



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

“Estudio y análisis dinámico de señales provenientes de cajas de engranajes”

Seminario de Título presentado en
conformidad a los requisitos para
obtener el título de Ingeniero de
Ejecución en Mecánica.

**Profesor Guía:
Sr. Juan Carlos Figueroa Barra**

Nicolás Andrés Reyes Valenzuela
Carlos Roberto Galleguillos Reyes

A Ñ O
2014

RESUMEN

El presente seminario, posee como objetivo principal realizar un análisis espectral entre una caja de engranaje en buen estado y otra caja de engranaje defectuosa, esto se llevó a cabo en el laboratorio de mecánica de sólidos de la Universidad del Bío Bío en donde se trabajó en un banco de ensayo SpectraQuest Magnum para la obtención de los datos de vibración.

Primero se procedió a montar una caja de engranajes en buen estado (de color plomo) a la cual se le instalaron 2 sensores de aceleración o acelerómetros en su carcasa, en posición horizontal y vertical de esta. Luego se obtuvieron los datos de las vibraciones producidas por la caja a diferentes velocidades de rotación las que fueron de 1500 y 1800 RPM respectivamente.

Un computador conectado al banco de ensayo procesó los datos obtenidos mediante una tarjeta de adquisición de datos NI 9234 gracias al programa Measurement and Automation.

Posteriormente con la caja de engranajes defectuosa, se procedió a realizar los mismos pasos anteriormente mencionados.

Para el análisis de las señales obtenidas del programa Measurement and Automation, se utilizó un programa para analizar las vibraciones, desarrollado en el software LabVIEW, por el cual se obtuvo espectros mediante la Transformada de Fourier (FFT) para su posterior análisis y poder medir valores de RMS globales los cuales servirán para verificar el estado de las cajas de engranajes mediante una tabla de severidad.

Finalmente con dichas herramientas y cierta literatura se estudiaron y analizaron los valores obtenidos, se llevaron los valores RMS a tablas de severidad según la norma correspondiente. Así también se compararon los espectros entre ambas cajas de engranajes a sus respectivas velocidades de giro y para concluir, se pudo llegar a un posible diagnóstico de falla de la caja de engranaje defectuosa, ya que para realizar un diagnóstico certero se requiere una mucha mayor experiencia en esta área y un mayor dominio del tema.

ÍNDICE	Página
CAPÍTULO I	1
1.1) Objetivo general	1
1.2) Objetivos específicos	1
CAPÍTULO II : “CONCEPTOS BÁSICOS DE LAS VIBRACIONES”	2
2.1) ¿Qué es la vibración?	2
2.2) Características de una señal vibratoria	2
2.3) ¿Por qué medir vibraciones?	5
2.4) Transformada de Fourier	7
2.5) Transformada Rápida de Fourier (FFT)	8
2.6) Problemas generados por la FFT	8
2.7) Filtros	9
CAPÍTULO III : “ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA EL MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE LAS MÁQUINAS”	11
3.1) Objetivo del mantenimiento predictivo	11
3.2) Monitoreo de máquinas	12
3.3) Diagnóstico de falla	13
CAPÍTULO IV : “EVALUACIÓN DE SEVERIDAD VIBRATORIA”	14
4.1) Normas de evaluación de severidad vibratoria existentes	14

4.2) Norma ISO 2372 para vibraciones mecánicas	15
4.3) Clasificación de condición de máquina en estudio	16
4.4) Rangos de severidad vibratoria según clase de la máquina	17

CAPÍTULO V : “ADQUISICIÓN DE DATOS Y DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS”

18

5.1) Estructura de adquisición de datos	18
5.2) Descripción de los equipos	19
5.2.1) Tarjeta A/D NI 9234	19
5.2.2) Acelerómetros	20
5.2.3) Caja de engranaje	21
5.3) Etapa de adquisición y procesamiento de datos	22

CAPÍTULO VI : “Fallas comunes en cajas de engranes”

23

6.1) Frecuencias propias de un engranaje	23
a) Frecuencias de engrane (GMF)	23
b) Bandas laterales	23
c) Frecuencias naturales del engrane	23
d) Frecuencia de repetición de diente (FRD)	23
6.2) Estado normal de un engranaje	24
6.3) Espectros característicos en engranes defectuosos	25
6.3.1) Desgaste en diente	25
6.3.2) Sobrecarga en engranaje	26
6.3.3) Excentricidad y/o backlash	27

6.3.4) Engrane desalineado	28
6.3.5) Problemas de hunting (frecuencia de repetición de dientes)	29
CAPÍTULO VII : “PROCEDIMIENTO Y MEDICIONES REALIZADAS EN BANCO DE ENSAYO”	31
7.1) Banco de ensayo SpectraQuest Magnum	31
7.2) Procedimiento de montaje de equipos	32
7.3) Mediciones realizadas y obtención de frecuencia de engrane (f_e)	33
7.3.1) Mediciones y f_e en caja de engranaje en buen estado	34
a) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 25 Hz; 1500 rpm	35
b) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 30 Hz; 1800 rpm	37
7.3.2) Mediciones y f_e en caja de engranaje defectuosa	39
a) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 25 Hz; 1500 rpm	39
b) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 30 Hz; 1800 rpm	42
CAPÍTULO VIII : “ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS OBTENIDOS”	45
8.1) Datos obtenidos en ambas cajas de engranajes a sus respectivas frecuencias de ensayo	45

8.2) Diagnóstico de caja de engranaje en mal estado	48
8.2.1) Obtención de valor RMS	48
a) Tabla de resultados de valores RMS caja negra	48
b) Tabla de resultados de valores RMS caja roja	48
8.3) Diagnóstico de caja de engranaje en mal estado	50

CONCLUSIÓN

BIBLIOGRAFÍA

CAPÍTULO I

1.1) Objetivo general

El objetivo general es realizar un análisis espectral entre una caja de engranaje en buen estado y otra caja de engranaje en mal estado.

1.2) Objetivos específicos

- Generar la programación en LabVIEW para adquirir las señales, este programa adquiere señales con dos acelerómetros simultáneamente.
- Obtener y analizar el espectro vibratorio de una caja de engranaje en buen estado.
- Obtener y analizar el espectro vibratorio de una caja de engranaje defectuosa.
- Realizar un estudio comparativo entre ambos espectros vibratorios, indicando diferencias y comparándolos con cartas de referencias.
- Realizar un análisis de severidad para la caja de engranaje defectuosa.

CAPÍTULO II: “CONCEPTOS BÁSICOS DE LAS VIBRACIONES”

2.1) ¿Qué es la vibración?

En términos muy simples una vibración es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud.

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina es la suma de la vibración de cada una de sus componentes.

2.2) Características de una señal vibratoria

La base principal de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales. Estas son las más simples y son la representación de las oscilaciones puras. Una oscilación pura puede ser representada físicamente con el siguiente experimento: Imagínese una masa suspendida de un resorte como el de la figura 2.1 (suponiendo que no existe pérdida de energía). Si esta masa es soltada desde una distancia X_0 , en condiciones ideales, se efectuará un movimiento armónico simple que tendrá una **amplitud** X_0 . Ahora a la masa vibrante le adicionamos un lápiz y una hoja de papel en su parte posterior, de manera que pueda marcar su posición. Si jalamos el papel con velocidad constante hacia el lado izquierdo se formará una gráfica parecida a la figura 2.2. El tiempo que tarda la masa para ir y regresar al punto X_0 siempre es constante. Este tiempo recibe el nombre de **período** de oscilación (medido generalmente en seg o mseg) y significa que el resorte completó un ciclo. El recíproco del período es la **frecuencia** (es decir $F=1/P$) la cual generalmente es dada en Hz (RPS) o también revoluciones por minuto (RPM).

