



UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
VERITATE SOLA NOBIS IMPONETUR VIRILISTOGA. 1948

Facultad de Ingeniería Mecánica

Departamento de Ingeniería Mecánica

TRABAJO DE DIPLOMA

*Título: DIAGNÓSTICO Y AISLAMIENTO DE
VIBRACIONES EN GRUPOS ELECTRÓGENOS*

AUTOR: ADOLFO ROBERTO SANTANA MOLINA

TUTOR: Prof. Dr. Ing. JOSÉ R. MARTÍ DELGADO

CONSULTANTE: Prof. Dr. Ing. IDALBERTO MENDOZA DÍAZ

Santa Clara

2014

Año 56 de La Revolución



Pensamiento

El éxito es el premio del esfuerzo personal; sigue siempre adelante, te espera un mejor futuro. El éxito es el fruto del trabajo y la grandeza personal para poder llegar a obtenerlo. El éxito se obtiene solo con pensamiento firme y seguro de saber lo que se quiere llegar a ser.

(H. Miranda)

Dedicatoria

En especial a mis padres que son el motor impulsor de toda mi existencia y los que siempre me brindaron su apoyo y comprensión en todo momento sin importar las circunstancias y gracias a ellos he llegado a ser lo que soy y seré en un futuro, a una persona muy especial que llegó a mí y ha pasado a ser parte de mi vida, por su paciencia, comprensión y amor, a mi querida hermana ya que al empeñarme en darle un buen ejemplo he ganado fuerzas para lograr mi propósito, a todos mis familiares y amigos que son importantes para mí.

Agradecimientos

Mi más sincera gratitud a:

Zambia por haberme dado la voluntad y la fuerza necesaria para culminar mis estudios.

A mis padres por haberme acompañado y apoyado desde que vine a este mundo y son los guías de mi vida.

A mi hermana que la quiero mucho y espero que algún día siga mis pasos y se convierta en una profesional.

A mis abuelos que siempre se han preocupado por mí en todo momento.

A todos mis amigos, Gean Carlos, Carlos, Dayron, El Yoa, Leonit y todos que estuvieron presentes en algún momento importante de mi vida y siempre me brindaron su apoyo incondicional,

A mi tutor Prof. Dr. Ing. José R. Marty Delgado y consultante Prof. Dr. Ing. Idálberto de la Caridad Mendoza Díaz los cuales me ayudaron en la realización de este trabajo.

Al Prof. Dr. Ing. Yudieski Bernal Aguilar que a pesar de chiquitico y resabioso me ayudó mucho durante toda mi carrera.

A todos los profesores que me ayudaron a mi formación como profesional.

A todos, gracias.

RESUMEN

Desde hace algunos años se introdujo en el país el concepto de generación distribuida de energía eléctrica utilizando grupos electrógenos, estos equipos requieren de un análisis vibracional continuo para detectar la aparición temprana de fallas en su funcionamiento y fallas en las condiciones técnicas que repercuten en su mal funcionamiento, deterioro o paralización, con el consiguiente perjuicio para la generación. En el trabajo se realiza una revisión bibliográfica con el objetivo de resumir y mostrar los aspectos principales de cómo realizar el diagnóstico técnico a los grupos electrógenos de generación distribuida, así como los principales ensayos y modelos matemáticos utilizados en su desarrollo, con el fin del diagnosticar las vibraciones y el aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos. En la actualidad, existe la necesidad en el país de realizar estudios para determinar los niveles de vibraciones en los grupos electrógenos con relación a los niveles admitidos por sus fabricantes, razón por la cual, el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, ve la necesidad de efectuar un análisis y determinación de tendencias vibraciones en estos equipos y establecer el diagnóstico y el aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos. La determinación de tendencias vibracionales en los grupos electrógenos, permitirá disponer de un conocimiento completo de los niveles reales de vibración que tienen estos equipos y en base a ello, recomendar las acciones correctivas necesarias.

ABSTRACT

For some years it was introduced in the country the concept of distributed generation of electric power using by generating sets, these teams require of an analysis continuous of vibrations to detect the early appearance of flaws in their operation and flaws under the technical conditions that rebound in their bad operation, deterioration or stop, with the rising damage for the generation. At work from now on a bibliographic revision for the sake of summing up and showing the major issues comes true of how accomplishing the technical diagnosis to the generating sets of generation distributed as well as the principal essays and mathematical models more used in your development, with end of establishing a proposed methodology for the diagnosis and the isolation of vibrations in generating sets. Generation's concept distributed of electric power using generating sets was introduced at the country for some years; these teams call for a vibrational continuous analysis to detect the premature appearing of faults in their functioning and you fail in the technical conditions that have influence upon your impairment of function, deterioration or paralyzation, with the resulting damage for the generation. As of the present moment, the need at the country of accomplishing studies to determine the levels of vibrations in the generating sets with respect to the levels admitted by his manufacturers, reason exists for which, the Department of Mechanical Engineering of the Central University Marta Abreu de las Villas, sees the need to make an analysis and determination of vibrational tendencies in these teams and to propose a methodology for the diagnosis and the isolation of vibrations in generating sets. The determination of vibrational tendencies in the generating sets, it will allow having a complete knowledge of the real levels of vibration that these equipment's have and on the basis of it, recommending the corrective necessary actions.

INDÍCE

Introducción	1
Capítulo 1 Fundamentos y generalidades sobre los grupos electrógenos	4
1.1 Aplicaciones y características generales de un Grupo Electrógeno	4
1.2 Técnicas para el análisis de vibraciones en grupos electrógenos y máquinas electro energéticas.	6
Conclusiones parciales	18
Capítulo 2 ASPECTOS METODOLÓGICOS PARA EL DIAGNÓSTICO Y AISLAMIENTO DE VIBRACIONES EN GRUPOS ELECTRÓGENOS.	19
2.1 Selección de los casos de estudio. Estudio constructivo y funcional de un GE de la Empresa Eléctrica de Caibarién.	19
2.2 Propuesta metodológica para el diagnóstico y aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos.	24
2.2.1 Particularidades de la medición de presión sonora y vibraciones en grupos electrógenos.	24
2.2.2 Determinación de las frecuencias naturales de elementos del motor	26
2.2.3 Normas de referencia	31
2.2.4 Tendencias vibracionales en grupos electrógenos	37
2.2.5 Niveles de vibraciones admisibles para la velocidad que presentan los grupos electrógenos	40
2.2.6 Utilización de los colectores de vibración	40
2.2.7 Análisis y diagnóstico de problemas de la máquina seleccionada	40
Conclusiones parciales.	41

CAPÍTULO 3 Resultados de la aplicación de la metodología para el diagnóstico y aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos	42
3.1 Aplicación de la metodología propuesta en 2.2 al GE seleccionado.	42
3.2.1 Selección de los puntos de medición	47
3.2.2 Resultados obtenidos en la medición	48
3.2.3 Análisis, diagnóstico y corrección.	54
3.2.4 Análisis comparativo entre las condiciones iniciales y después de las correcciones que se puedan proponer.	56
Conclusiones Parciales	57
CONCLUSIONES GENERALES	58
Recomendaciones	59
Bibliografía	60
Anexos	63

INTRODUCCIÓN

Al surgir y desarrollarse los primeros equipos que humanizaron vertiginosamente el trabajo del hombre nació el oficio del mecánico, quien se ha dedicado por siglos a mantener los mecanismos y elementos que forman una máquina. Tan importante obrero en toda industria, es capaz también de corregir las funciones principales o secundarias de cualquier equipo cuando éstas fallan, y al especializarse puede evaluar el estado técnico, hasta que éste responda a las exigencias que establecen las reglas de explotación técnica. Tal explotación es actualmente una ciencia de ingeniería que estudia las causas y leyes de variación del estado técnico de las máquinas durante su utilización, y los métodos y medios que garantizan la conservación de dicho estado técnico.

Paralelamente al desarrollo de otras tecnologías, el hombre se preguntó cómo conocer el estado técnico de un equipo sin desarmarlo y así prolongar su vida útil. No es hasta la década del 70 del siglo pasado cuando ocurre un gran desarrollo de la electrónica, surgiendo los equipos de análisis de las vibraciones, empleados para evaluar el estado técnico de una máquina y de sus elementos. De esta forma, surgen diferentes técnicas de diagnóstico para detectar fallos incipientes de un equipo, desarrollándose una rama de las ciencias técnicas que estudia y determina el estado técnico de cada artículo en explotación, estableciendo los síntomas de un estado de fallo. Este enfoque individual que ayuda a restablecer los requisitos de funcionamiento de los artículos se denomina Diagnóstico Técnico.

El empleo de parámetros vibratorios de las máquinas en el diagnóstico de su estado técnico es una técnica ampliamente utilizada en la actualidad. Su aplicación fundamental ha sido en máquinas rotatorias, y se dirige esencialmente al diagnóstico de rodamientos, balanceo de rotores (de baja y media velocidad en su mayoría) así como a la identificación de diversos problemas de montaje. Este método es muy utilizado en la actualidad para diagnosticar todo tipo de máquinas, tanto desde el punto de vista vibro-acústico como desbalance rotatorio, es también aplicada en máquinas eléctricas así como en motores de combustión interna, para determinar el ruido y facilitar la disminución de este.

En las máquinas rotatorias, se generan voltajes en los devanados o grupos de bobinas al girar estos de manera mecánica a través de un campo magnético. También, al girar mecánicamente un campo magnético por el devanado o al diseñar un circuito magnético de manera que la reluctancia varíe con la rotación del rotor. En general, cualquier máquina rotatoria consta de un estator y un rotor separados por un entrehierro, el cual es de vital importancia en las interacciones magnéticas entre estas partes que dan lugar a los voltajes antes mencionados. Sin embargo, aún en máquinas rotatorias nuevas existen pequeñas desviaciones entre la posición que debe guardar el rotor con respecto al estator, lo que origina que se modifique el entrehierro de la máquina y por ende, afecte los voltajes inducidos. Debido al desgaste natural se incrementa el desajuste entre el rotor y el estator. Este fenómeno que puede implicar excentricidad, desalineación, entre otros problemas repercute en el desempeño de la máquina. [1]

Son muy diversas las fuentes que pueden producir vibraciones no deseadas. Tal es el caso por ejemplo, del desbalance y/o el movimiento recíprocante en determinados tipos de máquinas. Así mismo, la turbulencia aerodinámica, los movimientos violentos del mar, el movimiento sísmico y las irregularidades en la superficie de la carretera o en la vía férrea, constituyen también fuentes nada despreciables de vibraciones no deseadas. El primer pensamiento de la humanidad ante la presencia de este tipo de vibración es controlar la fuente y actuar en contra de la generación de vibraciones. Sin embargo, esto sólo es posible en muy pocos casos, tal es el caso por ejemplo, del desbalance de masa.

El estudio desarrollado en este Proyecto hace referencia a las vibraciones y presiones sonoras existentes en grupos electrógenos de generación distribuida. La presencia de un motor de combustión interna y de un generador como componentes básicas de un grupo electrógeno, justifican plenamente la aplicación de tecnologías predictivas y de diagnóstico, orientadas a la medición y análisis de vibraciones y sonido, la emisión acústica, el análisis de lubricante y la medición de temperatura, esta última, basada preferiblemente en las tecnologías asociadas a la termovisión.

OBJETIVO GENERAL

Desarrollar una propuesta metodológica para mejorar la eficiencia del sistema de aislamiento de vibraciones de grupos electrógenos, mediante el estudio de su funcionamiento, el diagnóstico y el posterior desarrollo de modelos para la comparación dinámica y el estudio del efecto de las vibraciones sobre el funcionamiento de los grupos electrógenos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Analizar y resumir críticamente, mediante técnicas de revisión bibliográfica, los aspectos relacionados con el aislamiento de las vibraciones, transmisibilidad de las vibraciones, mediciones de las vibraciones en máquinas industriales, mantenimiento en grupos electrógenos y principales factores que afectan la eficiencia en los grupos electrógenos, con el propósito de caracterizar el estado del arte sobre la temática.
2. Esbozar una propuesta metodología para el diagnóstico y aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos como premisa para su posterior implementación y validación.

Este trabajo es la primera parte de uno más amplio que se desarrolla en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la UCLV.

HIPOTESIS

A partir de una revisión bibliográfica de las diferentes técnicas para el análisis de vibraciones en grupos electrógenos y la correcta interpretación de los resultados experimentales es posible establecer el diagnóstico técnico del estado de un caso particular seleccionado vibraciones y funcionamiento del equipo.

VIABILIDAD

Se considera viable el estudio a realizar debido a la existencia de todos los recursos materiales tales como equipos para realizar las mediciones pertinentes y las instalaciones que serán objeto de estudio y también la constancia del personal calificado para su realización, teniendo en cuenta el costo económico de la inversión necesaria para este estudio.

CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS Y GENERALIDADES SOBRE LOS GRUPOS ELECTRÓGENOS

1.1 Aplicaciones y características generales de un Grupo Electrónico

Un grupo electrógeno (GE) es una máquina que mueve un generador eléctrico a través de un motor de combustión interna, con el fin de generar energía eléctrica para abastecer un local o comunidad en dependencia de su capacidad, así como también para la generación distribuida de energía eléctrica y de emergencia para locales en los cuales se considera un requisito indispensable el suministro de energía eléctrica. Una de las utilidades más comunes es la de generar electricidad en aquellos lugares donde no hay suministro eléctrico, generalmente son zonas apartadas con pocas infraestructuras y muy poco habitadas. Otro caso sería en locales de pública concurrencia, hospitales, fábricas, etc., que a falta de energía eléctrica de red, necesiten de otra fuente de energía alterna para abastecerse.

A grandes rasgos, los grupos electrógenos (GE) constan de partes fundamentales las cuales son ensambladas para un fin determinado, ellas son: [1]

- Motor: representa la fuente de energía mecánica para que el alternador gire y genere electricidad
- Regulación del motor: El regulador del motor es un dispositivo mecánico diseñado para mantener una velocidad constante del motor con relación a los requisitos de carga. La velocidad del motor está directamente relacionada con la frecuencia de salida del alternador, por lo que cualquier variación de la velocidad del motor afectará a la frecuencia de la potencia de salida.
- Sistema de refrigeración: El sistema de refrigeración del motor puede ser por medio de agua, aceite o aire. El sistema de refrigeración por aire consiste en un ventilador de gran capacidad que hace pasar aire frío a lo largo del motor para enfriarlo. El sistema de refrigeración por agua/aceite consta de un radiador y un ventilador interior para enfriar sus propios componentes.
- Alternador: La energía eléctrica de salida se produce por medio de un alternador apantallado, protegido contra salpicaduras, auto excitado, autorregulado y sin escobillas acoplado con precisión al motor, aunque

también se pueden acoplar alternadores con escobillas para aquellos grupos cuyo funcionamiento sea limitado y, en ninguna circunstancia, forzado a regímenes mayores.

- Depósito de combustible y bancada: El motor y el alternador están acoplados y montados sobre una bancada de acero de gran resistencia. La bancada incluye un depósito de combustible con una capacidad mínima de 8 horas de funcionamiento a plena carga.
- Silenciador y sistema de escape: el silenciador de escape va instalado en el GE. El silenciador y el sistema de escape reducen la emisión de ruidos producidos por el motor.
- Interruptor automático de salida: Para proteger al alternador, se suministra un interruptor automático de salida adecuado para el modelo y régimen de salida del Grupo electrógeno con control manual. Para GE con control automático, se protege el alternador mediante contactores adecuados para el modelo adecuado y régimen de salida.

Un grupo electrógeno, como se puede apreciar en el anexo No.1, está compuesto por:

- 1- Panel de control
- 2- Motor de combustión interna
- 3- Generador sincrónico.

Generalmente el grupo electrógeno presenta un transfer incorporado, que ante una interrupción del servicio eléctrico o una variación de voltaje no permisible dentro de sus parámetros, los sensores de vigilancia envían una señal al transfer automático, la cual ordena el arranque del GE y luego del tiempo que se ha establecido a la misma, ordena el paso de la conexión a la carga y viceversa al restablecerse el servicio de la red. Mantiene durante todo el tiempo de trabajo la vigilancia del funcionamiento del motor, el generador y otros equipos asociados, desconectando el grupo electrógeno y deteniéndolo en caso de un funcionamiento anormal.[2]

Los GE son comúnmente utilizados cuando hay déficit en la generación de energía eléctrica en algún lugar, o cuando son frecuentes los cortes en el suministro eléctrico.

Así mismo, la legislación de los diferentes países pueden obligar a instalar un grupo electrógeno en lugares en los que haya grandes densidades de personas (centros comerciales, restaurantes, cárceles, edificios administrativos, hospitales...)

