

“Casos Reales de Análisis de Vibración”

Ing. Oscar Jiménez Yenny

Mantenimiento Predictivo Computarizado S.A. de C.V.

Conmutador y fax 52 (81) 83573488

Email: predictivo@mpc.com.mx, ojimenez@mpc.com.mx

Resumen

Este trabajo se enfoca principalmente a la presentación de casos típicos de maquinaria que ha presentado problemas de confiabilidad debido a sus altos niveles de vibración. La instrumentación moderna de diagnóstico de vibraciones, aunada al conocimiento de la operación de los equipos y al conocimiento de los principios básicos del análisis de vibración, son las herramientas adecuadas para poder resolver adecuadamente la mayoría de los problemas de vibración existentes en la maquinaria industrial, y prácticamente en cualquier pieza o estructura que presente este tipo de problemas.

Debido a las complejidades de la industria en cuanto al tipo de equipos se refiere, se debe considerar este artículo como una guía práctica para la solución de problemas de vibración en su generalidad, mas no como una “receta de cocina” para resolver todos los problemas de los tipos de equipos presentados en esta ponencia.

El Proceso del Análisis de Vibraciones

En la actualidad contamos con sistemas avanzados para la colección de datos y procesamiento de los mismos. Los diferentes fabricantes de instrumentación dedicada al ramo de las vibraciones han innovado sus productos de tal forma que el analista cuenta con más herramientas para poder localizar el problema raíz que ocasiona los altos niveles de vibración en la maquinaria. Aún con estas herramientas avanzadas, es de primordial importancia que el analista tenga siempre en mente los principios básicos del análisis de vibración y una técnica de aproximación adecuada al problema para poder obtener los resultados esperados. A continuación se describen algunos de ellos.

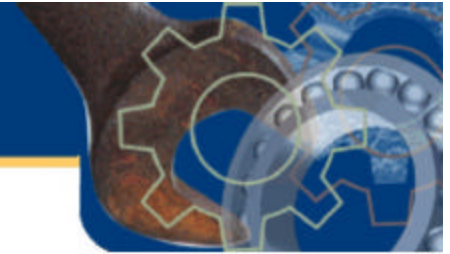
- *El movimiento o vibración existente en la maquinaria se debe primordialmente a la interacción de **fuerzas** existentes en la maquinaria. Partiendo de este precepto, el analista deber tener claro el concepto de cuáles fuerzas son las que pueden originar el movimiento y tenerlo presente siempre al momento de efectuar un análisis de vibración. Algunos ejemplos típicos son: desequilibrio, desalineamiento, ejes flexionados, excentricidades, soldaduras en bases, holguras en componentes, lubricación inadecuada, etc. El objetivo del analista es identificar las fuerzas indeseables que*



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

interactúan dentro de la maquinaria y recomendar las acciones necesarias para poder disminuirlas al mínimo.

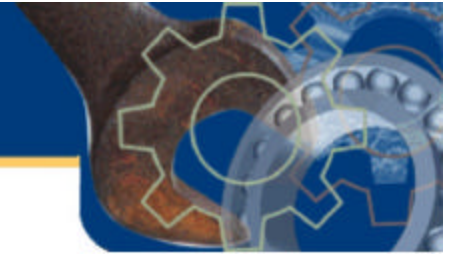
- *Toda la maquinaria está sujeta a ciertos niveles de vibración, sin embargo es importante reconocer si se encuentra dentro de los **límites permisibles**. Una buena base de partida es utilizar los límites de severidad contenidos en la norma ISO 10816-1 1995. Esta norma reemplaza la norma ISO 2372 y la ISO 3945. En estas normas se estipulan las posiciones de medición así como los límites máximos permisibles por clase de equipo. Así pues, esta norma servirá como base para determinar la integridad de la maquinaria así como un criterio de aceptación en el caso de maquinaria nueva o reconstruida.*
- *Todo problema se debe a un **cambio**. Cuando en una maquinaria se incrementan los niveles de vibración excediendo los límites permisibles, la primera pregunta que el analista se debe formular es ¿cuál fue el cambio que ocurrió para que se presentase el problema? Es aquí donde la interacción con el personal de la planta, ya sea el personal de producción o de mantenimiento, es importante. Cuestionarles con respecto a cambios significativos será de gran ayuda para poder determinar la causa raíz del problema, por ejemplo:*
 - ¿El problema se presenta en todas las condiciones de operación?*
 - ¿El equipo es de velocidad variable y/o carga variable?*
 - ¿Se han llevado a cabo recientemente acciones de mantenimiento, específicamente antes de que se presentase el problema?*
 - ¿Existió algún paro previo a que se presentase el problema?*
 - ¿El problema se presentó desde que se instaló el equipo?*
- *La vibración tiene amplitud y **frecuencia**. Debido a lo anterior, cada frecuencia presente en el espectro obtenido de la vibración proviene de un componente o problema específico. Un ejemplo que denota lo anterior es el caso del desbalance, el cual es una fuerza rotatoria que se presenta en un mismo punto de medición cada vez que el rotor con desbalance efectúa un giro, de tal forma que se dice que la frecuencia del desbalance está en sincronía con la frecuencia o velocidad de giro del rotor desbalanceado. En un solo espectro obtendremos diversas frecuencias que pueden provenir de diferentes componentes de la maquinaria, frecuencias eléctricas o frecuencias generadas por el proceso, como es el caso de cavitación o recirculación. El reto del analista es distinguir cuáles son las causas que originan la presencia de dichas*



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

frecuencias con la finalidad de guiar al personal de mantenimiento en el proceso correcto de corrección del problema.

- Una herramienta adicional al espectro, es su materia prima, conocida como **forma de onda**, la cual nos proporciona información con respecto a los acontecimientos que suceden con respecto al tiempo. El análisis de estos eventos es de primordial importancia en el caso de reductores y maquinaria con bajas revoluciones de giro. Del análisis de la misma se pueden detectar problemas como dientes rotos, impactos por soldaduras, lubricación inadecuada, etc. Si el objetivo es observar este tipo de eventos, será pues necesario analizar las formas de onda en aceleración, ya que la misma es una medida de fuerza.
- Adicionalmente a la frecuencia, la vibración también tiene **fase** a una frecuencia determinada. La fase, independientemente del método con el cual se obtenga, nos indica el cómo se mueve un punto de medición con respecto a otro punto de medición. Lo anterior es de gran ayuda para distinguir entre varios tipos de problemas que causan vibración: desbalance, desalineamiento, ejes flexionados, soldaduras en bases, etc. Todas las causas anteriores generan vibración a la misma frecuencia, por lo que en ocasiones es imprescindible el uso de esta herramienta para poder efectuar un diagnóstico preciso del problema.
- Una de las materias primas más importantes para el analista es el conocer la **velocidad de giro** de la maquinaria o de sus ejes adicionales como es el caso de cajas de engranaje o transmisiones operadas por correas o bandas. Para determinar estas velocidades de operación es importante conocer los diversos **componentes de la maquinaria**:
 - rodamientos (número y marca de fabricante)
 - número de dientes y arreglo de los engranes
 - diámetro de poleas
 - tipo de acoplamiento (flexible, rígido, hidráulico, eléctrico)
 - número de dientes en poleas dentadas
 - número de álabes o secciones en ventiladores
 - número de lóbulos o secciones en compresores
 - etc.