Estos conceptos pueden verse más claramente en la figura 2.3

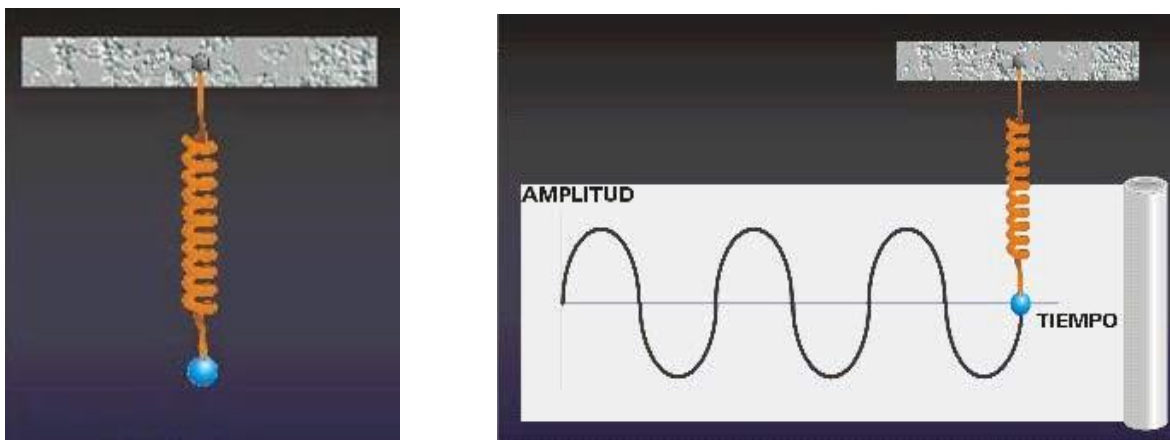


Figura N° 2.1 (izquierda) y **figura N° 2.2** (derecha): Definición de una vibración libre no amortiguada, amplitud y frecuencia vibratoria

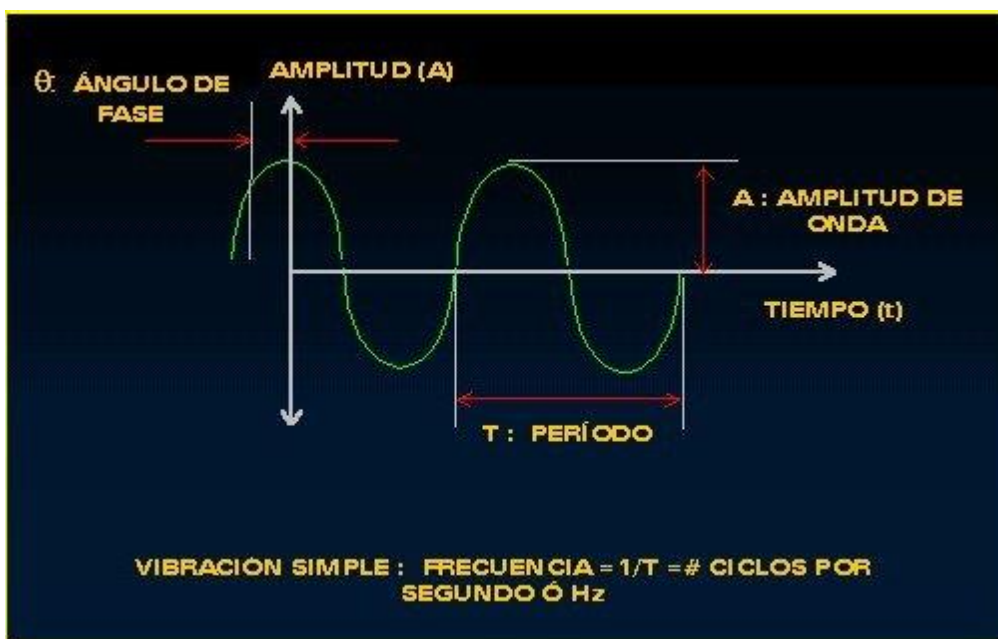


Figura N° 2.3: Componentes de una señal vibratoria

De esta onda sinusoidal también es importante definir la amplitud y la fase.

La **amplitud** desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. La amplitud se

mide generalmente en valores pico – pico para desplazamiento y valores pico y RMS para velocidad y aceleración (ver fig. 2.4).

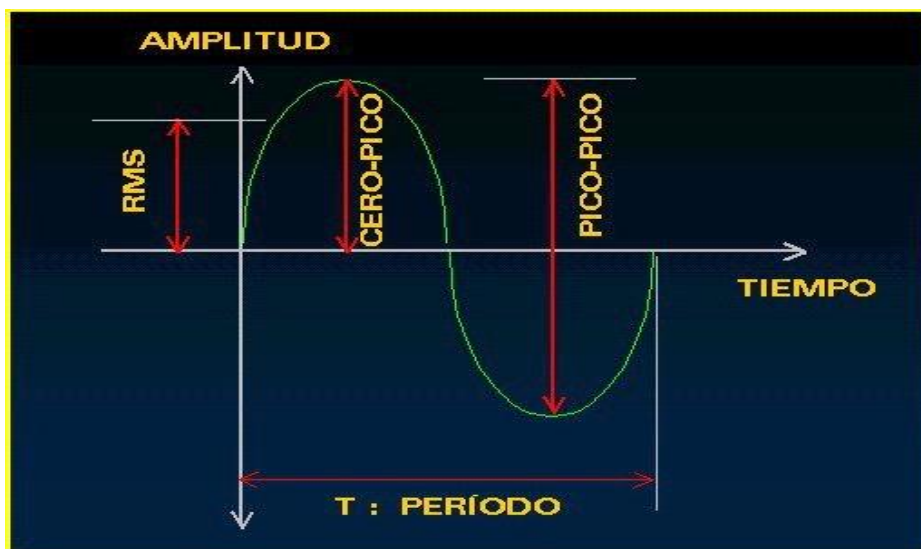


Figura N° 2.4: Distintas formas de medición de la amplitud vibratoria

La **fase** es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es encontrada en grados. La fig. 2.5 muestra dos señales sinusoidales de igual amplitud y período, pero separadas 90°

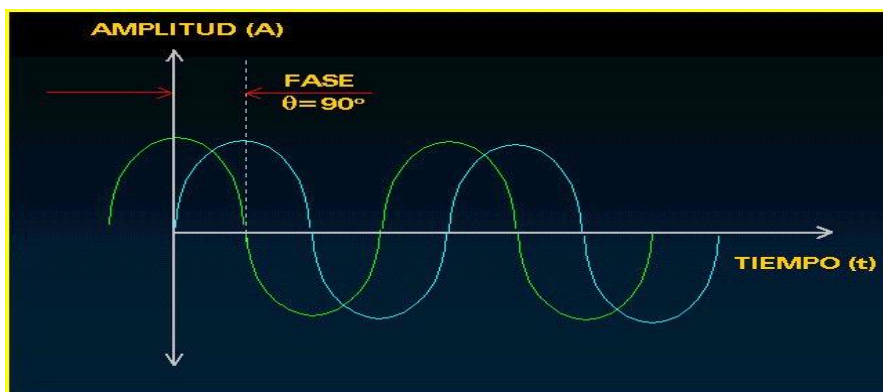


Figura N° 2.5: Ejemplo de dos señales desfasadas en 90 grados

2.3) ¿Por qué medir vibraciones?