1.2 Técnicas para el análisis de vibraciones en grupos electrógenos y máquinas electro energéticas.

Diagnóstico vibro-acústico de las máquinas alternativas

Los primeros trabajos reportados trataron de aplicar a la maquinaria alterativa las mismas herramientas y enfoques de la rotatoria, pero se encontraron con una dinámica totalmente distinta. Así, es normal encontrar en elementos giratorios fuerzas de diverso origen de dirección variable y magnitud constante (desbalances), o de dirección constante y magnitud variable, (fuerzas en transmisiones). En la máquina alternativa, además de las señaladas existen fuerzas de magnitud y dirección variables, y lo más significativo, fuerzas de carácter impulsivo que en algunos casos son de gran magnitud. Todo esto hace que las fuentes de vibraciones en estas máquinas sean de características diferentes y provoquen efectos también diferentes, lo que generalmente no puede resolverse solo con las técnicas ya aplicadas a la maquinaria rotatoria. [3]

Lo anterior establece las “reglas” del análisis según la máquina en cuestión. Para las máquinas rotatorias lo típico es el análisis en frecuencia (o en el Dominio de las Frecuencias). Así se han definido técnicas de diagnóstico basadas en el uso del espectro y la identificación en el mismo de las frecuencias de diagnóstico, que con el avance de la electrónica, la informática, y por supuesto, los nuevos instrumentos de medición, hacen estas herramientas muy poderosas cuando se tiene el necesario conocimiento por los especialistas.

La aplicación de dichas técnicas a las máquinas alternativa se encuentra con limitantes de diverso tipo. Para el caso de los Motores de Combustión Interna (MCI), que es donde se dispone relativamente de mayor información, se tiene que la presencia de un gran número de mecanismos sincronizados y repetidos hace más compleja la determinación de las frecuencias de diagnóstico, pues incluso, en una misma frecuencia, se tienen distintas fuentes asociadas, reduciendo la propiedad de identificación que todo parámetro de diagnóstico debe poseer. Además, dadas las velocidades a las que trabajan los MCI, estos componentes caen generalmente en la zona de bajas frecuencias (por debajo de los 10 Hz regularmente) y hay dificultades para registrarlos por las características de la instrumentación para la medición de vibraciones. Súmese a esto el carácter cuasi-estacionario de las señales, que no recomienda el empleo de periodos de medición grandes para registrar un espectro si se emplea una instrumentación analógica.

Trabajos desarrollados en motores de carburación con el objetivo de aclarar la influencia de diferentes factores sobre el nivel de las vibraciones revelan los siguientes resultados. [3-6]

Para un motor de gasolina de 4 cilindros en línea, se diseñó un experimento factorial, Tabla I en el que se realizaron mediciones antes y después de alterar la holgura en un muñón de biela. Como variable de salida se tomó el nivel total RMS en dB de la aceleración de la vibración medida en un punto del bloque cercano al lugar en que se alteró la holgura, antes y después de variarla. La validación de la diferencia entre los resultados se comprobó usando el estadígrafo t de Student, dando como el régimen en que se manifiesta una diferencia aceptable entre los niveles de vibraciones con y sin defecto el de $n=1800$, $M_t=49$ N-m.

Tabla # 1 según [3]

n ()	1800	2500	3500
Mt (Nm)	30	40	50

Se obtuvieron además las siguientes dependencias para el valor RMS del nivel total de aceleración de la vibración, en dB, con el coeficiente de correlación R:

$$LA=69,04+0,00504 \cdot n$$

$$R=0,75$$

$$LA=80,27-2,3 \cdot Mt$$

$$R=-0,0044$$

De donde se concluye que existe una dependencia significativa entre el nivel de vibración y la velocidad del motor, no así entre esta y el momento torsor. La instrumentación empleada fue analógica, con filtrado de barrido en bandas de 1/3 de octava. Experimentos similares realizados en motores diesel mostraron resultados semejantes.

En los espectros obtenidos en ambos motores se observaron picos a frecuencias entre 2 y 5 kHz que según las frecuencias de diagnóstico tradicionales no tenían ninguna relación con fuentes establecidas. La presencia en el espectro de estos picos de gran valor en las zonas de altas frecuencias, demuestra que para máquinas alternativas como los MCI, no basta con considerar como frecuencias de diagnóstico a las relacionadas con fuerzas o momentos cuya periodicidad depende de la velocidad del cigüeñal, sino que hay que incluir frecuencias dadas por la ocurrencia de resonancias estructurales de sus elementos. Esto viene dado por el carácter de las fuerzas excitadoras más importantes, que son la de explosión de los gases y las producidas por el impacto entre superficies en contacto al variar el sentido de la fuerza normal entre las mismas.

El diagnóstico vibro-acústico en los MCI debe dirigirse entonces hacia el análisis de los valores de la vibración en las frecuencias de resonancia, y para esto es preciso conocer previamente los mismos.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el estudio anterior, se puede plantear que:

1. El régimen de trabajo del motor influye en la efectividad del diagnóstico, o sea, en condiciones de trabajo, es necesario un efectivo control de la carga y revoluciones del motor.
2. La mayor influencia en el nivel de vibraciones del MCI la tiene la velocidad de rotación.
3. No existe una preferencia en el parámetro de la vibración a emplear. Tanto la velocidad como la aceleración de la vibración muestran similares resultados, dentro de las características de rango de frecuencias propias para el empleo de cada una de estas.
4. La efectividad del diagnóstico está limitada por la coincidencia en las mismas frecuencias de un grupo de defectos.

5. Se necesita un mayor conocimiento de la dinámica del mecanismo biela-manivela de un MCI para regímenes parciales de trabajo.
6. Es conveniente contar con un sistema de medición que permita una selección en el tiempo de la señal vibratoria antes de ser procesada, para aumentar su nivel d información.

Resultados reportados en la literatura sobre la aplicación del Método de elementos finitos (MEF) para la obtención de las frecuencias naturales del bloque del motor

Para el análisis por MEF se realizan las simplificaciones necesarias, consistentes en respetar las dimensiones y normas generales, los detalles más importantes y los espesores de las caras. No se consideran aquellos agujeros de pequeña dimensión comparados con los de los cilindros, ni los salientes cuya extensión no sea comparable con las dimensiones principales del bloque.

Para construir el modelo se pueden emplear diferentes tipos de elementos, en dependencia de las posibilidades que tenga el software disponible. En la medida en que se cuente con mayor número de nodos activos para el análisis dinámico se construirán modelos más cercanos a la realidad. El MSC/pal-2, ofrece 10 tipos de elementos, los más usados para estructuras como las de un bloque de un MCI son los elementos del tipo placa, triangular o rectangular. Esto se ajusta a la construcción de bloques, confeccionados con planchas soldadas por la mayoría de los fabricantes de motores grandes. [3]

Se establece un sistema de referencias absoluto vinculado al bloque con ejes dispuestos de la forma más conveniente. Los nodos se colocarán preferentemente en los empates entre partes significativas del bloque. Se deben considerar solo las dimensiones principales de las partes del bloque a sustituir como elementos del modelo. Respecto al sistema de referencia se definen las posiciones de los nodos, se dispone el tipo de elemento a colocar y finalmente se establecen las ligaduras del modelo al sistema absoluto, es decir las restricciones al movimiento necesarias, en correspondencia con la realidad. Para obtener la función respuesta en frecuencia

(FRF) de un sistema con el MSC/PAL-2 se simula una fuerza sinusoidal de amplitud constante y frecuencia variable de forma discreta, con paso constante, en el nodo que se escoja como entrada del sistema. El efecto es semejante al que se haría con un excitador dinámico aplicado en la entrada del sistema, y alimentado con un generador de señales que genere un seno de las mismas características. [3]

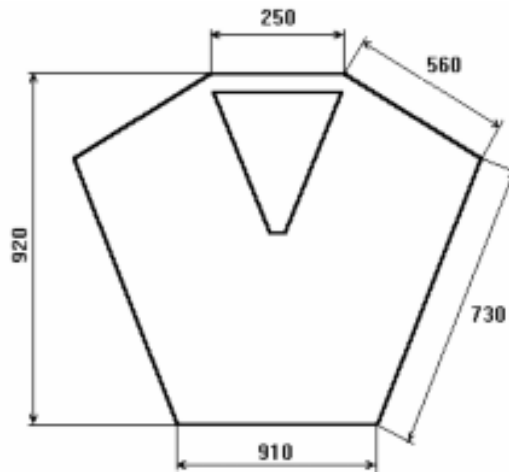


Figura 1. Dimensiones del bloque, cara frontal. Según [3]

Los cilindros CIL están entre la cara superior A y una plancha B a esta que no llega a la cara lateral exterior C, soldada a otra interior y paralela a D. Esta sirve de soporte a los puntos de apoyo del cigüeñal PA conjuntamente con la línea central interior L y una serie de refuerzos RPA. Entre cilindros y entre C y D se colocan los refuerzos RAL que son los soportes de los árboles de levas, uno a cada lado. No se incluyeron los agujeros de los apoyos de estos árboles. La plancha curvada interior F a lo largo del bloque no llega a ambos extremos y pasa por detrás del tubo colector de combustible. Las planchas E, G forman un túnel a lo largo cerrado por el lado del alternador, por donde se introduce el aire proveniente del compresor y que está en comunicación con la admisión de cada cilindro. La plancha A tiene un espesor mayor en la zona de los cilindros y otro en la zona en que se une con C. La fig.3 ilustra lo anterior.

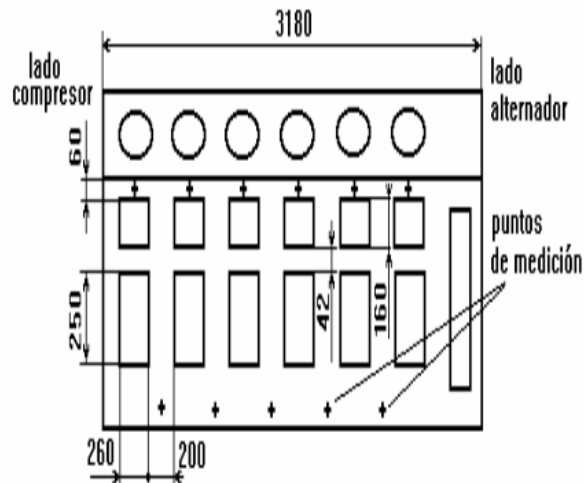


Figura 2. Dimensiones del bloque, cara lateral. Según [3]

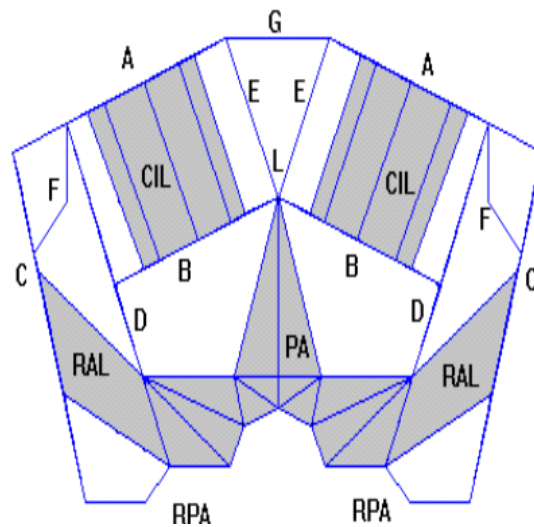


Figura 3. Estructura interior del bloque. Según [3]

Soluciones para el ruido de grupos electrógenos

Con el crecimiento de las instalaciones de potencia standby principal en horas pico en áreas densamente pobladas, los ingenieros de diseño han centrado su atención en comprender cómo se propaga y se controla el ruido de los grupos electrógenos. El alto costo de reacondicionar un sitio para reducir el ruido hace imperativo evaluar los requerimientos de ejecución de ruido en forma temprana en la etapa de diseño del sistema de energía en el lugar de trabajo. Al aplicar los principios descritos, tanto los diseñadores de sistemas de energía como los usuarios finales podrán controlar más fácilmente el ruido no deseado de sus sistemas de energía en el lugar de trabajo. [7-9]

Al igual que muchas clases de maquinaria rotatoria, los grupos electrógenos a motor recíproco producen ruido y vibración. Ya sea que estos grupos electrógenos funcionen continuamente en aplicaciones de potencia principal o sólo ocasionalmente en aplicaciones standby, a menudo, deben reducirse los niveles operativos de sonido para cumplir con las normas locales, estatales o federales. En América del Norte, los niveles máximos permitidos de ruido total oscilan entre 45 dB(A) y 72 dB(A), según la ubicación y la división por zonas. De hecho, recientemente algunos estados y comunidades han comenzado a especificar restricciones a los ruidos en las medianeras por medio de frecuencias en bandas de octava para reducir la cantidad de ruido de baja frecuencia que llega a las vecindades de la comunidad. Dado que los niveles de ruido no tratado de los grupos electrógenos pueden alcanzar 100 dB(A) o más, tanto la ubicación del grupo electrógeno como la mitigación del ruido cobran gran importancia.

En general en América del Norte, hay dos formas de reglamentaciones que controlan el volumen del ruido al que pueden estar expuestos los individuos o el público: normas sobre ruido a nivel municipal o estatal y las reglamentaciones federales de seguridad de la Administración de Seguridad y Salud Ocupacionales (Safety and Health Administration, OSHA). Las primeras reglamentaciones se ocupan del ruido que puede migrar más allá de las medianeras y molestar al público, pero eso rara vez es lo suficientemente alto para constituir un peligro para la seguridad. Las últimas se ocupan de las normas para la exposición al ruido en el lugar de trabajo con el fin de proteger la salud de los trabajadores. En general, las reglamentaciones de la OSHA se aplican solamente a los trabajadores que puedan estar expuestos al ruido de un grupo electrógeno que supere los 80 dB(A) durante un tiempo considerable. Los trabajadores pueden limitar la exposición con el uso de protección auditiva apropiada cuando trabajan cerca de grupos electrógenos en funcionamiento. Europa y Japón, así como otros numerosos países, también han establecido normas para controlar el ruido en el lugar de trabajo y en el medio ambiente en general.

Fuentes de ruido de los grupos electrógenos

El ruido de los grupos electrógenos es producido por seis fuentes principales:

- Ruido del motor: este es causado principalmente por fuerzas mecánicas y de combustión, y típicamente oscilan entre 100 dB(A) y 121 dB(A), medidos a un metro y dependiendo del tamaño del motor.
- Ruido del ventilador de refrigeración: este es consecuencia del sonido del aire en movimiento a alta velocidad en su paso por el motor y el radiador. El nivel varía de 100 dB(A) a 105 (A) dB a un metro.
- Ruido del alternador: este es provocado por la fricción del aire refrigerante y las escobillas, y oscila aproximadamente entre 80 dB(A) y 90 dB(A) a un metro.
- Ruido de inducción: este es causado por fluctuaciones de la corriente en el bobinado del alternador que originan un ruido mecánico que varía entre 80 dB(A) y 90 dB(A) a un metro.
- Escape del motor: sin un silenciador del escape, este oscila entre 120 dB(A) y 130 dB(A) o más, y usualmente se lo reduce como mínimo en 15 dB(A) con un silenciador estándar.
- Ruido estructural/mecánico: este es provocado por la vibración mecánica de distintas partes y componentes estructurales que se irradia como sonido.

Medición del ruido

Antes de que pueda comenzar a determinar qué mitigación puede ser necesaria, deben recoger mediciones de sonido precisas tanto del ruido ambiental existente como del ruido aportado por el grupo electrógeno. Los datos precisos y significativos del nivel de sonido del grupo electrógeno deben medirse en un “entorno de campo libre”. Un campo libre, a diferencia de un “campo reverberante”, es un campo de sonido en el cual hay efectos insignificantes de sonido que se reflejan por obstáculos o límites. Las mediciones de ruido deben realizarse con un medidor del nivel de sonido y un conjunto de filtros de banda de octava, al mínimo, para permitir un análisis más detallado por parte de los consultores en acústica. [7-9].

