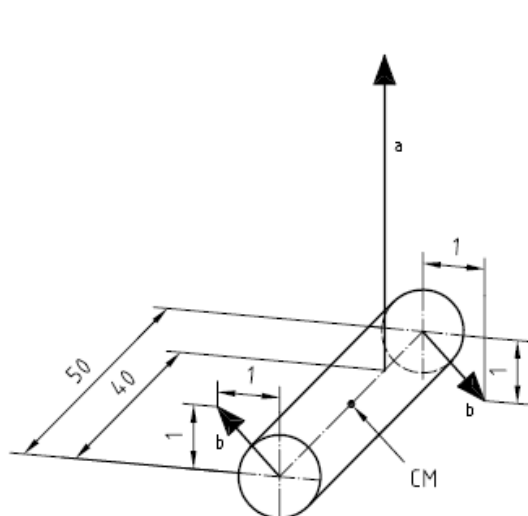
Pertinent aspects of balancing

ISO (2003), Balancing is a procedure by which the mass distribution of a rotor is checked and, if necessary, adjusted to ensure that the residual unbalance or the vibration of the journals and/or forces at the bearings at a frequency corresponding to service speed are within specified limits. Rotor unbalance can be caused by design, material, manufacturing and assembly. Every rotor has an individual unbalance distribution along its length, even in a series production.

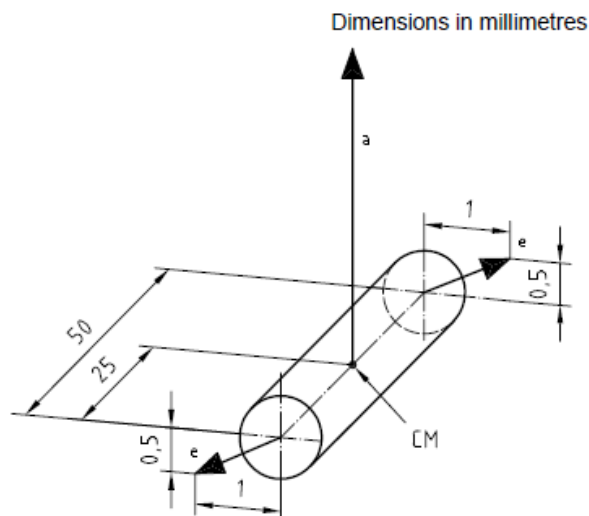
Representation of the unbalance

ISO (2003), One and the same unbalance of a rotor in a constant (rigid) state can be represented by vectorial quantities in various ways, as shown in Figures 1a) to 1f).

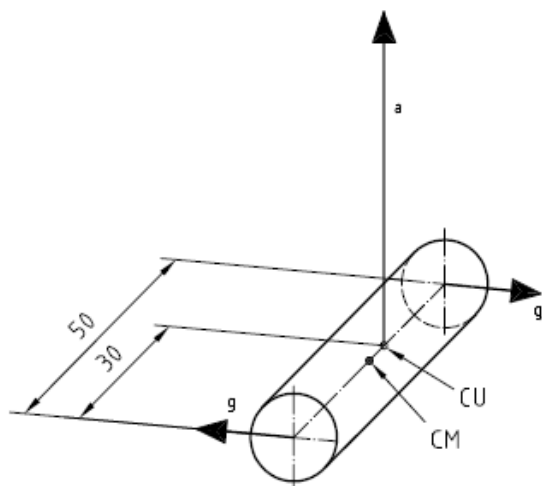
Figures 1a) to 1c) show different representations in terms of resultant unbalance and resultant couple unbalance, whereas Figures 1d) to 1f) are in terms of a dynamic unbalance in two planes.