2. Aproximación Inicial En El Campo

Una vez que el analista se encuentra frente al equipo o maquinaria que tiene el problema, se presenta el primer cuestionamiento: ¿por dónde empiezo? Esta pregunta es normal. El individuo ya cuenta con un analizador en su poder, el cual puede ser de tecnología de punta, sin embargo, se recomienda seguir estos sencillos pasos:

- Verificar el estado de la base del conjunto para asegurarse que se encuentre firmemente anclado, o en su caso, si existen aisladores de vibración, que se encuentren en buenas condiciones. Lo anterior es de primordial importancia, dado que las bases son el único medio de sujeción de la maquinaria a este planeta. Si la base se encuentra suelta o en malas condiciones, cualquier vibración adicional proveniente de los elementos de la maquinaria se verá seriamente amplificada por esta mala sujeción. Es por eso que decimos “Una buena base para una verificación, es la verificación de una buena base”.
- Identificar con las yemas de los dedos posibles solturas existentes entre superficies, como son patas de motores hacia sus bases, bases hacia cimientos, placas base hacia bases metálicas, etc. En ocasiones los problemas que parecen complejos en el mundo de las vibraciones se resuelven con este sencillo procedimiento. En caso de encontrar situaciones como las mencionadas, será necesario reapretar la tornillería o en su defecto reforzar las bases teniendo el debido cuidado de monitorear en tiempo real los niveles de vibración para asegurarse de que los niveles no aumenten.
- Camine alrededor de la maquinaria para sentir con sus pies o manos aquellas zonas en las cuales se presenten niveles de vibración mayores. De ser necesario toque la tubería o ductería como es el caso de bombas, ventiladores o sopladores, tratando de encontrar zonas con niveles elevados de vibración. Recuerde que la resonancia no es una causa de vibración, es un magnificador de los niveles de vibración, pudiendo ocasionar daños severos en la maquinaria y sus alrededores.
- Pregunte, pregunte y vuelva a preguntar al personal encargado de la maquinaria si han existido cambios en el proceso o acciones de mantenimiento. Es probable que el problema se deba a un cambio efectuado, por más insignificante que éste parezca. Cambios en velocidades de giro, en condiciones de carga, en bases reforzadas, etc., pueden ser la clave para localizar el problema aún sin la necesidad de utilizar su instrumento.
- El analizador o colector de datos será la última herramienta a utilizar para detectar el problema, por extraño que esto le parezca. El sentido común, que generalmente es el menos común de los sentidos, aplicado al campo de la mecánica y eléctrica, es de gran



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

ayuda para la solución de problemas crónicos de altos niveles de vibración y mal funcionamiento de la maquinaria. No crea, y se lo sugerimos con especial hincapié, que el solo hecho de utilizar su analizador o colector de alta tecnología le proveerá toda la información para el diagnóstico correcto del problema. Es importante entender el comportamiento de los varios tipos de equipos, como son, compresores de tornillo, bombas, ventiladores, bombas de pistones, reductores, etc. Se recomienda tener siempre la información concerniente con respecto a los mismos, o en su defecto asistir a cursos de capacitación en la materia.

- Para finalizar, es importante aplicar una mezcla adecuada de técnicas de análisis dependiendo de sus lecturas iniciales. Del análisis de sus espectros iniciales (frecuencia, amplitud y dirección de la vibración), dependerá la decisión de aplicar las siguientes herramientas de análisis de su analizador colector de datos:
 - ❑ Demodulación
 - ❑ Análisis de Fase (incluso ODS si cuentan con este programa)
 - ❑ Análisis de tiempo real
 - ❑ Análisis de forma de onda
 - ❑ Análisis transitorio
 - ❑ Etc.

3. Caso De Resonancia y su Confirmación por Medio de Análisis de Fase

Equipo: Molino de caucho, 4000 HP

Problema: Vibración excesiva en el motor, la cual comenzó justo después de haber realizado el cambio del mismo durante un mantenimiento.

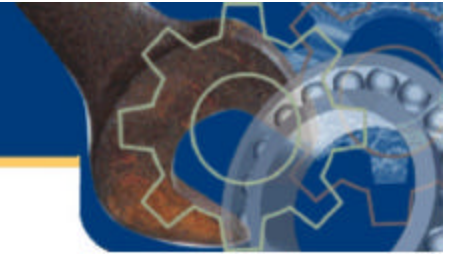
Características de la vibración:

- ❑ Los niveles permanecen aceptables (0.15 in/s) hasta que el motor alcanza su velocidad máxima de 890 RPM, en la cual se disparan bruscamente (0.40 in/s)
- ❑ Se presenta a la velocidad de giro del motor.
- ❑ Es predominantemente horizontal.
- ❑ Los niveles en ambos apoyos son muy semejantes.
- ❑ La vibración es mayor con el equipo trabajando en vacío. Con carga los niveles disminuyen.
- ❑ La vibración en los demás componentes del equipo (un reductor de velocidad y el molino de caucho) es muy baja (0.04 in/s máximo)