Al medir los niveles de sonido desde una distancia de 7 metros, se colocan micrófonos en forma circular, con ubicaciones para mediciones a aumentos de 45 grados alrededor del grupo electrógeno. La formación para las mediciones se encuentra a 7 metros de un paralelepípedo imaginario que simplemente encierra al grupo electrógeno, que en general es definido por las dimensiones del área que ocupa la base o el chasis. Al medir niveles de potencia sonora para aplicaciones europeas, suele utilizarse una formación paralelepípeda de micrófonos, según lo definen las normas de la organización Internacional para la Estandarización (International Standards Organization, ISO) 3744. Los datos de ejecución de sonido de los grupos electrógenos de Cummins Power Generation Inc. están disponibles en el CD del software de diseño de la compañía (denominado “Power Suite”). Las mediciones iniciales del ruido generalmente se realizan en ocho bandas de octava desde 63 Hz a 8.000 Hz, aunque la potencia de sonido más alta que se genera suele estar en el rango de 1.000 Hz a 4.000 Hz, el rango de sonido al que es más sensible el oído humano. Si bien las mediciones se toman en todo un espectro de frecuencias, la suma logarítmica de todas las frecuencias es la lectura más importante. No obstante, cuando el nivel de sonido total supera el nivel permisible para un proyecto, se utilizan los datos de banda de frecuencia para determinar qué modificaciones de diseño se necesitan para disminuir el nivel total de sonido y cumplir así con los requerimientos.

Suma total de todas las fuentes de ruido

El nivel total de ruido de un grupo electrógeno es la suma de todas las fuentes individuales, independientemente de la frecuencia. Sin embargo, dado que la escala de dB(A) es logarítmica, las lecturas de dB(A) individuales no pueden sumarse o restarse de la forma aritmética habitual. Por ejemplo, si una fuente de ruido produce 90 dB(A) y una segunda fuente de ruido también produce 90 dB(A), la cantidad total de ruido producido es de 93 dB(A), no 180 dB(A). Un aumento de 3 dB(A) representa una duplicación de la potencia sonora; no obstante, este aumento es apenas perceptible para el oído humano.

Leyes y reglamentaciones sobre ruido

En América del Norte, los códigos estatales y locales establecen los niveles máximos de ruido permitidos en las medianeras. El cumplimiento de estas reglamentaciones sobre el ruido requiere una comprensión del nivel de ruido ambiental existente en la medianera sin que el grupo electrógeno esté funcionando y cuál será finalmente el nivel de ruido resultante con el grupo electrógeno funcionando a plena capacidad.

En Europa, la reglamentación del ruido de generadores se rige por la directiva 2000/14/EC (Etapa II) que está en vigencia desde 2006. En el caso de generadores con una potencia principal menor de 400 kW, el nivel máximo permitido de potencia de sonido se calcula con la fórmula:

$$95 + \text{Log } P_{el} = \text{dB(A)}$$

(Donde P_{el} es la calificación de la potencia principal del generador)

Para los generadores con una calificación principal de 400 kW y más, sólo se requiere que lleven una etiqueta con la cifra LWA (medición europea de “nivel de potencia acústica”) calculada a partir de los resultados de las pruebas de desarrollo del fabricante. Para el mercado europeo, la mayoría de los generadores desde 11 kVA hasta 550 kVA están encerrados en gabinetes estándares que hacen que las unidades cumplan con la mayoría de las legislaciones. Los gabinetes estándares habitualmente reducen el ruido irradiado en un mínimo de 10 dB(A). [7-9]

Estrategias para reducir el ruido de los grupos electrógenos

Independientemente del tipo de grupo electrógeno que necesite atenuación sonora, básicamente existen siete estrategias para reducir el ruido de los grupos electrógenos:

- 1) Reducir el nivel de sonido de la fuente
- 2) barreras acústicas
- 3) aislamiento acústico
- 4) montajes de aislamiento
- 5) atenuación del aire refrigerante
- 6) silenciadores del escape
- 7) esfuerzos

Para maximizar la distancia entre el grupo electrógeno y la medianera (o las personas). Cuando se ubican grupos electrógenos en el exterior, el uso de gabinetes (en especial los gabinetes atenuadores de sonido) combina todas estas estrategias en un paquete conveniente que brinda protección del clima y atenuación sonora. [7-9]

1. Barreras acústicas: los materiales rígidos con masa y rigidez significativas reducen la transmisión del sonido. Los ejemplos incluyen la chapa de acero típica de los gabinetes y las paredes con bloques rellenos de hormigón o arena o las paredes de hormigón sólido típicas de las instalaciones de salas de generadores para interiores. También es importante eliminar escapes de sonido a través de grietas en puertas o paredes, o a través de puntos de acceso para escapes, combustible o el cableado eléctrico.

2. Aislamiento acústico: existen materiales absorbentes de sonido para recubrir los conductos de aire y para cubrir paredes y cielos rasos. Dirigir el ruido hacia una pared cubierta con material absorbente de sonido puede ser muy efectivo. Seleccione materiales que sean resistentes al aceite y a otros contaminantes de motores. La fibra de vidrio o la espuma pueden ser adecuadas, dependiendo de factores como costo, disponibilidad, densidad, ignifugación, resistencia a la abrasión, estética y facilidad de limpieza.

3. Montajes para aislación: los equipos vibradores crean ondas de presión (ruido) en el aire circundante. Todo lo que esté conectado físicamente a un grupo electrógeno puede causar vibraciones que serán transmitidas a la estructura de la construcción. Estos puntos de conexión incluyen soportes corredizos, conductos de descarga de aire del radiador, tuberías de escape, tuberías refrigerantes, conexiones para combustible y conductos de cableado. Colocar juntas flexibles en estas conexiones reduce eficazmente la transmisión de ruidos. Montar un grupo electrógeno sobre aislantes de vibración con resortes reduce eficazmente la vibración y el ruido que se transmiten a través del piso.

4. Atenuación del aire refrigerante: los baffles de atenuación en la entrada y salida de aire pueden ayudar a reducir el ruido producido por el aire refrigerante a medida que se desplaza a través del motor y el radiador. El ruido ocasionado por el

movimiento del aire refrigerante es significativo debido al volumen requerido, alrededor de 20 metros cúbicos por segundo para un grupo electrógeno con un motor diesel de 50 litros. Alternativamente, se puede colocar el radiador remotamente en un techo, por ejemplo, para eliminar esta fuente de ruido o dirigirla hacia arriba alejándola de personas o de las medianeras. Además, hacer que el aire corra por un codo a 90 grados en un conducto reduce el ruido de alta frecuencia.

5. Maximizar la distancia: no se recomienda que dentro de un área de 2 veces el grupo existan otras instalaciones debido a que el ruido disminuirá 6 dB cada vez que se duplique la distancia cuando no haya paredes reflectoras para aumentar el ruido producido por el grupo electrógeno, el nivel de ruido disminuirá aproximadamente en 6 dB(A) cada vez que se duplique la distancia. Sin embargo, si la medianera se encuentra dentro del campo cercano de un grupo electrógeno, el nivel de ruido puede no ser predecible. Un entorno de campo cercano es cualquier ubicación dentro de dos veces la dimensión más grande de la fuente de ruido (grupo electrógeno).

6. Silenciadores de escapes: los grupos electrógenos casi siempre están equipados con un silenciador de escapes (mofle) para limitar el ruido del escape de la máquina. Los silenciadores de escapes están disponibles en una amplia variedad de clases, disposiciones físicas y materiales. Generalmente los silenciadores se agrupan en aquellos de tipo cámara o en los dispositivos de tipo espiral. Los dispositivos de tipo cámara tienden a ser más efectivos, pero los dispositivos de tipo espiral son más compactos y pueden brindar atenuación suficiente para numerosas aplicaciones. Los silenciadores pueden estar hechos de acero laminado en frío o acero inoxidable. El acero inoxidable es el material preferido para uso en exteriores cuando la corrosión es un problema. Los silenciadores están disponibles en varios “grados” distintos de atenuación del ruido a los que habitualmente se llama “industrial”, “residencial” y “crítico”. Los silenciadores industriales reducen el ruido de 12 a 18 dB(A); los silenciadores residenciales reducen el ruido de 18 a 25 dB(A); los silenciadores críticos reducen el ruido de 25 a 35 dB(A). En general, cuanto más efectivo sea un silenciador para reducir el ruido del escape mayor será el nivel de restricción sobre el escape del motor. En los sistemas de escape largos, la misma tubería ofrecerá cierto nivel de atenuación.

Conclusiones parciales

- Los métodos de diagnóstico técnico por análisis de tendencia o vibraciones han alcanzado gran aplicación en cuanto al rendimiento y buen desempeño de equipos de la industria y máquinas alternativas, así como el diagnóstico para prevenir la ocurrencia de fallos como: exceso de ruido, desbalance, resonancias, soltura mecánica, rodamientos dañados, desalineamiento.
- Los niveles máximos permitidos de ruido en las medianeras oscilan entre 52 dB(A) y 72 dB(A), según la ubicación y la división por zonas. Los niveles de ruido no tratado, de los grupos electrógenos, es un tema de suma importancia
- Con niveles máximos permitidos de ruido en las medianeras, que oscilan entre 52 dB(A) y 72 dB(A), según la ubicación y la división por zonas y los niveles de ruido no tratado de los grupos electrógenos que se acercan a los 100 dB(A) o más, queda claro que la disminución del ruido de los grupos electrógenos es un tema de suma importancia.
- El alto costo de reacondicionar un sitio para reducir el ruido hace imperativo evaluar los requerimientos de ejecución de ruido en forma temprana en la etapa de diseño del sistema de energía en el lugar de trabajo. Trabajar estrechamente con los legisladores locales, el fabricante de los grupos electrógenos, el ingeniero consultor o el especialista en acústica le permitirá alcanzar los objetivos de atenuación sonora de su proyecto.

CAPÍTULO 2 ASPECTOS METODOLÓGICOS PARA EL DIAGNÓSTICO Y AISLAMIENTO DE VIBRACIONES EN GRUPOS ELECTRÓGENOS.

2.1 Selección de los casos de estudio. Estudio constructivo y funcional de un GE de la Empresa Eléctrica de Caibarién.

Para el desarrollo del presente capítulo se muestran las instalaciones de grupos electrógenos de mayor coeficiente de subutilización las cuales se han elegido como objeto de estudios con fin de realizar las mediciones necesarias para establecer una metodología de diagnóstico técnico, a partir de la interpretación de los parámetros vibracionales obtenidos en la medición. La fundamentación del tema parte del alto nivel de subutilización de los equipos instalados, los cuales afectan el rendimiento del equipo, debido a que este tipo de máquinas consta de un motor de combustión interna el cual funciona con un régimen de rpm constante, regulado por un dispositivo mecánico que actúa como un freno para evitar que el motor se sobre-revolucione cuando el generador tiene una carga notable instalada, debido a la subutilización de los equipos, la forma de estos regular la velocidad del motor es variando la inyección de combustible lo que representa un mayor gasto de combustible y una fuente de generación de vibraciones indeseada que puede afectar la óptima funcionalidad del equipo. En la tabla 2 se muestra los aspectos principales de los equipos seleccionados, su ubicación, la capacidad total de estos y el porcentaje de carga con que estos operan actualmente.

Tabla 2. Parámetros actuales en los cuales funcionan los equipos.

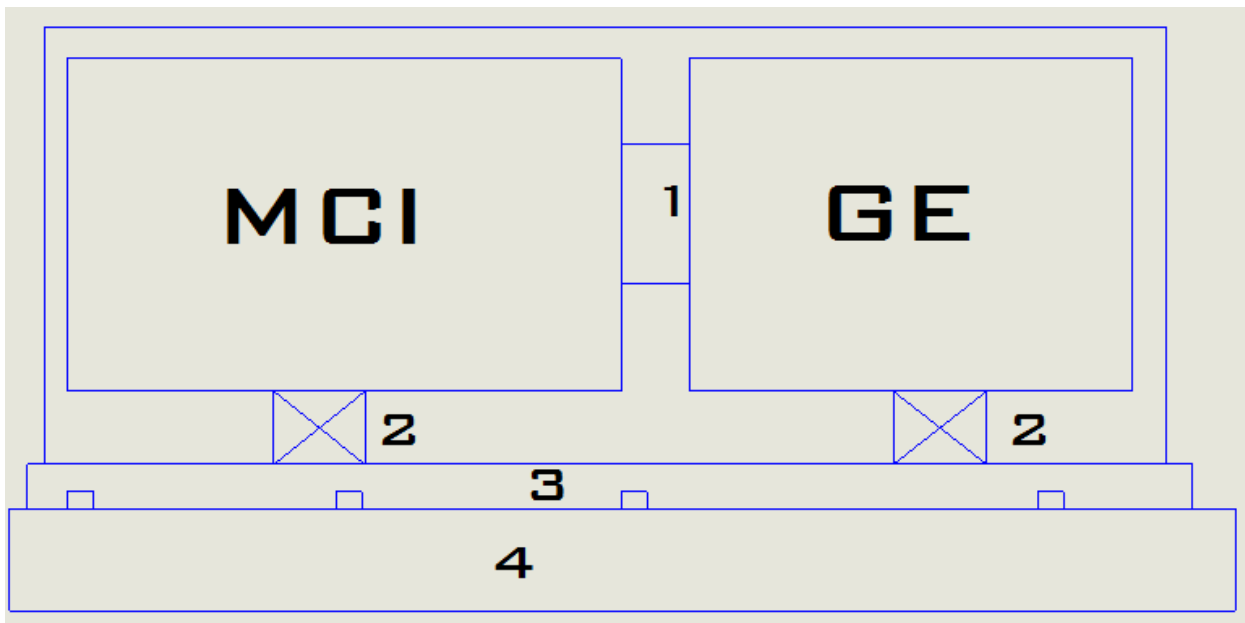
Local	Marca	capacidad de carga total (kVA)	capacidad de carga total (kW)	capacidad de carga 80% (kW)	Carga promedio (kW)	Cargabilidad (%)
Tienda Villa Blanca	Greymo	160	128	102,4	31	24,22
Policlínico 2	Denyo	60	48	38,4	20,22	42,13
Hogar de ancianos	Denyo	25	20	16	3,04	15,20
Hotel Brisas del Mar	Mercedes-Benz	120	96	76,8	56,67	59,03
Tenería	Scania	425	340	272	26,3	7,74
Panadería El Fénix	Denyo	75	60	48	30,69	51,15

A partir de lo antes expuesto se decide escoger como objeto de estudio al equipo instalado en la panadería “El Fénix” debido al notable nivel de subutilización con que este opera y a que es el que mayor tiempo de trabajo acumulado tiene.

Descripción del Grupo electrógeno seleccionado

El equipo seleccionado está instalado en la panadería 'El Fénix', situado en la calle # 10 entre las avenidas # 11 y 13 del municipio de Caibarién, es un grupo electrógeno marca DENYO, de procedencia japonesa, con una capacidad de carga de 75 kVA (60 kW) y una velocidad de rotación de 1800 rpm, cuenta con un transfer incorporado para facilitar el arranque y parada del equipo en caso de fallo del suministro de energía eléctrica.

Esquema e identificación de los elementos que aportan rigidez, masa y amortiguamiento al grupo electrógeno.



- Acoplamiento rígido entre el motor y el generador, este elemento aporta rigidez en el acoplamiento del motor de combustión interna y el generador eléctrico.
- Calzos de goma, estos elementos aportan amortiguamiento al grupo electrógeno y constituyen una forma efectiva de aislamiento a las vibraciones generadas por el equipo.
- Chasis del equipo, aporta masa a la instalación y facilita el montaje y la instalación del equipo.

- Pernos de anclaje, estos elementos aportan rigidez.
- Cimientos de la instalación, este elemento aporta un nivel de amortiguamiento notable y es la base para el anclaje y la rigidez del equipo.

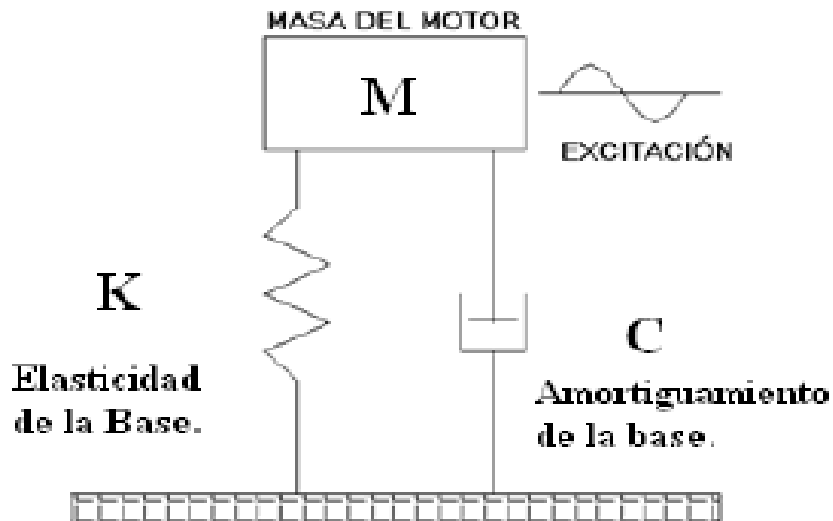


Figura 4. Esquema discretizado del Equipo

Aspectos a tener en cuenta en la instalación

Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta es el anclaje de la instalación a los cimientos de la misma, así como la rigidez del anclaje, del acoplamiento entre motor generador y por último y no menos importante se debe tener en cuenta que la instalación este montada correctamente nivelada sobre su base ya que el desnivel de la maquina podría ser un factor que provoque vibraciones y el incorrecto comportamiento del equipo durante su funcionamiento.