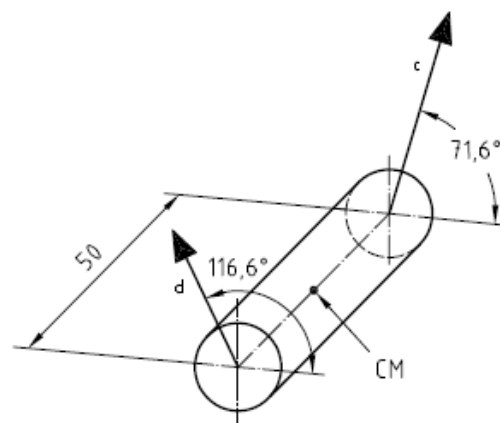
a) A resultant unbalance vector together with an associated couple unbalance in the end planes



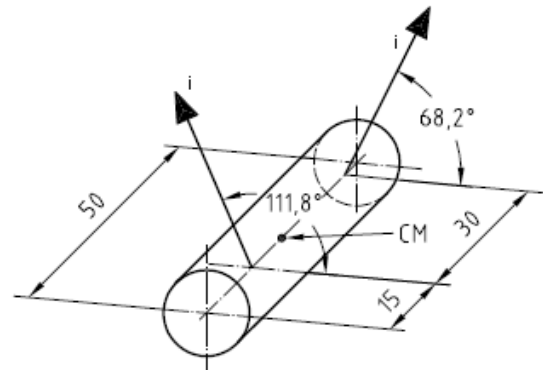
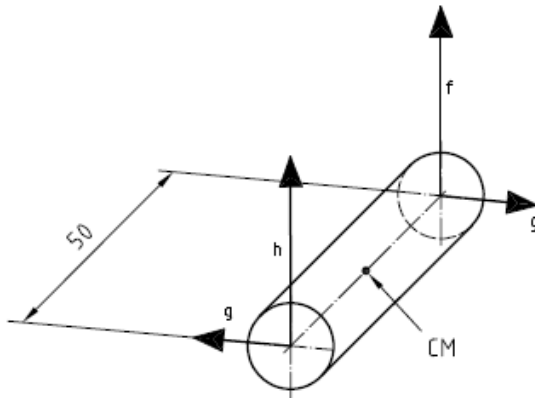
b) Special case of a), namely unbalance vector located at mass centre CM (static unbalance), together with an associated couple unbalance in the end planes



c) Special case of a), namely resultant unbalance vector located at the centre of unbalance CU. The associated couple unbalance is a minimum and lays in a plane orthogonal to the resultant unbalance vector



d) An unbalance vector in each of the end planes



e) Two 90° unbalance components in each of the end planes

f) An unbalance vector in each of two other planes

a Unbalance is 5 g-mm.

f Unbalance is 3 g-mm.

b Unbalance is 1,41 g-mm.

g Unbalance is 1 g-mm.

c Unbalance is 3,16 g-mm.

h Unbalance is 2 g-mm.

d Unbalance is 2,24 g-mm.

i Unbalance is 2,69 g-mm.

e Unbalance is 1,12 g-mm.

Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $e_{\text{per}} \cdot \Omega$ mm/s
Aircraft gas turbines Centrifuges (separators, decanters) Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds up to 950 r/min Electric motors of shaft heights smaller than 80 mm Fans Gears Machinery, general Machine-tools Paper machines Process plant machines Pumps Turbo-chargers Water turbines	G 6,3	6,3
Compressors Computer drives Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds above 950 r/min Gas turbines and steam turbines Machine-tool drives Textile machines	G 2,5	2,5

Note: Balance quality grades G are designated according to the magnitude of the product $e_{\text{per}} \Omega$ expressed in millimetres per second (mm/s). If the magnitude is equal to 6,3 mm/s, the balance quality grade is designated G 6,3.

3.6. ALTERNATIVA DE SOLUCIÓN

La caracterización de los fenómenos de desbalanceo y desalineación por medio de la transformada cepstrum propende obtener una diferencia entre los fenómenos y respecto a un grupo de control el cual es la señal de una maquina alineada y balanceada. Recordando el problema de este proyecto es, como caracterizar señales de desbalanceo y desalineación en maquinaria rotativa empleando análisis de vibraciones mecánicas basado en la transformada cepstrum. Cabe aclarar que en la metodología se explicara de forma detallada la solución formulada para este proyecto, pero es preciso referir que el problema ha sido atacado por medio del método transformado rápida de Fourier, transformada wavelet entre otros.