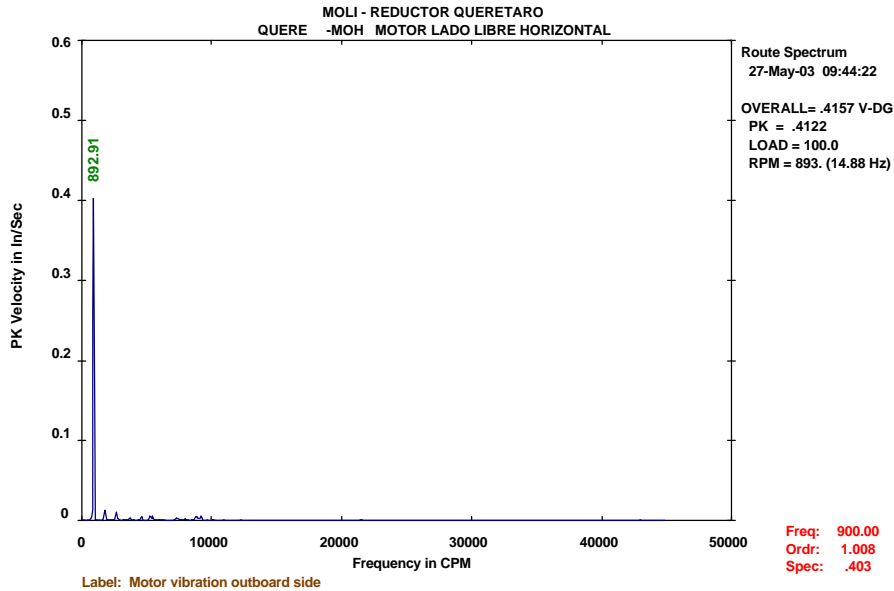


1er CONGRESO MEXICANO DE CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO

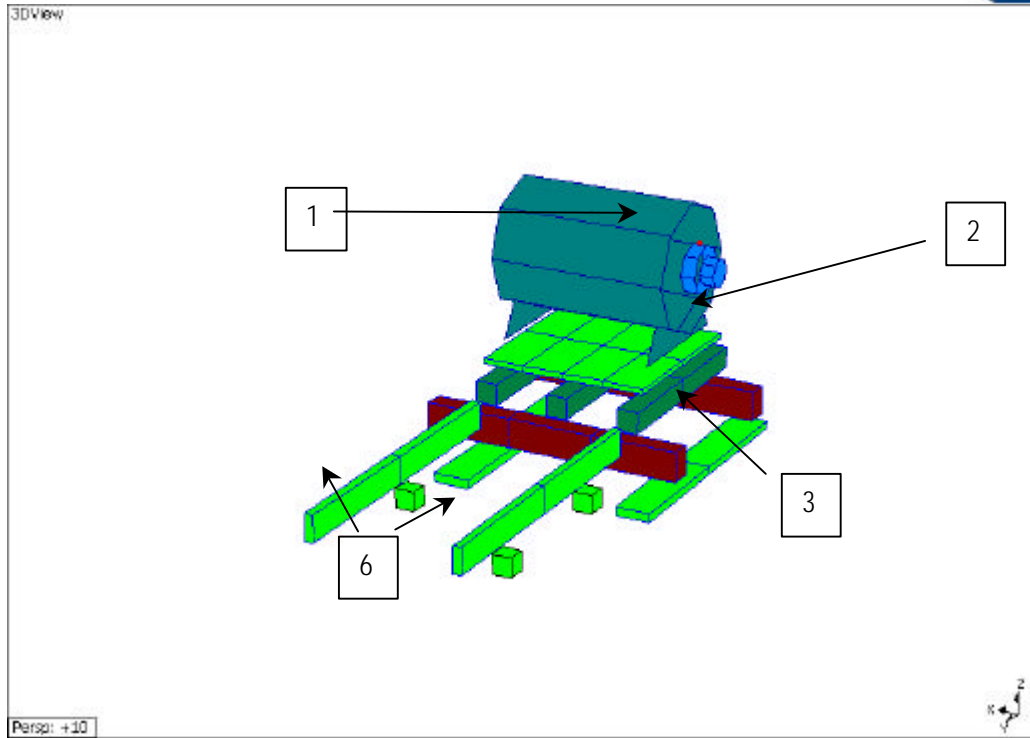
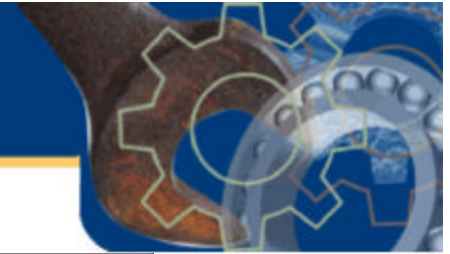
OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO



Los espectros de vibración muestran que el problema se presenta a la velocidad de giro del motor



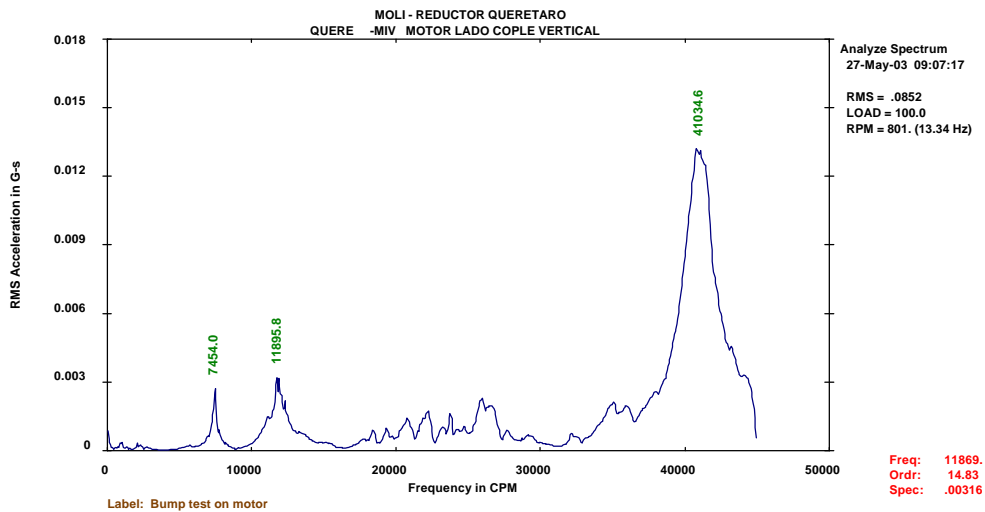
Debido a que los niveles de vibración son mucho mayores en una sola dirección, y esta característica es propia de condiciones de resonancia, se procedió a efectuar pruebas de impacto en el motor y las estructuras circundantes de acuerdo al siguiente diagrama:

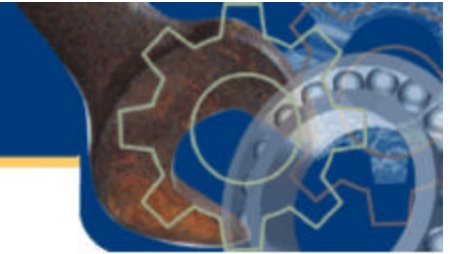


Resultados:

1.- Prueba de impacto en cuerpo del motor

Frecuencias principales: 7454, 11895 y 41034 CPM

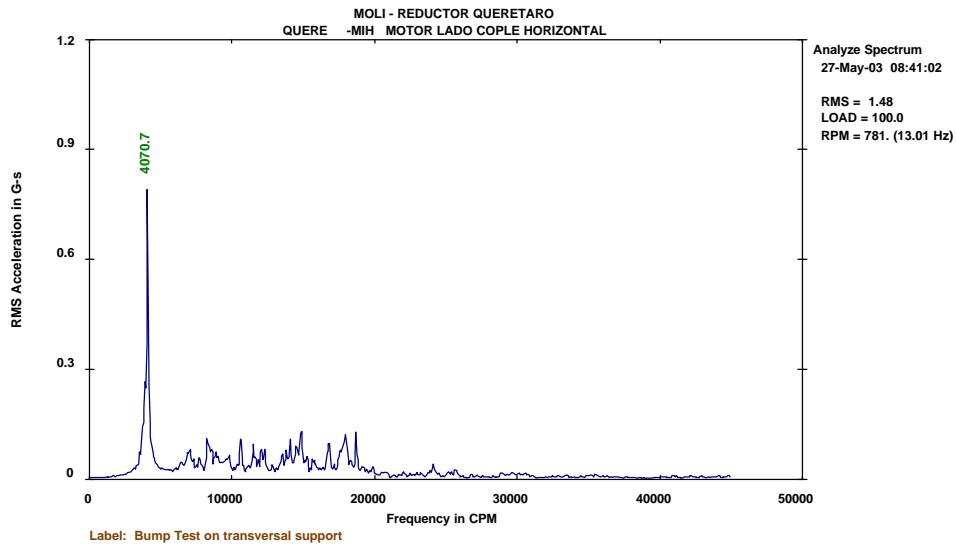




OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

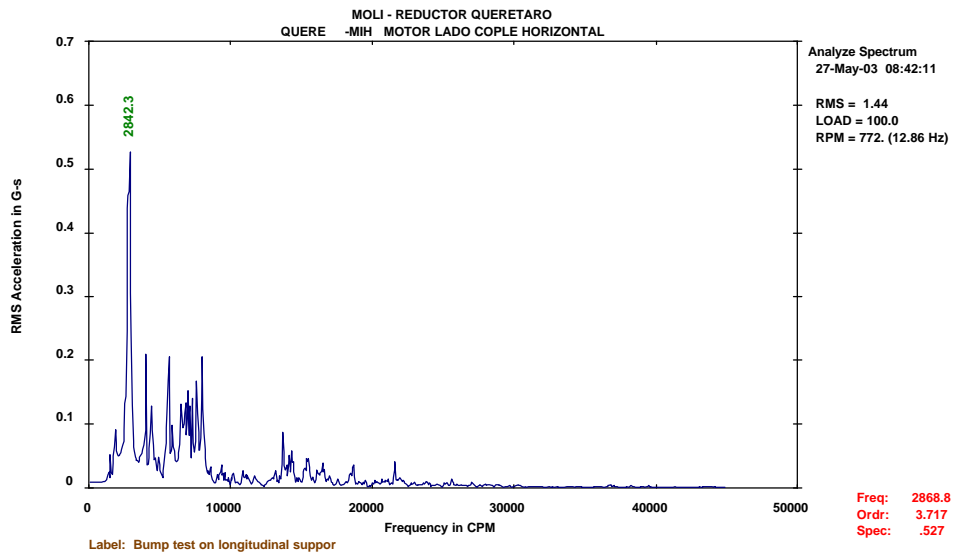
2.- Soporte metálico transversal.

Frecuencia principal: 4070 CPM



3.- Soporte metálico longitudinal.

Frecuencia principal: 2842 CPM

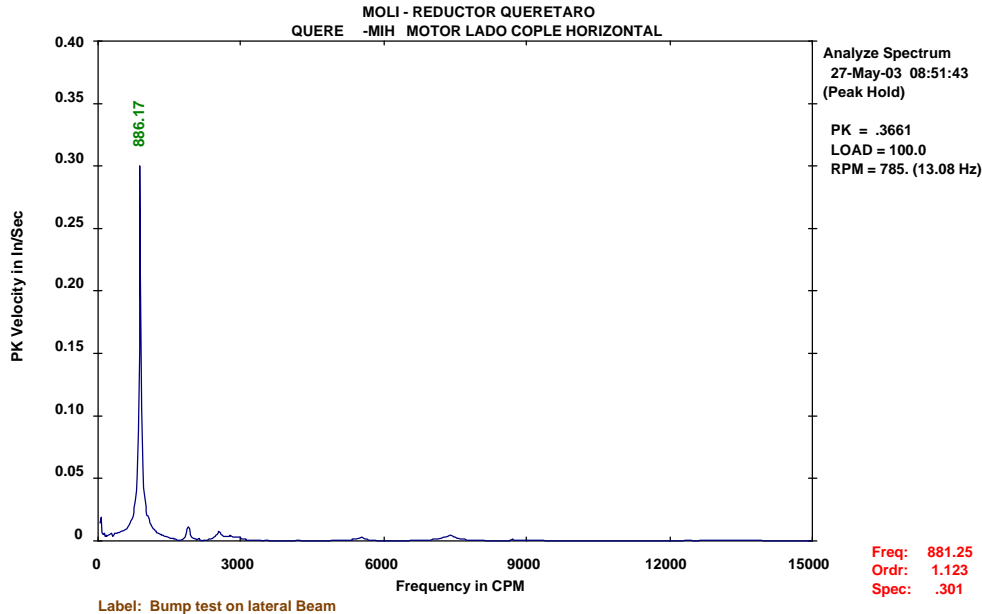




OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

6.- Vigas "I" Laterales soldadas a la estructura.

Frecuencia principal: **886 CPM**



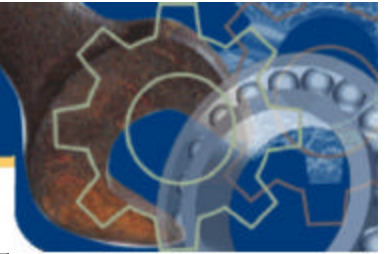
Como se puede observar, la frecuencia natural de las vigas "I" localizadas al lado del motor y que están soldadas a su base metálica, es prácticamente la misma (886 CPM) que la velocidad del motor cuando la vibración se incrementa. Estas vigas I fueron colocadas para poder realizar la maniobra de desmontaje y montaje del motor durante su cambio.

Si bien es claro que las vigas "I" adquieren su condición de resonancia a la velocidad de giro del motor cuando éste gira a 890 RPM (las amplitudes son de más de 1 in/s), es incierto que estos niveles de vibración afecten el comportamiento del motor. Para probar que la vibración es transmitida hasta el motor, sería necesario efectuar un estudio de simulación de movimiento (Operational Deflection Shape, u ODS por sus siglas en inglés)

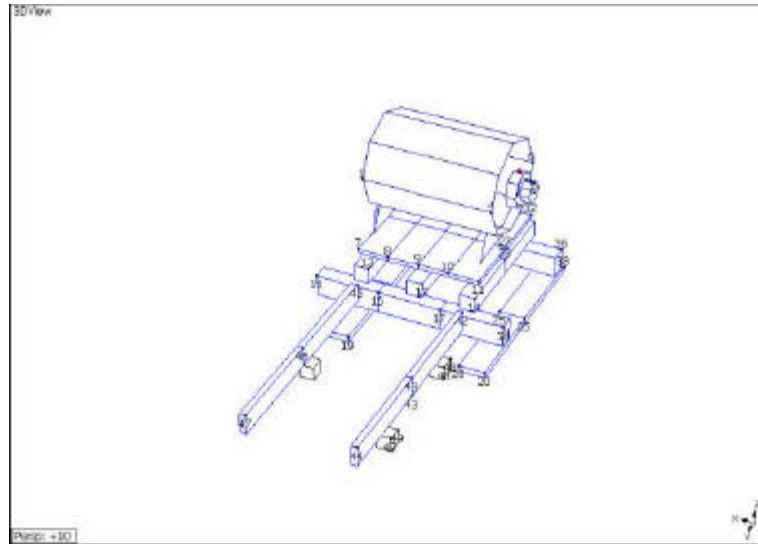
Durante este estudio se mide la amplitud absoluta y la fase relativa entre las señales provenientes de 2 sensores de vibración. Uno de ellos permanece fijo y el otro se coloca en diferentes puntos y posiciones del equipo a monitorear. En este caso se tomaron lecturas en 50 puntos distintos distribuidos entre el motor y su estructura, en los sentidos horizontal, vertical y axial.



