

Universidad Central “Marta Abreu” De las Villas



*Facultad de Ingeniería Mecánica.
Departamento de Ingeniería Mecánica.*

Trabajo de Diploma

*“Diagnóstico de máquinas rotatorias mediante el
análisis de vibraciones en la industria azucarera”.*

Autor: Horacio Carbajal Mira.

Tutores: Prof. Dr. Ing. José Marty Delgado

Ing. Adán Tomas Rivero Ortiz

Curso: 2012-2013

La teoría es el jefe militar, la práctica son los soldados.

Leonardo da Vinci.

Dedicatoria

Quiero dedicar este trabajo de diploma sobre todas las cosas a mi madre Marisela Mira Diaz por ser madre, padre y amiga, por apoyarme sin medida y por ayudarme siempre, en las buenas y en las malas. Tambien quiero dedicar este trabajo a mi hermano Maykel Brito Mira por ser el tutor de mi vida y apoyarme siempre.

Agradecimientos

Quiero agradecer a mis tutores, en especial al ingeniero Adan Tomas por ayudarme incondicionalmente en la preparacion del trabajo, al igual que al jefe de grupo tecnico del central Abel Santamaria, Ariel Darias Barreto, a todos mis amigos y amigas que contribuyeron y me apoyaron en la realizacion del trabajo, a mi familia y a los profesores que asistieron a mi formacion profesional.

1 Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procedimientos de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.	3
1.1 Análisis crítico del estado del arte sobre el tema.	3
1.2 Las vibraciones mecánicas. Definiciones	3
1.3 Origen de las frecuencias de las vibraciones en las vibraciones.	9
1.4 Defectos más frecuente en las máquinas rotatorias industriales.	12
Desbalance de masas:	12
1.4.1 Desbalance estático:	13
1.4.2 Desbalance par:	14
1.4.3 Desbalance casi – estático:	15
1.4.4 Desbalance dinámico:	16
1.4.5 Unidades para expresar desbalance:	16
1.5 Descripción de la industria azucarera	23
1.6 Normas internacionales para el criterio de severidad.	25
1.7 Conclusiones parciales	28
2.- Estudio constructivo y funcional de la Instalación seleccionada.	29
2.1 Descripción del ventilador de tiro inducido.	29
2.2 Aspectos a tener en cuenta en la instalación.	30
2.3 Estrategias para la medición de las vibraciones en la maquinaria seleccionada.	34
2.4 Puntos de medición para el caso de desalineamiento en la maquinaria seleccionada.	36
2.5 Fallos en rodamientos:	37
2.6 Puntos de medición para el caso de desbalance en la maquinaria seleccionada.	38
2.7 Pasos para balancear un equipo por el método de coordenadas polares	40

2.8 Conclusiones Parciales.	42
3.- Análisis de los resultados.	43
3.1 Funciones del Vibrotest 60	43
3.2 Proceso de balanceo del VTI del central Abel Santamaría y del central Perucho Figueredo.	45
3.3 Diagnóstico de problemas en los rodamientos.	50
3.4 Conclusiones parciales.	50
Conclusiones Generales	51
Recomendaciones	53
Bibliografía citada.	54
Bibliografía consultada	54
Anexo 1.	56

El trabajo de diploma tiene como objetivo el análisis de las vibraciones mecánicas en los equipos rotatorios industriales, por ser un mecanismo eficiente para la detección de fallos en las maquinarias. En un primer momento fue necesario conceptualizar las técnicas de análisis y procesamiento de las señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias; las técnicas generales de detección de fallos, la modelación de las vibraciones debido a fallos locales, el dominio del tiempo y la frecuencia; así como la descripción de la industria azucarera, equipos críticos y normas técnicas relacionadas con la medición y el control de vibraciones en el sector industrial azucarero.

El estudio funcional y constructivo de la maquinaria en el central azucarero “Abel Santamaría Cuadrado” compone el segundo momento del presente estudio. Para lo cual, se trazaron estrategias para la medición de las vibraciones en la maquinaria seleccionada: Ventilador de tiro inducido (VTI). Finalmente, se analizan los resultados obtenidos a través de los diagnósticos, lo que llevó a la toma de medidas para el control y aislamiento de las vibraciones. Pudo corroborarse, a partir del análisis comparativo entre las mediciones iniciales y las correcciones que fue satisfactorio el método de balanceo.

The objective of the current diploma paper is the analysis of the mechanic vibrations in the industrial rotator equipments, for being an efficient way for the detection of failures in the machineries. Firstly, it was necessary to conceptualise the analysis and processing techniques of the signals applied in the diagnose of the rotator machines; the general techniques for detecting the failures in rotator machines, the modelling of vibrations due to local failures, knowledge about time and frequency, as well as the description of the sugar industry, critical equipment and technical norms related to the measurement and control of the vibrations in the sugar industry sector.

Secondly, it was carried out a constructive and functional study of the machinery in the sugar mill “Abel Santamaría Cuadrado”. To the vibrations in the selected equipment: VTI (by its Spanish acronyms). Finally, the results achieved were analysed by a diagnoses what lead to the taking of measurement for the control and isolation of the vibrations. According to the comparative analysis between the initial conditions and the corrections made, it was confirmed that the method of balancing was effective.

Introducción

A través de los años ya sea por contacto directo o con el empleo de algún dispositivo de naturaleza subjetiva, los operadores de máquina han empleado técnicas de verificación auditiva para comprobar si el comportamiento es normal o no. De aquí que tradicionalmente y quizás en forma inconciente, las vibraciones hayan sido utilizadas como un indicador del estado técnico de las máquinas y hasta hoy día, continúen siendo el fenómeno más representativo del estado técnico de éstas, pudiéndose a través de la medición de vibraciones, detectar e identificar fallos ya desarrollados o en período de desarrollo prematuro.

El estudio de las vibraciones mecánicas está relacionado con comportamiento oscilatorio de los cuerpos, teniendo en cuenta que la mayoría de las maquinarias y estructuras experimentan vibraciones en mayor o en menor grado, por lo cual estas deben tenerse en cuenta al abordar los cálculos de diseño y comprobación, así como en los controles periódicos del estado técnico de las mismas.

El movimiento físico de una máquina rotatoria se interpreta como una vibración cuyas amplitudes y frecuencias tienen que ser cuantificadas a través de un dispositivo que convierta estas en un producto que pueda ser medido y analizado posteriormente. Así, la frecuencia describirá que está mal en la máquina y la amplitud, cuan severo es el problema. Las vibraciones pueden ser de naturaleza armónica, periódica o aleatoria.

Objetivo general:

Desarrollar un análisis de vibraciones enfocando su aplicación en el diagnóstico de máquinas rotatorias de la industria azucarera para la prevención de fallas.

Objetivos específicos:

1. Evaluar la necesidad del empleo de técnicas de diagnóstico por vibraciones en la maquinaria del sector industrial azucarero.
2. Definir una estrategia metodológica para efectuar el análisis y las mediciones de vibraciones con el empleo de colectores de vibración en la maquinaria seleccionada.

Introducción

3. Efectuar mediciones de campo aprovechando la capacidad de medición y análisis de los colectores para diagnosticar el estado de la maquinaria.

Problema científico:

Se plantea como definir una configuración adecuada para el estudio constructivo y funcional del ventilador de tiro inducido (VTI), así como efectuar el análisis y las mediciones de las vibraciones.

Objeto de la investigación:

Todos los elementos móviles del ventilador de tiro inducido (VTI).

Campo de acción:

Está definido por la prevención de posibles fallos en el ventilador de tiro inducido (VTI) y el análisis de su buen funcionamiento mediante el estudio de las vibraciones de sus partes móviles.

Hipótesis:

El establecimiento de una correcta metodología para la detección de fallos en el ventilador de tiro inducido mediante el análisis de las vibraciones mecánicas es factible para su conservación y mantenimiento.

Justificación:

Los resultados de este proyecto servirán tanto a los profesionales de la comunidad científico-técnico como al grupo técnico encargado de mantener este equipo en óptimas condiciones.

Las conclusiones a las que se podrán arribar pueden servir como punto de partida para investigaciones posteriores.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

1 Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procedimientos de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

1.1 Análisis crítico del estado del arte sobre el tema.

El estudio de las vibraciones mecánicas también llamado, mecánica de las vibraciones, es una rama de la mecánica, o más generalmente de la ciencia, estudia los movimientos oscilatorios de los cuerpos o sistemas y de las fuerzas asociadas con ella (Construsur).

Desde sus inicios las vibraciones fueron interés de muchos estudiosos, sobre todo cuando veían instrumentos de cuerda. Galileo fue uno de los primeros en realizar estudios logrando encontrar la relación entre la tensión, longitud y frecuencia de vibraciones de las cuerdas. Luego le siguieron otros posteriores que ya relacionaban el ruido con las vibraciones. Fueron grandes físicos los que estructuraron las bases de las vibraciones como ciencia, tales como: Taylor, Vernoulli, D' Alembert, Lagrange, Fourier, etc. La ley de Hooke en 1876 sobre la elasticidad, Coulomb dedujo la teoría y la experimentación de oscilaciones torcionales, Rayleigh con su método de energías, por mencionar alguno (Evelio, 2007).

Muchas de estas teorías están vigentes en la actualidad y sirven como base para estudios presentes y futuros, además de ser de gran utilidad hoy en la industria, sobre todo en las técnicas de diagnóstico de los equipos mediante las vibraciones.

1.2 Las vibraciones mecánicas. Definiciones

Según la norma **ISO 2041** en relación con la terminología en vibraciones establece que:

Vibración es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

De igual forma plantea que:

Vibración lineal es una vibración en la cual la trayectoria vibratoria de un punto tiene lugar según una línea recta.

Las vibraciones pueden ser de naturaleza armónica, periódica o aleatoria.

Vibración armónica:

Constituye la forma más simple de oscilación (*Figura 1.1*). Caracterizada por una senoide, que puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial, un desbalance por ejemplo. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia de oscilación f expresada en *Hertz (Hz)*, a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en (L/s). Todo esto conduce a la modelación matemática de este fenómeno (Evelio, 2007):

$$y = Y \sin(\omega t + \varphi) = Y \sin(2\pi f t + \varphi) \quad ; \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad ; \quad f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T}$$

Donde φ es la fase de la vibración.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

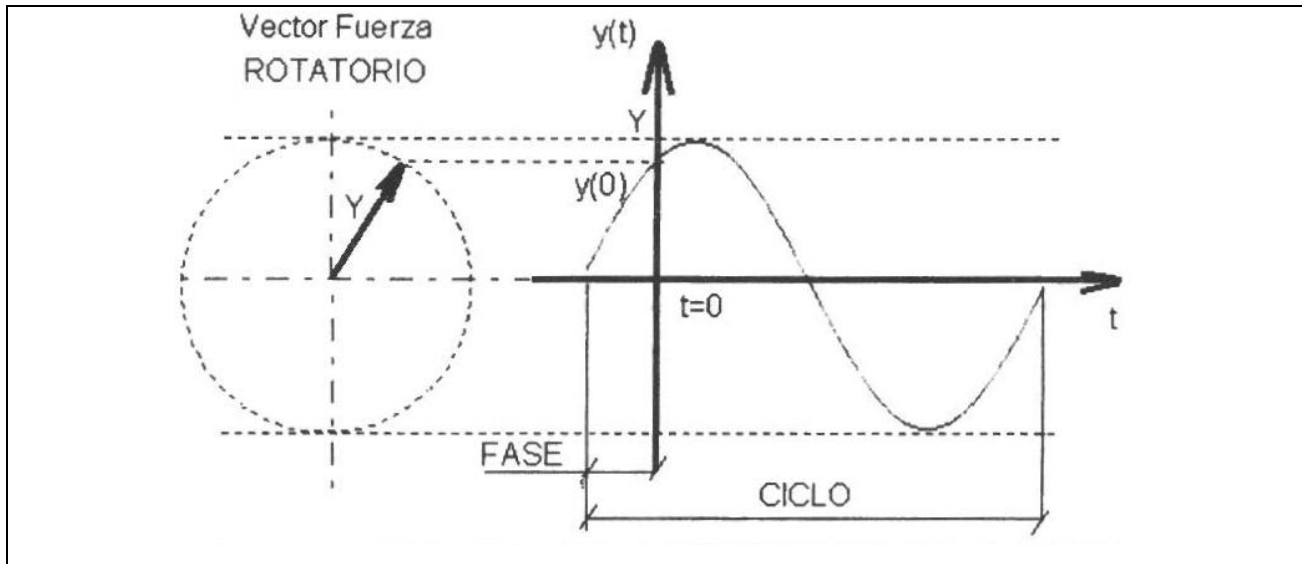


Figura 1.1. Vibración armónica.

Vibración periódica:

Es un movimiento que se repite periódicamente tal como se observa en la (Figura 1.2). Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que aunque no es armónica es periódica(Evelio, 2007).