La alternativa que se plantea al problema descrito se basa en la ejecución de pruebas experimentales las cuales definen tres tipos de grupos, el grupo desbalanceado, el grupo desalineado y el grupo de control o normal. La toma de datos se realizara por medio del software Labview primero con la maquina en estado normal y luego en cada uno de los grupos descritos. Después de realizar la toma de datos se procede a convertir estos al dominio de la Quefreny por medio de un algoritmo en Matlab. Cuando los datos estén en el dominio de la Quefreny, se procederá a comparar las amplitudes relevantes de los grupos de desbalanceo y desalineación con respecto al grupo de control por medio de la distancia euclidiana. Por último, se concluirá si es posible dar solución al problema planteado aplicando el método de la transformada cepstrum. Cabe aclarar que existe la posibilidad de que la solución planteada no resuelva el problema o no permita diferenciar los fenómenos producidos en la máquina, en tal caso se procederá a explicar detalladamente el proceso dado, los datos obtenidos, el análisis de los mismos y las conclusiones referentes al porque no permiten dar solución al problema planteado.

3.7. METODOLOGÍA PROPUESTA

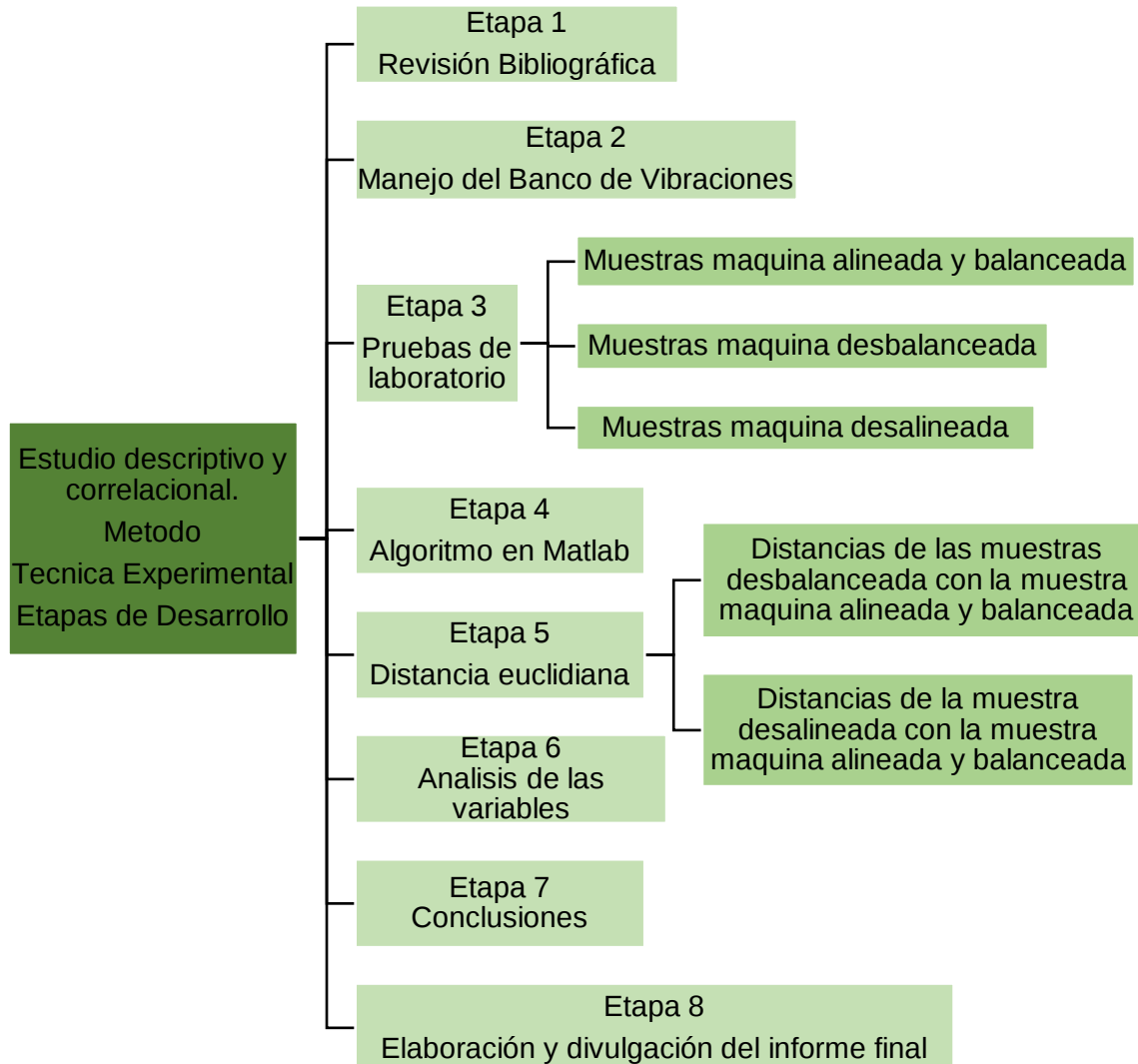
3.7.1. Etapas de Desarrollo.