Existen muchas razones por las cuales es importante conocer el estado de salud de los equipos destinados a la producción de bienes y servicios, por lo que no es posible tener una sola estrategia que nos ayude a cumplir los objetivos de cada uno de ellos, las principales razones para monitorear la condición de maquinarias y equipos son las siguientes:

Costos directos: Existen equipos que son caros de tener operando en ciertas plantas industriales, tanto por el costo de adquirirlos, como el de los repuestos, por ejemplo, es sabido que algunos repuestos solo pueden estar disponibles en planta hasta 6 meses desde que se emite la orden de compra. También es posible que su reparación resulte demasiado cara ya que en muchas ocasiones, estos equipos pueden ser reparados solo por personal perteneciente al proveedor (por ejemplo en turbinas se presenta esta situación).

Costos indirectos: Las plantas productivas, por lo general, cuentan con su producción comprometida de antemano y lo que se debe asegurar es que esas metas de producción deben cumplirse, por lo que una merma importante en la producción de la planta puede tener grandes consecuencias para la organización (la pérdida de un gran cliente puede causar en algunos casos, el cierre de la planta).

También es importante tener en cuenta que la producción de una planta está valorada en dólares por hora de producción, por ejemplo una planta de celulosa, tiene en promedio una producción de 50.000 US\$/Hora y en un aserradero del orden de los 7.000 US\$/Hora. Por lo que la mantención de un motor eléctrico de \$100.000.- no es económicamente rentable, dado que el tiempo que debe detenerse la línea para su cambio puede tomar 30 minutos, es por eso que en producción se pierde mucho más que lo que cuesta el equipo a monitorear.

Seguros: Existen equipos de alto costo que cuentan con seguros específicos y las compañías de seguros exigen sistemas de protección para aminorar el riesgo de falla, en caso de no tenerse estos sistemas de monitoreo, el costo de las primas de estos seguros pueden subir ostensiblemente, haciendo más económico la creación de una unidad de mantención predictiva.

Seguridad: Como una forma de evitar fallas catastróficas, que pueden poner en peligro la integridad física de las personas que trabajan en plantas productivas, por lo que es deber de toda organización poner todo su empeño en minimizar los distintos tipos de peligros.

Normas ambientales: Es importantísimo de acuerdo a los convenios internacionales suscritos entre países, el cumplir con las normas de cuidado al ambiente requeridas por los clientes y para ello, se necesita tener todos los equipos funcionando en perfecto estado para así asegurar un buen manejo ambiental.

Calidad de los productos: Para asegurar que los productos cumplan con los estándares de calidad, se necesita tener todas las maquinarias funcionando de manera óptima.

2.4) Transformada de Fourier

Los datos obtenidos durante las mediciones realizadas entregan información acerca del comportamiento de cada componente al interior de la caja de engranajes, pero las señales obtenidas acarrean mucha información de manera muy compleja y por ende es imposible distinguir a simple vista todas sus componentes.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de amplitud v/s frecuencia y es conocida con el nombre de **espectro**, en la cual se tiene separadamente la frecuencia de cada componente y la amplitud que esta produce. Esta corresponde a la herramienta más utilizada para el análisis de maquinarias.

Fue el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768-1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencias específicos.

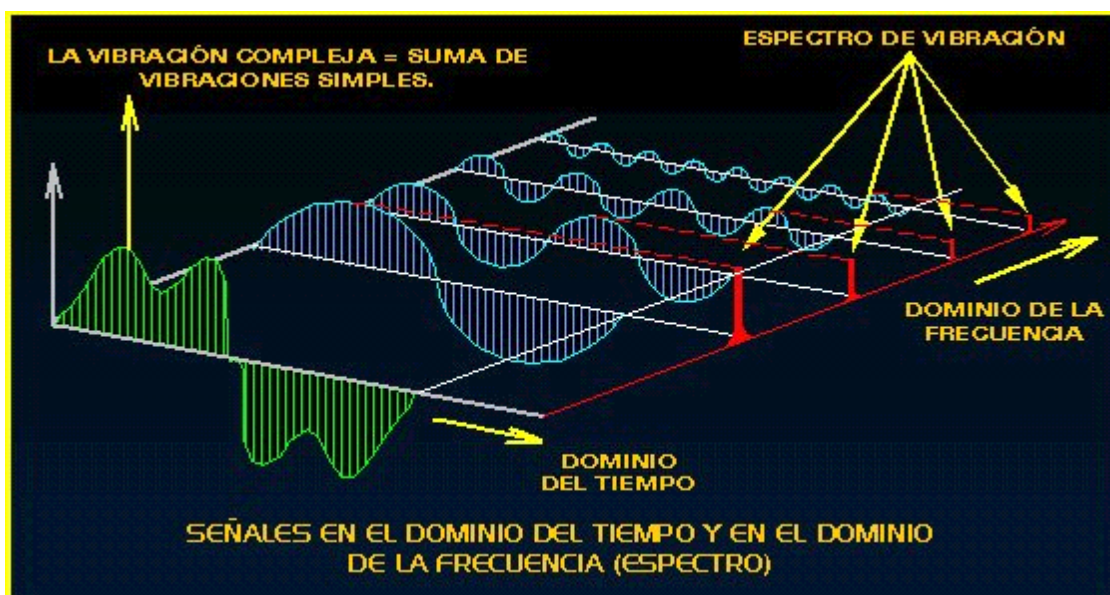


Figura N° 2.6: Esquema del procedimiento de transformación de la señal, desde un gráfico desplazamiento v/s tiempo, hasta un espectro amplitud v/s frecuencia.

En la figura 2.6 se ilustran tres dimensiones claramente, la señal compleja o total (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo).

En resumen, la Transformada de Fourier, nos permite pasar del dominio tiempo al dominio frecuencia de una señal vibratoria y está dada por la siguiente ecuación:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt$$

2.5) Transformada Rápida de Fourier (FFT)

Fue el año 1965, se presentó el algoritmo de la FFT, que permitió simplificar de forma importante el cálculo de la Transformada Discreta de Fourier (TDF).

Esta, además de reducir el tiempo de cálculo también reduce el error.

La gran diferencia entre la FFT y la TDF está en el número de elementos que se emplean en el desarrollo, en el cálculo de la TDF, se requerían un número de cálculos de $N \cdot N/2$ términos, mientras que en la FFT, se emplea solamente $N \cdot \log N$ Términos, lo que hace este método significativamente más rápido.

2.6) Problemas generados por la FFT

Aliasing: Esto se genera cuando se usa una frecuencia de muestreo inadecuado y consiste en que la FFT calcula una frecuencia de menos valor que el real.

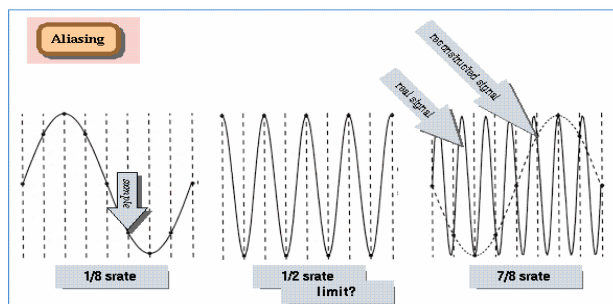


Figura N° 2.7: Señal con problemas de Aliasing.