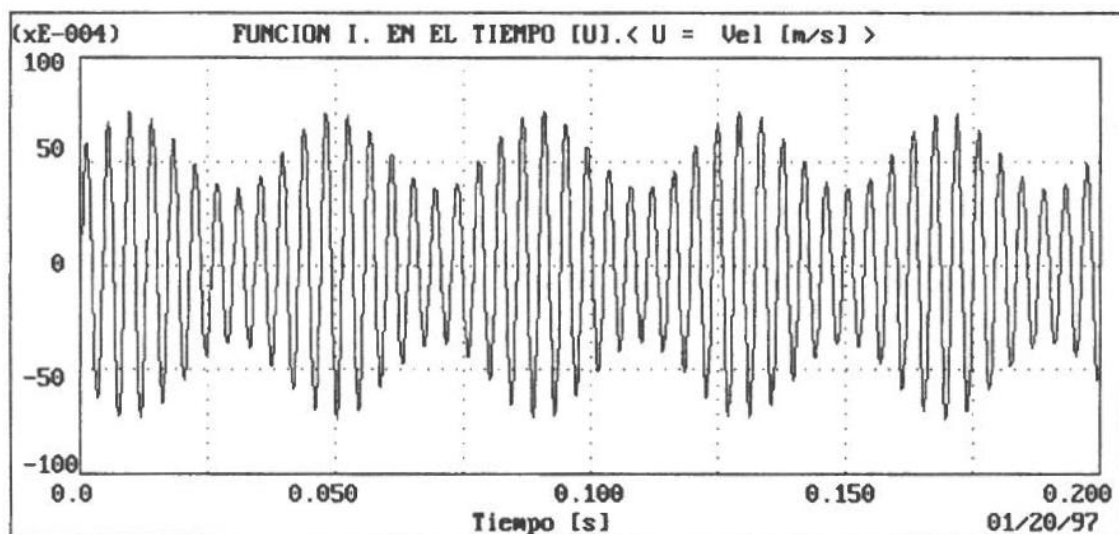


Figura 1.2. Vibración periódica.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Vibración aleatoria:

Ocurre de forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizadas. Observar la (Figura 1.3). Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o lo que es lo mismo, el espectro estará constituido por infinitas vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase respectivamente (Evelio, 2007).

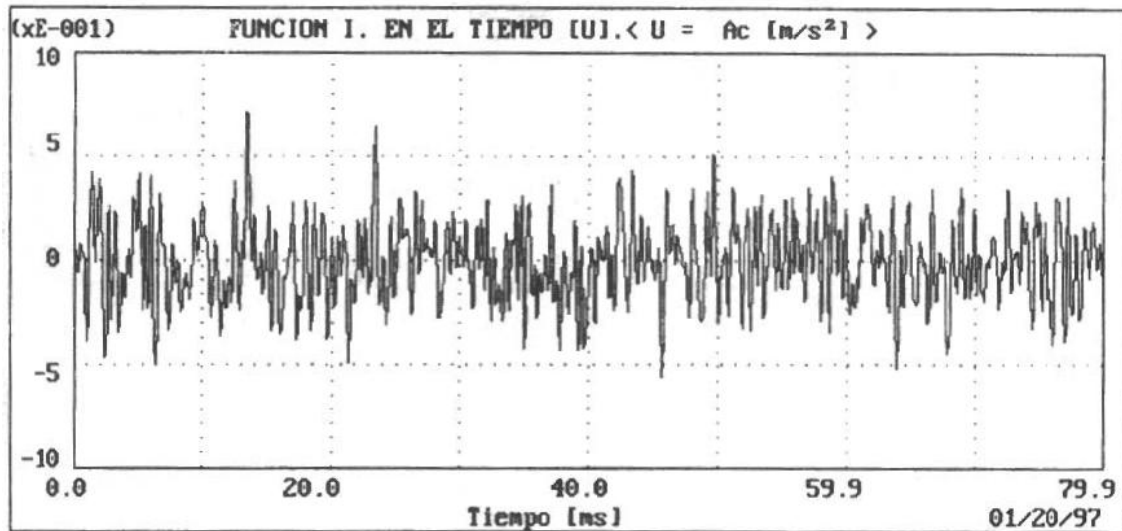


Figura 1.3. Vibración aleatoria.

Componentes de una señal de vibraciones

En una máquina, las señales de vibraciones son la suma de las aportaciones de diferentes señales generadas por su respectiva fuente de excitación, las cuales se presentan como una sola señal. El análisis de vibraciones busca separar el conjunto de señales en sus componentes más importantes. Existen dos formas de poder visualizar las señales de vibraciones en un equipo en general (Pedro).

- Dominio de Tiempo
- Dominio de Frecuencia

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Dominio de tiempo

Este tipo de visualización es muy útil para análisis de señales impulsivas, tal es el caso de las señales originadas en baleros, debido a defectos en los engranajes y para las relaciones de fases de las señales.

El problema con este tipo de visualización se da cuando existe más de un componente en una señal de vibración; ya que su presentación gráfica Amplitud versus Tiempo no permite observar las dos señales por separado, sino que la superposición de ambas.

Las variables utilizadas para definir la señal de vibración en un Dominio de tiempo son: (Fig. 1.4).

- *Pico (Cero-Pico)*: Es el valor máximo de la amplitud en dirección positiva.
- *Pico-Pico*: Es la distancia que hay entre un pico positivo y un pico negativo. Su equivalente es 2 veces la Amplitud.
- *RMS*: Es el valor efectivo de una señal de vibración. Se toma como la medida de la Potencia de la vibración.
- *Tiempo de Observación*: Tiempo de duración de la medición de una señal. Es el número de muestras, multiplicado por el periodo de una señal muestreada (Enrique, Mayo 2005).

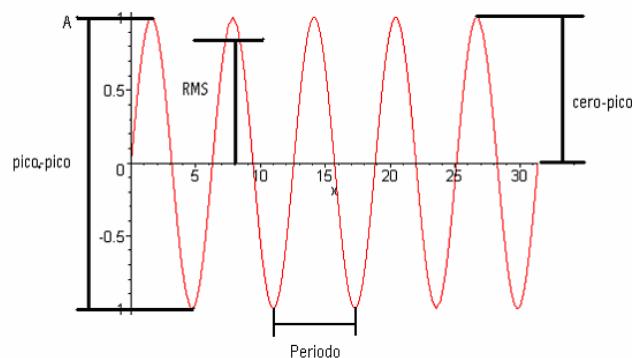


Figura 1.4. Variables para definir la señal de vibración en un dominio de tiempo.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Dominio de frecuencia

Es la representación en tres dimensiones de una señal de vibración. Los ejes de análisis son:

Amplitud, tiempo y Frecuencia.

A través de esta visualización, se pueden observar diferentes señales a diferentes frecuencias en un mismo gráfico en tres dimensiones. (Fig.1.5).

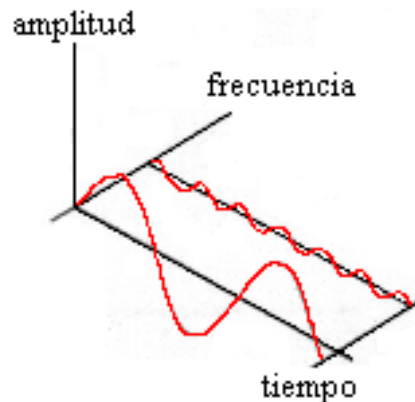


Figura 1.5. Representación en tres dimensiones de una señal de vibración.

Para un gráfico de dos dimensiones Amplitud versus Tiempo, no se pueden observar las dos componentes de la señal de vibración, debido a que las superpone y solo se visualiza la unión de ambas componentes. (Fig. 1.6).

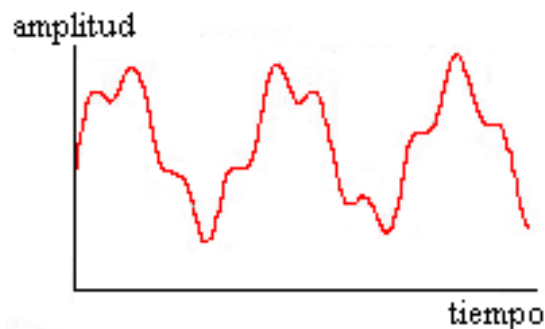


Figura 1.6. Gráfico de dos dimensiones Amplitud vs Tiempo.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Para un gráfico de dos dimensiones Amplitud vs. Frecuencia, muestra solo los picos máximos (Amplitud) de las componentes de la señal de vibración. Esta representación tiene el nombre de **Espectro de vibraciones** (Fig. 1.7).

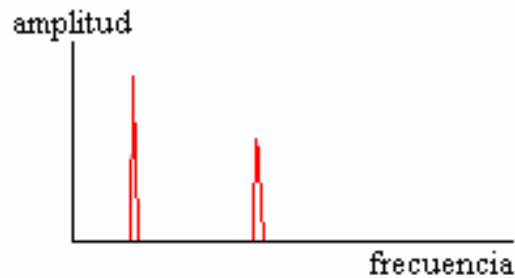


Figura 1.7. Gráfico de dos dimensiones Amplitud vs. Frecuencia.

El gráfico del espectro de vibraciones, es la visualización que más nos interesa estudiar, porque a través de ella se pueden observar tanto la magnitud de cada componente de vibración; así como también a la frecuencia a la que ocurre.

A través del método de Análisis del Espectro de Vibraciones, se pueden realizar diagnósticos más precisos en una máquina; esto debido a que se puede analizar cada componente de la señal que genera vibraciones. Cada componente puede llegar a generar diferente tipo de vibración a diferente frecuencia(Enrique, Mayo 2005).

1.3 Origen de las frecuencias de las vibraciones en las vibraciones.

Existen tres causas fundamentales que propician la presencia de vibraciones en las máquinas rotatorias a determinadas frecuencias, estas últimas se identifican como:

- **Frecuencias generadas.**
- **Frecuencias excitadas.**
- **Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos.**

Frecuencias generadas:

A veces se les identifica como frecuencias forzadas o frecuencias de diagnostico y son aquellas que la maquina genera realmente durante su funcionamiento habitual.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Representativas de estas frecuencias se tienen a los desbalance, el paso de las paletas de una turbina, la frecuencia de engrane o el paso de los elementos rodantes por los defectos locales de las pistas de un cojinete de rodamiento, por citar algunas(Efrén, Septiembre 2007).

Frecuencias excitadas:

Las frecuencias excitadas no son más que las frecuencias de los elementos que componen las máquinas, incluyendo las estructuras portantes y los elementos no notorios en general(Efrén, Septiembre 2007).

Cuando se excitan las frecuencias de resonancia, vibraciones son amplificadas, en virtud del amortiguamiento presente. El problema que más excita a las frecuencias de resonancias cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina es el desbalance, que por muy pequeño que sea, puede ser amplificado severamente si se sintoniza la frecuencia de operación del rotor desbalanceado, con la frecuencia natural de éste en sus apoyos o del sistema máquina soporte(Idem).

Especialistas en diagnóstico consideran que aproximadamente el cuarenta por ciento de los casos de niveles de vibraciones excesivas que se encuentran en la práctica, tienen como fuente principal al desbalance. Este tipo de problema constituye la mejor representación de una fuerza excitadora de carácter armónico(Idem).

Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos:

En algunos casos, cuando se obtienen los espectros de las vibraciones en una máquina, se observan frecuencias falsas o fuera de su ubicación correcta. Esto tiene lugar por ejemplo, en el caso de una vibración senosoidal, que por error en el ajuste de los atenuadores de la entrada del instrumento de medición, éste la registre recortada, lo cual produce un espectro falso(Evelio, 2007).

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

El carácter informativo de las vibraciones producidas por las máquinas rotatorias en relación con el estado técnico de éstas, posee un sin número de aplicaciones en el mundo industrializado, si se tiene en cuenta que desde hace poco más de cuatro décadas ha sido demostrado la veracidad y la utilidad de la información aportada por los registros de vibraciones. Cada uno de los elementos que componen la maquinaria posee características que los identifican en cuanto a diseño y velocidad de operación, de aquí que cada uno vibre a frecuencias características. Esto implica que, antes de intentar identificar problemas en una máquina partiendo de la información brindada por las vibraciones, sea necesario determinar las frecuencias de diagnóstico de cada uno de los elementos que componen la misma. Estas son aquellas a las cuales se espera obtener información de los espectros de vibraciones, obtenidos como resultado del procesamiento de las señales registradas en los puntos de mediciones y que necesariamente tuvieron que ser seleccionados previamente (Idem).

Cuando interese identificar defectos que tengan lugar a frecuencias cercanas a la frecuencia fundamental, se debe hacer un alto en:

- Desbalances.
- Desalineamientos.
- Excentricidad en poleas y engranajes.
- Inestabilidad subsincrónica (cojinetes de deslizamientos bajo lubricación forzada).
- Ejes flexados permanentemente.
- Solturas.
- Fallos en los rodamientos.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Se debe prestar mayor interés dentro de los posibles defectos al desbalance de rotores.

1.4 Defectos más frecuente en las máquinas rotatorias industriales.

Es imprescindible tener en cuenta que en general, las fuerzas entre los elementos en contacto en una máquina durante su funcionamiento, determinan la vida útil de estos.

Sin embargo lo que se mide no es la magnitud de estas fuerzas, sino las vibraciones en la maquinaria.

Dos consideraciones a la hora de analizar las vibraciones.

- La frecuencia indica ¿cuál es el problema?
- La amplitud indica ¿cuán severo es el problema?

Desbalance de masas:

Constituye una de la fuente más común en los problemas de vibraciones en maquinarias, siendo la causa principal en aproximadamente el 40% de los casos de vibraciones excesivas. La presencia del desbalance como único problema en la máquina se refleja en los espectros de las vibraciones medidas en los cojinetes de apoyo del rotor, como una componente definida claramente a la frecuencia de rotación del elemento desbalanceado. Observar (*Figura 1.8*).