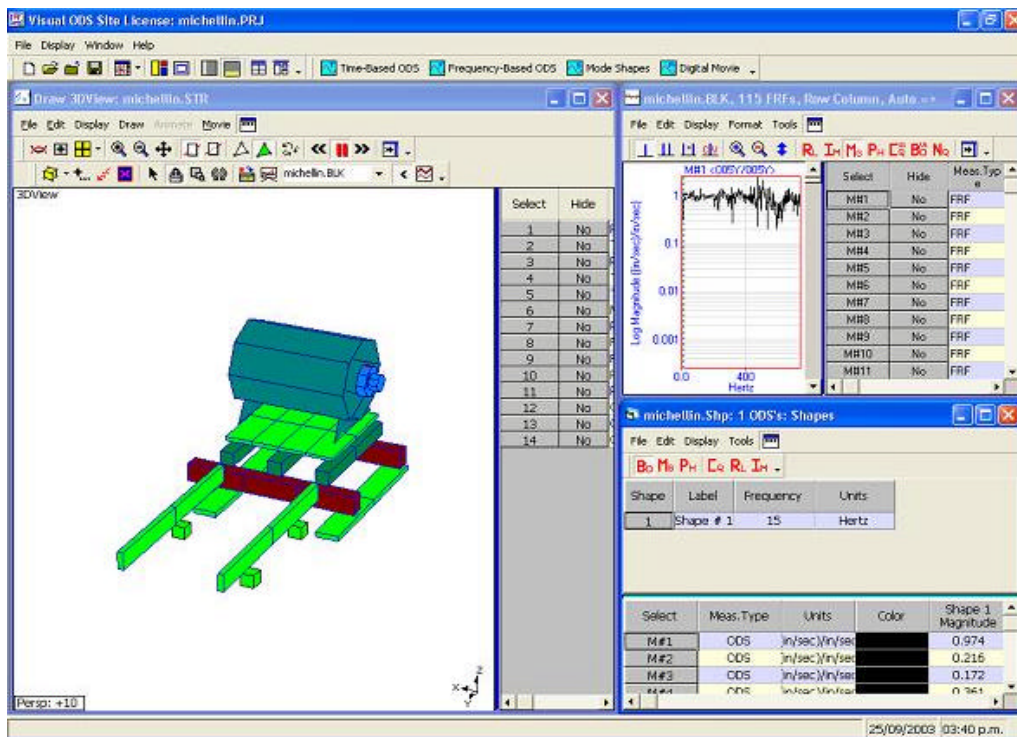
1er CONGRESO MEXICANO DE CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO

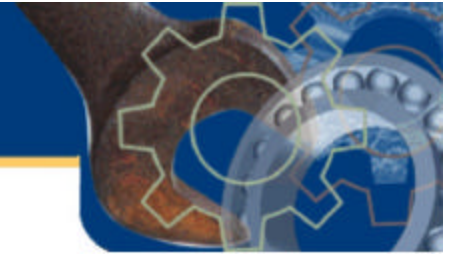


OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO



Posteriormente esta información se procesa en el software de simulación, el cual genera una función compleja (función de transferencia) que contiene la información de amplitud y fase en todo el rango de frecuencias en que fueron tomados los espectros. En este software además se ha dibujado un diseño esquemático del equipo.





OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

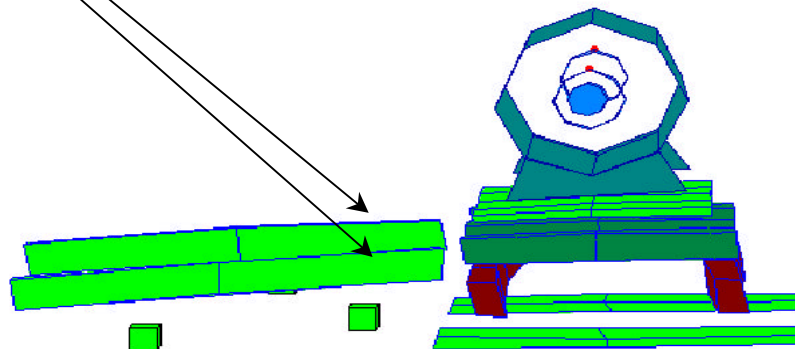
En este dibujo se señalan las distintas localizaciones en que fue colocado el sensor de vibración. El software asigna a cada punto la amplitud y fase que le corresponde (de acuerdo a los datos físicos) y genera una simulación de movimiento.

Como se puede observar fácilmente en las simulaciones de este caso, las vigas "1" actúan como una palanca, empujando y jalando la estructura del motor de un lado hacia el otro y provocando la vibración.

Se recomendó cortar las vigas en el punto en donde fueron soldadas a la fundación metálica del motor para eliminar este problema.

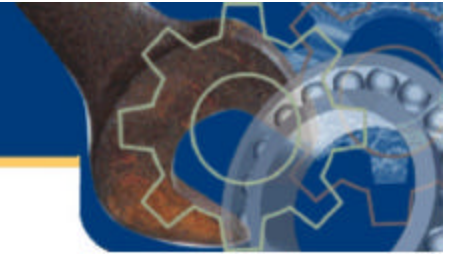
Puntos de corte.

3Dview: [Complex] 13.1 Hz





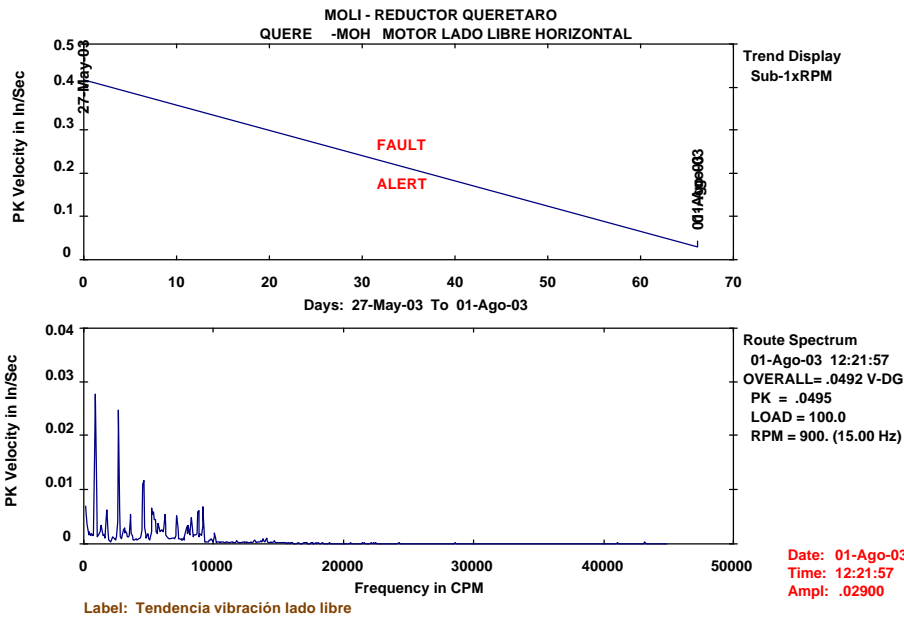
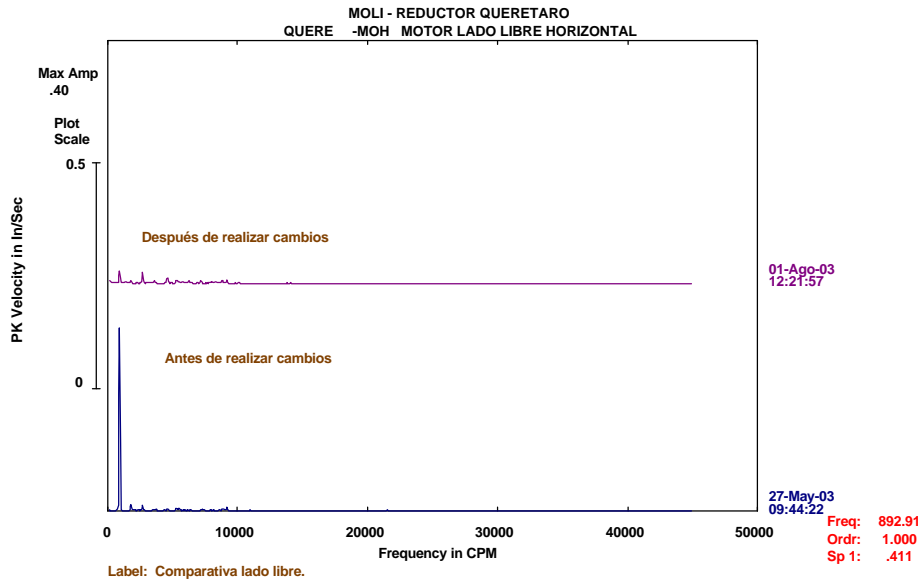
1er CONGRESO MEXICANO DE CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