Como solución al problema anterior se deben tomar dos medidas:

- Aplicar una frecuencia de muestreo f_s que cumpla con el teorema de muestreo Nyquist

$$F_s > \lambda f_{\max}$$

Donde λ es una constante mayor que 2 (2.56 por lo general).

- Aplicar un filtro análogo pasa bajos (o “anti-aliasing”) que extraiga todas las componentes superiores a f_{\max} .

En el presente trabajo se utilizó como filtro anti-aliasing la tarjeta de adquisición de datos NI 9234 el cual se menciona en capítulos posteriores.

2.7) Filtros

Los filtros son ampliamente utilizados en el monitoreo y análisis de las vibraciones. Los filtros sin circuitos electrónicos que eliminan o filtran algunas componentes vibratorias de la vibración medida. Desde este punto de vista los filtros pueden ser clasificados como:

- Filtro pasa bajo
- Filtro pasa alto
- Filtro pasa banda

Filtro pasa bajo: este filtro elimina o filtra todas las componentes que tienen frecuencias sobre una frecuencia especificada, llamada la frecuencia de corte del filtro, f_c , y deja pasar todas las componentes de frecuencia que estén **bajo dicha frecuencia**.

Filtro pasa alto: este filtro elimina o filtra todas las componentes que tienen frecuencias bajo la frecuencia de corte del filtro especificada y deja pasar todas las componentes de frecuencias que estén sobre dicha señal.

COMPORTAMIENTO DE LOS FILTROS IDEALES

Respuesta en frecuencia del filtro

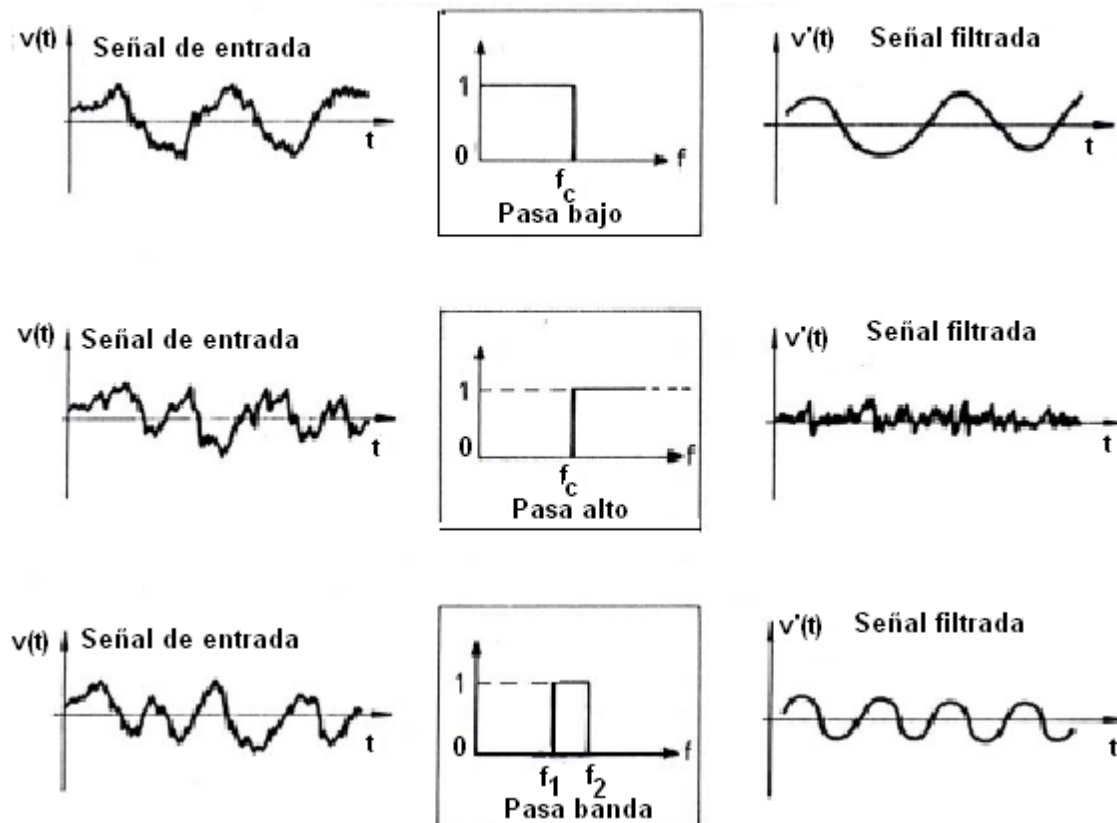


Figura N° 2.8: Características de los filtros pasa bajo, pasa alto y pasa banda ideales

Filtro pasa banda: este filtro sólo deja pasar las frecuencias que están dentro de un rango de frecuencias f_1 y f_2 especificadas, llamado el ancho de banda del filtro.

Este último tipo de filtro fue el que se ocupó para el acondicionamiento de la señal del presente informe.

CAPÍTULO III: “ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA EL MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE LAS MÁQUINAS”

Hay que tener en cuenta que todas las máquinas vibran debido a las tolerancias inherentes a cada uno de sus elementos constructivos. Estas tolerancias otorgan a una máquina nueva una **vibración característica básica** respecto a la cual se pueden comparar futuras vibraciones. Máquinas similares funcionando en buenas condiciones tendrán características similares que diferirán unas de otras principalmente por sus tolerancias de construcción.

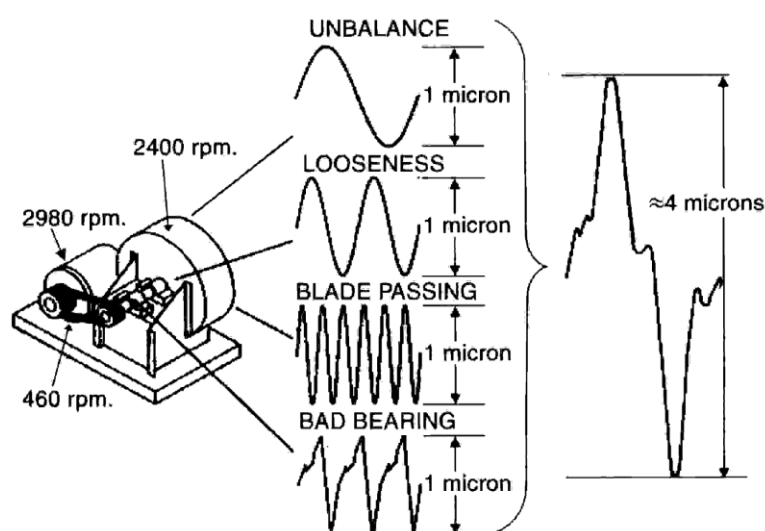


Figura N° 3.1: Diferentes tipos de cambios de la vibración característica, dependiendo el tipo de fallo

Un cambio en la vibración básica de una máquina, suponiendo que está funcionando en condiciones normales, será indicativo de que algún defecto se está dando en alguno de sus elementos.