El presente proyecto posee ocho etapas para el desarrollo total de los objetivos planteados. Las cuales se explicaran detalladamente a continuación.

Etapas 1 Revisión Bibliográfica.

En esta etapa se realizó la búsqueda y selección en los distintos repositorios o plataformas web, de artículos, tesis y libros; los cuales estén relacionados con el tema de investigación y los objetivos planteados. Después de haber realizado una debida inspección y selección de estos documentos se procedió a realizar el estado del arte, el cual esta subdividido en temas de interés como lo son; desalineación y desbalanceo; y transformada cepstrum. También con estos documentos se realizó el marco teórico, el cual esta subdividido en temas de interés como; maquinas rotativas, acoples mecánicos, alineación, desalineación, balanceo, acelerómetros, transformada de Fourier y sus propiedades; y transformada cepstrum. Lo anterior descrito será

modificable en la medida que se requieran nuevos conceptos y una mayor profundización en la temática planteada.



Etapa 2 Manejo del Banco de Vibraciones.

En la segunda etapa se llevara a cabo el entrenamiento respectivo en el manejo del banco de vibraciones el cual se compone de un variador Siemens, un motor weg de medio caballo de fuerza, un eje secundario con dos volantes, un acople flexible, un breaker principal, dos switch de encendido y uno de paro de emergencia, una cimentación de hierro anclada a una mesa de madera y está a su vez anclada al suelo. También en el entrenamiento se debe especificar el cuidado que se debe tener con el banco de vibraciones como; cargas máximas que pueda resistir,

velocidades críticas, deslizamientos del eje secundario apropiados, entre otras recomendaciones; con el fin de conservar de manera funcional el mismo.

Etapa 3 Pruebas de laboratorio.

Las pruebas de laboratorio son necesaria para identificar los grupos con los cuales se va a realizar el proyecto, nombrar con una variable cada una de las pruebas y los grupos de control. También es importante porque de las pruebas de laboratorio saldrán todas las características que se deseen encontrar a los fenómenos de desbalanceo y desalineación, como posibles soluciones a la problemática planteada.

1- Muestras maquina alineada y balanceada

Las muestras tomadas de la maquina alineada y balanceada formaran parte del grupo de control en el cual no intervienen las variables independientes del proyecto como; desalineación y desbalanceo. El grupo del control será nombrado de ahora en adelante con el símbolo CAB (Grupo de control de las variables alineación y balanceo de la maquina rotativa). Estas muestras son denominadas el grupo de control debido a que representan las condiciones adecuadas de funcionamiento de la maquina rotativa donde los fenómenos de desbalanceo y desalineamiento son casi cero.

2- Muestras maquina desbalanceada

Para el fenómeno de desbalanceo se realizaran diferentes pruebas las cuales incluyen colocar una masa conocida (Es un tornillo de cinco dieciseisavos de pulgada con paso milimétrico, con rosca y arandela; de pulgada y media de vástago); en uno de los volantes del eje secundario, el volante seleccionado será aquel que esté más cerca al motor eléctrico el cual será llamado en adelante volante primario. La masa conocida se colocara a dos distancias en el volante primario las cuales ya presenta el volante. Luego se procederá a incrementar la masa de desbalanceo colocando dos masas distanciadas para simular un desbalanceo de dos puntos a las distancias que el volante ya presenta. Las variables utilizadas para esta prueba están descritas en la tabla (ver Tabla 1) las cuales representan todas los casos seleccionados para la prueba de desbalanceo.

Tabla 1. Variables seleccionadas para la prueba de desbalanceo

Símbolo	Descripción
x1	Colocar una masa m1 en el volante 1 a la distancia r1
m1	Colocar una masa m1 en el volante 1 a la distancia r2
2x1	Colocar dos masas m1 en el volante 1 distanciadas r3 a la distancia r1
2m1	Colocar dos masas m1 en el volante 1 distanciadas r3 a la distancia r2

Las variables descritas anteriormente formas dos grupos son independientes con un grado de libertad.