Las recomendaciones fueron atendidas (se cortaron las vigas en los puntos indicados) y se realizó un nuevo estudio para comprobar la efectividad de las mismas.

Los niveles de vibración a la frecuencia donde se detectó el problema (890 CPM) se redujeron de 0.4 in/s a un máximo 0.04 in/s.



Se realizó además estudio ODS con fines comparativos. En él se puede apreciar la diferencia en el movimiento antes y después de cortar las vigas. Cabe hacer mención que la intención del



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

estudio ODS es mostrar el patrón de movimiento del equipo más que su amplitud. En este caso, los niveles de vibración no sobrepasan los 0.04 in/s, 10 veces menos que anteriormente, de ahí que hubo necesidad de amplificarlos para que se pudieran apreciar.

Conclusiones

El análisis de fase y las simulaciones de movimiento constituyen una herramienta muy valiosa para el analista de vibración ya que con ellas es posible diferenciar problemas que se presentan a la misma frecuencia de vibración, como puede ser el caso de desbalance, desalineamiento, resonancia, flecha flexionada, etc. Cada uno de ellos puede presentarse a la misma frecuencia, pero las características de su movimiento (el cómo se mueven) son diferentes para cada problema. Y el cómo se mueve un objeto sólo puede ser determinado obteniendo su fase.

4. Caso de Dientes Dañados en Ambos Engranés Diagnosticado por Demodulación

Equipo: Compresor de tornillo

Problema: Vibración excesiva en el compresor con ruido excesivo y un síntoma de vibración “pulsante”.

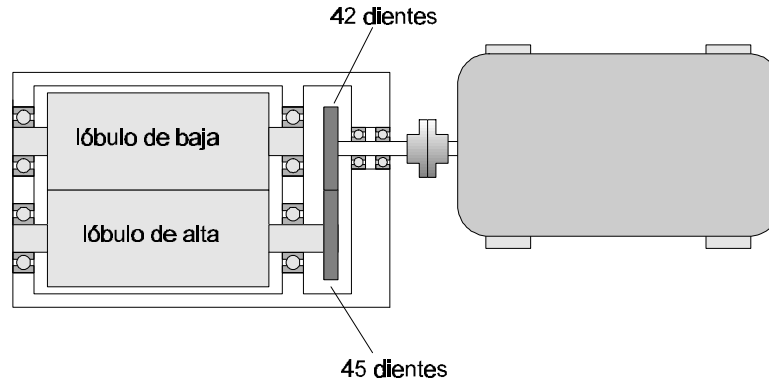
Este compresor de tornillo es de los que incluyen en su flecha de entrada un par de engranes para reducir la velocidad de giro del lóbulo de alta velocidad, por lo que además de tener problemas potenciales en los rodamientos de los lóbulos, también se podrán presentar problemas de daño en los rodamientos de la flecha de entrada, así como desgaste o daño en los engranes de reducción.

Los puntos de medición tomados en el compresor incluyen las tres direcciones (horizontal, vertical y axial), tanto en el lado del cople como del lado libre. Es común tomar espectros con rangos de frecuencia máxima de 70X la frecuencia de giro, sin embargo para este tipo de compresores se recomienda agregar un punto adicional del lado del cople y en dirección axial, con una frecuencia máxima de 3.5X la frecuencia de engranaje para observar posibles desalineamientos y daños en los engranes.



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

La configuración del compresor de este caso típico se muestra a continuación:



Una de las fallas potenciales en engranes es cuando se dañan 2 dientes, uno en cada engrane. Al momento en que ambos dientes se encuentran, se generarán impactos que excitarán la frecuencia natural de los engranes y de todo el sistema de ensamblaje de los mismos. Debido a que este contacto es metálico, se excitarán altas frecuencias que pueden ser mayores a los 60 000 cpm. Aunque el defecto en ambos dientes sea muy pequeño, la vibración se verá magnificada por los efectos mencionados de excitación de frecuencia natural.

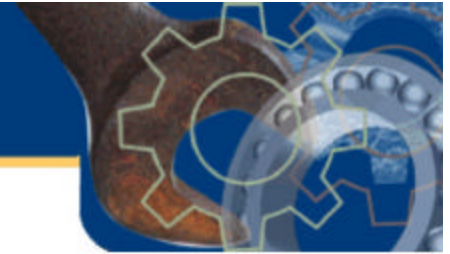
Solamente en el caso de tener un par de engranes con el mismo número de dientes, estos impactos generados por el encuentro de estos dos dientes dañados se repetirán en cada vuelta de los engranes. Sin embargo, en el caso de engranes con diferente número de dientes se tendrá que calcular la frecuencia con la cual se encontrarán los dientes con problema.

Para calcular esta frecuencia se deberá aplicar la siguiente fórmula:

$$F_{HT} = (GMF) (N_A) / (N_p) (N_c)$$

donde:

- F_{HT} = frecuencia de encuentro de dientes con daño
- GMF = frecuencia de engranaje (No. dientes x RPMgiro)
- N_A = número de fases de ensamblaje
- N_p = número de dientes del piñón
- N_c = número de dientes de la corona



OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

Para obtener el número de fases de ensamble de un par de engranes será necesario descomponer su número de dientes en multiplicaciones de números primos, lo cual, para el caso de este compresor es:

para el engrane de entrada $42 = 1 \times 2 \times 3 \times 7$

para el engrane de salida $45 = 1 \times 3 \times 3 \times 5$

El número común entre ambos, aparte del 1, es el 3, por lo que en caso de existir un daño en un diente del piñón marcará la corona más profundamente cada tres dientes y de esta manera la vida del par de engranes será de 1/3 de su vida nominal. En fin, profundizar en este aspecto será materia de otro artículo posterior. Por lo pronto, $N_A = 3$ y lo utilizaremos en la fórmula.