El desbalance puede ser definido sobre la base de la coincidencia del eje de rotación y el eje longitudinal principal de inercia del rotor. Este eje, une todos los centros de gravedad de cada una de las infinitas secciones transversales que componen al rotor, que al no coincidir con el eje de rotación podrán inducir cuatro tipos de desbalances, en virtud de los cuales habrá que decidir cómo balancear el rotor.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

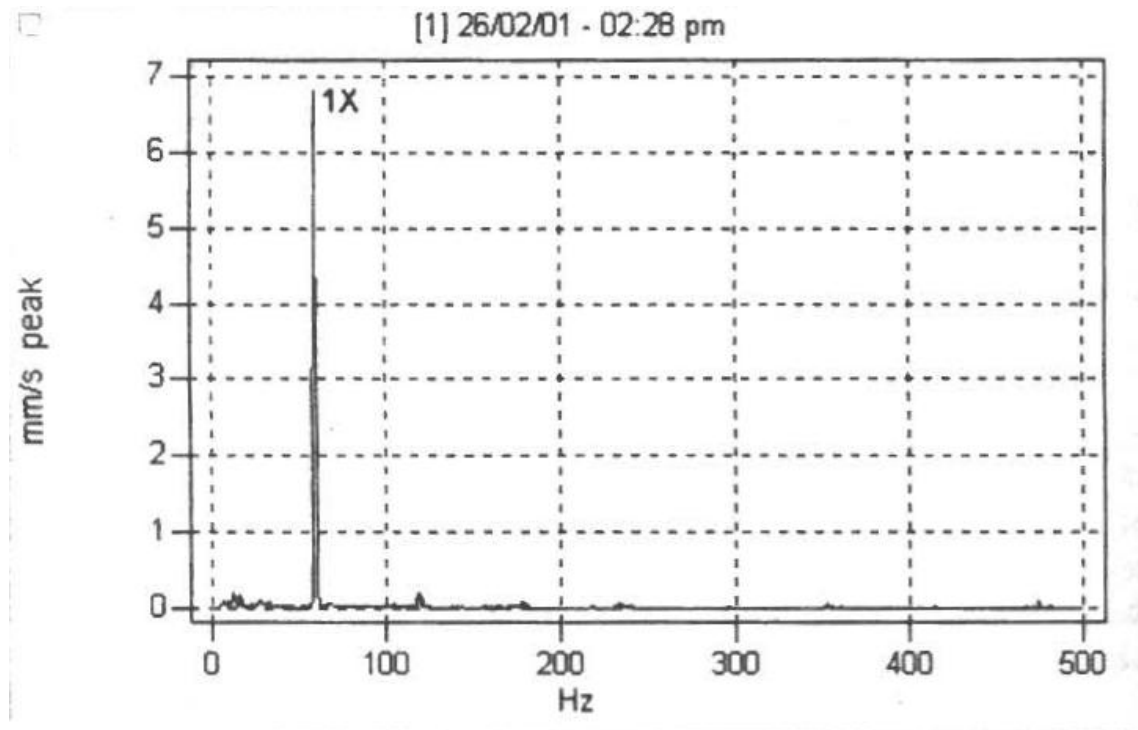


Figura 1.8. Apariencia espectral del desbalance.

1.4.1 Desbalance estático:

Identificado también como desbalance de fuerzas se define como aquella condición que:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación.

Puede ser detectado colocando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tendrá que ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo mismo, el eje longitudinal principal de inercia quedará por debajo del eje de rotación.

Este tipo de desbalance puede identificarse también comparando las mediciones de amplitud y fase en los extremos del rotor. Rotores simétricos soportados por cojinetes idénticos exhibirán idénticos valores de amplitud y fase de las vibraciones filtradas a la frecuencia de rotación, si el desbalance es de tipo estático.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

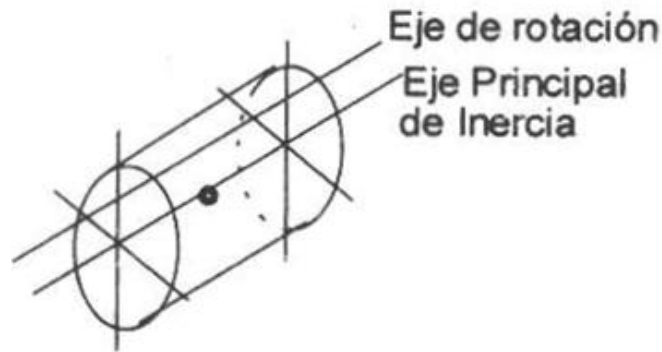


Figura 1.9. Desbalance tipo estático

1.4.2 Desbalance par:

Se define como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor.

Un par de fuerzas está constituido por dos fuerzas iguales, paralelas y de sentido contrario, desplazadas cierta distancia. Se observa en la (figura 1.10) que una situación similar al par de fuerzas, tiene lugar en el caso del intercepto en el centro de las masas del rotor de su eje longitudinal principal de inercia con su propio eje de rotación. En este caso por ejemplo, al comparar las lecturas de amplitud de las vibraciones de un rotor simétrico soportado por cojinetes idénticos, éstas serán iguales pero la fase tendrá una diferencia de 180° (Evelio, 2007).

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

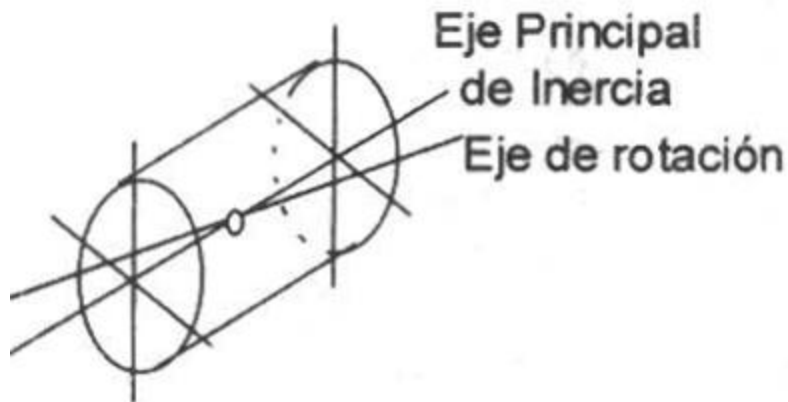


Figura 1.10. Desbalance par.

1.4.3 Desbalance casi – estático:

Se define la (figura 1.11) como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en un punto arbitrario o sea, un punto que no coincide con el centro de masas de propio rotor.

En este caso, las lecturas de fase a ambos lados del rotor exhibirán una diferencia aproximada de 180° aunque las amplitudes diferirán substancialmente.

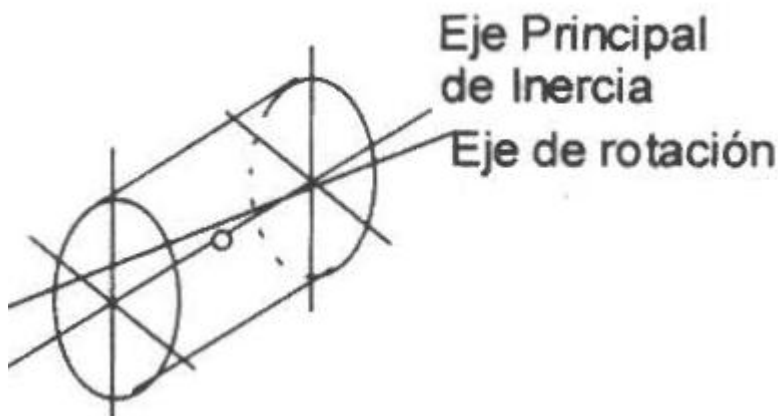


Figura 1.11. Desbalance casi – estático.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

1.4.4 Desbalance dinámico:

Se define la (figura 1.12) como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a este.

En otras palabras, el eje longitudinal principal de inercia de rotor cruza al eje de rotación por el propio rotor.

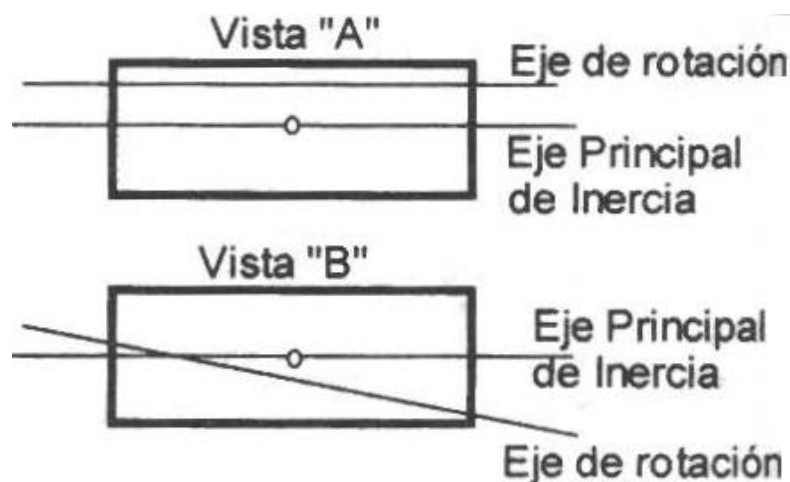


Figura 1.12. Desbalance dinámico

1.4.5 Unidades para expresar desbalance:

$$m_d \cdot r = M_e$$

Cantidad de desbalance:

$$m_d \cdot r = U_d$$

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Según el S.I. y la norma ISO 1940 U_a se expresa en (g-mm).

Desalineamiento en los acoplamientos:

El desalineamiento en los acoplamientos es una de las fuentes de vibraciones que más se puede controlar e incluso reducir drásticamente con el trabajo serio del mecánico del taller, coincidiendo muchos especialistas que el 50% de las máquinas industriales está bajo las influencias de defecto. Puede presentarse en tres modalidades, paralelo, angular y combinado. No obstante, en cualquiera de los casos, se definen los parámetros *gap* y *offset*, para cuantificar la desviación de los ejes. Observe la (Figura 1.13).

El nivel de las vibraciones que se genera como resultado de ejes desalineados, no es una medida directa del desalineamiento, sino que es una medida de la capacidad que tiene el acoplamiento para absorber las desviaciones entre los ejes acoplados (Evelio, 2007).

La mayoría de los fabricantes recomiendan alinear los acoplamientos flexibles con tanto cuidado y exactitud como si estos fueran acoplamientos rígidos.

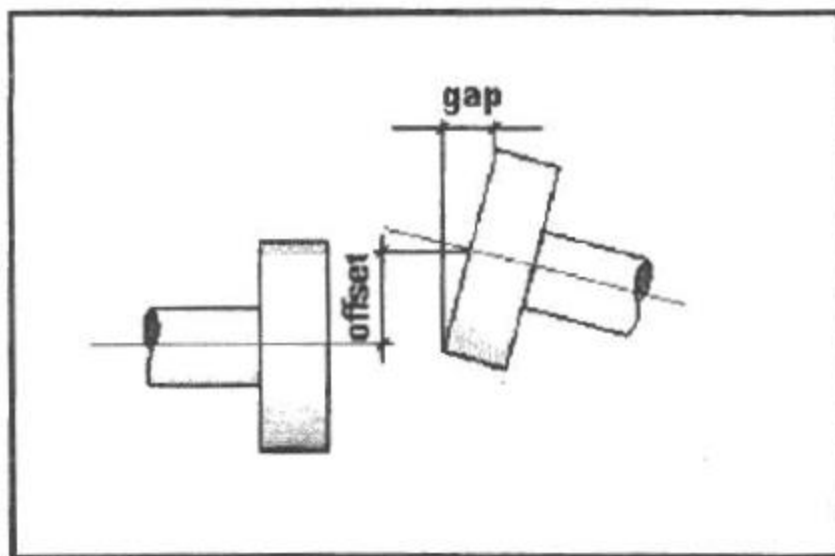


Figura 1.13. Caracterización geométrica del desalineamiento.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

El desalineamiento puede ocurrir entre diferentes zonas de una máquina rotatoria. Por ejemplo, puede estar presente entre dos cojinetes (centrado), en un par de ruedas dentadas o en transmisión poleas-correas entre otras. No obstante, se presenta con mayor frecuencia en el acople de dos máquinas o sea, entre la unidad conductora y la unidad conducida. El sello característico de las tres armónicas de las frecuencias de rotación tal y como se observa en la (Figura 1.14).