Ficha técnica del equipo

Estación	Panadería "El Fénix"		
Máquina	Grupo electrógeno		
Año de adquisición	2001	Coste de adquisición	
Fabricante o vendedor	Japón	Año de fabricación	
# de partes de la máquina	2 (motor- generador)	ID:	
Características generales			
Denyo Power SP MODEL: DCA-SPI Temp. H2O: 80°C			
Motor			
Model	A-6BG1		
Output	68.4kW-1800 rpm		
Piston Displacement	6.494L		
Fuel	Diesel Fuel		
Dry weight	1596 kg		
Poles	4		
Generador			
Model	DB-0831I		
Phases	3 Phases (4 Wires)		
Rated Output	75 kVA		
Rated voltage	220 V		
Rated current	197 A		
Frequency	60 Hz		
Rating	Continuous		
# Series	3788032		

2.2 Propuesta metodológica para el diagnóstico y aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos.

Debido a la facilidad existente para generar vibraciones no deseadas tanto en máquinas alternativas como en máquinas eléctricas en la actualidad se busca mediante ensayos y experimentos la manera de disminuir al valor mínimo posible todo lo referente a ruido, vibraciones, desbalance y para ello se han desarrollado métodos muy novedosos que disponen de tecnología avanzada para la correcta simulación y optimización de estos parámetros indeseables.

En la actualidad, existe la necesidad en el país de realizar estudios para determinar los niveles de vibraciones en los grupos electrógenos con relación a los niveles admitidos por sus fabricantes, razón por la cual, el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, ve la necesidad de efectuar un análisis y determinación de tendencias vibracionales en estos equipos y proponer una metodología para el diagnóstico y el aislamiento de vibraciones en grupos electrógenos. La determinación de tendencias vibracionales en los grupos electrógenos, permitirá disponer de un conocimiento completo de los niveles reales de vibración que tienen estos equipos y en base a ello, recomendar las acciones correctivas necesarias.

2.2.1 Particularidades de la medición de presión sonora y vibraciones en grupos electrógenos.

Consideraciones acerca del estándar ISO 3744

El estándar ISO 3744 especifica varios métodos para determinar los niveles de potencia acústica en máquinas, equipos y sus componentes. El cálculo del nivel de potencia sonora está basado en la suposición de que esta magnitud emitida por la fuente es directamente proporcional al nivel cuadrático medio de la presión sonora, promediado en el tiempo y en el espacio. El método descrito en este estándar es válido para la medición de todo tipo de sonido.

De especial interés resulta lo indicado en este estándar para la localización de las posiciones de los micrófonos sobre la superficie de medición, para lo cual será

necesario definir un paralelepípedo hipotético de referencia. Las posiciones de los micrófonos se distribuyen entonces sobre la superficie de medición de acuerdo a una superficie hipotética de área “S” que envuelva tanto a la fuente como al paralelepípedo de referencia y que limite con los planos (o plano) reflectantes. [7, 9]

La posición de la fuente bajo ensayo, así como la superficie de medición y las posiciones de los micrófonos, se definen en un sistema de coordenadas con los ejes horizontales “x” e “y” contenidos en un plano definido por la base del paralelepípedo de referencia. Así mismo, las mediciones se deberán ejecutar de acuerdo a posiciones de micrófono correspondientes a un paralelepípedo rectangular, cuyas caras sean paralelas a las del paralelepípedo de referencia, en este caso, la distancia de medición “d”, es la distancia entre la superficie de medición y el paralelepípedo de referencia. El valor preferible de “d” es de 1 metro.

En la Figura 5 se muestran las posiciones del micrófono en la superficie de medición paralelepipedica.

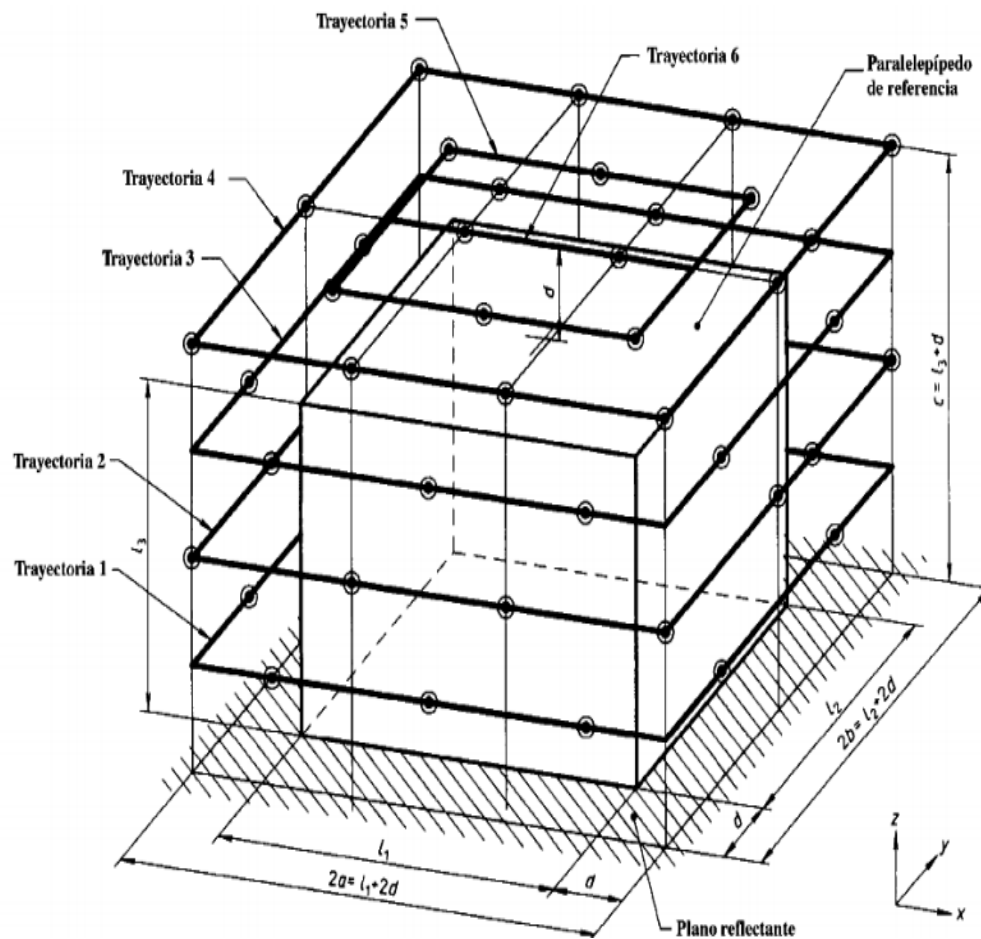


Figura 5. Posiciones del micrófono en la superficie de medición paralelepipedica.

En principio, para la planificación de la estrategia de medición de vibraciones en el grupo electrógeno, se consultó con el fabricante de la máquina y con el cliente, indagándose sobre la existencia de algún reporte de pruebas ejecutadas en fábrica o de alguna referencia que pudiese ser utilizada al menos para evaluar la condición del grupo electrógeno en cuanto a vibraciones se refiere. Sin embargo, no se encontró una referencia suficientemente completa para la ejecución de las mediciones y por ello se acudió al estándar ISO 8528-9 que aunque no es de obligatorio cumplimiento, sí constituye una referencia importante e incluso legal para efectuar este tipo de medición.

De especial interés resulta el hecho de que el sistema de medición deberá garantizar una exactitud de un 10% para los valores de desplazamiento, velocidad y aceleración dentro del rango de 10 Hz a 1000 Hz y una exactitud desde +10% hasta -20% para mediciones realizadas dentro del rango de 2 Hz 10 Hz, lo cual resulta de importancia extrema, pues en no pocos casos el personal que realiza las mediciones no conoce por determinadas razones los rangos de frecuencia de operación correcta del transductor que se emplea y la modificación de estos de acuerdo al tipo de fijación que se utilice, ya sea un perno roscado o el tristemente célebre puntero.

2.2.2 Determinación de las frecuencias naturales de elementos del motor

Existen diferentes métodos para determinar las frecuencias naturales de oscilación de elementos sólidos, que pueden dividirse en teóricos o experimentales. Entre los teóricos se pueden plantear los modelos de masas concentradas unidas por elementos elásticos cuyas propiedades reflejen las relaciones dinámicas reales en el objeto. Resultados más exactos se logran con modelos basados en el Método de los Elementos Finitos, MEF.

La determinación teórica de las frecuencias naturales de oscilación se dificulta para cuerpos de geometría complicada, como es el caso de los elementos de un MCI, sobre todo para el bloque del motor. Mientras tanto, la determinación experimental con un mínimo de exactitud es imposible si no se cuenta con un analizador de vibraciones de dos canales. [3]

En el Departamento de Mecánica Aplicada del ISPJAE se cuenta ya con alguna experiencia en ambas direcciones. Para la determinación teórica se ha empleado el programa MSC/pal, que permite el uso del método de los elementos finitos (MEF) para la construcción de un modelo del elemento a analizar y la obtención de la Función Respuesta de Frecuencias (FRF) bajo la excitación por una fuerza sinusoidal de frecuencia variable de dicho modelo. La FRF de un sistema lineal consiste en una representación de una variable contra la frecuencia, en aquellas frecuencias donde esta variable tenga un máximo se encontraran las frecuencias de resonancia del sistema, pudiéndose determinar además muchos otros parámetros dinámicos. Por otra parte se cuenta también con el Instrumento Virtual SIPROS++ que permite realizar una gran parte de las funciones de un analizador de dos canales comercial. Se combina este Instrumento Virtual con un Martillo de Impacto, también desarrollado en el Departamento, que posibilita la obtención de la Función Respuesta de Frecuencias en rangos de hasta 5 kHz.

La FRF para un sistema lineal, fig. 5, se define como:

Donde:

$H(f)$ = Función Respuesta de Frecuencias

$B(f)$ = transformada de Fourier de la salida del sistema

$A(f)$ = transformada de Fourier de la entrada al sistema

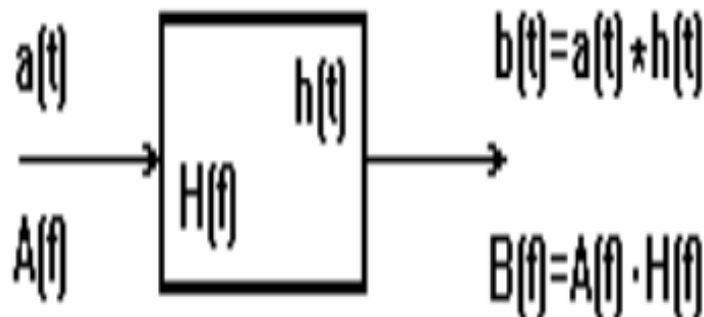


Figura 6. FRF de un sistema lineal. [9]

En las máquinas alternativas como los MCI es necesario emplear como frecuencias de diagnóstico a las frecuencias naturales de oscilación del bloque para conocer el estado de los pares cilindro-pistón y puntos de apoyo-cigüeñal.

- El MEF representa una herramienta eficaz en la determinación teórica de las frecuencias naturales de oscilación en objetos de gran complejidad.
- En las frecuencias naturales del bloque se observan picos significativos en los niveles de vibración cuando el motor presenta desgaste en los pares cinemáticos, dados por la ocurrencia de estos de cargas de impacto superiores.

Fuentes de vibraciones en motores de combustión interna

Las principales fuentes de vibraciones en un MCI son las siguientes:

- a) Irregularidades en el momento torsor a la salida del cigüeñal.
- b) Existencia de fuerzas y momentos de fuerzas de inercia desbalanceados en el mecanismo biela-manivela
- c) Carácter impulsivo de la fuerza de los gases en el cilindro
- d) Cargas de impacto en pares cinemáticos del mecanismo biela-manivela (MBM) y otros mecanismos auxiliares, dadas por holguras tecnológicas y fuerzas variables.

La causa (a) es más importante en la medida en que el motor tiene menos cilindros, la (b) depende del esquema del motor, mientras que la (c) y (d) son inevitables.

La fuerza de los gases tiene un contenido de frecuencias concentrado en la zona de bajas frecuencias, desde 0 a 2-3 kHz, capaz de excitar frecuencias naturales de la estructura del bloque. Las cargas de impacto surgen en el mecanismo de distribución, por la holgura térmica en el accionamiento de las válvulas, durante el movimiento de la aguja del inyector al chocar contra su asiento, entre camisa y pistón y también en los pares del cigüeñal. [3]

De gran importancia por su valor y por influir en la vida útil del conjunto de cojinetes del cigüeñal son estas últimas. Para su estudio se necesita determinar la cinetoestática de un mecanismo considerando las holguras en sus pares cinemáticos lo que hace que aumente el número de sus grados de libertad independientes. Este aspecto se ha tratado desde diferentes puntos de vista, que abarcan la inclusión en el mecanismo de un elemento rígido adicional sin masa [8, 9], considerar las superficies elásticas e incluir el amortiguamiento [4], el empleo de la mecánica del

intercambio de momentos. Los resultados de todos los trabajos son semejantes en general.

De los enfoques anteriores el más adecuado a las condiciones de un motor en régimen de rotación en caliente es el planteado por Gabrilin, que considera la posibilidad de la pérdida y recuperación del contacto entre las superficies en el muñón de biela de un motor en línea, el cual puede ocurrir si la fuerza de los gases P_g se hace igual a:

$$P_g = (1 + m_a/m_b + \lambda) * m_b * r * \omega_1^2$$

Donde:

m_a - masa reducida rotatoria

m_b - masa reducida alternativa

λ - relación entre longitudes de la manivela r y bielas l

ω_1 - velocidad angular de la manivela

Esto puede ocurrir en alguna característica parcial para motores de carburación o diesel sobrealimentados, en posiciones cercanas al PMS durante la carrera de expansión. La condición será que se mantenga una velocidad cercana a la nominal y una carga media sobre el motor, y con mayor probabilidad en los regímenes transitorios. En los puntos de apoyo pueden presentarse cargas de impacto en dependencia del régimen y de la estructura del motor. [2, 3, 7, 9-21]

En los trabajos citados no se incluyó el efecto de la lubricación. El carácter complejo de la lubricación hidrodinámica de los pares del cigüeñal dificulta el estudio de su efecto en la cinetoestática de un mecanismo de palancas. Se ha comprobado que el contacto metálico entre las superficies ocurre en dependencia de la relación entre el tiempo de aplicación de la carga, la viscosidad del lubricante y el área de las superficies en contacto, siendo más probable a menores velocidades del motor, menores viscosidades del lubricante, mayores holguras en el par y mayores tiempos de aplicación de la carga, lo cual se puede presentar en los diesel de media o baja velocidad en características parciales, alrededor del PMS en la carrera de expansión.

Lo anterior depende también del diseño del cojinete y del sistema de lubricación del mismo.

Entre pistón y cilindro surgen cargas impulsivas durante el tiempo de expansión, como resultado del cambio en la dirección de la fuerza normal al cilindro, que ocurre en los puntos muertos superior e inferior (PMI y PMS) o cuando la fuerza de inercia total de la masa alternativa se iguala a la fuerza de los gases. El movimiento posterior del pistón en estas condiciones no ha sido totalmente esclarecido llegando a proponerse diferentes modos de movimiento del pistón en el cilindro que van desde el contacto entre ambos solo por la corona del pistón y la falda, a todo lo largo del pistón hasta el movimiento libre sin contacto con el cilindro. Otro enfoque parte de que siempre existe al menos contacto por la corona o por la falda a uno u otro lado del pistón y considera la influencia de las deformaciones de ambos elementos y la lubricación en el par. La incidencia de este movimiento en las vibraciones en la zona del cilindro se hace notable alrededor de las frecuencia de 1 kHz y superiores, y es resultado tanto del efecto de la fuerza de los gases como del choque del pistón contra la camisa.

Las vibraciones en el mecanismo de distribución son claramente atribuibles al impacto que los elementos del mismo deben sufrir en el lugar donde se tenga la holgura térmica. Está claro que en la medida en que esta holgura varíe, variará el nivel de la vibración producida.

Considerando todo lo anterior se puede concluir que existe una relación directa entre el valor de las holguras en estos pares y el nivel de vibraciones y que estas pueden ser empleadas como parámetro de diagnóstico de las mismas, representando una herramienta muy atractiva para el diagnóstico de defectos hasta ahora difíciles de evaluar por otras vías.