3.1) Objetivos del mantenimiento predictivo

Los objetivos que persigue un plan de mantenimiento predictivo son 3:

- Monitoreo de máquinas
- Diagnóstico de fallas
- Estimación de vida útil

3.2) Monitoreo de máquinas

La idea principal del monitoreo de máquinas es que los equipos emitirán síntomas de su condición mecánica y que acusarán una falla cuando se produzcan cambios en la condición de ésta. Por lo tanto es una condición básica la de revisar cada cierto tiempo estas señales que el equipo emite con las técnicas de diagnóstico que se estimen convenientes, con el nivel de detalle que se considere lo suficientemente útil para determinar que algo anormal está sucediendo y con las técnicas que se tengan disponibles poder complementarlas para así poder emitir un diagnóstico asertivo.

Las fallas pueden deberse a múltiples causas, tales como: problemas mecánicos, eléctricos, hidrodinámicos, etc. Dependiendo tanto del equipo a analizar como de su entorno y de las características del proceso. Las técnicas más usadas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla N° 3.1: Técnicas de análisis más utilizadas

Técnica de análisis	Aplicación
Análisis periódico de vibraciones	Todos los equipos rotatorios de planta
Análisis de vibraciones en tiempo real	Equipos críticos y estratégicos de planta
Análisis de aceites	Equipos críticos y de baja velocidad
Termografías	Aislamientos térmicos
Análisis espectral de corriente eléctrica	Motores eléctricos
Pulsos de eco ultrasónicos	Espesores de estanques y cañerías
Sonido ambiental (ultrasonido)	Detección de fugas de fluidos de proceso (vapor, vacío, etc.)

3.3) Diagnóstico de fallas

La idea principal del sistema de monitoreo es que nos evita analizar información de equipos que se encuentren funcionando en condiciones óptimas y que nos alerte cuando se haya producido algún cambio en la condición del equipo. Luego, cuando se ha producido una condición anómala, empieza la tarea de identificarla, principalmente por sus frecuencias de falla, que aparecen en el espectro de los distintos puntos de medición del equipo en cuestión.

Al configurar de buena manera el sistema de monitoreo en una planta, se obtiene cierto tipo de información, no de datos, vale decir “se filtran” los datos obtenidos durante la etapa de monitoreo para poder empezar el análisis con cierta información que pueda orientar todos los esfuerzos hacia una solución de forma rápida y así poder analizar más equipos en menos tiempo.

CAPÍTULO IV: “EVALUACIÓN DE SEVERIDAD VIBRATORIA”

4.1) Normas de evaluación de severidad vibratoria existente

Estas normas se preocupan de evaluar la severidad de la vibración dando respuesta a la siguiente pregunta: ¿cuánto es demasiada vibración para una determinada máquina o estructura? Luego, para definir la severidad vibratoria es necesario basarse en el daño específico que ella puede generar.

Una vez que hemos determinado la causa o funcionamiento anómalo de un equipo tenemos que respondernos otra gran pregunta ¿cuánto es una vibración demasiado grande? Para responder a estas preguntas es que se recurre a normas internacionales que representan el conocimiento mundial respecto a alguna materia en particular. Estas normas están destinadas a analizar ciertos tipos de equipos y bajo ciertas condiciones.

A continuación se detallan las dos normas más ampliamente utilizadas en la industria, ya que se aplican a la mayor parte de los equipos de planta, estas se dividen en dos grandes grupos:

- Evaluación de máquinas por medio de medición en partes no rotatorias.
- Evaluación de máquinas por medio de medición en partes rotatorias.

Tabla N° 4.1: Normas más utilizadas y sus principales características

Estándar	Límite nivel vibratorio para:	Parámetro a utilizar	Tipo de máquina a aplicar
ISO 2372 ISO 10816	- Evita degradación por fatiga.	- Valor RMS de la velocidad vibratoria y del desplazamiento vibratorio RMS en la superficie de la máquina según corresponda.	- Máquinas medidas en terreno, solo en partes no rotatorias de ella.
ISO 7919 VDI 2059	- Evita sobrecargas excesivas en metal blanco. - Evita que los desplazamientos radiales sean mayores que los juegos radiales.	- Valor del desplazamiento máximo del eje medido cerca de los descansos.	- Directamente en partes rotatorias de la máquina.

4.2) Norma ISO 2372 para vibraciones mecánicas

Dado el campo de aplicación de esta norma, es que se considera solo a la clase I. Su aplicación requiere conocer el mayor valor global de la velocidad RMS de la máquina con un rango de operación de 10 a 200 (rev/s) y en un rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz, medida en la cubierta de los descansos de la máquina.

Para establecer las condiciones y procedimientos generales en la medición y evaluación de la vibración, se utilizó esta norma, debido a que la potencia del motor del banco de ensayo SpectraQuest Magnum es de 0,75 kW, y la norma ISO 10816 sólo contempla equipos sobre 15 kW.

Es claro que las mediciones medidas en la superficie de la máquina sólo evidencian una indicación de los esfuerzos producidos al interior de éstas, y no son necesariamente indicativas de los esfuerzos reales generados.

Establece además, que los puntos de medición deben ser elegidos preferentemente donde la energía es transmitida a los soportes o a otra parte el sistema. Las mediciones deben ser realizadas sobre cada descanso principal de la máquina en sus dos ejes perpendiculares, vale decir, perpendicular y horizontal.

Tabla N°4.2: Rangos evaluación de severidad vibratoria para máquinas Normales ISO 2372

Rango de velocidad RMS (mm/s)	Clase I
Hasta 0.71	A
0.71 - 1.8	B
1.8 – 4.5	C
Más de 4.5	D

4.3) Clasificación de condición de máquina en estudio

Para poder definir la Clase de la máquina, debemos definir la potencia de esta, el tipo de montaje utilizado y el uso.

Clasificación para máquinas que giran entre 10 y 200 (rev/s):

Clase I : Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 kW.

Clase II : Equipos medios de, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial.

Clase III : Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial.

Clase IV : Máquinas grandes con potencia sobre 300 kW, montadas en soportes flexibles.

4.4) Rangos de severidad vibratoria según clase de la máquina

La siguiente tabla utilizada para máquinas de clase I al IV es apropiada para la mayoría de las aplicaciones. Considerando que el motor del banco de ensayo posee una potencia de 0.75 kW, será incluida en la clasificación de MÁQUINA CLASE I, lo cual le permitiría un máximo de vibración para el rango satisfactorio de hasta 1.80 mm/s, rms.

Tabla N° 4.3: Severidad de la vibración en ISO 2372

Velocidad (mm/s, rms)	Tipos de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 a 0,28	A			
0,28 a 0,45				
0,45 a 0,71				
0,71 a 1,12	B		C	
1,12 a 1,8				
1,8 a 2,8	D			
2,8 a 4,5				
4,5 a 7,1	D			
7,1 a 11,2				
11,2 a 18	D			
18 a 28				

A Buena	C Inatisfactoria
B Satisfactoria	D Inaceptable

CAPÍTULO V : “DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS Y ADQUISICIÓN DE DATOS”

La adquisición de datos (DAQ) es el proceso de medir con un computador un fenómeno que puede ser eléctrico o físico, tales como el voltaje, corriente, temperatura, presión o sonido.

Un sistema DAQ consiste en sensores, hardware de medidas DAQ y un computador con un software programable. En este caso se ocupa el programa LabVIEW para medir las señales provenientes de la tarjeta de adquisición de datos **A/D NI 9234**.