3- Muestras maquina desalineada

Para el fenómeno de desalineación se realizaran corrimientos del eje secundario respecto al primario o del motor, en sus bancadas o puntos de apoyo. La bancada del eje secundario más próxima al motor será nombrada la bancada primaria y respectivamente la otra, bancada secundaria. La bancada secundaria será la que presentara el corrimiento respecto a la primaria.

El corrimiento seleccionado para la prueba maquina desalineada será de dos, cuatro, seis y ocho grados de libertad. Las variables seleccionadas para identificar dichas pruebas se presentan en la tabla (ver Tabla 2) donde se especifica el orden del corrimiento a la cual pertenece cada variable.

Tabla 2. Variables seleccionadas para la prueba de desalineación.

Símbolo	Descripción
n1	Movimiento de la segunda bancada de rodamiento respecto a la primera 2°
n2	Movimiento de la segunda bancada de rodamiento respecto a la primera 4°
n3	Movimiento de la segunda bancada de rodamiento respecto a la primera 6°
n4	Movimiento de la segunda bancada de rodamiento respecto a la primera 8°

Las variables descritas anteriormente forman un grupo con 3 grados de libertad.

Etapa 4 Algoritmo en Matlab

En la cuarta etapa se realizara un algoritmo ayudado en el programa Matlab. El algoritmo debe permitir llevar funciones en el dominio del tiempo al dominio de la Quefreny perteneciente a la transformada cepstrum. El algoritmo permitirá formar una gráfica que agrupe todas las distorsiones presentes en el dominio del tiempo. La función principal del algoritmo será poder visualizar la función del tiempo en una forma sinusoidal la cual permitirá realizar comparaciones de amplitudes. Las funciones que se deberán llevar al dominio de la Quefreny son todas aquellas pruebas pertenecientes a la etapa 3.

Etapa 5 Distancia euclidiana

En la quinta etapa se utilizara la distancia euclidiana para correlacionar los grupos de desbalanceo y desalineación con el grupo de control CAB. La correlación que se busca encontrar estará enmarcada respecto a las amplitudes de las pruebas realizadas con respecto al grupo de control CAB. Las amplitudes se podrán correlacionar con las pruebas realizadas de la etapa 3 llevadas al dominio de la Quefreny etapa 4. A continuación se describirán las variables que tomaran la correlación a realizarse con respecto a la amplitud.

1- Distancias de las pruebas de desbalanceo con el grupo de control CAB

La distancia de las pruebas de desbalanceo con el grupo de control CAB se realizara respecto a la amplitud. La distancia euclidiana se medirá directamente del programa Matlab. La correlación mencionada se nombrara de ahora en adelante como DE1 (Correlación de la distancia euclidiana de la prueba de desbalanceo con el grupo de control CAB).

2-Distancias de las pruebas de desalineación con el grupo de control CAB

La distancia de las pruebas de desalineación con el grupo de control CAB se realizara respecto a la amplitud. La distancia euclidiana se medirá directamente del programa Matlab. Se realizara una tabulación de las correlaciones encontradas para determinar un rango posible en las comparaciones. La correlación mencionada se nombrara de ahora en adelante como DE2 (Correlación de la distancia euclidiana de la prueba de desalineación con el grupo de control CAB).

Etapas 6 Análisis de las variables.

En la sexta etapa análisis de resultados se procederá a interpretar los datos obtenidos al realizar la correlación de la etapa 5. La interpretación de los datos consta de buscar en las tablas realizadas en la etapa 5 un parámetro que se repita, o permita diferenciar las pruebas de desbalanceo con respecto a las pruebas de desalineación o por el contrario que permita identificar que no existen diferencias entre estos dos fenómenos.

Etapas 7 Conclusiones.

En la séptima etapa de este proyecto se realizarán las conclusiones referentes a los objetivos específicos planteados que permitan llegar al objetivo general. El objetivo general de este proyecto va enmarcado a identificar características de los fenómenos de desbalanceo y desalineación. Dichas características permitirán en una señal de una máquina rotativa identificar si la señal corresponde a desbalanceo o a desalineación.

Etapas 8 Elaboración y divulgación del informe final.

En la octava etapa se planteará la elaboración del informe final el cual llevará consigo la solución de todas las etapas anteriores y será el único medio de divulgación de este proyecto.