El ruido del motor puede ser también empleado como parámetro de diagnóstico y de hecho esto se hace de forma subjetiva por muchos experimentados operarios. La evaluación cuantitativa del ruido más extendida en estos momentos es mediante la presión sonora pero esta es altamente influida por las condiciones ambientales por lo

que su medición requiere del cumplimiento de exigentes condiciones. Todo esto limita la aplicación de esta técnica en el diagnóstico. Una perspectiva interesante se presenta con el uso de la intensidad del sonido que se define como vector y que es menos influida por el ambiente y además factible de usar para conocer las fuentes de ruido directamente. Hasta ahora su uso se ha limitado a problemas ecológicos pero es una posibilidad más a considerar.

2.2.3 Normas de referencia

Para el diseño y fabricación de máquinas alternativas a través de los años se han creado varias normas que hoy en día su cumplimiento es casi de carácter obligatorio para lograr el correcto funcionamiento de la maquinaria en construcción, a continuación se muestran algunas de las normas por las cuales hay que regirse para distintos tipos de máquinas y control de parámetros. [8]

ISO 2372-1974. “Vibración mecánica de máquinas con operación entre 10 y 200 Rev./s. Bases para la especificación de velocidades de estándares de evaluación”.

Es aplicable a máquinas rotativas con rotores rígidos y a máquinas rotativas con rotores flexibles en los que la medida de vibración en la tapa del cojinete resulta indicativa del comportamiento vibracional del eje.

Estudia vibración global, sin bandas de frecuencias. Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz (severidad de la vibración, según ISO). Por ello, cuando se trabaja en mantenimiento predictivo haciendo análisis por bandas, puede resultar muy útil definir siempre una banda ISO de 10 Hz a 1KHz, de cara a tener una referencia para posibles informes o reclamaciones.

El análisis de este rango de frecuencias permite incluir, para estas velocidades de operación, las acusas más comunes de vibración en máquinas rotativas:

- Excitaciones de carácter asíncrono debidas a rozamientos.
- Desequilibrio del rotor.
- Excitaciones de carácter eléctrico y sus armónicos.
- Armónicos de excitaciones asíncronas del rotor.

De cara al establecimiento de la severidad de vibración admisible, se distinguen varias clases de máquinas rotativas:

CLASE I – Componentes individuales, totalmente conectados al conjunto de la máquina en condiciones normales de operación. Por ejemplo, pequeños motores eléctricos hasta 15 kW.

- CLASE II – Máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75 kW o hasta 300 kW en motores con cimentación especial.

- CLASE III – Motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada.

- CLASE IV- Motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, Turbo maquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

_ ISO 7919. “Vibración mecánica de máquinas no alternativas – Medidas en ejes rotativos y evaluación”

Una máquina rotativa que tiene una carcasa relativamente rígida y/o pesada en comparación con su masa rotativa, a menudo puede llegar a considerarse como que tiene un eje rotor flexible. En tal caso, las condiciones de vibración han de ser evaluadas con un mayor grado de sensibilidad si las medidas son llevadas a cabo sobre los elementos rotativos y no sobre los componentes estáticos de la máquina.

_ ISO 10817-1. “Sistemas de medida de vibración en ejes rotativos, Parte 1: Señal relativa y absoluta de la vibración radial de ejes rotativos”.

En el caso de motores eléctricos y generadores, las normas de la ISO, la ANSI (American National Standards Institute) la NEMA (National Electrical Manufacturers Association) y la API (American Petroleum Institute) establecen una serie de criterios de clasificación para los niveles de vibración admisibles en motores eléctricos.

Estos sistemas de clasificación no son iguales en todos los casos. Algunos están basados en el desplazamiento en vibración del eje PICO a PICO, mientras que otros utilizan bien el valor RMS o el valor PICO de la amplitud de vibración en velocidad medida sobre la estructura (sobre los alojamientos de los cojinetes o los soportes), como es el caso de esta norma ISO 10817-1.

En cualquier caso, en cada norma se especifica las condiciones de ensayo y el procedimiento a seguir, incluido el montaje para el soporte de la máquina, la instrumentación y el método de ensayo.

ISO 2373. “Vibración mecánica en cierta maquinaria eléctrica rotativa con alturas de eje entre 80 y 400 mm – Medida y evaluación de la severidad de vibración”.

Esta norma constituye una adaptación especial de la ISO 2372 para motores eléctricos, y se aplica a motores de corriente alterna trifásica y a motores de corriente continua con alturas de eje (distancia vertical entre la base del motor y la línea central del eje) entre 80 y 400 mm. En este caso, el criterio de severidad de vibración (el mismo que el de la ISO 2372) se toma en términos del valor RMS de amplitud de vibración en velocidad, en el rango de 10 a 1.000 Hz, cuando la medida se lleva a cabo con una instrumentación que cumple los requerimientos establecidos por la ISO 2954.

Las medidas se realizan con la máquina suspendida libre (por ejemplo, suspendida o montada sobre un soporte elástico de muelles o material elastomérico). El motor opera a la frecuencia nominal (para los motores AC) y a su velocidad nominal.

Cuando se trata de máquinas que disponen de varias velocidades o velocidades variables, los ensayos son llevados a cabo a diferentes velocidades de operación. Salvo que se diga lo contrario, las medidas de la severidad de vibración deben de realizarse sin carga de operación y a la temperatura alcanzada por el motor después de un periodo suficiente de operación en situación de no carga.

La tabla que se muestra en el anexo 2 establece los límites recomendados de la severidad en vibración para varios tamaños de motor

ISO 10816-3. “Vibración mecánica. – Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas”.

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 maquinas, 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:

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)

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.

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	Satisfactoria			
2.8	0.11	4.06	0.16	(alerta)	Satisfactoria	Satisfactoria	Satisfactoria
4.5	0.177	6.35	0.25	Inaceptable (parada)	(alerta)	Satisfactoria	Satisfactoria
7.1	0.280	10.16	0.40		Inaceptable (parada)	(alerta)	Satisfactoria
11.2	0.441	15.75	0.62			Inaceptable (parada)	(Alerta)
18.0	0.709	25.40	1.00			Inaceptable (parada)	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.

Basándose en los estándares plasmados en las normativas anteriores se procederá a tomar medidas de vibraciones en los casos de estudio seleccionado con fin de determinar los parámetros de frecuencia natural del motor y sus elementos así como la frecuencia de trabajo, también poder determinar si existe desbalance rotatorio en el generador y el cigüeñal del motor, desalineamiento en los puntos de apoyo del motor y el generador del grupo electrógeno y en los cimientos de la instalación.

El procedimiento para determinar los puntos donde se realizara la medición se toma del estándar ISO 8528-9 En la Figura 7 se muestran los puntos recomendados por el estándar para registrar las vibraciones en grupos electrógenos. [9]

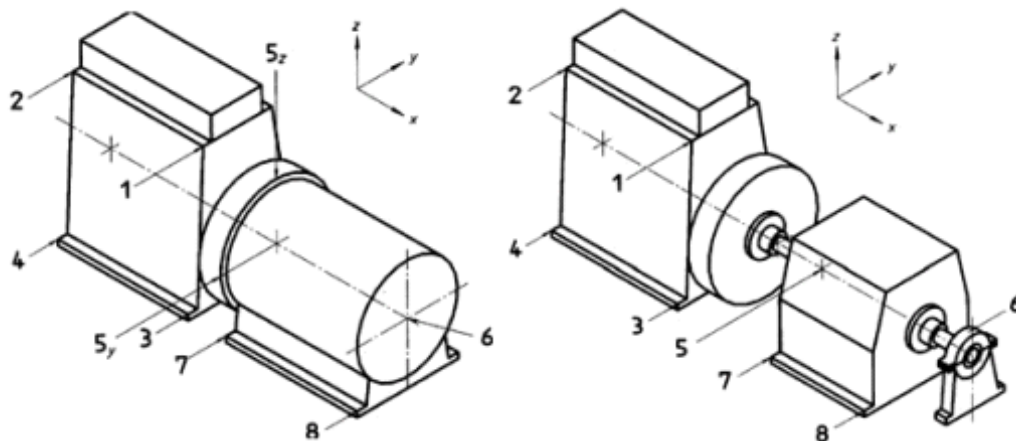


Figura 7. Puntos recomendados por el estándar para registrar las vibraciones en grupos electrógenos.

Según prevé este estándar, las frecuencias de excitación de los motores de combustión interna que accionan a los generadores, se enmarcan en el rango de entre 2 Hz a 300 Hz. Sin embargo, se debe tomar en consideración la influencia de la estructura portante y por ello se sugiere efectuar mediciones en el rango de entre 2 Hz y 1000 Hz. En la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9 se muestran valores de desplazamiento, velocidad y aceleración que deben ser tomados como referencia para evaluar la condición del grupo Electrógeno.

2.2.4 Tendencias vibracionales en grupos electrógenos

Las vibraciones generadas en máquinas son principalmente rotativas y reciprocantes. A menudo tiende a confundirse los tipos de vibraciones en las máquinas con las fuerzas que pudieran actuar como excitador de las vibraciones, como es el caso de un desbalance, que genera fuerzas centrífugas causando que el rotor y su eje vibren.

Las vibraciones rotativas son las que se generan en aquellas máquinas cuyas partes o elementos móviles rotan alrededor de un eje, tal es el caso de los ventiladores, motores eléctricos, etc.

Las vibraciones reciprocantes se generan básicamente en dos tipos de máquinas: los motores de combustión interna y los compresores de émbolo. Esas vibraciones y esfuerzos son transmitidos por los elementos rodantes de los rodamientos o película de aceite de los cojinetes de deslizamiento a las carcasas, llegando hasta las fundaciones de la máquina rotativas.

La vibración global absoluta en cojinetes es un indicador muy importante de la condición global de la máquina, a razón de que son estos elementos los que soportan todo el movimiento y vibración que genera el cuerpo o partes en movimiento de la máquina. Esta vibración puede ser medida rápida y fácilmente, y ha sido usada con éxito por décadas para la evaluación del estado de las máquinas.

Para evaluar la vibración global de una máquina se adopta la mayor amplitud de los puntos de medida, en los cuales fue colocado el sensor de vibración. Esto se conoce como severidad de vibración. De esta forma, si estuviésemos midiendo la vibración global en cada uno de los puntos que se muestran en la máquina de la figura 8, tomaríamos el valor máximo de estos 6 puntos para realizar la evaluación y denominar la severidad de vibración.

Las normas, códigos y guías internacionales definen varios valores límite para la evaluación, dependiendo de factores como el tipo, tamaño, diseño, y otras consideraciones sobre las máquinas.

Adicional a la medición de vibración global absoluta, ocasionalmente se hace necesario tomar medidas de las vibraciones relativas de ejes. Las vibraciones relativas del eje son los movimientos rápidos del eje del rotor con relación a las

carcasas del cojinete. Esas vibraciones se miden en máquina cuyos rotores empleen cojinetes de deslizamiento. Para tales propósitos es necesario instalar en las carcasas de los cojinetes de deslizamiento, sensores de desplazamiento.

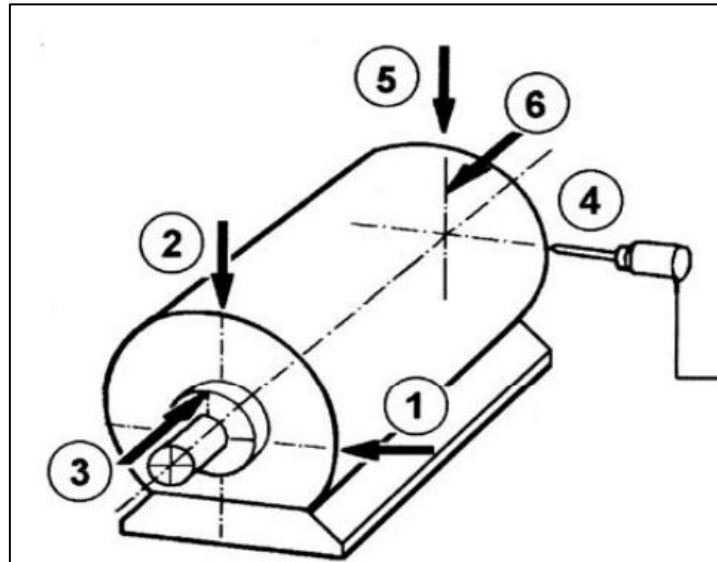


Figura 8. Puntos de medida para vibración absoluta en los rodamientos

Mediciones del estado de rodamientos

Los rodamientos son componentes de máquina con una vida limitada de servicio. La extensión de la vida funcional en servicio es afectada por múltiples factores como las previsiones en el diseño, la calidad de fabricación, las condiciones de instalación, los servicios que se les brinde, y las condiciones de operación, entre otros muchos.

Con la ayuda de los métodos de diagnóstico de vibraciones, el estado de los cojinetes de rodamiento puede ser medido y evaluado. De esa forma puede elaborarse alguna predicción sobre su reserva actual de desgaste, y con ello evitar, en gran medida, daños, roturas imprevistas y pérdida de tiempo de producción. Normalmente, los daños ocurren en los rodamientos a causa de la pérdida localizada de material, fisuras de fatiga en las pistas de rodadura, o roturas en los elementos rodantes. Los cambios en la geometría del rodamiento originan impulsos cuando se entra en contacto con las áreas dañadas. Estos impulsos periódicos resultan en vibraciones e impulsos de sonido que se propagan a través de la pista externa y la caja del rodamiento. A esta manifestación se le denomina a veces “impulsos de choque”. Figura 8. Áreas dañadas en contacto produciendo impulsos de choque. Tal como las vibraciones globales absolutas de los cojinetes reflejan el estado de la

máquina y sus componentes, los impulsos de choque proporcionan información trascendente sobre el estado de los cojinetes y sus componentes.

La evaluación del estado de un cojinete sobre la base de una única medida es virtualmente imposible, ya que la amplitud y la regularidad de los impulsos de choque dependen de factores tales como las condiciones de instalación, la velocidad, las condiciones de carga, tolerancias de montaje y lubricación, así como de la posición y condiciones de propagación en el punto de medida, y del método empleado para fijar el sensor

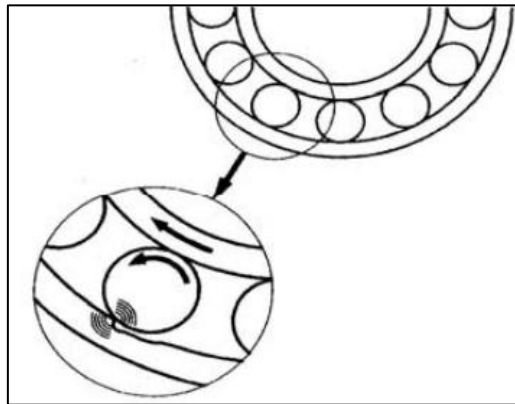


Figura 9. Áreas dañadas en contacto produciendo impulsos de choque

La certidumbre en la evaluación mejora decisivamente cuando las medidas son tomadas a intervalos regulares sobre un período de tiempo, lo que permite usar la tendencia resultante como criterio de evaluación.

Evaluación usando valores recomendados por el fabricante

Cada fabricante de máquinas define los valores máximos para vibraciones, desplazamientos, temperaturas, variables de proceso, y medida del estado de rodamientos para sus máquinas. Esos valores límite pueden ser interpretados como la carga permitida en función de su diseño y construcción, y están basados en cálculo o en ensayos de larga duración conducidos por el fabricante.

Estos valores límite recomendados por el fabricante son los preferidos para la evaluación de máquinas, y basta con realizar una comparación de los niveles de vibración obtenidos con los valores de referencia del fabricante para establecer en qué condición de operación se encuentra la máquina.

2.2.5 Niveles de vibraciones admisibles para la velocidad que presentan los grupos electrógenos

Actualmente el área de equipo dinámico no dispone de niveles vibracionales admisibles, debido a que no se ha podido llevar la tendencia vibracional de los equipos. Simplemente se cuenta con los niveles de vibraciones recomendados por las normas: ISO 10816-3. Estas normas no son tan recomendadas debido a que los equipos trabajan en distintos parámetros de operación y además ya tienen varios años de explotación. La norma simplemente se utilizara como referencia, para el desarrollo de la tendencia de los grupos electrógenos. En vista que el grupo electrógeno de la estación tiene unos años de operación. De ahí la importancia de determinar tendencias y niveles vibracionales en los grupos electrógenos.

2.2.6 Utilización de los colectores de vibración

Descripción del equipo.