La frecuencia de giro del motor, que es la misma del engrane de entrada, es de 1,790 cpm, por lo que la frecuencia de engranaje de este par de engranes es $GMF = 1,790 \times 42 = 75,180$ cpm. Sustituyendo los valores anteriores en la fórmula, tenemos que,

$$F_{HT} = (75,180)(3) / (42)(45) = 119.33 \text{ cpm}$$

Esto es, en caso de que existiese un diente dañado en cada engrane, se producirían impactos a una frecuencia de 119.33 cpm al entrar en contacto ambos dientes. Debido a que esta frecuencia es demasiado baja para poder medirla en un espectro configurado a una frecuencia máxima de 70X, será necesario utilizar técnicas avanzadas para poder detectar este problema. Precisamente es en estos casos cuando la demodulación se convierte en la herramienta más efectiva de diagnóstico.

Antes de utilizar la demodulación se requiere tomar espectros a alta frecuencia para poder determinar si en este espectro se observa la excitación de vibraciones en la zona de altas frecuencias debidas a impactos o contactos metal-metal entre dos piezas, como es el caso de dientes dañados. En la figura 4.1 se observa el espectro tomado en la dirección axial en aceleración y con una $F_{m\acute{a}x}$ de 300,000 cpm.

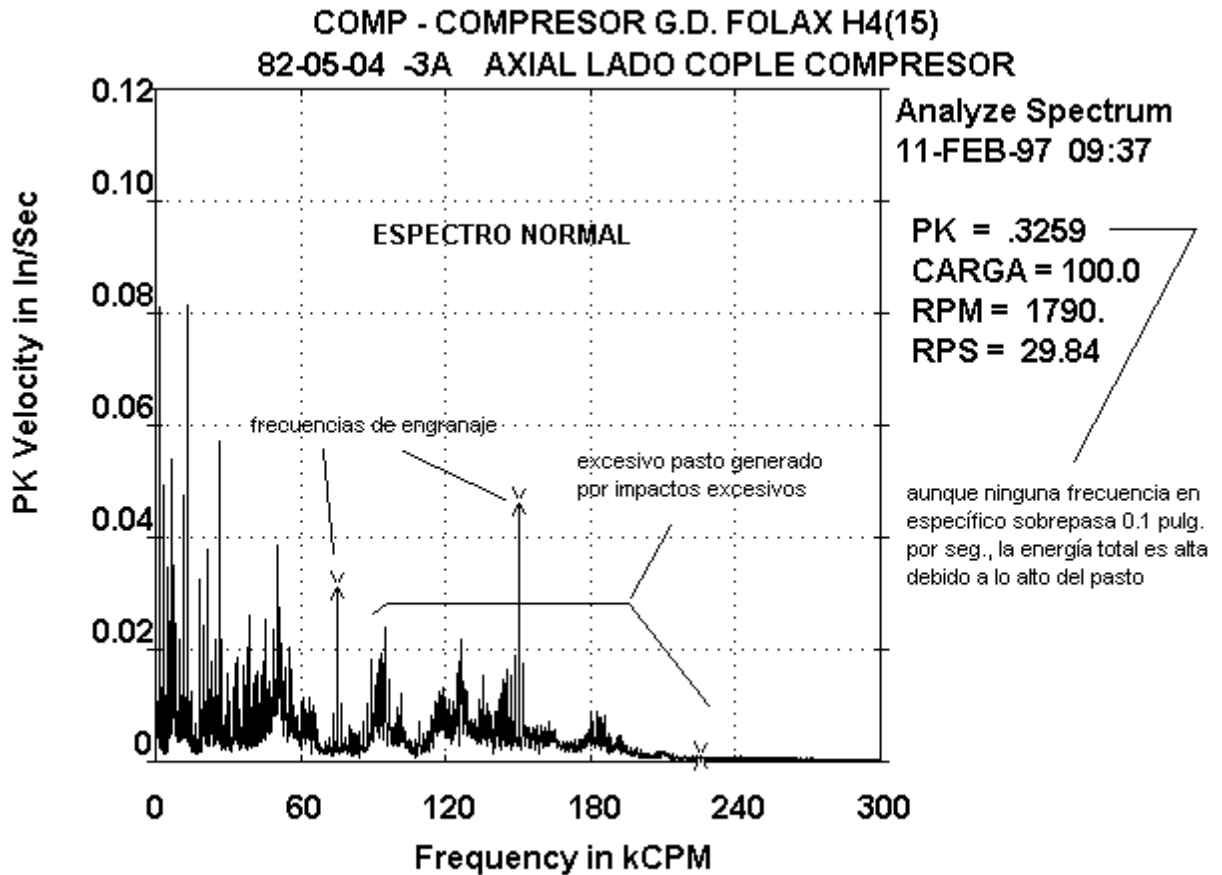
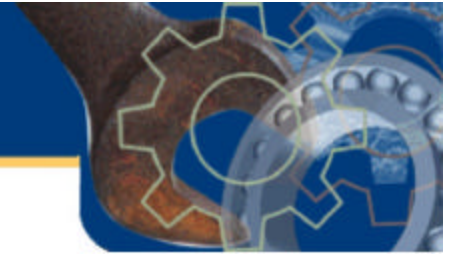


Figura 4.1 Espectro sin demodular del compresor

En este espectro se podrá observar la existencia de múltiples frecuencias del tipo “pasto” a lo largo de todo el eje de frecuencia. Ningún valor individual de amplitud sobrepasa el valor de 0.1 pulg. por seg., sin embargo el valor global de vibración es de 0.3259 pulg. por seg., lo cual es un indicativo de toda la energía encerrada en el espectro. Los valores de vibración a la frecuencia de engranaje y sus armónicos son muy bajos, por lo que es difícil sospechar de un desgaste en los engranes.

Para poder determinar cuál elemento dentro del compresor está generando la energía existente arriba de 30,000 cpm, será necesario utilizar la técnica de demodulación. Se tomó un espectro demodulado con un filtro de paso alto de 500 Hz (30,000 cpm) para obtener las frecuencias modulantes de toda la energía existente por encima de este filtro.



De esta manera el espectro demodulado deberá presentar las frecuencias que generan la vibración a alta frecuencia, si es que éstas existen. En caso de que no presentase frecuencia alguna, la interpretación sería que no hay impactos que generen esta vibración, y entonces buscar con otra técnica el diagnóstico apropiado.

En la figura 4.2 se muestra el espectro demodulado tomado en la misma dirección axial, utilizando un filtro paso alto de 500 Hz, con una frecuencia mínima de 0 cpm y una frecuencia máxima de 5,000 cpm. Se tomó solamente hasta 5,000 cpm debido a que en este rango de frecuencia se encuentran las posibles causas de los impactos generados, como son: la frecuencia de giro del motor, la frecuencia de giro del lóbulo alta velocidad, la frecuencia de giro del lóbulo de baja velocidad y la frecuencia de encuentro de dientes.