3.8. RESULTADOS ESPERADOS

El desarrollo de este proyecto tendrá como único resultado la elaboración del informe final el cual incluirá todo el procedimiento necesario para la obtención de los objetivos planteados.

3.9. ESTRATEGIA DE DIVULGACIÓN

Las estrategias de divulgación de este proyecto incluyen el informe final, un documento en power point y un artículo científico.

3.10. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

Mes	Agosto				Septiembre				Octubre				Noviembre			
Semana	1	2	3	4	5	6	7	8	8	10	11	12	13	14	15	16
Actividades																
Revisión bibliográfica	X	X														
Manejo del Banco de Vibraciones			X													
Muestras maquina alineada y balanceada				X												
Muestra maquina desbalanceada					X											
Muestra maquina desalineada						X										
Algoritmo en Matlab							X									
Distancia de las pruebas de desbalanceo con el grupo de control								X								
Distancia de las pruebas de desalineación con el grupo de control									X							
Análisis de las variables										X	X					
Conclusiones												X				
Elaboración y divulgación información general													X	X	X	X

4. PRESUPUESTO

Tabla 1. Presupuesto global

Presupuesto global de la propuesta por fuentes de financiación (en miles de pesos)			
Rubros	Fuentes		Total
	U.T.S *	Contrapartida**	
Talento humano	\$ 1.344	\$ 1.940	\$ 3.284
Materiales y equipos	\$ 1.500	\$ 200	\$ 1.700
Software	\$ 3.000	\$ 0	\$ 3.000
Servicios técnicos	\$ 0	\$ 0	\$ 0
Varios	\$ 2.000	\$ 428	\$ 2.428
TOTAL	\$ 7.844	\$ 2.568	\$ 10.412

Tabla 2. Presupuesto de Talento humanos

Descripción de los gastos de talento humano (en miles de pesos)				
Investigador /auxiliar	Formación	Función	Dedicación	Total
Camilo L. Sandoval	Magister Ingeniería Electrónica	Director	2	\$ 1.344
Jairo A. Zanguña	Tecnólogo en Operación y mantenimiento electromecánico	Investigador	24	\$ 1.940
TOTAL				\$ 3.284

Tabla 3. Presupuesto materiales y equipos

Descripción de los materiales y equipos que se planean adquirir (en miles de pesos)				
Material / equipo	Justificación	Recursos		Total
		U.T.S *	Contrapartida**	
Llaves y soportes	Son instrumentos necesarios para el balanceo y la alineación del banco	\$ 0	\$ 200	\$ 200
Banco de Vibración	Equipo de las unidades donde se realizaran las pruebas del proyecto	\$ 1.500	\$ 0	\$ 1.500
TOTAL		\$ 1.500	\$ 200	\$ 1.700

Tabla 4. Presupuesto software

Descripción del software requerido (en miles de pesos)				
Software	Justificación	Recursos		Total
		U.T.S *	Contrapartida**	
Labview		\$ 1.500	\$ 0	\$1.500
Matlab		\$ 1.500	\$ 0	\$1.500
TOTAL		\$ 3.000	\$ 0	\$ 3.000

Tabla 5. Presupuesto servicios técnicos

Descripción de los servicios técnicos requeridos (en miles de pesos)				
Servicio	Justificación	Recursos		Total
		U.T.S *	Contrapartida**	
-	-	0	0	0
-	-	0	0	0
TOTAL		0	0	0

Tabla 6. Presupuesto de gastos varios

Descripción de los gastos varios (en miles de pesos)				
Varios	Justificación	Recursos		Total
		U.T.S *	Contrapartida**	
Base de datos	Base de datos de las unidades para la fundamentación de la bibliografía y el estado del arte	\$ 2.000	0	\$ 2.000
Otros	Gastos imprevistos de mantenimiento del banco del 20% del total de la contrapartida	\$ 0	\$ 428	\$ 428
TOTAL		\$ 2.000	\$ 428	\$ 2.428

* Los gastos UTS están contemplados dentro del inventario de equipos que ésta ya posee y de la nómina de la institución.