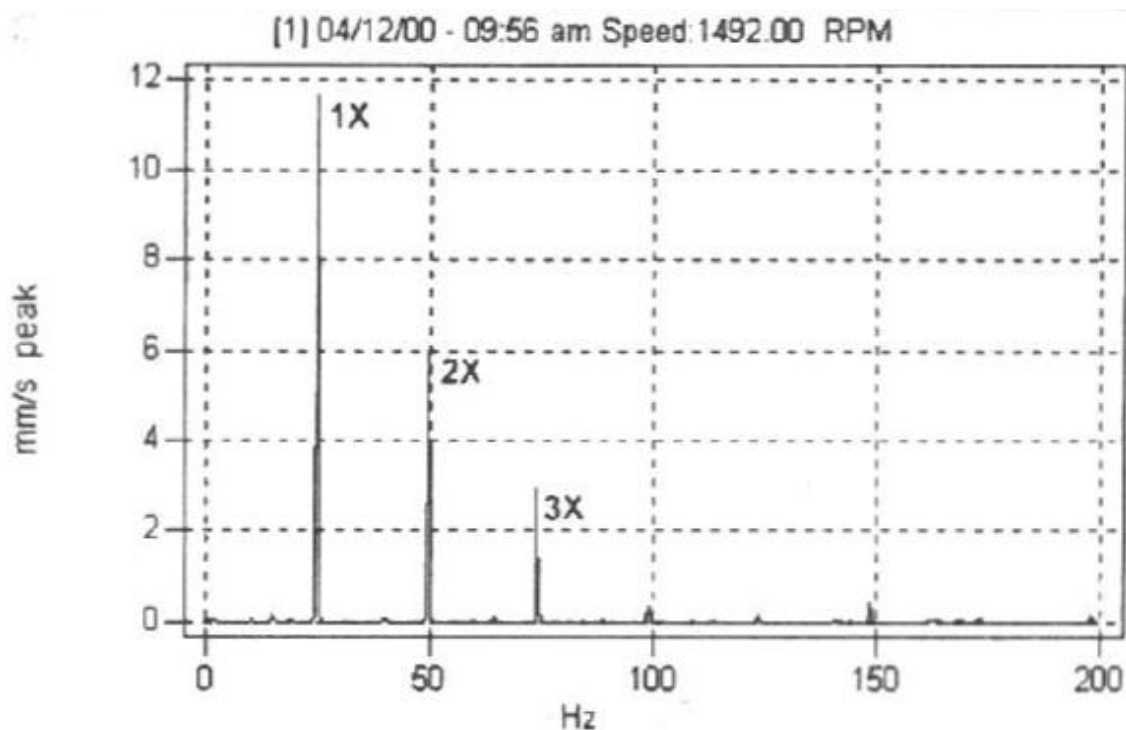


Figura 1.14. Apariencia espectral del desalineamiento.

Si las tres primeras armónicas están presentes en los espectros se presupone la presencia de desalineamientos, con independencia de que los niveles de estas estén o no contenidos dentro de límites permisibles.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Deformación permanente por flexión:

Obviamente, ejes deformados permanentemente por flexión están bajo la influencia de cierta forma de desbalance y aunque el balanceo puede reducir los niveles de vibraciones, no puede enderezar el eje. El espectro característico registrado en la dirección axial, muestra una componente a **1XRPM** distinguiéndose su segunda armónica. Además, el extremo del eje combado se mueve describiendo una figura semejante a una circunferencia, a lo cual se le denomina habitualmente órbita circular (Evelio, 2007).

En la (Figura 1.15) se observa la utilidad de la información de la fase en la identificación de un eje combado.

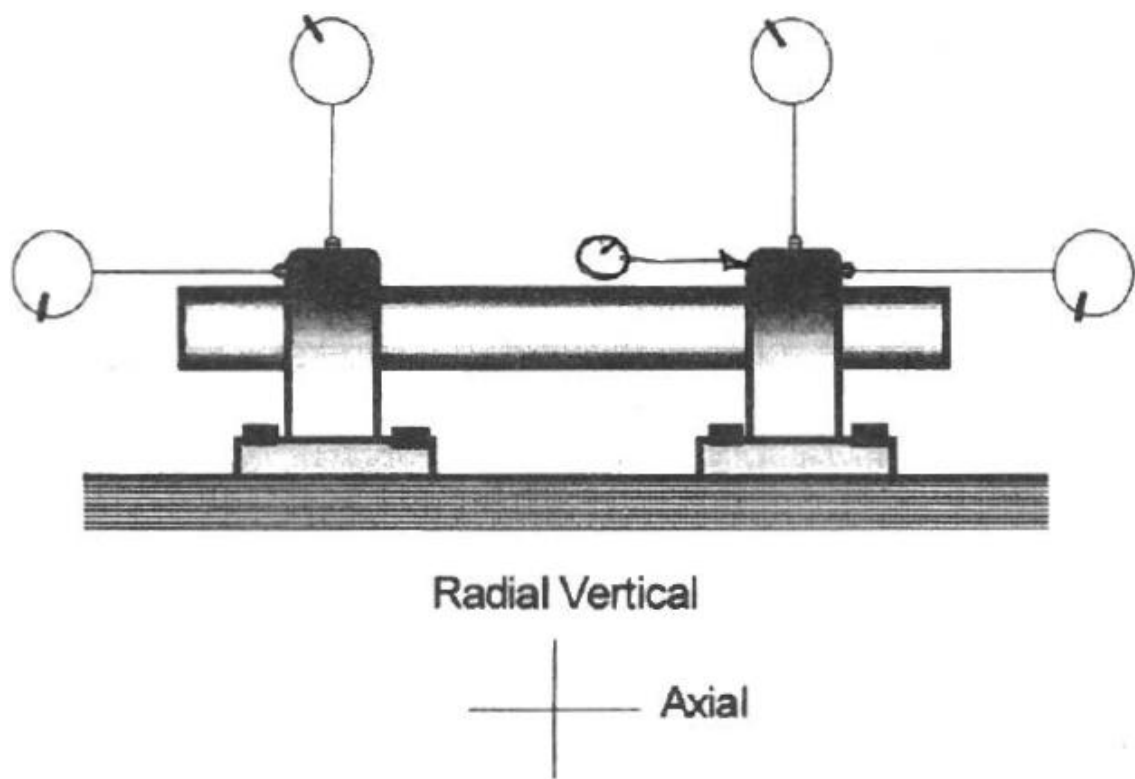


Figura 1.15. Empleo de la fase en el diagnóstico de un eje combado.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Inestabilidad subsincrónica:

La inestabilidad subsincrónica se genera debido a las turbulencias en el mejor lubricante de un cojinete de deslizamiento bajo lubricación forzada. La mejor y más fácil vía para entender este fenómeno, consiste en imaginar el eje cabalgando sobre un gradiente de presiones del lubricante, que se desplaza a través de toda una holgura del cojinete a una velocidad igual aproximadamente a la frecuencia de rotación. En la (Figura 1.16) la condición normal de la operación de un eje sobre cojinetes de deslizamientos(Evelio, 2007).

Si por algún motivo la carga sobre el eje disminuye, la holgura entre el eje y el cojinete aumentará en la zona de altas presiones. De igual forma, si por alguna otra razón la zona de altas presiones se desplaza dejando el eje un poco más alto de su posición de equilibrio, se producirá una caída de presión y el eje no podrá mantenerse en esa posición por lo cual caerá, volviendo a incrementarse las presiones en la película de aceite. Esto se repetirá cíclicamente de acuerdo a la velocidad promedio del lubricante que en estos casos es aproximadamente un 50% de la velocidad de rotación del eje(Idem).

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

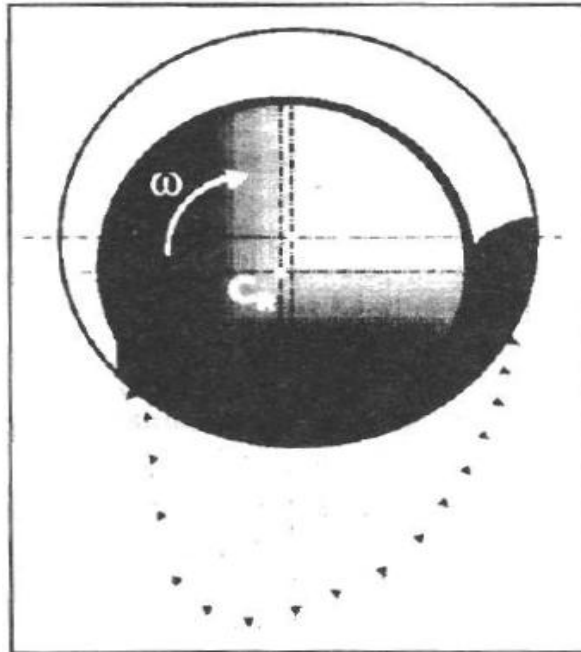


Figura1.16. Distribución de presiones en la película de aceite en un cojinete deslizamiento

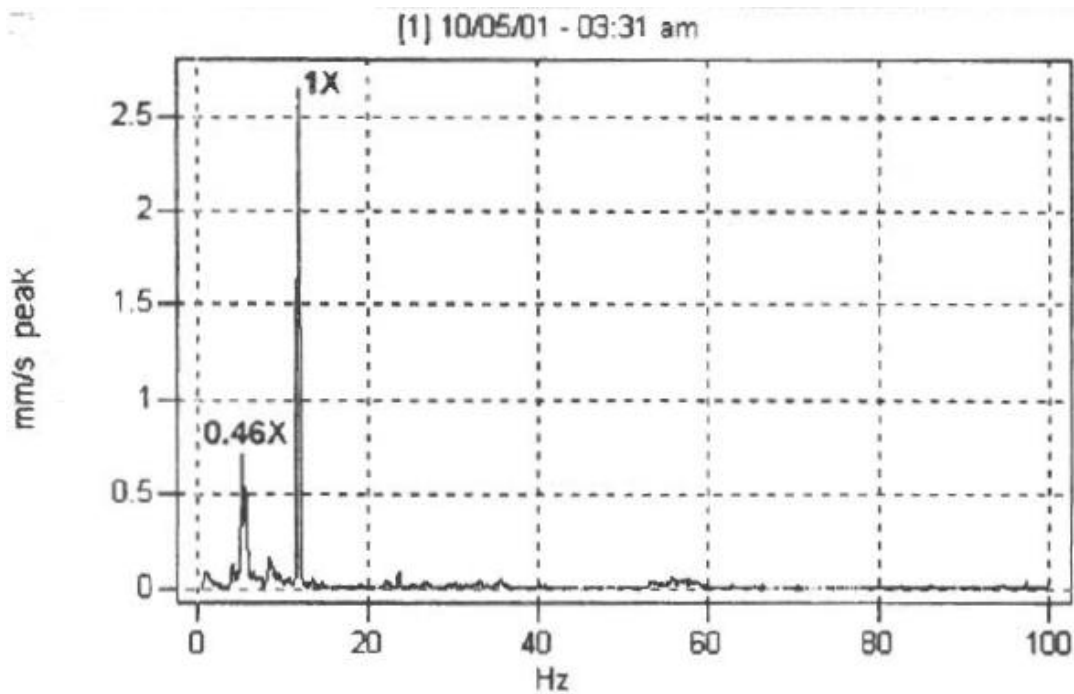


Figura 1.17 Patrón espectral de la inestabilidad subsincrónica.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Soltura mecánica:

Las diferentes formas de manifestarse las solturas mecánicas tienen lugar con el deterioro de las condiciones de ensamblaje de los elementos mecánicos que han excedido las tolerancias de holgura o se han aflojado por la dinámica de la operación de la máquina. La vibración que caracteriza en general a la soltura mecánica, es producida por las fuerzas de excitación generadas por otros problemas, tales como el desbalance o el desalineamiento.

Si fuera posible balancear o alinear estando presente el problema de soltura mecánica, los niveles de vibraciones no sufrirían cambios suficientemente perceptible (Armando, Septiembre 2012).

Excentricidad en engranajes y poleas:

Los problemas de excentricidad y los errores de cilindridad se manifiestan con fuertes modulaciones en amplitud.

Resulta interesante el hecho de que la presencia de amplitudes altas a frecuencias de **1XRPM** de la rueda problemática constituye una práctica algo usual en lo que a vibraciones en engranajes respecta. Este fenómeno no está asociado a excentricidad y sí a problemas de desbalance.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

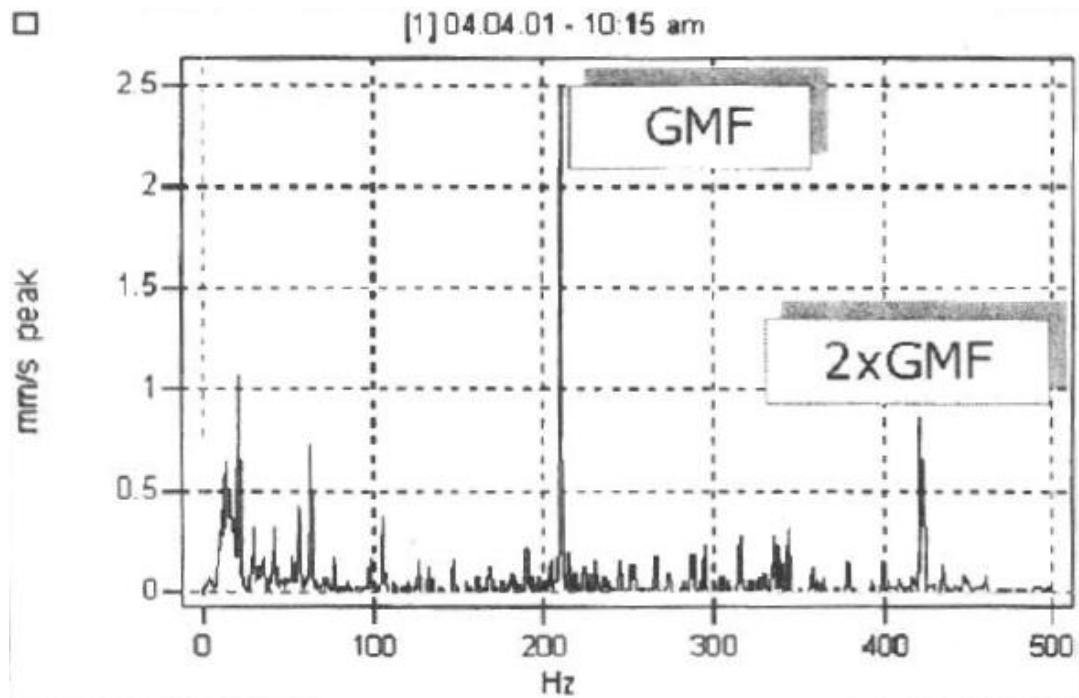


Figura 1.18. Frecuencias de engranajes y sus armónicas.