El equipo de análisis vibracional utilizado para la recolección de datos y la toma de mediciones en el grupo electrógeno es un vibrómetro de la firma Time modelo TV110 el cual toma las mediciones de los valores de desplazamiento, velocidad y aceleración de las vibraciones, consta de dos puntas en forma de aguja y una punta magnética.

2.2.7 Análisis y diagnóstico de problemas de la máquina seleccionada

Análisis

En el periodo de estudio se observó que la máquina opera con una carga instalada real equivalente al 50% de su capacidad de carga, que los cimientos en los cuales está fijado el equipo no están correctamente nivelados y que en el régimen de carga real el cual opera la máquina esta genera parámetros de vibraciones que según la norma ISO 10816-3 son satisfactorios pero en fase de alerta lo que significa que la vibración está cerca de sus límites permisibles para esta serie de equipos. Los cuales están cerca de los 7.1 mm/s mientras que los parámetros reales de velocidad RMS que presenta este equipo es de 5.1mm/s.

Diagnóstico

Debe continuarse el análisis periódico al equipo y de seguir aumentando los parámetros de vibración a lo largo de la funcionalidad del equipo deben de tomarse medidas correctivas para que no sea progresivo el aumento de dichos valores, ya que estos pueden ocasionar daños graves en los elementos del motor y la máquina en general.

Conclusiones parciales.

- Del análisis de los espectros vibro-acústicos se puede concluir que no existe correspondencia entre las frecuencias dominantes de los espectros de Presión Sonora y de Vibraciones, toda vez que en los registros de vibraciones, convertidos a espectros de ancho de banda porcentual constante, resultan significativas las bandas de 25 Hz, 31.5 Hz y 40 Hz y sin embargo, en los registros de presión sonora, sólo resulta significativa la banda de 125 Hz
- Se ha podido comprobar, según la revisión bibliográfica que, sobre la base de las mediciones de campo realizadas, las particularidades espectrales de los principales problemas vibratorios que pueden presentar los grupos electroenergéticos. El conocimiento de estos síntomas espectrales es sumamente importante para establecer las bandas de monitoreado que permitan dar seguimiento al comportamiento dinámico de estas máquinas como parte de un programa de mantenimiento predictivo.
- Se estudiaron los grupos electrógenos instalados en las principales instalaciones del municipio de Caibarién con el fin de seleccionar un caso y realizar con este las mediciones pertinentes y el análisis de los parámetros vibracionales que este ofrece durante su funcionamiento.
- De los 7 casos referidos en la tabla 111, se selecciona el de la panadería " El Fénix " con la finalidad de establecer una propuesta metodológica para el diagnóstico y aislamiento de las vibraciones a partir del uso de las técnicas de análisis de las vibraciones en grupos electrógenos.

CAPÍTULO 3 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA EL DIAGNÓSTICO Y AISLAMIENTO DE VIBRACIONES EN GRUPOS ELECTRÓGENOS

3.1 Aplicación de la metodología propuesta en 2.2 al GE seleccionado.

DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS

Desalineación

La desalineación es una de las principales causas de fallas de componentes y se la considera la segunda fuente que prevalece en vibraciones. Se ha encontrado que la desalineación ocurre más frecuentemente que el desbalanceo.

La desalineación es la principal causa de la excesiva carga sobre los equipos, lo cual se manifiesta en alta vibración en las máquinas. Como consecuencia de esto disminuye la vida útil de rodamientos, cojinetes, sellos, acoples, etc.

La desalineación es una condición en la que las líneas centrales de flechas acopladas no coinciden. Si las líneas centrales de las flechas desalineadas están paralelas pero no coinciden, entonces se dice que la desalineación es una desalineación paralela (Offset). Si las flechas desalineadas se juntan pero no son paralelas, entonces la desalineación se llama desalineación angular. Casi todas las desalineaciones que se observan en la práctica son una combinación de estos dos tipos.

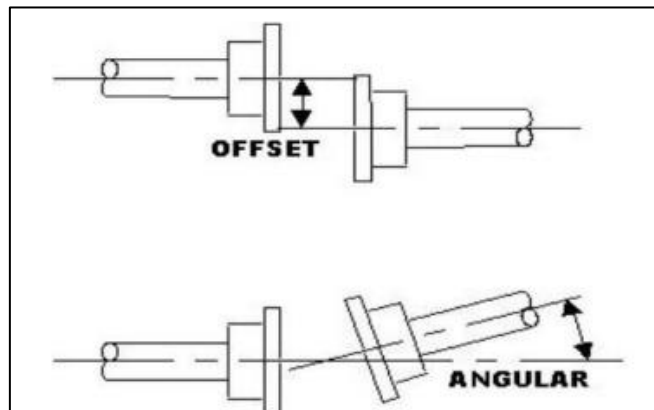


Figura. 10 Formas de Desalineamiento

Desalineación Paralela

La desalineación paralela produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en la extremidad acoplada de cada flecha, niveles de vibración altos en $2x$ y en $1x$. Se producen en las direcciones radiales o tangenciales en los rodamientos en cada lado del acoplamiento, y son de fase opuesta. En la mayoría de los casos, los componentes $2x$ estarán más altos que los $1x$. Los niveles axiales $1x$ y $2x$ estarán bajos solamente en desalineación paralela y su fase estará opuesta. [22]

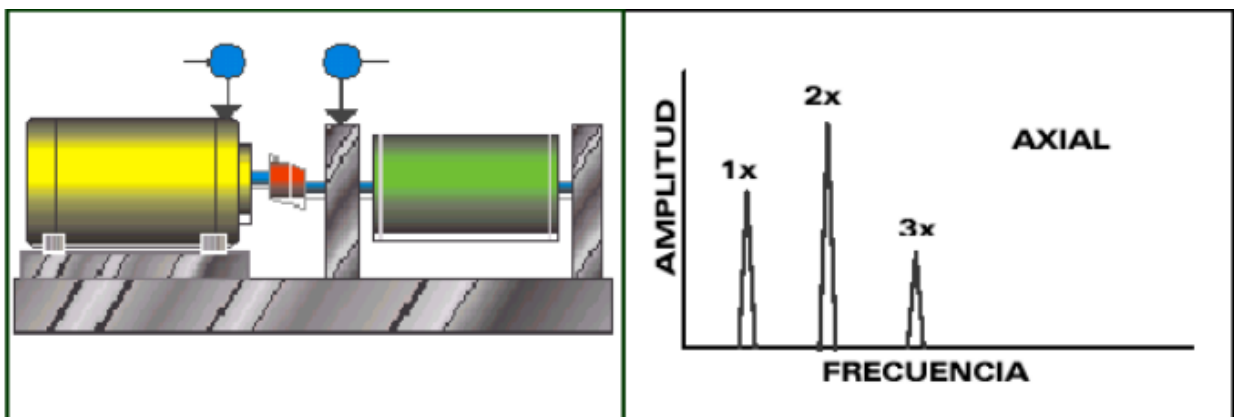


Fig. 11 Espectro de Desalineación Paralela

Si la velocidad de la máquina puede variar, la vibración, debido al desbalanceo también variará según el cuadrado de la velocidad. Si se duplica la velocidad, el nivel del componente de desbalanceo se incrementará por un factor de cuatro, pero la vibración debida a la desalineación no cambiará de nivel.

Desalineación Angular

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada flecha, y esto genera una fuerte vibración en $1x$, y algo de vibración en $2x$ en la dirección axial en ambos rodamientos y de fase opuesta. También habrá niveles relativamente fuertes en direcciones radiales y/o transversales $1x$ y $2x$, pero en fase. [22]

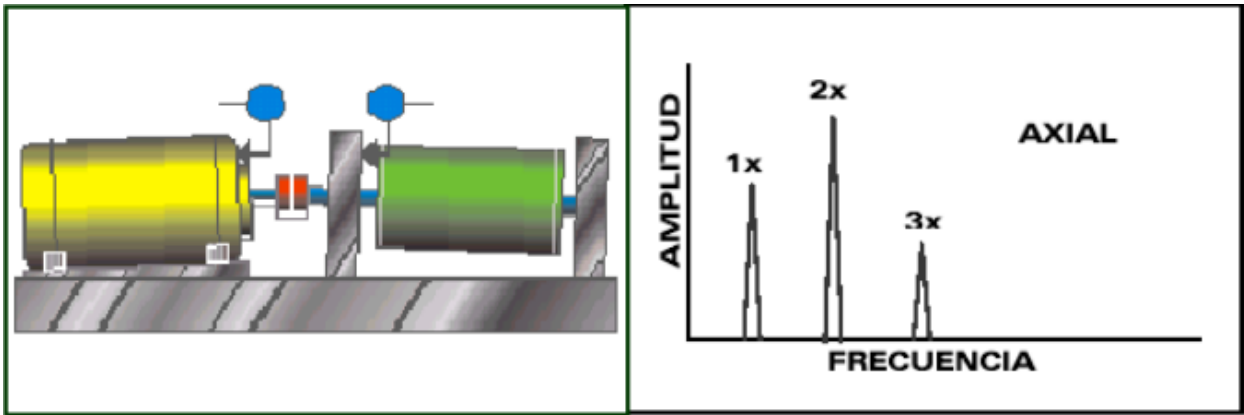


Figura 12. Espectro de Desalineación Angular

Un acoplamiento desalineado generalmente producirá niveles axiales bastante altos en 1x en los rodamientos a las otras extremidades de las flechas también. De manera general, la mayoría de los casos de desalineación son una combinación de los tipos descritos arriba. El diagnóstico está basado en picos 2x más fuertes que los picos 1x y en la existencia de picos axiales 1x y 2x.

La firma de vibración causada por una flecha flexionada se parece a la firma causada por desalineación, y es fácil confundirlas. Una flecha flexionada, que por lo general está causada por un calentamiento desigual en el rotor, debido a una barra de rotor en mal estado, causa altos picos axiales 1x y 2x y altos picos radiales y transversales 1x en ambos rodamientos. [23-30]

Desbalanceo

El desbalanceo es simplemente la distribución desigual de peso en un rotor, o sea, una fuerza que actúa centrífugamente y que cambia de dirección conforme el rotor gira.

Esta es la razón por la cual, un problema de vibración por desbalanceo, se observa a la frecuencia de rotación del rotor. La mayor componente de vibración se observará en las direcciones radiales, aunque para rotores montados en voladizo o cantiléver, la componente axial de la vibración será comparable con la radial, o en ocasiones, aún mayor.

Aunque el desbalanceo es un problema fácil de diagnosticar, se debe tener cuidado, porque existen otros problemas que normalmente también aparecen a la frecuencia

de rotación del rotor. Otra forma de confirmar el desbalanceo es mediante la forma de onda en dominio del tiempo.

Las máquinas están sujetas a varias condiciones de desbalanceo, las más importantes se llaman estáticas y dinámicas. El desbalanceo estático es un estado donde el centro de rotación de un rotor no corresponde a su centro de masa o en otras palabras, su centro de gravedad no está ubicado en su eje de rotación. Esto resulta en una fuerza centrífuga, que se aplica en el rodamiento a la frecuencia $1x$. Esta fuerza $1x$ es proporcional al cuadrado de la velocidad del rotor, lo que quiere decir que máquinas de alta velocidad requieren un balanceo con mucha más precisión que máquinas de baja velocidad.

El tipo de desbalanceo más sencillo es equivalente a un punto pesado en un punto único del rotor. Esto se llama un desbalanceo estático ya que se podrá ver aunque el rotor no está girando. Si se coloca el rotor en una arista de presión nivelada, el punto pesado siempre buscará la posición más baja. Otra forma más compleja de desbalanceo, llamada desbalanceo dinámico es muy común y lo examinaremos a continuación. [22]

El desbalanceo estático resulta en fuerzas $1x$ en los dos rodamientos de soporte del rotor, y las fuerzas en ambos rodamientos siempre están en la misma dirección. Se dicen que sus señales de vibración son en fase una con otra. Un desbalanceo estático puro, producirá un fuerte pico $1x$ en el espectro de vibraciones y su amplitud será proporcional a la gravedad del desbalanceo y al cuadrado de la velocidad. Los niveles relativos de la vibración $1x$ en los rodamientos dependen de la ubicación del punto pesado en el rotor.

Cuando se está examinando un espectro sin información acerca de fase, no se puede distinguir el desbalanceo estático del dinámico. Para corregir el desbalanceo dinámico se necesita un trabajo de balanceo en varios planos y el desbalanceo estático teóricamente se puede corregir con un solo peso de corrección. El peso de corrección se debe colocar exactamente al lado opuesto al desbalanceo y esto a veces no será fácil. [22]

Desbalanceo Estático

Generalmente producido por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con el diámetro. El espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1x del rotor.

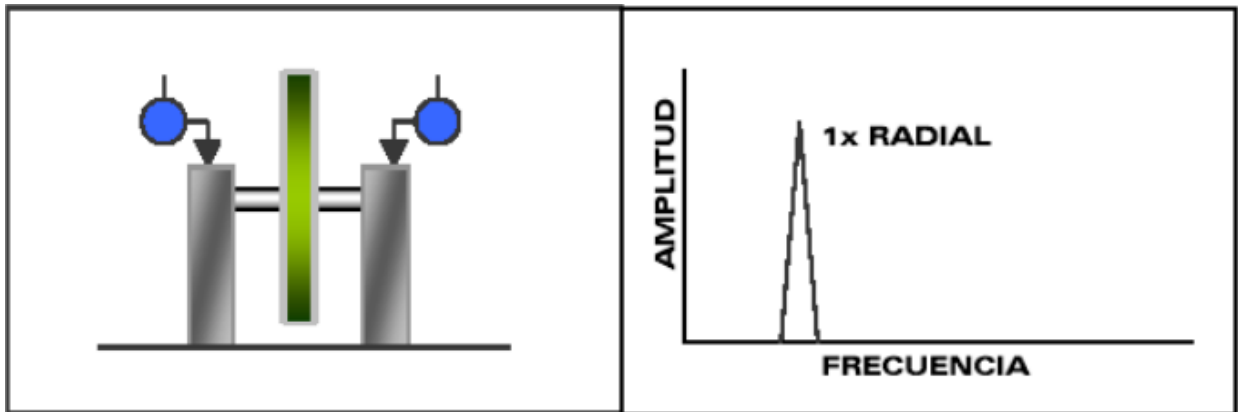


Figura 13. Espectro de Desbalanceo Estático

Desbalanceo Dinámico

El desbalanceo dinámico ocurre en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a 1x del rotor.

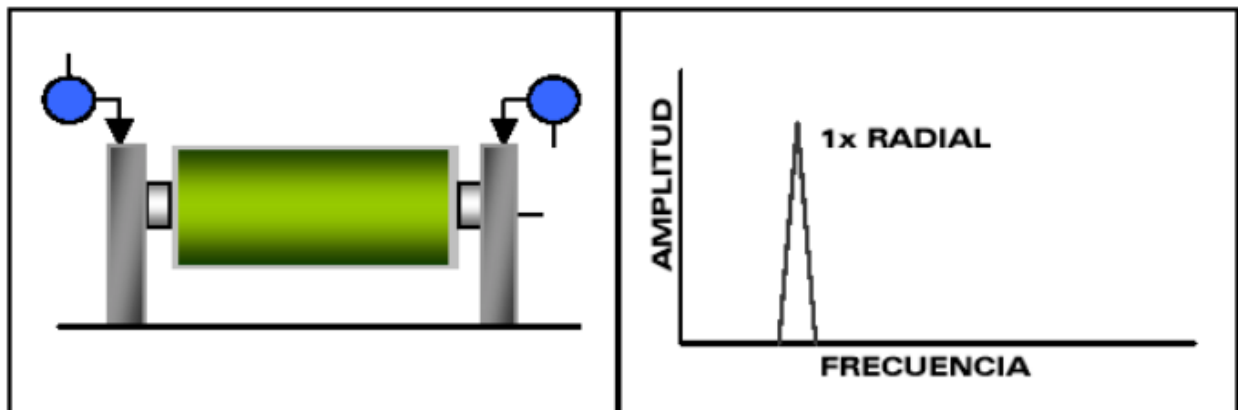


Figura 14. Espectro de Desbalanceo Dinámico

Determinación de la frecuencia natural de la máquina

Cálculo de la velocidad crítica

K= Coeficiente elástico de los calzos aisladores

M= Masa equivalente del conjunto motor-generator

K= K1+K2+K3+K4; K1=K2=K3=K4

K1= 0.53

K= 2.12

M= 1596 kg

$$W_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = \sqrt{\frac{2.12}{1596}} = 0.036$$

3.2 Interpretación de los principales resultados obtenidos en la aplicación de la metodología.

3.2.1 Selección de los puntos de medición

Descripción de los puntos de medición

La determinación de los puntos de medición se basa en el estándar ISO 8528-9, por lo que se determinan cuatro puntos de medición.