** Los valores de contrapartida son asumidos por los proponentes del trabajo de grado.

5. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Acosta, D., Molina, J. y Cevallos H. (2013, Febrero). Adquisición de vibraciones mecánicas de un motor en funcionamiento usando Labview. *Escuela Superior Politécnica del Litoral ESPOL*. Guayaquil, Ecuador. Recuperado de: http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/24133/1/Adquisicion%20de%20vibraciones%20mec%C3%A1nicas_fiec.pdf
- Agudelo, H. (2008, Diciembre). Caracterización de señales sísmicas utilizando modelos paramétricos y transformada cepstrum. *Tecnológicas*. Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, Colombia. Recuperado de: <http://itmojs.itm.edu.co/index.php/tecnologicas/article/viewFile/284/292>
<http://itmojs.itm.edu.co/index.php/tecnologicas/article/viewFile/284/292>
- Aldaz, L. A. (2015). *Análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación como método de mantenimiento predictivo en bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial de 1 hp* (Tesis de Pregrado). Universidad Técnica de Ambato, Ambato, Ecuador. Recuperado de: <http://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/10374/1/Tesis%20I.M.%20271%20-%20Aldaz%20Mayorga%20Luis%20Amable.pdf>
- Benítez, R. A. (2013). *Diseño e implementación de un banco didáctico para alineación de elementos rotativos y balanceo de masas en cantiléver* (Tesis de Pregrado). Universidad Autónoma de Occidente, Santiago de Cali, Colombia. Recuperado de: <http://red.uao.edu.co:8080/bitstream/10614/7026/1/T05109.pdf>
- Bernal, C. A. (2006) *Metodología de la investigación*. Pearson. (pp. 56 - 58) Recuperado de: https://books.google.com.co/books?id=h4X_eFai59oC&pg=PA56&dq=metodo+deductivo&hl=es-419&sa=X&sqi=2&pj=1&ved=0ahUKEwiNtKKFzYTUAhVDFiYKHUAA10Q6AEIITAA#v=onepage&q=metodo%20deductivo&f=false
- Brien, R., Molisani, L. y Burdisso, R. (2013, Noviembre). Técnicas avanzadas para la detección de fuentes sonoras. Recuperado de: https://www.researchgate.net/profile/ronald_obrien/publication/280625065_tecnicas_avanzadas_para_la_deteccion_de_fuentes_sonoras/links/5600cc0308aeba1d9f84e628.pdf
- Estupiñán, E., San Martín, C. y Canales, L. (2006, Agosto). Desarrollo de un instrumento virtual para el balanceamiento dinámico de rotores. *Ingeniare*. ISSN 0718-3305. Recuperado de: http://www.scielo.cl/scielo.php?pid=S0718-33052006000100008&script=sci_arttext&tlng=pt
- Flórez, R. y Asiain, T. (2011, Enero). Diagnóstico de Fallas en Máquinas Eléctricas Rotatorias Utilizando la Técnica de Espectros de Frecuencia de Bandas Laterales. *Información Tecnológica*. ISSN 0718-0764. Recuperado de: http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642011000400009
- Gómez de León, F. C. (1998) *Tecnología del mantenimiento industrial*. Publicaciones universidad de Murcia. (pp. 201 - 203) Recuperado de: <https://books.google.com.co/books?id=bOrFC3532MEC&pg=PA202&dq=desalineacion+angular+felix+gomez&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwjG99bg8PTTAhUFTCYKHefmB2UQ6AEIITAA#v=onepage&q=desalineacion%20angular%20felix%20gomez&f=false>
- Harper, E. (2004) *Instalaciones y montaje Electromecánico*. Limusa (pp. 118 - 119) Recuperado de: <https://books.google.com.co/books?id=yPVngh2E0-AC&pg=PA131&dq=alineacion+e>