5.1) Estructura de adquisición de datos



Figura N°5.1: Sistema de adquisición de datos

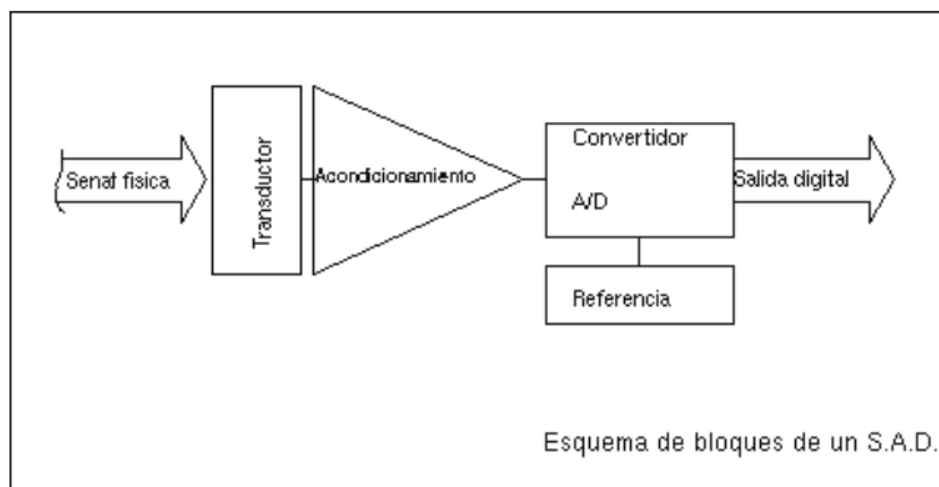


Figura N° 5.2: Esquema de bloques de un sistema de adquisición de datos

5.2) Descripción de los equipos

5.2.1) Tarjeta A/D NI 9234

La adquisición de los datos de la señal eléctrica, que proporciona la salida del acelerómetro, es realizada por una tarjeta A/D NI 9234 de National Instruments™. Esta tarjeta está montada en un NI CompactDAQNI Cdaq-9178 (**ver figura 5.3**) Los datos recolectados de cada una de las señales son digitalizadas (se toman valores puntuales de la señal analógica), filtrada y acondicionada, para así mostrar solo las componentes de interés en el espectro, asegurando que la señal procesada corresponda a la señal analógica inicial (por ejemplo mediante filtro anti-aliasing).

Características técnicas de la tarjeta a/d NI 9234:

- Posee 4 canales diferenciales de entrada analógica.
- Posee resolución de 24 bits; rango dinámico de 102 dB; filtros anti-aliasing.
- Máxima velocidad de muestreo de 51.2 kS/s por canal.
- Rango de voltaje máximo de -5 V a 5 V.



Figura N°5.3: Módulo NI 9234 con un chasis CompactDAQ de NI

5.2.2) Acelerómetros

Los acelerómetros pueden estar basados en tecnologías diferentes:

- Piezoeléctricos,
- Piezoresistivos,
- Capacitivos...

Los más utilizados son los acelerómetros piezoeléctricos, con los cuales se pudo realizar la experiencia de este seminario descrita en capítulos posteriores. Este tipo de acelerómetros a partir de un cristal con propiedades piezoeléctricas convierten la energía mecánica del movimiento en señales eléctricas.

Por regla general, las aceleraciones e este tipo de sensores suelen expresarse en términos de la aceleración de gravedad: **g** (9.8 m/s^2).

El rango efectivo de los acelerómetros de uso general es de 1 a 10.000 Hz. Aunque pueden encontrarse acelerómetros ultrasónicos válidos para frecuencias de hasta 1 MHz.

Características técnicas del acelerómetro utilizado:

- Modelo AC 202-1^a CTC
- Sensibilidad de 100 mV/g
- Protección máxima contra impactos 5,000 g, peak
- Rango dinámico de +/- 50 g, peak
- Rango de frecuencias 0,5 – 15000 Hz (+/- 3 dB)
2 – 10000 Hz (+/- 10 %)
- Frecuencia resonante de 23.000 Hz
- Montaje de base magnética plana y atornilladas

Se utilizarán 2 acelerómetros; uno en el canal “0” para las lecturas de vibración en la dirección vertical, el segundo acelerómetro irá conectado al canal “1” para las lecturas de vibración en la dirección horizontal.

5.2.3) Caja de engranaje

Para poder realizar el presente seminario se procedió a la medición de las vibraciones de dos cajas de engranajes, una en buen estado y otra en mal estado, dicho procedimiento se explica más detalladamente en capítulos posteriores. Las características de las caja de engranajes corresponden a las siguientes:

- Modelo de la caja de engranajes: Hub City M2
- Ángulo de paso del engranaje: $56^{\circ} 19'$
- Ángulo de paso del piñón: $33^{\circ} 41'$
- Material : hierro fundido
- Tolerancia de ajuste: 0.001 – 0.005 pulgadas
- Diámetro del piñón: 1.125 pulgadas
- Diámetro del engrane: 1.6875 pulgadas
- Número de dientes del piñón: 18
- Número de dientes del engranaje: 27

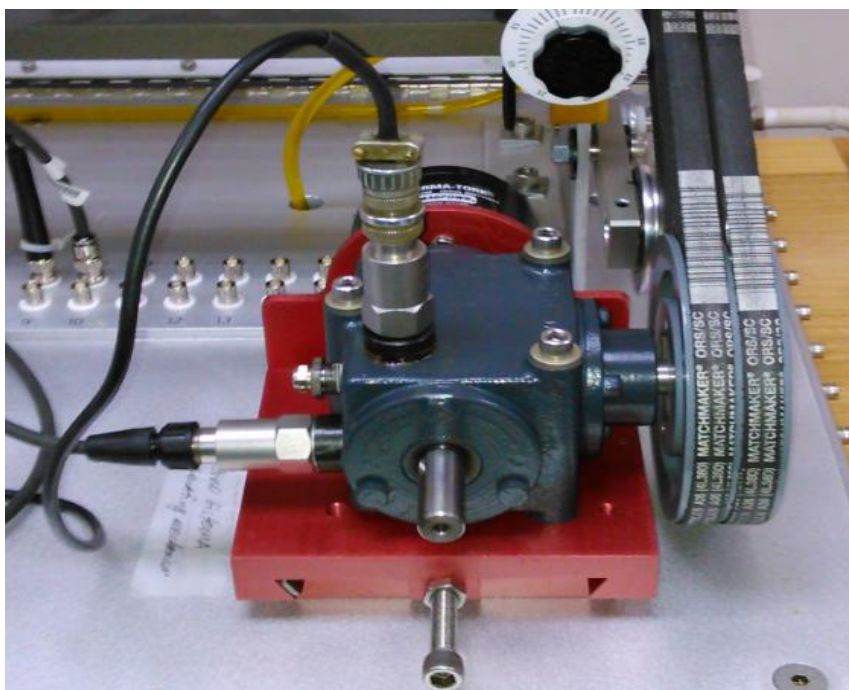


Figura N°5.4: Acelerómetro horizontal y vertical conectados a la caja de engranes

5.3) Etapa de adquisición y procesamiento de datos

Para realizar la adquisición de datos se utilizó un programa desarrollado en el software LabVIEW. Este software posee dos pantallas que permiten visualizar las señales capturadas por los acelerómetros. Esto se logra mediante el uso de bloques programados que se enlazan unos con otros en un entorno gráfico.