Tabla 3 Descripción de los puntos de medición y la dirección

Puntos	Descripción
P1H-	apoyo trasero del motor (horizontal)
P1V-	apoyo trasero del motor(vertical)
P1A-	apoyo trasero del motor(axial)
P2H-	apoyo delantero del motor (horizontal)
P2V-	apoyo delantero del motor (vertical)
P2A-	apoyo delantero del motor (axial)
P3H-	Punto interior del generador (horizontal)
P3V-	Punto interior del generador (vertical)
P3A-	Punto interior del generador (axial)
P4H-	punto exterior del generador (horizontal)
P4V-	punto exterior del generador (vertical)
P4A-	punto exterior del generador (axial)

3.2.2 Resultados obtenidos en la medición

Tabla 4. Resultados de la medición con el vibro test con la carga del grupo al 50%

medición	valores de velocidad RMS en cm\s											
	P1H	P1V	P1A	P2H	P2V	P2A	P3H	P3V	P3A	P4H	P4V	P4A
1	0.73	0.69	0.66	0.66	0.38	0.2	0.38	0.53	0.28	0.44	1.05	0.27
2	0.7	0.68	0.65	0.68	0.39	0.21	0.36	0.54	0.29	0.45	1	0.25
3	0.68	0.68	0.67	0.67	0.4	0.2	0.35	0.53	0.27	0.46	1.04	0.24
4	0.78	0.67	0.65	0.66	0.39	0.21	0.34	0.52	0.28	0.49	0.99	0.25
5	0.77	0.69	0.66	0.66	0.4	0.22	0.33	0.54	0.29	0.5	1.01	0.24
6	0.66	0.65	0.64	0.68	0.38	0.19	0.34	0.53	0.28	0.48	1.02	0.26
7	0.68	0.68	0.66	0.68	0.39	0.2	0.31	0.55	0.28	0.49	0.98	0.28
8	0.67	0.67	0.67	0.67	0.4	0.21	0.32	0.54	0.29	0.48	1	0.27
9	0.66	0.69	0.65	0.66	0.38	0.22	0.3	0.55	0.27	0.51	1.01	0.27
10	0.68	0.67	0.64	0.68	0.4	0.2	0.3	0.56	0.28	0.52	0.99	0.28

Media aritmética en cada punto y desviación típica

$$XP1H = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.73 + 0.7 + 0.68 + 0.78 + 0.77 + 0.66 + 0.68 + 0.67 + 0.66 + 0.68}{10} = 0.70 \frac{cm}{s}$$

$$XP1V = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.69 + 0.68 + 0.68 + 0.67 + 0.69 + 0.65 + 0.68 + 0.67 + 0.69 + 0.67}{10} = 0.68 \frac{cm}{s}$$

$$XP1A = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.66 + 0.65 + 0.67 + 0.65 + 0.66 + 0.64 + 0.66 + 0.67 + 0.65 + 0.64}{10} = 0.65 \frac{cm}{s}$$

$$XP2H = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.66 + 0.68 + 0.67 + 0.66 + 0.66 + 0.68 + 0.68 + 0.67 + 0.66 + 0.68}{10} = 0.67 \frac{cm}{s}$$

$$XP2V = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.38 + 0.39 + 0.40 + 0.39 + 0.40 + 0.38 + 0.39 + 0.40 + 0.38 + 0.40}{10} = 0.39 \frac{cm}{s}$$

$$XP2A = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.20 + 0.21 + 0.20 + 0.21 + 0.22 + 0.19 + 0.20 + 0.21 + 0.22 + 0.20}{10} = 0.21 \frac{cm}{s}$$

$$XP3H = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.38 + 0.36 + 0.35 + 0.34 + 0.33 + 0.34 + 0.31 + 0.32 + 0.30 + 0.30}{10} = 0.33 \frac{cm}{s}$$

$$XP3V = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.53 + 0.54 + 0.53 + 0.52 + 0.54 + 0.53 + 0.55 + 0.54 + 0.55 + 0.56}{10} = 0.54 \frac{cm}{s}$$

$$XP3A = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.28 + 0.29 + 0.27 + 0.28 + 0.29 + 0.28 + 0.28 + 0.29 + 0.27 + 0.28}{10} = 0.28 \frac{cm}{s}$$

$$XP4H = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{0.44 + 0.45 + 0.46 + 0.49 + 0.50 + 0.48 + 0.49 + 0.48 + 0.51 + 0.52}{10} = 0.48 \frac{cm}{s}$$

$$XP4V = \frac{\sum_{n=1}^{10} Med}{n} = \frac{1.05 + 1.00 + 1.04 + 0.99 + 1.01 + 1.02 + 0.98 + 1.00 + 1.01 + 0.99}{10} = 1.01 \frac{cm}{s}$$

Tabla 5 Valores de la velocidad RMS en cada punto y dirección

Parámetro de vibración: Velocidad RMS				
Puntos X Sentidos	1	2	3	4
	cm/s	cm/s	cm/s	cm/s
Horizontal	0.7	0.67	0.33	0.48
Vertical	0.68	0.39	0.54	1.01
Axial	0.645	0.21	0.28	0.26

PMedia aritmética en cada punto (X)

$$XP1 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.7 + 0.68 + 0.65}{3} = 0.67 \frac{cm}{s}$$

$$XP2 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.67 + 0.39 + 0.21}{3} = 0.42 \frac{cm}{s}$$

$$XP3 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.33 + 0.54 + 0.28}{3} = 0.38 \frac{cm}{s}$$

$$XP4 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.48 + 1.01 + 0.26}{3} = 0.58 \frac{cm}{s}$$

Tabla 6 Valores de la velocidad RMS en cada punto

Parámetro de vibración: Velocidad RMS				
Puntos	1	2	3	4
	cm/s	cm/s	cm/s	cm/s
X Puntos	0.67	0.42	0.38	0.58

Media aritmética de la máquina

$$XMáquina = \frac{\sum X \text{ Puntos}}{n \text{ Puntos}} = \frac{0.67 + 0.42 + 0.38 + 0.58}{4} = 0.51 \frac{cm}{s}$$

Desviación media de la máquina

$$d \text{ Máq.} = \frac{\sum_{i=1}^n [(xP_i) - XMáquina]}{n} = \frac{(0.67 - 0.51) + (0.42 - 0.51) + (0.38 - 0.51) + (0.58 - 0.51)}{10} = 0.0127$$

Tabla 7 Resultados de la medición con el vibro test con la carga del grupo al 80%

Medición	valores de velocidad en cm/s											
	P1H	P1V	P1A	P2H	P2V	P2A	P3H	P3V	P3A	P4H	P4V	P4A
1	0.24	0.17	0.18	0.21	0.26	0.09	0.19	0.24	0.1	0.2	0.21	0.09
2	0.21	0.17	0.17	0.18	0.28	0.07	0.18	0.22	0.12	0.21	0.22	0.1
3	0.24	0.15	0.15	0.17	0.24	0.1	0.17	0.22	0.11	0.19	0.23	0.09
4	0.23	0.16	0.14	0.2	0.26	0.08	0.16	0.24	0.10	0.18	0.22	0.07
5	0.21	0.19	0.13	0.21	0.24	0.07	0.15	0.2	0.12	0.21	0.22	0.05
6	0.25	0.18	0.17	0.18	0.25	0.07	0.18	0.21	0.11	0.22	0.23	0.07
7	0.21	0.18	0.16	0.17	0.23	0.09	0.17	0.22	0.12	0.2	0.21	0.08
8	0.25	0.18	0.15	0.19	0.21	0.08	0.16	0.21	0.10	0.18	0.23	0.09
9	0.24	0.14	0.14	0.18	0.21	0.1	0.16	0.23	0.11	0.18	0.21	0.07
10	0.23	0.23	0.13	0.16	0.23	0.09	0.15	0.24	0.12	0.19	0.2	0.06

Media aritmética en cada punto

$$XP1H = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.24 + 0.21 + 0.24 + 0.23 + 0.21 + 0.25 + 0.21 + 0.25 + 0.24 + 0.23}{10} = 0.23 \frac{cm}{s}$$

$$XP1V = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.17 + 0.17 + 0.15 + 0.16 + 0.19 + 0.18 + 0.18 + 0.18 + 0.14 + 0.15}{10} = 0.17 \frac{cm}{s}$$

$$XP1A = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.18 + 0.17 + 0.15 + 0.14 + 0.13 + 0.17 + 0.16 + 0.15 + 0.14 + 0.13}{10} = 0.15 \frac{cm}{s}$$

$$XP2H = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.21 + 0.18 + 0.17 + 0.20 + 0.21 + 0.18 + 0.17 + 0.19 + 0.18 + 0.16}{10} = 0.19 \frac{cm}{s}$$

$$XP2V = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.26 + 0.28 + 0.24 + 0.26 + 0.24 + 0.25 + 0.23 + 0.21 + 0.21 + 0.23}{10} = 0.24 \frac{cm}{s}$$

$$XP2A = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.09 + 0.07 + 0.10 + 0.08 + 0.07 + 0.07 + 0.09 + 0.08 + 0.10 + 0.09}{10} = 0.08 \frac{cm}{s}$$

$$XP3H = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.19 + 0.18 + 0.17 + 0.16 + 0.15 + 0.18 + 0.17 + 0.16 + 0.16 + 0.15}{10} = 0.18 \frac{cm}{s}$$

$$XP3V = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.24 + 0.22 + 0.22 + 0.22 + 0.20 + 0.21 + 0.22 + 0.21 + 0.23 + 0.24}{10} = 0.22 \frac{cm}{s}$$

$$XP3A = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.10 + 0.12 + 0.11 + 0.10 + 0.12 + 0.11 + 0.12 + 0.10 + 0.11 + 0.12}{10} = 0.11 \frac{cm}{s}$$

$$XP4H = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.20 + 0.21 + 0.19 + 0.18 + 0.21 + 0.22 + 0.20 + 0.18 + 0.18 + 0.19}{10} = 0.22 \frac{cm}{s}$$

$$XP4V = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.21 + 0.22 + 0.23 + 0.22 + 0.22 + 0.23 + 0.21 + 0.23 + 0.21 + 0.20}{10} = 0.22 \frac{cm}{s}$$

$$XP4A = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Med}{n} = \frac{0.09 + 0.10 + 0.09 + 0.07 + 0.05 + 0.07 + 0.08 + 0.09 + 0.07 + 0.06}{10} = 0.08 \frac{cm}{s}$$

Tabla 8 Valores de la velocidad RMS en cada punto y dirección

Parámetro de vibración: Velocidad RMS				
Punto X	1	2	3	4
Sentidos	cm/s	cm/s	cm/s	cm/s
Horizontal	0.23	0.19	0.16	0.2
Vertical	0.17	0.24	0.22	0.23
Axial	0.15	0.08	0.1	0.08

Media aritmética en cada punto (X)

$$XP1 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.23 + 0.17 + 0.15}{3} = 0.18 \frac{cm}{s}$$

$$XP2 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.19 + 0.24 + 0.08}{3} = 0.17 \frac{cm}{s}$$

$$XP3 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.18 + 0.22 + 0.11}{3} = 0.17 \frac{cm}{s}$$

$$XP4 = \frac{\sum X \text{ sentidos}}{n \text{ sentidos}} = \frac{0.22 + 0.22 + 0.08}{3} = 0.17 \frac{cm}{s}$$

Tabla 9 Valores de la velocidad RMS en cada punto

Parámetro de vibración: Velocidad RMS				
Puntos	1 cm/s	2 cm/s	3 cm/s	4 cm/s
X Puntos	0.18	0.17	0.17	0.17

Media aritmética de la máquina

$$XMáquina = \frac{\sum X \text{ Puntos}}{n \text{ Puntos}} = \frac{0.18 + 0.17 + 0.17 + 0.17}{4} = 0.17 \frac{cm}{s}$$

Desviación media de la máquina

$$d \text{ Máq.} = \frac{\sum_{i=1}^n [[xP_i] - XMáquina]}{n} = \frac{(0.18 - 0.17) + (0.17 - 0.17) + (0.17 - 0.17) + (0.17 - 0.17)}{10} = 0.01$$

3.2.3 Análisis, diagnóstico y corrección.

Análisis

Por lo antes expuesto y por los resultados obtenidos en la medición de vibraciones en la máquina que esta no presenta problemas de desalineamiento ya que la carga de operación no sobrepasa el 50% de su capacidad pero teniendo en cuenta los valores de la velocidad de vibración RMS de la máquina estos valores tienden a aumentar con el paso del tiempo lo que puede ser riesgoso ya que un aumento considerable de estos parámetros podrían causar daños en los elementos de la máquina.

Esto indica que si el problema tiende a progresar, pudiera provocar el incremento de amplitud de frecuencias forzadas. Se recomienda continuar con el monitoreo periódico. Si en el caso de aumentar drásticamente la amplitud de vibración verificar:

- Temperatura del motor
- Frecuencia de banda
- Frecuencia de rodamientos del ventilador.

La máquina puede presentar problemas de desbalanceo teniendo en cuenta las dimensiones de su rotor, la velocidad en que gira y la carga instalada lo que conlleva a que si el problema tiende a aumentar puede causar daños a los elementos de la máquina. Se recomienda un seguimiento periódico y en caso de aumentar el problema se hace necesario un balanceo cambiando de ubicación de los pernos que van sujetos al volante de inercia.

Diagnóstico

Analizando los parámetros de vibración en los que opera la maquina realmente se puede deducir que esta debido a los parámetros de explotación real pueda presentar problemas de desalineamiento, desbalance, soltura mecánica, aflojamiento estructural y teniendo en cuenta que los parámetros reales de vibración de la máquina y tomando como base para la evaluación de esta la norma ISO 10816-3 el parámetro de velocidad RMS de la maquina en condiciones reales de trabajo es de 5.1 mm/s que según la norma esta opera en nivel aceptable pero indica que está en fase de alerta lo que significa que la magnitud de la vibración se encuentra cerca de los límites recomendados. Estos valores tienden a aumentar a medida que aumenta el tiempo de explotación del equipo lo que significa que si estos valores de vibración aumentan lo suficiente podrían causar daños graves en los elementos de la máquina.

La máquina en cuestión de estudio se mantiene operando con un nivel de carga equivalente al 50% de su capacidad de carga lo que trae consigo un aumento de consumo de combustible, tiende a reducir la vida útil de la máquina debido al desaprovechamiento de la capacidad plena del equipo. En el anexo 3 se muestra la gráfica y tabla de consumo específico de combustible para el caso de estudio que se analiza.

Sin embargo en el estudio realizado con la maquina al 80% de carga, o sea, la cargabilidad óptima para el desempeño del equipo se puede observar que las vibraciones se encuentran en los límites normales para estos equipos.

Correcciones

Se recomienda el aumento de la barra de emergencia del equipo para que este opere dentro del límite de vibraciones normal, conectando al circuito del equipo algún local aledaño o con equipos de la propia instalación en que este funciona. En caso de no ser posible la ampliación de dicha barra seguir con el monitoreo periódico de la condición del equipo para observar el comportamiento de los parámetros de vibración de este.

Realizar los mantenimientos correspondientes al equipo según lo establecido por la empresa encargada del mantenimiento y montaje de estos.

Hacer una corrección en la nivelación y fijación de los cimientos de la máquina ya que esto ocasiona la generación de vibraciones indeseadas y que pueden llegar a ser perjudiciales para los elementos del equipo durante su vida útil.

3.2.4 Análisis comparativo entre las condiciones iniciales y después de las correcciones que se puedan proponer.

Tabla 10. Comparación de los parámetros de funcionalidad del equipo

Parámetros	Carga al 50%	Carga al 80%
Velocidad de la vibración RMS en mm/s	5.1	1.7
Consumo de combustible en L/kWh	0.2285	0.2087
Potencia generada en kW	30.69	47.64

Luego de la ampliación de la barra de emergencia del grupo electrógeno y los resultados obtenidos en la medición de las vibraciones con el equipo trabajando a plena carga se aprecia la notable disminución de la vibración siendo esto un resultado satisfactorio debido a que con esta carga la vibración del equipo disminuye al punto que según la norma ISO 10816-3 se encuentra operando en los niveles adecuados de vibración, mientras que con el equipo trabajando con la carga real instalada ofrece vibraciones que están en los límites recomendados por las normas y que son propensos a tener un comportamiento ascendente y progresivo a medida que se alarga el tiempo de explotación del equipo y que al llegar a cierto nivel pueden causar daños severos a los elementos de la máquina.