- nriquez+harper&hl=es-419&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=alineacion%20enriquez%20harper&f=true
- Herrera, A. (2000). *La clasificación numérica y su aplicación en la ecología*. 1 Edición. Sammenycar. (pp. 32 - 34). Recuperado de: <http://site.ebrary.com/lib/utssp/reader.action?docID=10149789>
- James, G., Burley, D., Clements, D., Dike, F., Searl, J., Steele, N. y Wright, J. (2002). *Matemáticas avanzadas para Ingeniería*. 2 Edición. Pearson. (pp. 362 - 379)
- Lémoli M. (2015, Junio). Desbalance y desalineación en motores eléctricos. Costa Rica, Motortico. Recuperado de: <http://www.motortico.com/biblioteca/MotorTico/2015%20JUN%20-%20Desbalance%20y%20desalinamiento%20en%20Motores%20Electricos.pdf>
- Manzano, J. J. (2014). *Maquinas Eléctricas*. 2 Edición. Paraninfo. (pp. 282 - 283) Recuperado de: https://books.google.com.co/books?id=Q2vPAgAAQBAJ&pg=PA283&dq=alineacion+manzano+orrego&hl=es-419&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=alineacion%20manzano%20orrego&f=true
- Martin, J. C. (2012). *Maquinas Eléctricas*. Editex. (pp. 26 - 27) Recuperado de: https://books.google.com.co/books?id=Aiy8AwAAQBAJ&printsec=frontcover&dq=maquinas+electricas+juan+carlos+martin&hl=es-19&sa=X&ved=0ahUKEwj18bOr0_TTAhUJQS YKHV1AA34Q6AEITAA#v=onepage&q=maquinas%20electricas%20juan%20carlos%20martin&f=false
- Moreno, F. E., Becerra, J. A. y Rendón, C. A. (2015, Enero) Diseño de un sistema de análisis temporal y espectral para detectar fallas por vibración en motores eléctricos. *Faculta de Ingeniería*. ISSN 0121-1129. Recuperado de: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=5170939>
- Nava, A. (2013). *Procesamiento de series de tiempo*. 2 Edición. Ediciones científicas universitarias. (pp. 301,302). Recuperado de: <http://site.ebrary.com/lib/utssp/detail.action?docID=11286234&p00=procesamiento+series+tiempo>
- Olarte, W., Botero, M. y Cañón, B. (2010, Agosto). Análisis de vibraciones: una herramienta clave en el mantenimiento predictivo. *Scientia et Technica*. Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, Colombia. ISSN 0122-1701. Recuperado de: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4546611>
- Oppenheim, A. V. y Schafer, R. W. (2004, Septiembre). From Frequency to Quefrequency: A History of the Cepstrum. *IEEE Journals & Magazines*. Recuperado de: https://www.researchgate.net/profile/Av_Oppenheim/publication/3321562_From_Frequency_to_Quefrequency_A_History_of_the_Cepstrum/links/5519617d0cf2d241f3564c58.pdf
- Oppenheim, A. V. y Schafer, R. W. (2011). *Tratamiento de señales en tiempo discreto*. 3 Edición. Pearson. (pp. 59, 60, 954 - 959)
- Quiroga, J., Trujillo, G. y Quintero, S. (2012, Diciembre). Estudio de fallas incipientes en rodamientos usando la técnica de la envolvente y cepstrum. *Ingeniare*. Recuperado de: http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-33052012000300009&lng=es&nrm=iso&tIng=es
- Rodríguez, M., Álvarez, S. y Bravo, E. (2001). *Coeficientes de Asociación*. Plaza y Valdés. (pp. 44 - 46). Recuperado de: <http://site.ebrary.com/lib/utssp/detail.action?docID=10862477&p00=coeficientes+asociacion>
- Sánchez, F.T., Pérez, A., Sancho, J. L. y Rodríguez, J. (2007). *Mantenimiento Mecánico de Maquinas*. Universitat Jaume. (pp. 164 - 253) Doi: <http://dx.doi.org/10.6035/INFiTEC.2007>.

25

- Sampieri, R., Fernández-collado, C. y Baptista, P. (2006) *Metodología de la investigación*. Mc Graw Hill. (pp. 102 - 160)
- Sinais Ingeniería (2013) Norma ISO 10816 – 1995. Recuperado de: <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso10816.html>
- Raó, SS. (2012) *Vibraciones Mecánicas*. Pearson. (pp. 651-658)
- Torres, R. M. y Batista, C. R. (2010, Enero). Análisis vibrodinámico de motores eléctricos. *Ingeniería Mecánica*. ISSN 1815-5944. Recuperado de: http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S1815-59442010000100002&script=sci_arttext&lng=pt
- Zill, D. y Cullen, M. (2008). *Matemáticas avanzadas para Ingeniería*. 3 Edición. Mc Graw Hill. (pp. 380 - 389) Recuperado de: <http://site.ebrary.com/lib/utssp/detail.action?docID=10515233&p00=matematicas+avanzadas>