Los programas que se pueden desarrollar en LabVIEW se denominan Instrumentos Virtuales (VIs), debido a que su apariencia y funcionamiento imitan los de un instrumento real. Sin embargo son análogos a las funciones creadas con los lenguajes de programación convencionales. Un VI de LabVIEW se divide principalmente en dos partes:

Panel frontal: Se utiliza para interactuar con el usuario cuando el programa se está ejecutando. Aquí se podrán observar los datos del programa actualizados en tiempo real.

Diagrama de bloque: Constituye el código de la fuente del VI. Es donde se desarrolla toda la programación, también donde se diseña la tarea y se le asignan funciones. Los elementos del panel frontal aparecen ahora como parte del diagrama de bloques que pueden ser usados directamente junto con tareas programadas, para controlar o realizar cualquier procesamiento de las señales tanto de entradas y salidas que se captaron del panel frontal.

CAPÍTULO VI : “Fallas comunes en cajas de engranes”

6.1) Frecuencias propias de un engranaje:

- a) **Frecuencias de engrane (Fe):** son propias de cada engranaje y aparecen en el espectro de frecuencia independientemente del estado del engranaje. Su amplitud depende significativamente de la carga en el momento de la lectura. Se calculan mediante la siguiente fórmula donde, Z es el número de dientes y RPM la velocidad de giro de la rueda dentada.

$$F_e = Z \times RPM$$

- b) **Bandas laterales:** son frecuencias equidistantes de la frecuencia de engrane. Estas bandas laterales corresponden con la frecuencia de giro del piñón y de la corona. Son muy importantes en el diagnóstico del engrane, ya que indican si la corona o el piñón se encuentran en mal estado.
- c) **Frecuencias naturales del engrane:** al desarrollarse algún tipo de deterioro en el engrane, éstos pueden excitar las frecuencias naturales de los mismos.
- d) **Frecuencia de repetición de diente (FRD).** Para obtener esta frecuencia se debe calcular previamente el número de fases de ensamblaje (NE). Indica la frecuencia con la que un diente de la corona vuelve a engranar con el mismo diente del piñón. De detectarse un fallo en un diente de la corona y del piñón, el máximo de vibración tendrá lugar cuando ambos fallos respectivos entren en contacto.

$$FRD = \frac{GMF \times N_E}{Z_p \times Z_c}$$

6.2) Estado normal de un engranaje

Espectro característico del engrane: El espectro mostrará armónicos 1 X y 2 X RPS del piñón conductor y de la rueda conducida. Adicionalmente, mostrará bandas laterales alrededor de la Frecuencia de Engrane GMF (Gear Mesh Frequency)

El engranaje se encuentra en buen estado si estos picos de vibración se encuentran en niveles relativamente bajos (ver figura 6.1).

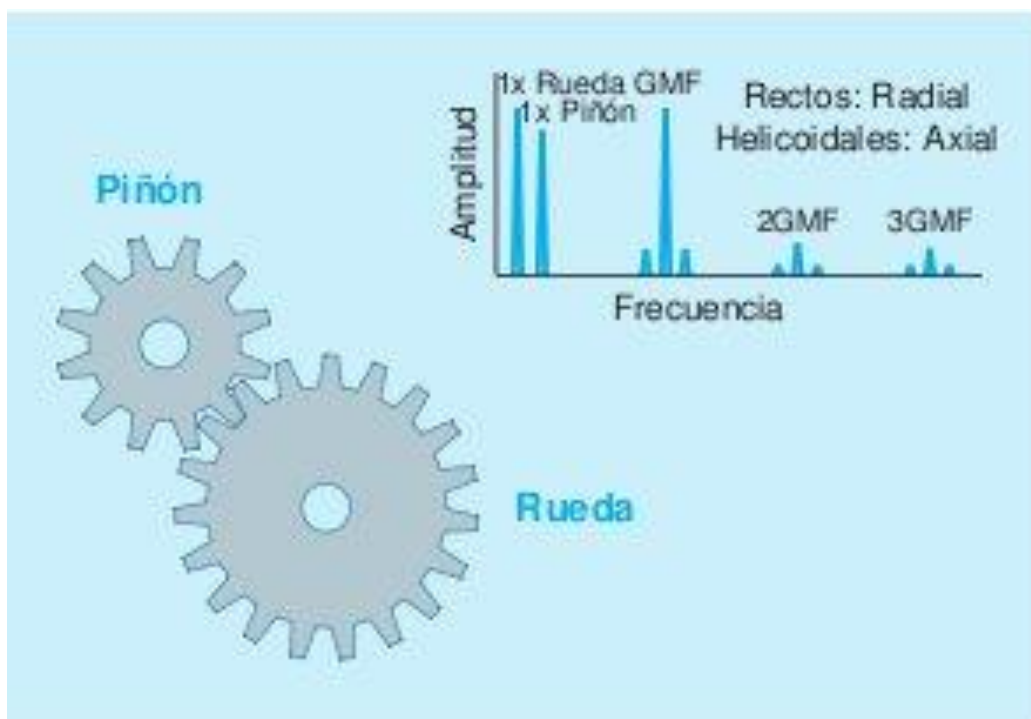


Figura N° 6.1: Espectro característico del estado normal de una caja de engranaje

El número de componentes a frecuencias múltiplos de la frecuencia de engrane que es normal en el espectro depende del diseño del engrane, especialmente del valor de su relación de transmisión. Por lo tanto, en algunos engranes solo será distintivo en el espectro el primer armónico de la frecuencia de engrane, mientras que en otros engranes serán distintivos varios armónicos de ella (en algunos casos se podrá observar en el espectro para un engrane en buen estado hasta 8 armónicos de la frecuencia de engrane).

6.3) Espectros característicos en engranes defectuosos

6.3.1) Desgaste en diente

Ocurre por operación más allá del tiempo de vida del engranaje, contaminación de la grasa lubricante, elementos extraños circulando en la caja del engrane o montaje erróneo. El desgaste de los engranajes provoca picos importantes en la GMF y sus armónicos. Además, el rozamiento excita la frecuencia natural del engranaje, lo cual provoca la aparición de nuevas frecuencias en el espectro que podrían corresponderse con la frecuencia de resonancia del piñón o la corona. Los indicadores principales son la aparición de las frecuencias de resonancia del engranaje con bandas laterales y el tamaño y número de bandas laterales en 1x, 2x y/o 3x GMF (ver figura 6.2). No basta sólo con estudiar las amplitudes de la GMF y sus armónicos ya que estos reflejan mejor problemas de carga y alineación.

Síntomas:

- Aumento de la amplitud en 1x, 2x y/o 3x GMF.
- Bandas laterales importantes en torno a 1x, 2x y/o 3x GMF a la frecuencia 1x RPM de la rueda desgastada.
- Picos correspondientes a la frecuencia de resonancia del piñón o la corona.
- Bandas laterales a 1x RPM de la rueda desgastada alrededor de la frecuencia resonancia.

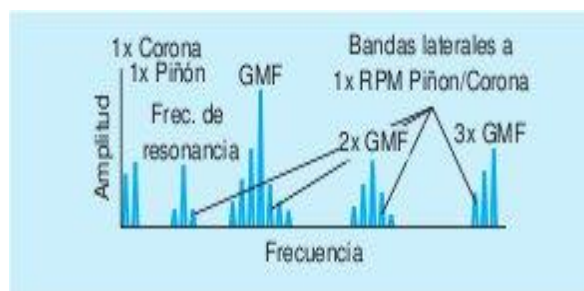


Figura N°6.2: Espectro característico de engranajes con desgaste del diámetro primitivo.