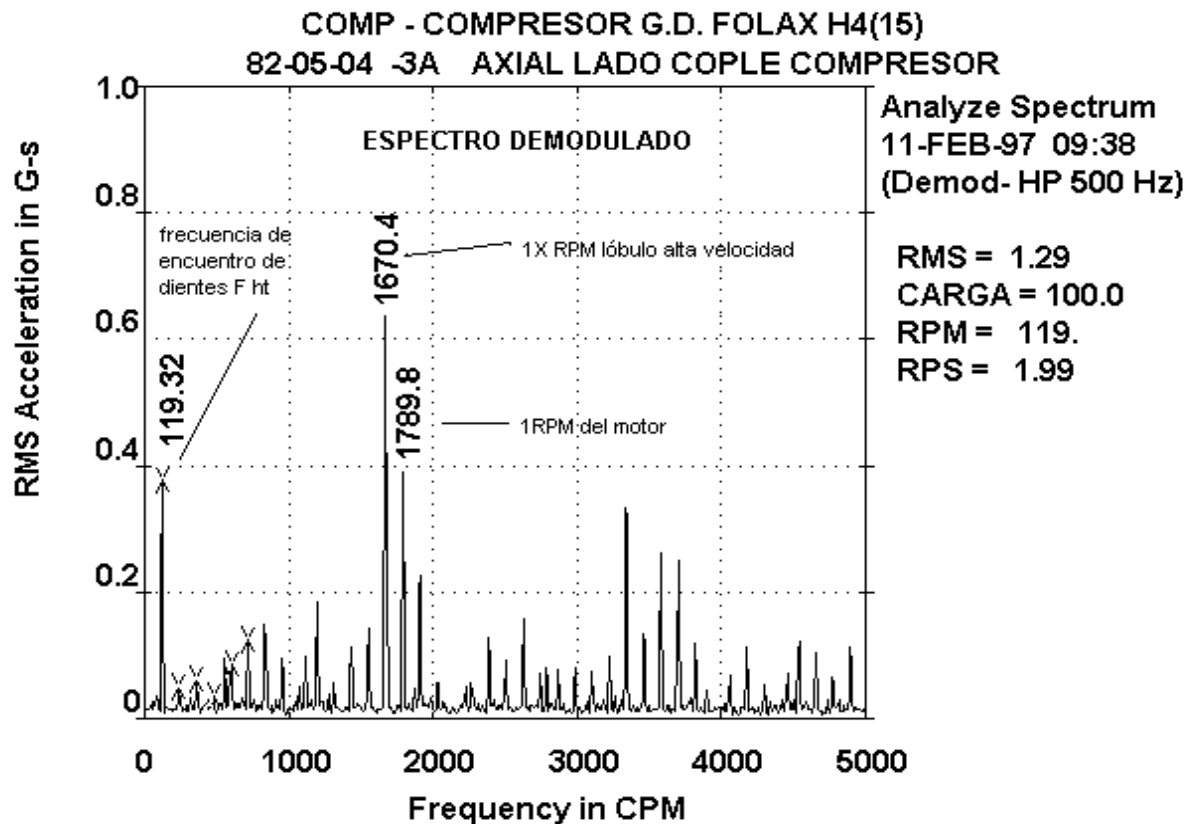
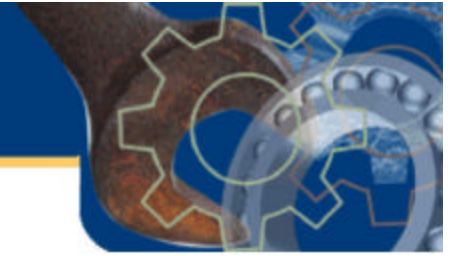


Figura 4.2 Espectro demodulado en axial lado entrada compresor



Como se podrá observar en el espectro, la frecuencia de encuentro de dientes de 119.2 cpm aparece con sus múltiples armónicos, lo que nos indica que existe una alta probabilidad de encontrar dientes dañados tanto en el engrane de entrada como en el engrane que se encuentra conectado a la flecha del lóbulo de alta. La existencia de múltiples armónicos demodulados de esta frecuencia se pueden interpretar como que la severidad del problema es alta, por lo que la recomendación apropiada para este caso es revisar lo más pronto posible esta unidad para efectuar una reparación, como puede ser el cambio de engranes.

Conclusiones

Cuando se utiliza apropiadamente, la técnica de Demodulación revelará información valiosa que de otra forma no es posible apreciar en un espectro normal, sobre todo cuando se trata de inicios de falla en rodamientos o engranajes.

Para la aplicación adecuada de esta técnica se deberá conocer previamente las frecuencias de interés de las señales conocidas como "acarreadas", ya que al conocerlas será posible fijar correctamente el filtro de paso o de banda a utilizar y la Frecuencia Máxima que se deberá definir.

Es importante recordar que la frecuencia mínima de un espectro demodulado podrá ser cero, a diferencia de los espectros normales, donde se eliminan las tres primeras líneas de resolución por los efectos del ruido a bajas frecuencias ocasionado por el proceso de integración



1er CONGRESO MEXICANO DE CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO

OCTUBRE 30-31, 2003 – LEÓN, GTO. MÉXICO

DATOS DEL CONFERENCISTA



Ing. Oscar Jiménez Yenny

- Objetivo** Suministrar servicios referentes al Análisis Avanzado de Comportamiento Vibracional de Maquinaria Industrial, Servicios de Alineación de Precisión con Tecnología Láser Avanzada, Servicios de Termografía Infrarroja
- Experiencia** 1984–1991 Fibras Químicas S.A. de C.V. Monterrey, N.L.
Jefatura de Mantenimiento Preventivo y Predictivo
- Labores de Administración de Mantenimiento
 - Implementación de Sistemas de Mantenimiento Predictivo
 - Puesta en Marcha de Sistemas de Control Distribuido
- 1992–2003 Mantenimiento Predictivo Computarizado S.A. de C.V.
Fundador, Socio y Director General
- Suministro de Instrumentos Avanzados para el Mantenimiento Predictivo
 - Servicios de consultoría en Análisis de Vibraciones, Alineación Láser y Balanceo en Campo
- Implementación de Sistemas de Mantenimiento Predictivo en sitio
- Formación** 1980–1984 ITESM Monterrey, N.L.
- Ingeniería Mecánica Eléctrica
- 1984–1986 ITESM Monterrey, N.L.
- Maestría en Administración
- 1988–1989 ITESM Monterrey, N.L.
- Diplomado en Control de Procesos por Computadora
- 1988 Update International
- Seminario “Practical Solutions to Machinery and Maintenance Vibration Problems”
- 1993 Update International
- Seminario “Fourth Annual Vibration Analysis Symposium”
- 1994 Update International
- Seminario “Fifth Annual Vibration Analysis Symposium”
- 1995 Turvac Incorporated
- Seminario “Advanced Shaft Alignment”
- 1998 Technical Associates of Charlotte
- Seminario “Advanced Vibration Seminar Level IV”
- 2001 Computational Systems Incorporated
- Seminario “ODS / Modal Seminar”