Con el aumento de la carga instalada del equipo se reduce el consumo específico de combustible siendo esto un factor de gran conveniencia debido a que el ahorro de combustible Diesel por cada 100 horas de generación es de 56.47L debido esto a la disminución del consumo de combustible por kW generado, ascendiendo este valor según el tiempo promedio de generación anual del equipo a 26823,06L de

combustible en los próximos 5 años de explotación, como también se aumenta la potencia a generar del equipo con un menor índice de consumo y mayor estabilidad en el funcionamiento del equipo contribuyendo esto al alargamiento de la vida útil de la máquina y sus componentes.

Conclusiones Parciales

A partir de mediciones experimentales en caso de estudio seleccionado se puede concluir que:

- En las condiciones de operación en las que funciona el equipo en tiempo real, los parámetros de vibraciones se encuentran en los límites recomendados para estos equipos, según norma **ISO 10816-3**. A largo plazo, con el carácter ascendente de estas vibraciones, pudieran ocasionar daños graves en los elementos del motor y de la máquina en general.
- Con la ampliación de la carga instalada del equipo este ofrece parámetros de vibraciones que se encuentran en un rango satisfactorio, lo que significa que la vibración se encuentra en los límites normales para esta serie de equipos.
- Luego de la ampliación de la carga instalada del equipo la generación del equipo y su funcionamiento se hace más estable debido a que con el equipo funcionando a plena carga la regulación de la velocidad del motor se efectúa por el sistema mecánico que este posee y no por la variación de la inyección de combustible, lo que incurre de esta manera en un notable ahorro de combustible y en una mayor estabilidad en la marcha del motor.

-

CONCLUSIONES GENERALES

A partir de los resultados obtenidos en el estudio realizado se puede concluir que:

- Se ha podido obtener, según la revisión bibliográfica sobre la base de las mediciones de campo realizadas, las particularidades espectrales de los principales problemas vibratorios que pueden presentar los grupos electroenergéticos.
- Según resultados de los análisis de los espectros vibroacústicos, no existe correspondencia entre las frecuencias dominantes de los espectros de Presión Sonora y de Vibraciones, toda vez que en los registros de vibraciones, convertidos a espectros de ancho de banda porcentual constante, resultan significativas las bandas de 25 Hz, 31.5 Hz y 40 Hz y sin embargo, en los registros de presión sonora, sólo resulta significativa la banda de 125 Hz.
- En la investigación se realizó un estudio funcional y constructivo del Grupo Electrónico DENYO de la panadería El Fénix, demostrando que es de gran importancia conocer su funcionamiento, características técnicas y tiempo de operación para realizar así el mantenimiento requerido.
- En las condiciones de operación en las que funciona el equipo en tiempo real, los parámetros de vibraciones se encuentran en los límites recomendados para estos equipos, según norma **ISO 10816-3**. A largo plazo, con el carácter ascendente de estas vibraciones, pudieran ocasionar daños graves en los elementos del motor y de la máquina en general.
- Con la ampliación de la carga instalada del equipo, al desarrollar modelos de comparación dinámica, se pudo comprobar que este ofrece parámetros de vibraciones que se encuentran en un rango satisfactorio, lo que significa que estas vibraciones están entre los límites normales.

RECOMENDACIONES

A partir del estudio realizado y los resultados obtenidos se recomienda:

- Continuar con el monitoreo periódico de la instalación y el análisis de las vibraciones de esta y en caso de tener un comportamiento ascendente y progresivo tomar medidas correctivas para evitar daños severos que podrían causar el comportamiento inadecuado de estos parámetros.
- Hacer una corrección en la nivelación y fijación de los cimientos de la máquina ya que esto ocasiona la generación de vibraciones indeseadas y que pueden llegar a ser perjudiciales para los elementos del equipo durante su vida útil. La necesidad de ampliar la barra de emergencia del grupo electrógeno es importante debido a que con esto se reducen los parámetros de vibración del equipo durante su funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

1. Asiaín, R.F.y.T.I., *Diagnóstico de Fallas en Máquinas Eléctricas Rotatorias Utilizando la Técnica de Espectros de Frecuencia de Bandas Laterales* Información Tecnológica, 2011. **22**: p. 12.
2. *Manual de operación de grupos electrógenos* Denyo. 2001.
3. Matienzo, J.R., *Diagnóstico por vibraciones en motores de combustión interna* Ingeniería Mecánica, 1998. **1**: p. 11-26.
4. J., R.M., *Diagnóstico Vibroacústico de los Motores de Combustión Interna*. Ingeniería en Transporte, 1991. **7**: p. 60.66.
5. J. Cabrera Gómez, E.E.E., *Identificación de síntomas espectrales asociados a problemas en grupos electro energéticos*. . Ingeniería Mecánica, 2005. **1**: p. 63-71.
6. J.; R.M., *Las frecuencias naturales de elementos de máquinas, su determinación y utilidad en el diagnóstico técnico*.
7. *Normativa sobre vibraciones, CURSO DE DOCTORADO: INTRODUCCIÓN AL FENÓMENO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS. Volumen, 42*
8. Aaberg, D., *Soluciones para el ruido de grupos electrógenos: Control del ruido no deseado de los sistemas de energía en el lugar de trabajo* Información técnica de Cummins Power Generation Inc., 2007: p. 6.
9. Yanexi Cepero-Aguilera, E.P.-M., Yanet Ponce-Toste *Particularidades de la medición de presión sonora y vibraciones en grupos electrógenos MAN 18 V48/60 B* Ingeniería Mecánica., 2010. **14**: p. 40-51.
10. *Práctica 2. Vibraciones Forzadas*, Universidad Simón Bolívar. p. 8.
11. Javier Abad Blasco, M.G.G., Luis Lezaún Martínez de Ubago, Francisco Martínez Gómez, *Detección de defectos en ensambles por análisis modal.*, in *Técnica Industrial* 255. p. 5.
12. Jesús A. Royo, G.R., Fernando Torres *Análisis de vibraciones e interpretación de datos. Volumen,*
13. LAFITA, F.M., H., *Introducción a la Teoría de las vibraciones mecánicas*. , ed. E. Labor. 1968.
14. Luna Avilés Alejandro, B.B.G. (2012) *Análisis de vibraciones de un eje roto- dinámico con redes neuronales artificiales y su aplicación al mantenimiento*. Memorias del xviii congreso internacional anual de la somim **Volumen, 7**

15. Martínez, J.M.R., *Sistemas Vibratorios de un Grado de Libertad Sujetos a Vibración Libre Amortiguada.*, in *Departamento de Ingeniería Mecánica*, Universidad de Guanajuato: Salamanca, Gto. 38730, México. p. 21.
16. Melvin Enríquez castellanos torres, m.f.s.m., *programa de mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones en equipos críticos de la industria azucarera in facultad de ingeniería y arquitectura* 2005, universidad centroamericana “José Simeón Cañas”: Salvador C.A. p. 89
17. MsC. Ing. Elio Rafael Hidalgo Batista, M.I.B.R.C., Dr. Ing. Carlos Batista Rodríguez, *El Diagnóstico técnico por análisis de tendencia, técnica para evaluar el estado de condición de un equipo. Aplicación a un grupo electrógeno*, in *Ciencias Holguín* 2009: Holguín.
18. Orestes Llanes Santiago, A.P.M., *Control discontinuo dinámico para control activo de vibraciones mecánicas*, in *Revista Cubana de Ingeniería*. 2010: Cuba.
19. Pallares Muñoz, M.R.R.C., Wilson, *Modelación del fenómeno de vibración forzada formulando una analogía eléctrica con el programa de elementos finitos "Ansys"*, in *Ingeniería e Investigación*. 2009, Universidad Nacional de Colombia: Bogotá, Colombia. p. 5-12.
20. Ricardo Taborda Ríos, M.O.S., *Procedimiento para estimar los amortiguamientos de un sistema a partir de funciones de transferencia.* , Guanajuato león. p. 15.
21. Saavedra, P.N., *LA MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE INSPECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES, APLICACIONES,NORMATIVAS Y CERTIFICACION*, in *Departamento de Ingeniería Mecánica*, Universidad de Concepción n p. 8.
22. GONZÁLEZ, H.Á., *DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS DEDESALINEAMIENTO Y DESBALANCEO MECÁNICO* in *Scientia et Technica*. 2005, Universidad Tecnológica de Pereira: Pereira. p. 101-106.
23. Pernia-Márquez, I.D.A., *INTRODUCCIÓN A LA MEDICIÓN DE VIBRACIÓN* in *Facultad de Ingeniería*. 2004, Universidad de los Andes: Mérida. Venezuela. p. 15.
24. Abella, M.B.M., *MANTENIMIENTO INDUSTRIAL*, in *Área de Ingeniería Mecánica*, Universidad Carlos III de Madrid: Madrid. p. 48.
25. Avelio, A., *Vibraciones en sistemas de un grado de libertad*, Universidad de Navarra.

26. Batista., M.I.E.R.H., *El Diagnóstico técnico por análisis de tendencia, técnica para evaluar el estado de condición de un equipo. Aplicación a un grupo electrógeno.* Ciencias Holguín, 2009: p. 10.
27. CEDEÑO, I.L., *ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS COMO BASE PARA LA EJECUCIÓN DE UN PLAN DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO PARA LA MAQUINARIA PETROLERA (BLOQUE 15) DE OCCIDENTAL EXPLORATION & PRODUCTION COMPANY*”, in *Facultad de Ingeniería Mecánica.* 2006, ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO: Sangolquí. p. 332.
28. D. Fernández-Fernández, F.M.-M., *Aplicación de técnicas de lubricación predictivas en Grupos Electrógenos.* Ingeniería Mecánica. , 2009. **12**: p. 8.
29. Díaz, S.E., *Medición y análisis de vibraciones*, Universidad Simón Bolívar. p. 23.
30. Edgar A. Estupiñán, P.N.S., *ANÁLISIS DE VIBRACIONES APLICADO A LAS MÁQUINAS ROTATORIAS DE BAJA VELOCIDAD.*

ANEXOS



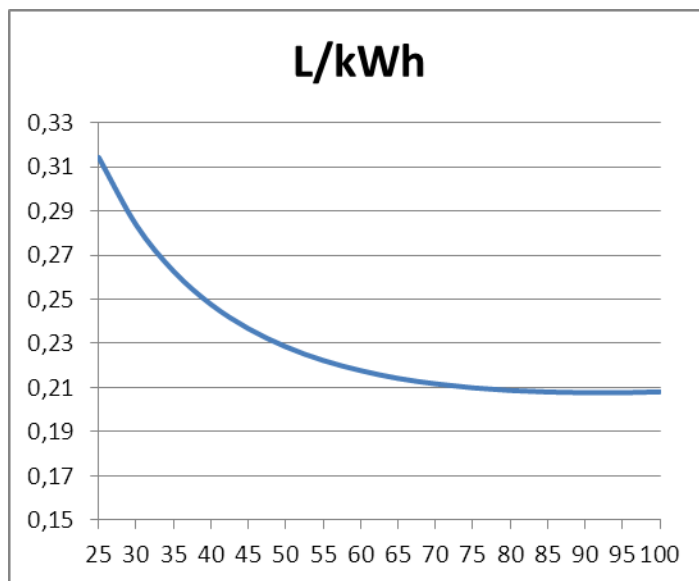
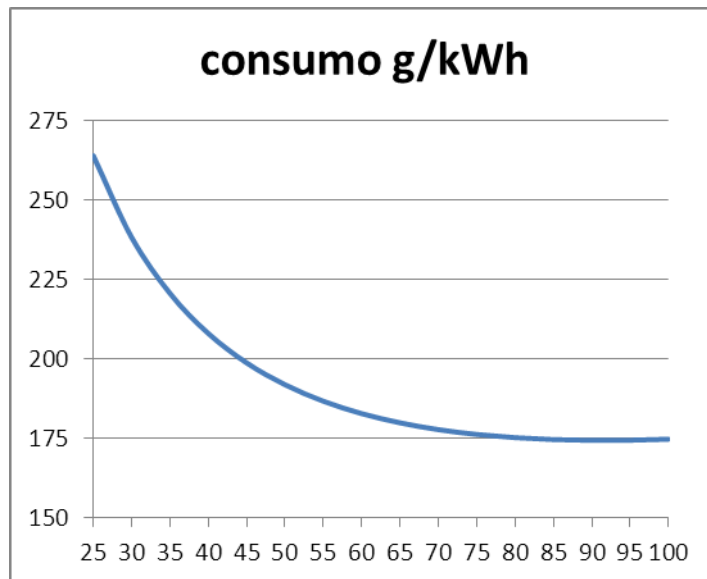
1. Grupo electrógeno y sus principales partes

		Velocity amplitude (maximum rms values) for the following shaft heights h , in mm*					
		80 < h < 132		132 < h < 225		225 < h < 400	
Quality grade	Speed, rpm	mm/s	in./sec	mm/s	in./sec	mm/s	in./sec
N (normal)	600 to 3,600	1.8	0.071	2.8	0.110	4.5	0.177
R (reduced)	600 to 1,800	0.71	0.028	1.12	0.044	1.8	0.071
	>1,800 to 3,600	1.12	0.044	1.8	0.071	2.8	0.110
S (special)	600 to 1,800	0.45	0.018	0.71	0.028	1.12	0.044
	>1,800 to 3,600	0.71	0.028	1.12	0.044	1.8	0.071

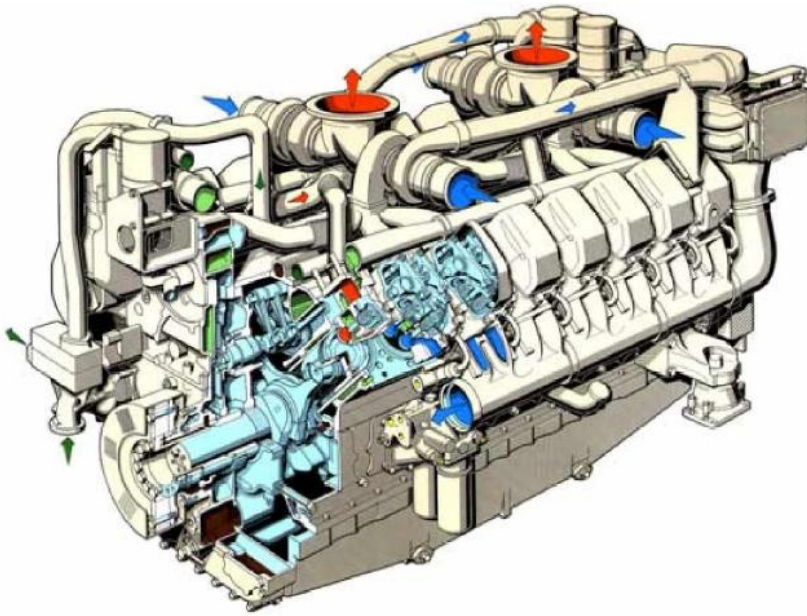
* A single set of values, such as those applicable to the 132- to 225-mm shaft height, may be used if shown by experience to be required. The shaft height is the vertical distance from the base of the motor to the centerline of the shaft.

2. Límites recomendados de la severidad en vibración para varios tamaños de motor

carga %	consumo g/kWh	L/kWh
25	264,04	0,3143
30	238,3267	0,2837
35	220,68	0,2627
40	208,075	0,2477
45	198,8311	0,2367
50	191,94	0,2285
55	186,76	0,2223
60	182,8633	0,2177
65	179,9538	0,2142
70	177,82	0,2117
75	176,3067	0,2099
80	175,2975	0,2087
85	174,7035	0,208
90	174,4425	0,2077
95	174,4989	0,2077
100	174,79	0,2081



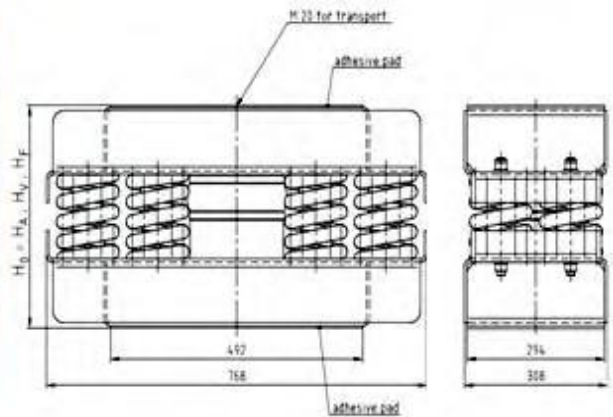
3. Tablas de consumo específico de un Grupo Electrónico DENYO 75kVA



4. Motor de combustión interna Diesel



a)



b)



5. Calzo anti vibratorio



6. Colector Analizador de Vibraciones TIME TV110



7. Generador montado con aisladores de vibración tipo resorte