Las transmisiones por poleas y correas son susceptibles de ser afectadas por una serie de problemas, cuyo origen se encuentra asociada al montaje de las transmisiones, aunque el envejecimiento también atenta contra los niveles de vibraciones.

Las frecuencias generadas por los problemas en este tipo de transmisiones son inferiores a la frecuencia de rotación o sea, tienen lugar a frecuencias subsíncronas(Evelio, 2007).

1.5 Descripción de la industria azucarera

La agroindustria azucarera es uno de los sectores más importantes del sector agropecuario y de la economía cubana, ya que constituye una cadena productiva integrada que genera un factor multiplicador importante desde la producción primaria de caña de azúcar, el transporte, la transformación industrial, hasta la comercialización de sus productos y subproductos en los mercados internos y mundial.

Constantemente se hacen esfuerzos para la renovación de las plantaciones, la inversión en investigación, transferencia de tecnología, el mejoramiento de la eficiencia

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

agrícola e industrial, la unión y armonía en la cadena de producción y comercialización; a través de los agricultores, ingenios, distribuidores mayoristas y minoristas y consumidores finales.

La consolidación de una industria Azucarera eficiente es vital para el país, con un futuro promisorio por sus implicaciones económicas y ambientales. Por ejemplo, la futura producción de etanol aliviará el costo del petróleo importado y reducirá las emisiones de gases nocivos para la población y gases de efecto invernadero. Otro rubro derivado de la producción de azúcar, es la generación de energía eléctrica, a partir de bagazo de caña, permite que los ingenios sean capaces de suplir su demanda de energía para la producción de azúcar.

Equipos críticos en los ingenios azucareros

Los ingenios azucareros poseen una gran cantidad de equipos rotativos de diferentes grados de criticidad. Una máquina se considera menos crítica en cuanto más puede ser obviada en el proceso. Para determinar su grado de criticidad, se toman en cuenta los siguientes criterios: el costo del equipo, importancia dentro del proceso y complejidad de mantenimiento. Además de estos, se consideran otros parámetros como: Costos de reparación, costos de pérdida de producción y, el más importante, el potencial de daño a las máquinas del resto del proceso. Es muy importante resaltar que en algunos casos los costos de criticidad no se pueden estimar en dinero, pues muchas veces son daños a personal o al medio ambiente (Enrique, Mayo 2005).

Los equipos críticos de un ingenio azucarero son: El turbogenerador, el tiro inducido y el tiro forzado, la bomba de inyección de calderas, la transmisión de los molinos, las centrífugas y los ventiladores del secador de azúcar.

Proceso de producción

La obtención de azúcar a partir de la caña puede ser dividida en las siguientes operaciones que siguen el orden correspondiente: recepción y preparación de la

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

materia prima, picado, molienda, calentamiento y clarificación, filtración, evaporación, tachos y cristalización, centrifugación, secado y enfriamiento y empacado.

La caña de azúcar constituye el tipo de biomasa con mayor importancia y potencial como combustible ya que es una fuente no contaminante y de bajo costo. Es por eso que los ingenios utilizan ciclos Rankine para suplir su propia demanda y para ayudar a la demanda nacional de electricidad.

1.6 Normas internacionales para el criterio de severidad.

A través de los años, se han ido actualizando las diferentes Normas Internacionales que controlan los criterios de severidad en las vibraciones de un elemento. Una de las instituciones internacionales encargada de estandarizar los límites, es la norma ISO en la aplicación para vibraciones mecánicas.

Algunas Normas utilizadas para el análisis de vibraciones son:

- **ISO2954 (1975)** Ed. 1 Estado actual 90.93 TC 108/SC 3 “*Vibraciones Mecánicas de maquinaria rotatoria y reciprocante*—requerimientos de instrumentos para medir la severidad de la vibración”.
- **ISO 1940-1 (2003)** Ed.2 Estado Actual 60.60 TC 108 “*Vibraciones Mecánicas—Balance en los Requerimientos de Calidad para Rotores en estado constante*”. Parte 1: Especificación y verificación de balance de tolerancias.

La Norma **ISO 10816-3** ha reemplazado a la Norma ISO 2372 como guía general para mediciones fuera de límite y para la evaluación de vibraciones mecánicas en máquinas industriales típicas. Una vez que ha sido definida la clasificación general de las máquinas, su aplicación, la técnica de montaje; las condiciones de operación deben ser facturadas dentro de los parámetros de aceptación del criterio de evaluación aplicado. Para esta Norma, las medidas de la velocidad pueden ser categorizadas así:

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Categoría	Características
CLASE I	La máquina puede ser separada en conductor y el conducido, o unidades conjuntadas que abarcan maquinaria de movimiento de hasta 15 KW (20 HP aproximada)
CLASE II	Maquinaria (motores eléctricos 15 KW (20 HP) hasta 75 KW (100 HP), sin cimentación especial, o motores montados rígidamente o máquinas con 300 KW (400 HP) montados con fundación especial.
CLASE III	Las máquinas grandes con conductores primarios (turbinas, motores eléctricos, etc.) y otras maquinarias con ensambles rotatorios grandes y montadas en fundaciones rígidas y pesadas que son razonablemente derechas en la dirección de la vibración.
CLASE IV	Incluye grandes conductores primarios y otras grandes maquinarias con grandes ensambles rotatorios montados en fundaciones las cuales son relativamente suaves en la dirección medida de la vibración, (turbogeneradores y turbinas de gas mayor que 10 MW (13500 HP)

TABLA 1: Categorías de las máquinas a partir de su velocidad

Los rangos típicos relacionados con la categoría de la máquina, tanto para valores RMS como pico, se muestra en la tabla siguiente.

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

Severidad de la velocidad				CRITERIOS DE VELOCIDAD LIMITE Y CLASES DE MAQUINAS			
Mm/seg RMS	In/seg RMS	mm/seg Pico	In/seg Pico	Maquinas pequeñas Clase I	Maquinas medianas Clase II	Maquinas grandes Soportes rígidos Clase III Menos soportes rígidos Clase IV	
0.28	0.011	0.51	0.02	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno
0.45	0.018	0.76	0.03				
0.71	0.028	1.02	0.04				
1.12	0.044	1.52	0.06	Satisfactoria	Satisfactoria	Satisfactoria	Satisfactoria
1.8	0.071	2.54	0.10				
2.8	0.11	4.06	0.16				
4.5	0.177	6.35	0.25	(alerta)	Satisfactoria	Satisfactoria	Satisfactoria
7.1	0.280	10.16	0.40	Inaceptable (parada)	(alerta)		
11.2	0.441	15.75	0.62		(alerta)		
18.0	0.709	25.40	1.00		Inaceptable (parada)		
28.0	1.102	39.62	1.56		Inaceptable (parada)		
45.0	1.772	63.75	2.51				

Descripción de criterios:

- Magnitud de la vibración baja, se dice que el rango es Bueno, es decir que el peligro de falla es mínimo.
- Magnitud de la vibración Satisfactoria, la maquina se encuentra en los límites normales.
- Magnitud de la vibración es Satisfactoria Alerta, esto indica que la vibración se encuentra cerca de los límites recomendados.
- Magnitud de la vibración es Intolerable (Parada), la posibilidad de falla es alta y debe someterse a revisión la máquina de inmediato.

TABLA 2: Severidad de los equipos a partir su velocidad y clase

Capítulo I: Antecedentes, estado actual y perspectiva sobre técnicas de procesamiento de señales aplicadas al diagnóstico de máquinas rotatorias.

1.7 Conclusiones parciales

Luego de realizar estudio detallado acerca de las vibraciones mecánicas y su utilización en la industria, preferentemente en equipos rotatorios; podemos concluir que:

Su estudio es de vital importancia para la prevención de posibles roturas y la identificación de fallos muy usuales en estos equipos tales como, ejes flexados, desbalance de masas en rotores, desalineamientos, fallos en los rodamientos y otros.

De vital importancia son las técnicas empleadas para la detección de fallos en los equipos rotatorios industriales, estas juegan un papel fundamental al realizar un diagnóstico sin necesidad de detener el equipo.

Estas técnicas son muy factibles desde el punto de vista económico en comparación con otras técnicas de diagnóstico, brindando alta precisión en sus resultados.

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

2.- Estudio constructivo y funcional de la Instalación seleccionada.

2.1 Descripción del ventilador de tiro inducido.

El ventilador de tiro inducido (VTI) de doble succión trabaja con un flujo de 183000 m³/h. Presenta 16 alabes que extraen de la caldera de vapor los gases calientes y los expulsa por un conducto central hacia la atmosfera. El motor es de 140 kilo-Watts (kW), su velocidad es de 890 rpm y se encuentra unido al árbol del rotor por un coplin de brida semi-rígido. Posee dos rodamientos de bolas como apoyos, dos pedestales y una carcasa fija.

El VTI se mantiene en funcionamiento mientras el central este moliendo, por tanto las condiciones de trabajo son fuertes y su mantenimiento debe realizarse con gran rigor, de acuerdo a las condiciones al que está expuesto.



Figura 2.1: Ventilador de tiro inducido de doble succión (VTI).

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

Tipo calderas	Característica a instalar	codigo	Tipo de succion	Caudal m³/h	Presion Kg/m²	Temperatura del fluido °C	Potencia instalada kW	Revoluciones rpm
45 toneladas	VTI	VTI-51	doble	183000	145	220	140	890

TABLA 3: Resumen de fabricación.

2.2 Aspectos a tener en cuenta en la instalación.

Uno de los aspectos más importante a tener en cuenta en la instalación es el anclaje de motor. También se debe considerar la rigidez del acoplamiento y el alineamiento de los árboles durante su montaje.

Por último y no menos importante debemos prestar atención a la protección contra la corrosión del motor y de los rodamientos debido a la exposición de estos al medio ambiente y a la temperatura a la que trabaja, aproximadamente 220°C (grados Celsius).

Ficha técnica del equipamiento

Información técnica	Unidades de medida	parámetro
Cantidad		1
Tipo		Inducido
Largo	mm	6820
Ancho	mm	3400
Altura	mm	3270
Capacidad	m³/h	183000

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

Temperatura	°C	220
Densidad del fluido	Kg/m³	0.8334
Potencia instalada	kW	140
Masa	Kg	14627.49
Masa dinamica a 890 rpm	Kg	4606.30
Rotor	Kg	1547.3
Arbol de 4600 mm entre apoyos	Kg	2897.0
Acoplamientos	Kg	162
Motor electrico	Kg	3000
Masa estatica	Kg	11103.28
Conducto de entrada	Kg	835
Cuerpo base o carcasa	Kg	1462.04
Cuerpo superior	Kg	908.0
Cono de entrada	Kg	202.98
Base del cuerpo	Kg	224.54
Base de pedestal	Kg	256.82
Base del motor	Kg	399.02
Regulador	Kg	377.4
Planchas		AS235JR

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

Planchas		Acero 20K
Perfiles		AS235JR
E 6013		ASW 5.1 E 6013
E 7018		ASW 5.1 E 7018
UTP		UTP 713

TABLA 4: Ficha técnica del VTI.

Cálculo de velocidad crítica.

I - Momento de inercia

E – Modulo de elasticidad

M – Masa

W_n – Frecuencia natural

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \pi * \frac{(160 \text{ cm})^4}{64} = 3.2153 * 10^7 \text{ cm}^4$$

$$K_{eq} = \frac{48EI}{L^3} = \frac{48 * (2 * 10^5) * (0.32153 \text{ m}^4)}{317.21 \text{ m}^3} = 973059.9762 \text{ N/m}$$

$$M_{equivalente} = M_{rotor} + 0.5 M_{arbol} = 1547.3 \text{ Kg} + 0.5 * (2897 \text{ Kg}) = 2995.8 \text{ Kg}$$

$$M_{rotor} = 1547.3 \text{ Kg}$$

$$M_{arbol} = 2897.0 \text{ Kg}$$

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

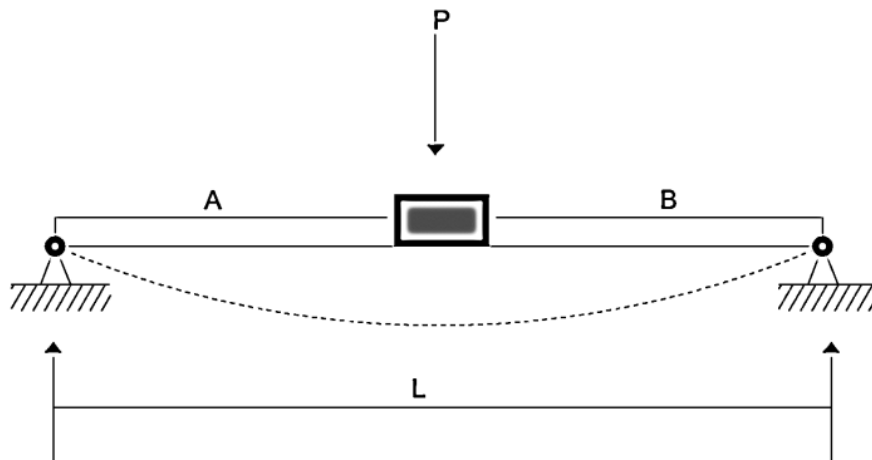
$$W_n = \sqrt{\frac{K}{M}} = \sqrt{\frac{973059.9762 \text{ N/m}}{2995.8 \text{ Kg}}} = 23.0224 \text{ rad/s}$$

Cálculo para determinar la flexión del árbol.

A y B - Distancia entre apoyo y rotor.

P - Carga ejercida al árbol

L - Longitud entre apoyos



$$Y_x = \frac{Pba}{6EI L} (L^2 - a^2 - b^2) = \frac{1547.3 \times 230^2}{6 \times (2 \times 10^5) \times (3.2153 \times 10^7) \times 460} (460^2 - 230^2 - 230^2)$$
$$= 4.87 \times 10^{-4} \text{ cm}$$

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

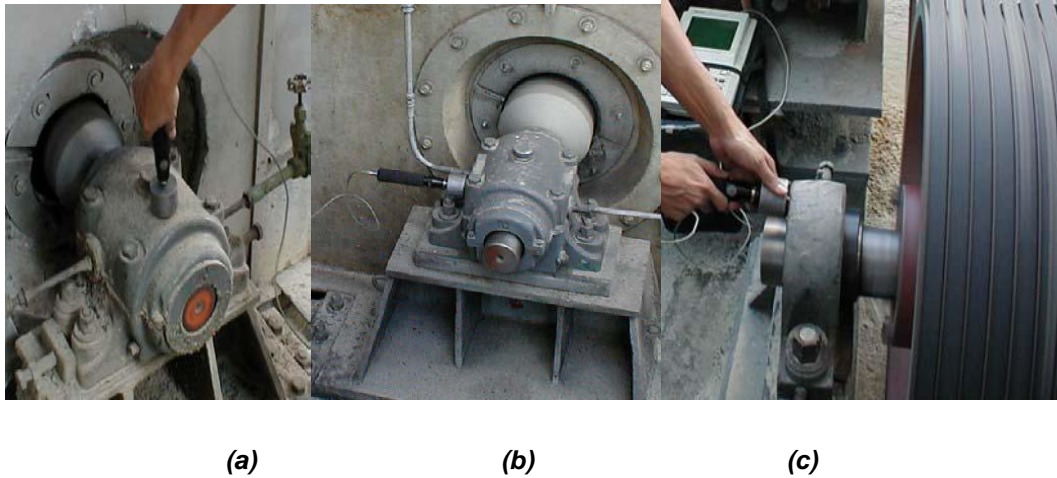


Figura 2.2: Colocación de sensor de vibraciones en a) Dirección vertical, b) Dirección horizontal, c) Dirección axial.

2.3 Estrategias para la medición de las vibraciones en la maquinaria seleccionada.

Selección de los puntos de medición.

Para seleccionar los puntos de medición se tomaron primeramente las zonas que estaban macizas, para no farsear los resultados del vibrómetro y que cumplieran con las condiciones para las mediciones. Se limpió bien la superficie que estaba en contacto con la cabeza imantada y se buscó la mejor posición donde el imán y la superficie tendrían mayor contacto

Las mediciones se efectuaron del motor hacia el último apoyo en las tres posiciones principales, vertical horizontal y axial.

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada



Figura 2.3. Selección de puntos generales para las mediciones.

Para realizar una excelente medición en la maquinaria seleccionada hay que tener en cuenta los puntos de medición para obtener los valores de aceleración, velocidad y desplazamiento que se desean analizar.

Cálculo de las frecuencias.

T – Período

f - Frecuencia

$$T = \frac{2\pi}{W_n} = \frac{2\pi}{18.0224} = 0.3484 \text{ s}$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.3484} = 2.8702 \text{ Hz}$$

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

2.4 Puntos de medición para el caso de desalineamiento en la maquinaria seleccionada.

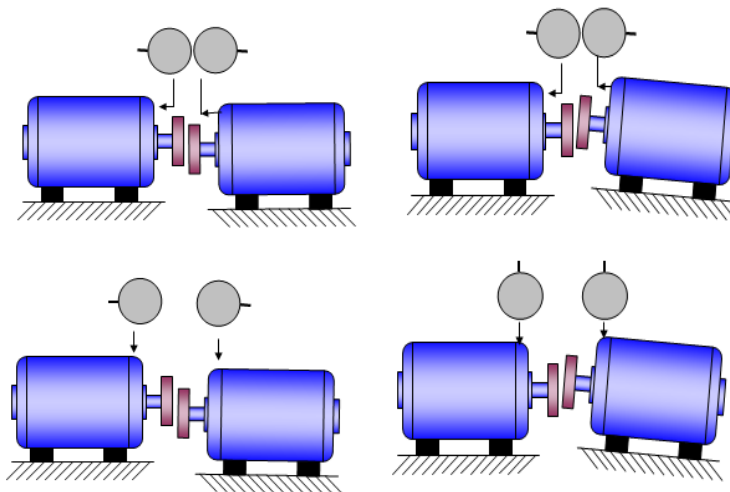


Figura 2.4 (a): Desalineamiento paralelo

Figura 2.4 (b): Desalineamiento angular

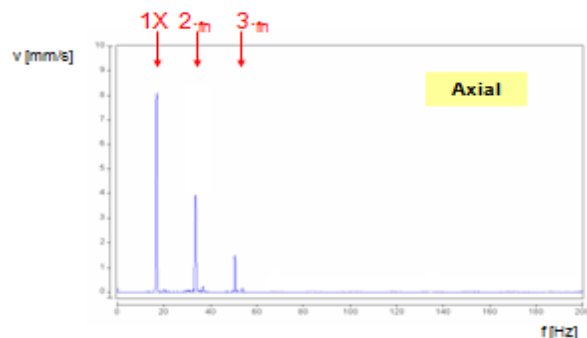
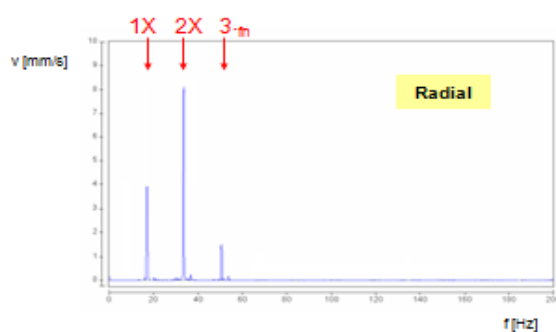


Figura 2.5 (a): Espectro del desalineamiento paralelo

Figura 2.5 (b): Espectro del desalineamiento angular

Consejos para diagnosticar desalineamientos:

Desalineamiento paralelo: El desalineamiento paralelo se da cuando los ejes centrales son paralelos. El espectro de vibración presenta una alta vibración radial predominante a 2X y con una señal a 1X menor. La diferencia de fases axiales en los dos extremos del acople es de 180° en su dirección radial. Las señales son también

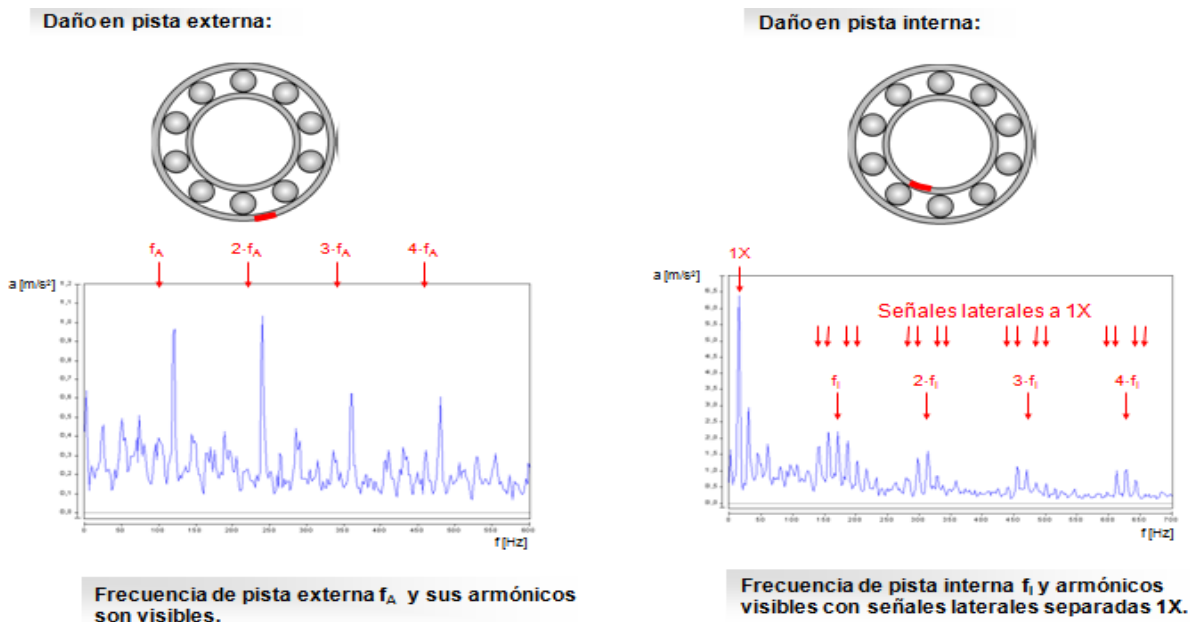
Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

visibles en los espectros axiales pero en menor amplitud, se observa igualmente una diferencia de fase de 180° en los dos extremos del acople en su dirección axial.

Desalineamiento angular: El desalineamiento angular se da cuando las líneas centrales coinciden en un punto. El espectro de vibraciones presenta un valor alto de vibración axial con $1X$, $2X$ y $3X$, son predominantes con un desfase de 180° entre las dos medidas axiales en los extremos del acople. Estas componentes también pueden ser observadas en sus mediciones radiales pero en menor magnitud y en fase.

2.5 Fallos en rodamientos:

Los rodamientos son partes de la máquina que soportan la mayor parte de los esfuerzos que se producen durante los movimientos rotatorios y reciprocantes. Son los elementos más reemplazados, unas veces de forma prematura provocando pérdidas de tiempo, de producción y de dinero y otras pueden llegar a la avería catastrófica provocándole a la máquina graves daños.



Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

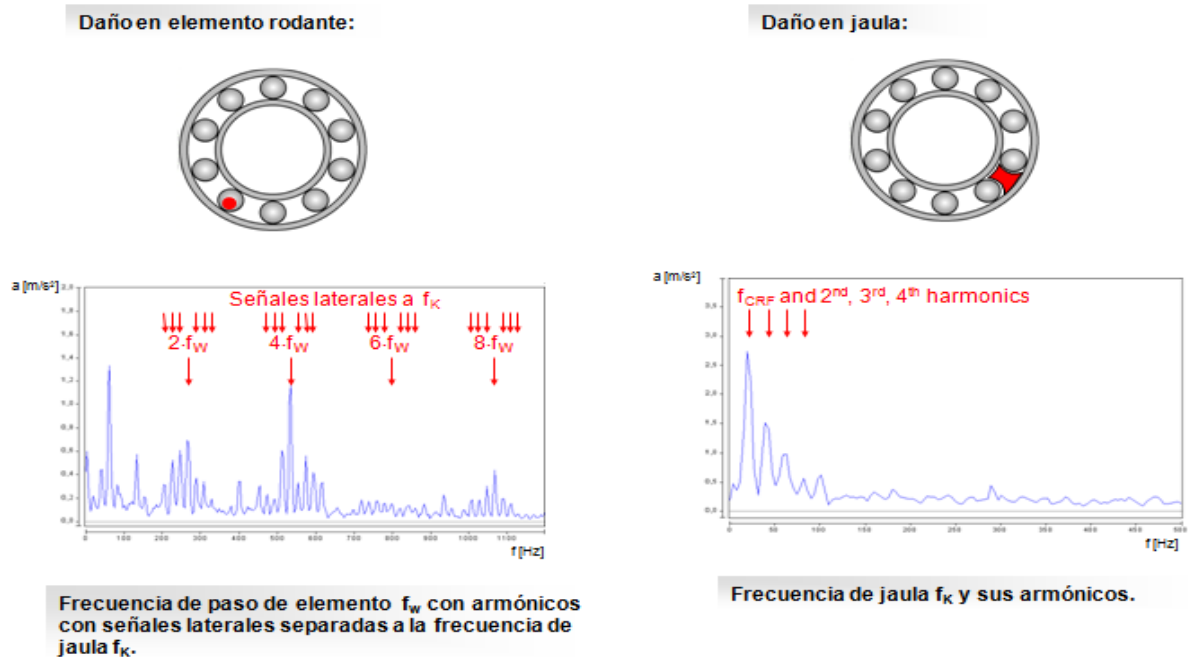


Figura 2.7: Tipos de fallos producidos en los cojinetes

2.6 Puntos de medición para el caso de desbalance en la maquinaria seleccionada.

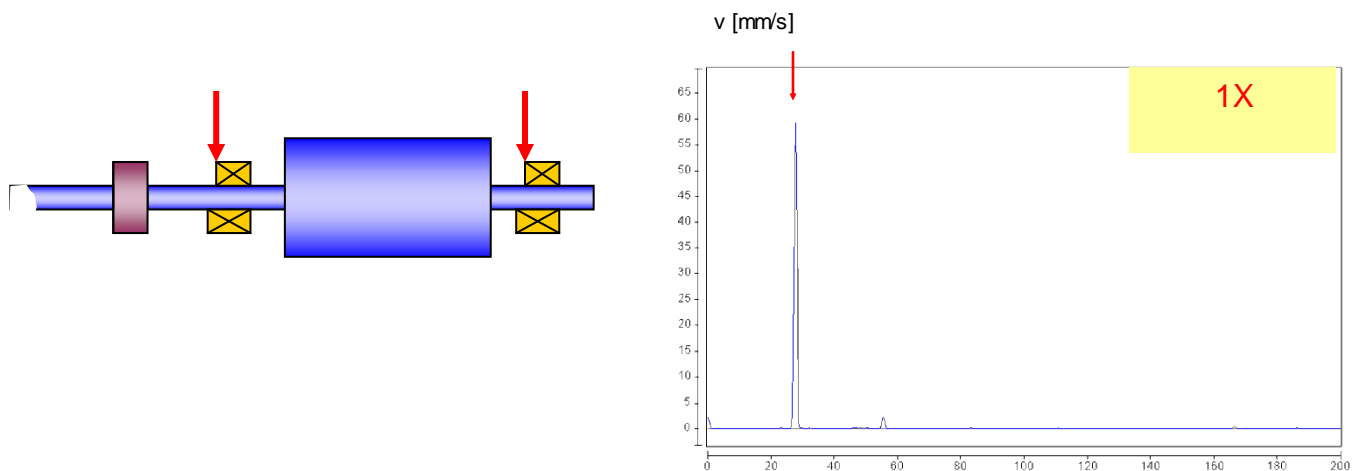


Figura 2.6: Espectro del desbalance

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

Consejos para diagnosticar desbalance:

Se manifiesta siempre a la frecuencia de rotación, generalmente dominando el espectro con su amplitud. La amplitud en 1xrpm será mayor o igual al 80 % del valor global. La amplitud de la vibración es proporcional a la distancia que esté desplazado el eje de masa del eje de rotación. El desbalance genera una fuerza de rotación uniforme que está continuamente cambiando de dirección, pero es siempre aplicada en las direcciones radiales. Cuando el desbalance es el que domina sobre otros defectos la diferencia de fase entre la dirección vertical y horizontal en un mismo soporte es de 90° (±30°). El mayor indicador de desbalance es comparar la diferencia de fase en la dirección horizontal en ambos soportes de la máquina y en la dirección vertical. Si el desbalance es significativo la diferencia de fase horizontal debe ser igual a la diferencia de fase vertical entre ambos soportes (±30°). Las vibraciones en las direcciones radiales serán mucho más altas que en la dirección axial, excepto en rotores en voladizo. Los rotores desbalanceados normalmente evidencian fases estables y repetitivas en las direcciones radiales. Los efectos del desbalance pueden ser amplificados por las resonancias y la falta de rigidez.

Según la clase se dan los valores admisibles, pero los ingenieros siempre van a trabajar con 4.50 mm/s aunque no sea de clase I, según la norma internacional **ISO 10816-3**, pues esto brinda al ingeniero una mayor seguridad de trabajo del equipo.

Valor global

$$NG = \sqrt{(a_0^2 + a_1^2)}$$

Donde:

a_0 es la amplitud a la frecuencia f_0 .

a_1 es la amplitud a la frecuencia f_1 .

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

El desbalance constituye alrededor del 40% de los fallos en la maquinaria industrial.

2.7 Pasos para balacear un equipo por el método de coordenadas polares

1. Qué equipo se va a balancear y su pasaporte técnico, problemas que ha tenido, si se le ha dado mantenimiento, si se le han cambiado los rodamientos.
2. Se enciende el ventilador y se le hace un espectro al equipo para saber cuál es el problema, que pueden ser desbalanceo y desalineamiento, flojedad en la base y si es desbalance se comienza a hacer el procedimiento de balaceo.
3. Se miden los puntos de apoyo del ventilador en sus puntos principales VAH y se tiene en cuenta el valor de la vibración mas alta ya sea en la vertical o en la horizontal, no se tiene en cuenta la axial porque el valor de estas vibraciones se toma para identificar otros defectos(por la axial nunca se balacea)
4. Luego de obtener los resultados se procede a abrir el registro del equipo y ver en las condiciones que esta el rotor.
5. Se cuentan las paletas del rotor y la hacemos coincidir con ángulos, es decir dividimos el rotor en ángulos por tantas paletas que tenga el rotor. Estas paletas se enumeran desde cero hasta el número total de paletas y contrario a la rotación del motor.
6. Luego de estar marcado hacemos coincidir la paleta cero con el papel lumínico en el coplin o el eje del equipo (centro del ventilador con la paleta cero).
7. Se hace el montaje de los equipos de balanceo, se ubica el sensor óptico de manera que coincida con el papel lumínico y el acelerómetro en el punto donde mayor fueron las vibraciones tomadas anteriormente(es decir, o en la vertical o en la horizontal).
8. Se echa a andar el ventilador y se hace una primera corrida o medición la cual nos va a brindar una medida única y un ángulo de desfasaje donde va a ver un desbalance residual real y en el ángulo que está ubicado (este ángulo te va decir donde es que pesa más el rotor).

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

9. Según el diámetro del motor y las vibraciones del mismo, se recomienda poner un peso prueba en el ángulo cero marcado dentro del rotor, que está entre 200g y 300g, en dependencia de si es de doble o simple succión el peso se suelda con electrodos 6013 de 3mm ya que hay que tener en cuenta el depósito del mismo (0.9g por cada 1cm de material de aporte), pues como es de prueba se retira posteriormente.
10. Se hace otra medición o corrida en donde es obligatorio que las vibraciones disminuyan o aumenten por lo menos de 1 a 2 mm/s, si no ocurre esto todo el procedimiento está mal ejecutado y hay que rectificarlo. El vibrotest te pedirá automáticamente si deseas eliminar o no el peso prueba y al responder este te dice en donde o en que ángulo se debe añadir más masa para disminuir las vibraciones.
11. El vibrotest te da el ángulo donde se debe poner el peso acudes con el soldador y se pone el peso teniendo en cuenta el mismo radio del que presentaba el peso prueba y no se debe poner este peso donde trabajan los gases del ventilador.
12. Se hace otra corrida o medición para saber en qué punto de las vibraciones se encuentra el equipo. Se debe bajar estas vibraciones residuales al menor numero posible tratando de que la medición este en valores entre 0.5 y 1 mm/s (se debe soldar con electrodos 7018 de 3mm de diámetro) pues este peso será permanente.
13. Después de poner el primer peso real si el equipo no ha bajado de las vibraciones residuales que se persigue podemos agregar más peso en un ángulo diferente al anterior. El vibrotest nos da esta opción.
14. Luego del procedimiento anterior volvemos a medir el equipo en los puntos evaluados al principio y con estas vibraciones son con las que el equipo quedara. Según la norma internacional ISO 10816-3, deben quedar las vibraciones del equipo por debajo de 4.50mm/s en todos sus puntos (vertical, axial y horizontal).

Capítulo II: Estudio constructivo y funcional de la instalación seleccionada

2.8 Conclusiones Parciales.

Se organizó una estrategia para obtener las mediciones de las vibraciones del ventilador con la mayor exactitud posible.

Se realizaron los cálculos de frecuencia, se ubicaron los puntos para las mediciones y se tuvo en cuenta una serie de consejos para diagnosticar desalineamientos, desbalances y fallos en los rodamientos.

En el capítulo se tuvieron en cuenta una serie de parámetros que son necesarios para un mejor funcionamiento del equipo y se ultimaron detalles para conocer las condiciones de trabajo del mismo.

Se analizaron aspectos a tener en cuenta en el montaje del ventilador, cálculos de velocidad crítica y para determinar la flexión del árbol, además se realizó un diagnóstico a los cojinetes, el cual arrojó que debían ser cambiados.

Capítulo III: Análisis de los resultados

3.- Análisis de los resultados.

El colector de vibraciones Vibrotest 60, es el equipo con que se trabajó y balanceó los ventiladores de tiro inducido de los ingenios azucareros Abel Santamaria y Perucho Figueredo. Es de gran utilidad y presenta una alta fiabilidad en los resultados obtenidos, además, se hace muy fácil su utilización(Ver figura 3.1).



Figura 3.1. Vibrotest 60-vibroexpert CM 400

3.1 Funciones del Vibrotest 60

Analizador de vibraciones

Colector de datos

Balanceador de campo

Ventajas

- Analizador, colector de datos, en solo instrumento (aproximadamente 900 gramos).
- Sistema de dialogos intuitivos en 7 idiomas.
- Instrumento de 2 canales paralelos con medicion adicional de velocidad y fase.

Capítulo III: Análisis de los resultados

- Alta velocidad de medición.
- Procedimiento simultáneo de hasta 5 tareas de medición.
- Rutas múltiples y procedimientos aleatorios de los puntos de medición por ruta.
- Acceso directo a los modos analizador, colector de datos y registro de fase.
- Alta tecnología de procesamiento vía Procesador Digital de Señales (DSP).
- Garantía extensa de vida útil, basada en la concepción modular, con actualización y expansión según nuevos desarrollos.
- Capacidad de almacenamiento segura e ilimitada basada en el uso de targetas PC.
- Compatibilidad industrial absoluta basada en la clase de protección IP-54.
- Alta resolución de los espectros de hasta 12800 líneas.
- Conexión de transductores estándares de Aceleración, Velocidad y Desplazamiento.
- Display gráfico de alto contraste con reiluminación.

El **Desbalance** se manifiesta durante el giro de los rotores debido a la distribución no uniforme de su masa, alrededor de su eje principal de inercia, que produce una desviación con respecto al eje de rotación.

$$F_{\text{desbalance}} = m d \omega^2$$

Capítulo III: Análisis de los resultados

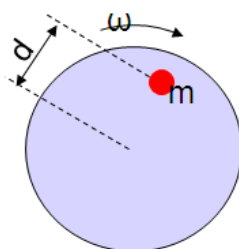


Figura 3.2. Rotor desbalanceado.

Donde:

m- masa de desbalance.

d- radio donde se encuentra el desbalance con respecto al eje de rotación.

ω- velocidad de rotación.

3.2 Proceso de balanceo del VTI del central Abel Santamaría y del central Perucho Figueredo.

Se procede a realizarle un balanceo al VTI de doble succión del central Abel Santamaría Cuadrado y al central Perucho Figueredo, arrojando los siguientes resultados(*Ver figura 3.4*).

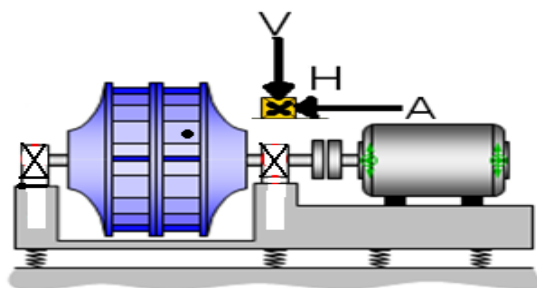


Figura 3.3. Esquema del VTI de doble succión.

Capítulo III: Análisis de los resultados

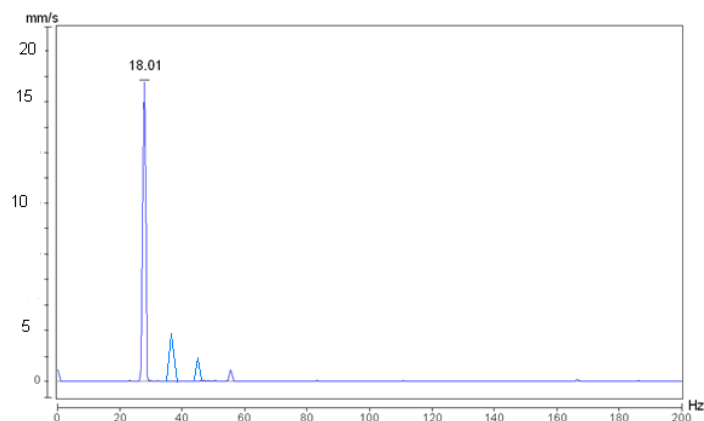


Figura 3.4: Espectro de la primera medición (Abel Santamaría).

Un desbalance puro genera una señal dominante en la frecuencia de rotación del rotor 1X, será predominante en las mediciones radiales.

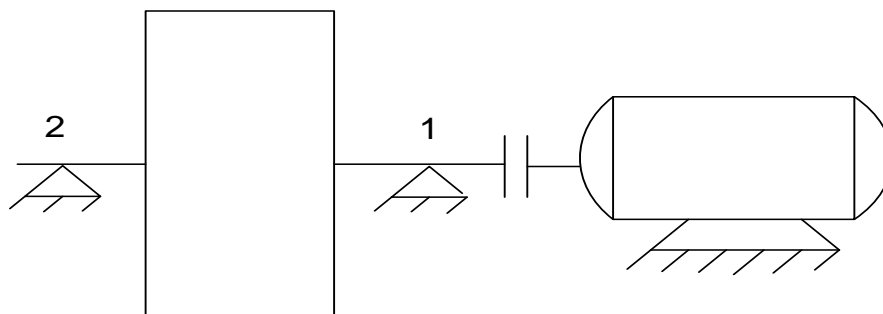
BALANCEO DE VENTILADOR

Empresa: Abel Santamaría Cuadrado

Provincia: Villa Clara

Ubicación del ventilador: VTI Caldera 2

Fecha : 19-05-2013

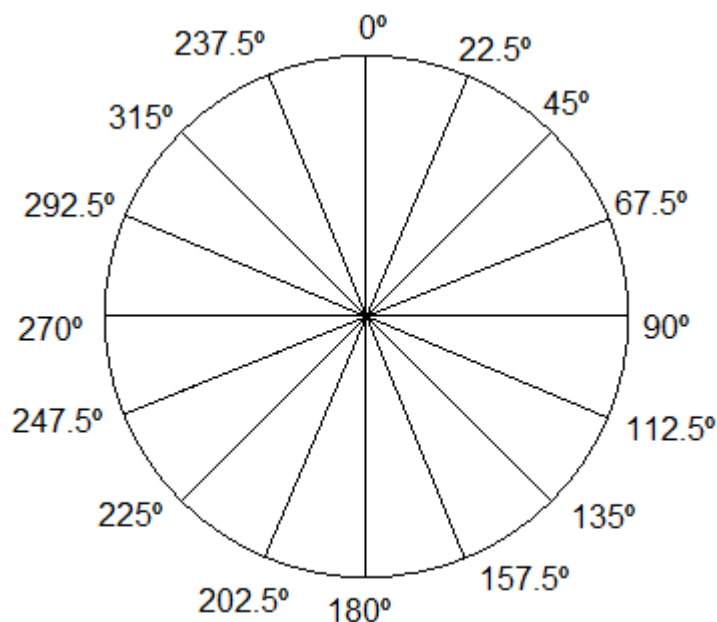


Capítulo III: Análisis de los resultados

Punto de medición	Antes de balancear				Después de balancear			
	V	H	A	BCU	V	H	A	BCU
1	10.43	18.01	9.19	1.98	1.49	2.48	2.57	0.48
2	9.28	17.97	12.23	1.13	2.51	4.06	1.68	1.17

Etapas de Balanceo.

1. Medida inicial: 18.35 mm/seg 185°. Velocidad: 896 rpm.
Número de alabes: 16 doble Número de los rodamientos: 23332K.
2. Masa de prueba: 299 gramos. 0°. Movimiento: Motor electrico.
3. Medida masa de prueba: 12.66 mm/seg. 175°.
4. Masa añadida: 963 gramos 357°.
5. Medida de chequeo: 2.42 mm/seg.
6. Masa de afinación: 146 gramos. 9°.
7. Medida final: 0.54 mm/seg. -.



Capítulo III: Análisis de los resultados

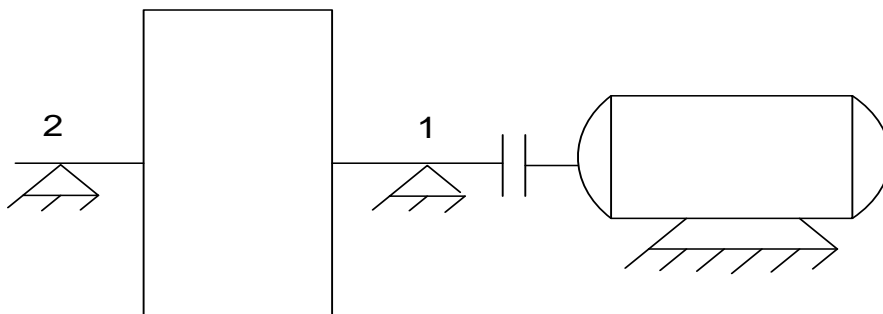
BALANCEO DE VENTILADOR

Empresa: Perucho Figueredo

Provincia: Villa Clara

Ubicación del ventilador: VTI Caldera 2

Fecha : 12-04-2013

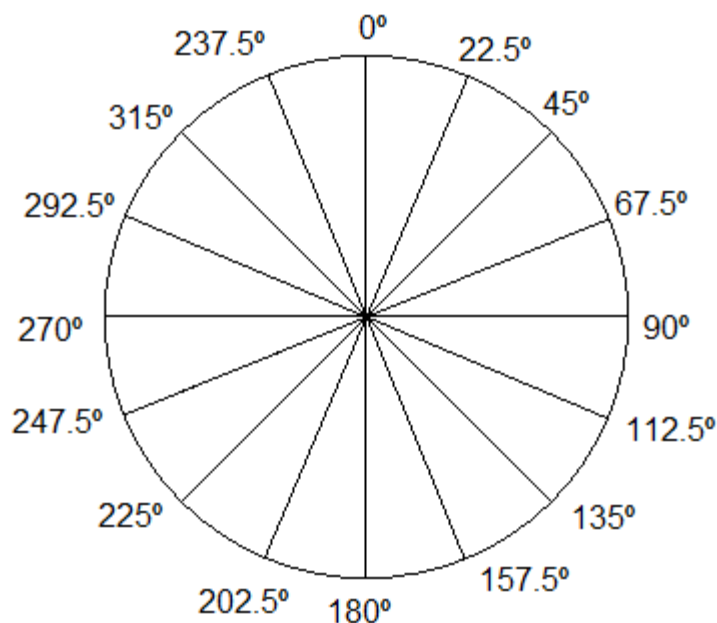


Punto de medición	Antes de balancear				Después de balancear			
	V	H	A	BCU	V	H	A	BCU
1	3.60	10.20	3.25	1.02	1.22	2.58	1.85	1.03
2	3.57	8.95	2.86	0.16	1.57	1.79	1.28	0.17

Capítulo III: Análisis de los resultados

Etapas de Balanceo.

1. Medida inicial: 9.97 mm/seg 59°. Velocidad: 894 rpm.
Número de alabes: 16 doble Número de los rodamientos: 23332K.
2. Masa de prueba: 365 gramos. 0°. Movimiento: Motor electrico.
3. Medida masa de prueba: 7.92 mm/seg. 52°.
4. Masa añadida: 1559 gramos 335°.
5. Medida de chequeo: 2.25 mm/seg.
6. Masa de afinación: 303 gramos. 116°.
7. Medida final: 0.97 mm/seg. -.



Las causas reales que probocaron el desbalance de masa de estos equipos fueron:

- **Altas vibraciones.**
- **Tornillos de coplin fracturados.**
- **Fracturas de pedestales y ejes.**

El método de balanceo de masa por coordenadas polares se ha estado implementando en todo el centro del país y en algunas provincias occidentales debido a sus buenos

Capítulo III: Análisis de los resultados

resultados. Se prevee que el futuro no muy lejano este método sea aplicado a lo largo y ancho de la isla.

3.3 Diagnóstico de problemas en los rodamientos.

Se realizaron exámenes de vibraciones en los rodamientos del VTI y se detectó que, luego de haberles dado mantenimiento, sus vibraciones no disminuyeron. Se puede concluir que debido al tiempo de trabajo, los rodamientos llegaron al límite de su vida útil, por lo que deben ser cambiados. Para ello, el grupo técnico encargado entrega una solicitud de salida (**ANEXO 1**), para entregar al almacén y realizar la reposición de los elementos.

3.4 Conclusiones parciales.

Se balanceó el ventilador de tiro inducido de la caldera 2 del central azucarero Abel Santamaría, obteniendo rangos satisfactorios en las vibraciones de sus puntos de medición, según la norma internacional **ISO 10816-3**, que permiten el buen funcionamiento del mismo.

Se balanceó el ventilador de tiro inducido de la caldera 2 del central Perucho Figueredo, obteniendo rangos satisfactorios en las vibraciones de sus puntos de medición, según la norma internacional **ISO 10816-3**, que permiten el buen funcionamiento del mismo.

Se encontraron problemas en los rodamientos, los cuales fueron sustituidos para realizar posteriormente el análisis de desbalance de masa.

Conclusiones generales

Conclusiones Generales

Luego de realizar un estudio detallado acerca de las vibraciones mecánicas y su utilización en la industria azucarera, preferentemente en equipos rotatorios; podemos concluir que:

- Su estudio es de vital importancia para la prevención de posibles roturas y la identificación de fallos muy usuales en estos equipos tales como, ejes flexados, desbalance de masas en rotores, desalineamientos, fallos en los rodamientos, desgastes y otros.
- Las fuentes más comunes de las vibraciones mecánicas en los equipos de un ingenio azucarero son: Desbalance dinámico, desalineamiento de ejes, mal alineamiento y acoplamiento elásticos y semielásticos, flojedad en elementos de transmisión, deterioro de chumaceras, y deficiencia en la lubricación
- En la investigación se realizó un estudio funcional y constructivo del ventilador de tiro inducido del central Abel Santamaría Cuadrado y el Perucho Figueredo, demostrando que es de gran importancia conocer su funcionamiento, características técnicas y tiempo de operación para relizarle el mantenimiento requerido.
- Se trazaron estrategias para el análisis de las vibraciones mecánicas de sus rodamientos, por ser estos los elementos que de acuerdo con las condiciones de trabajo más se desgastan.
- Debido a que la generación de electricidad a partir de bagazo de caña, como biocombustible ecológico y renovable, tiene alta relevancia, es necesario que los turbogeneradores se encuentren en óptimas condiciones, técnica operativa.
- A través del método de análisis del espectro de vibraciones, se pueden realizar diagnósticos más precisos en un equipo; que permite analizar cada componente de la señal que genera vibraciones a diferentes frecuencias.
- Todos los datos medidos para realizar un análisis de vibraciones, fueron comparados con los límites permisibles de las normas internacionales, pues es

Conclusiones generales

necesario garantizar y justificar los criterios de análisis a la hora de dar un diagnóstico de un equipo.

- Es indispensable que todos los ingenios azucareros apliquen técnicas de análisis predictivo de vibraciones dentro de sus planes de Mantenimiento Preventivo; pues de esa manera podrá reducir el número de horas de intervenciones de mantenimiento, mejorando su producción y obteniendo mayores utilidades.

Recomendaciones

Recomendaciones

En aras de dar continuación a la investigación realizada en el presente trabajo se plantean las siguientes recomendaciones:

- Ejecutar un plan de trabajo para la organización de los mantenimientos y el análisis por vibraciones del equipo estudiado.
- Continuar la investigación a partir de los resultados obtenidos en el trabajo de diploma.
- Es muy importante capacitar de forma continua al personal de mantenimiento y a los operarios de los equipos de un ingenio en el área de Vibraciones Mecánicas, para que el personal contribuya a anticipar paros en la producción.
- Para el análisis de vibraciones es necesario contar con las mejores tecnologías, a fin de poder facilitar la labor del encargado del Análisis de Vibraciones y a su vez poder medir algún otro parámetro que equipos antiguos no puedan medir.

Bibliografía

Bibliografía citada.

1. ARMANDO, J. J. J. Septiembre 2012. *Diseño y construcción de un banco didáctico para la medición de vibraciones mecánicas en los laboratorios de la universidad politécnica Saleciana Sede Cuenca*. Universidad politécnica Saleciana, Sede Cuenca.
2. CONSTRUSUR Mantenimiento predictivo Herramientas y Técnicas para el Monitoreo
3. EFRÉN, A. B. Septiembre 2007. Introducción a las técnicas de diagnóstico y mantenimiento preventivo.
4. ENRIQUE, T. C. M. Mayo 2005. *Programa de mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones en equipos críticos de la Industria Azucarera*. Diplomado, UNIVERSIDAD CENTROAMERICANA “JOSÉ SIMEÓN CAÑAS”.
5. EVELIO, M. P. 2007. Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones en Máquinas Rotatorias *In: CENTRO DE ESTUDIOS, I. Y. M. (ed.) 5ta edición ed.* Ciudad de La Habana.
6. PEDRO, S. *Análisis de vibraciones de máquinas rotatorias*. Doctorado, Universidad de Concepción, Chile.

Bibliografía consultada

1. Aguilar Velásquez, L. A. (agosto, 2004). Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones. Enfoque en bombas centrífugas del sistema de enfriamiento de motores de combustión interna de una planta de generación de energía eléctrica y ventiladores de tiros mecánicos de calderas acuitubulares en un ingenio, *UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA*.
2. Catálogo de Productos y Servicios. E. d. S. T. I. (ZETI): pg. 63.(2011).
3. Daniel, I. M.-P. (03 de Febrero de 2004). INTRODUCCIÓN A LA MEDICIÓN DE VIBRACIÓN Postgrado, Universidad de los Andes.

Bibliografía

4. Fabián, H. G. N. (2002). Técnica de la Demodulación en el Diagnóstico de Fallas en Máquinas Rotatorias Diplomado, Universidad Austral de Chile.
5. ISO 11342, Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors.
6. ISO 11342, Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors."(1998).
7. ISO 1925, Mechanical vibration – Balancing – Vocabulary.
8. ISO 1940-1, Vibraciones Mecánicas—Balance en los Requerimientos de Calidad para Rotores en estado constante". Parte 1: Especificación y verificación de balance de tolerancias.
9. ISO 2954, "Vibraciones Mecánicas de maquinaria rotatoria y reciprocante—Requerimientos de instrumentos para medir la severidad de la vibración".
10. NC-ISO 2041, Vibraciones y choque – Vocabulario." (2006).