6.3.2) Sobrecarga en engranaje

Todos los dientes están recibiendo sobrecarga continua (ver figura 6.3), suele afectar en mayor medida a la GMF y sus armónicos que a las bandas laterales de la velocidad de giro, que son relativamente pocas y de menor amplitud. Oscilaciones en la amplitud de la GMF y sus armónicos (sin cambios significativos en las bandas laterales) no indica, por sí sólo, la presencia de un problema. Incluso si la carga permanece constante, el engranaje que soporta dicha carga cambia constantemente sin que exista ningún deterioro del estado del mismo. Puede también producirse un cambio en el nivel de carga con un efecto muy notable en el espectro sin que ello implique la presencia de problemas.

Síntomas:

- Mayores amplitudes en 1x, 2x y/o 3x GMF.

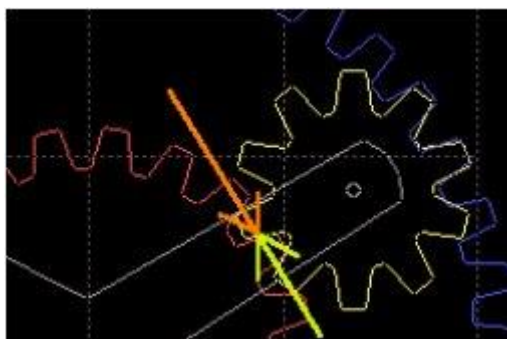


Figura N°6.3: Esquema dientes del engranaje recibiendo sobrecarga continua.

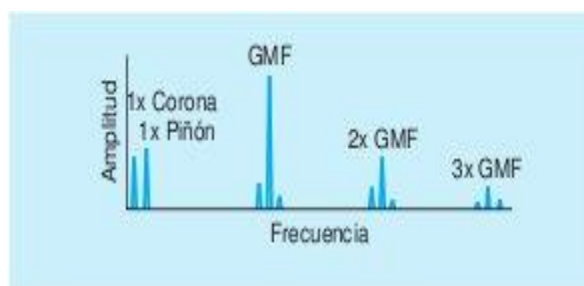


Figura N°6.4: Espectro característico de un engranaje sobrecargado.

6.3.3) Excentricidad y/o backlash

La excentricidad ocurre cuando el centro de simetría no coincide con el centro de rotación. El backlash se produce cuando, al terminar el contacto entre dos dientes, los dos siguientes no entran inmediatamente en contacto (ver figura 6.5).

La excentricidad en el engranaje o el eje doblado provoca modulación en la GMF a la velocidad de giro de la rueda excéntrica. También puede aparecer modulación en las velocidades de rotación de los ejes en caso de un problema suficientemente grave. Si la rueda de salida es excéntrica, su pico en 1x RPM presentará mayor amplitud y las bandas laterales aparecerán espaciadas a dicha frecuencia en lugar de a 1x RPM del piñón (ver espectro en figura 6.6).

Síntomas:

- Aumento de la amplitud en 1x, 2x y/o 3x GMF.
- Bandas laterales importantes en torno a 1x, 2x y/o 3x GMF a la frecuencia 1x RPM de la rueda causante del problema.
- Aumento de la amplitud en 1x RPM de la rueda que presenta el problema y, si se trata de un problema grave, aparecerán además armónicos.



Figura N°6.5: Engranajes con problemas de excentricidad.

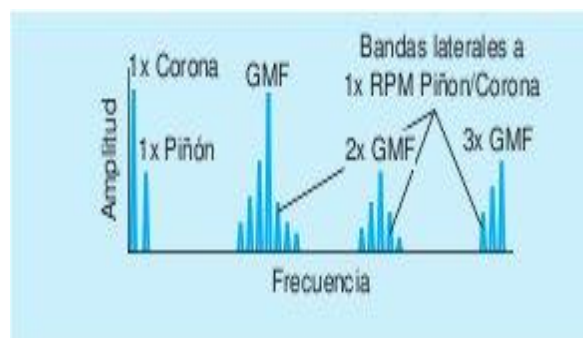


Figura N°6.6: Espectro característico de engranajes excéntricos o eje doblado.

6.3.4) Engrane desalineado

La vibración predominante tiene lugar a $1x$ RPM y a $2x$ RPM de los ejes desalineados, pudiendo excitar la frecuencia de engrane, observándose los tres primeros armónicos de la GMF (como se aprecia en figura 6.8). Altera la rotación normal de los engranajes al dificultar el encaje entre dientes en las partes donde se encuentran desalineados, provocando que una reducción momentánea de la velocidad de giro. La FFT representa este fenómeno mediante picos al doble de la velocidad de rotación y al doble de la frecuencia de engrane. Cada uno de estos dos síntomas, principalmente el pico en $2x$ GMF, puede ser debido a un problema de alineación en el engranaje, que a su vez, podría estar provocado por una desalineación en un acoplamiento u otro factor externo como un problema en la bancada.

Síntomas:

- Aumento de la amplitud en $2x$ GMF.
- Picos en otros armónicos de la GMF ($1x$, $3x$, etc.).
- Importantes bandas laterales en $2x$ GMF y en $1x$ o incluso $2x$ RPM.
- Armónicos de la velocidad de giro de cada eje en $2x$ e incluso $3x$ RPM.

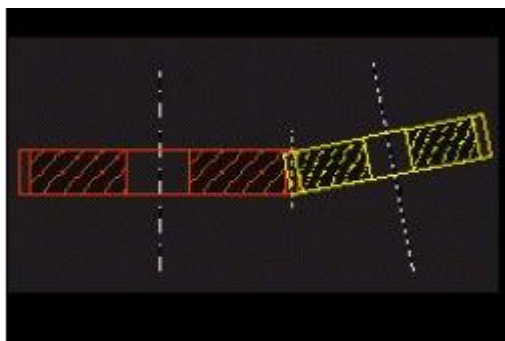


Figura N°6.7: Ejemplo de engranajes desalineados.



Figura N°6.8: Espectro característico de engranajes desalineados.

6.3.5) Frecuencia de repetición de diente

La llamada frecuencia de repetición de diente es el ritmo con que un diente en un engranaje se une con un diente particular en otro engranaje (ver figura 6.9)

Si la relación de dientes en los engranajes es un número entero, la frecuencia de repetición de diente coincidirá con las RPM del engranaje más grande y los mismos dientes estarán en contacto una vez por revolución.

Esto causa un desgaste desigual en los engranajes, ya que, un defecto pequeño en un diente contactará de manera repetitiva con el mismo diente en el otro engranaje, causando un desgaste localizado en estos dientes. Por esta razón, las cajas de engranajes no se construyen con esas proporciones sencillas, a menos que sea absolutamente necesario. Idealmente, la frecuencia de repetición de diente debería ser lo más baja posible, para distribuir de manera uniforme el desgaste en los dos engranajes. Esto se consigue haciendo que el número de dientes en cada engranaje sea un número primo. En algunas cajas, la frecuencia de repetición de diente aparecerá en el espectro de vibraciones (ver figura 6.91) y de ser así, se debería vigilar su tendencia en el tiempo, ya que bajo esas circunstancias el desgaste evoluciona rápidamente.

Síntomas:

- Pico en $1x$ FRD y posiblemente en $2x$ FRD.
- Bandas laterales a FRD en $1x$ RPM de cada eje.
- Bandas laterales a FRD en $1x$ GMF y sus armónicos.
- Ruido pulsante de baja frecuencia en el engranaje.

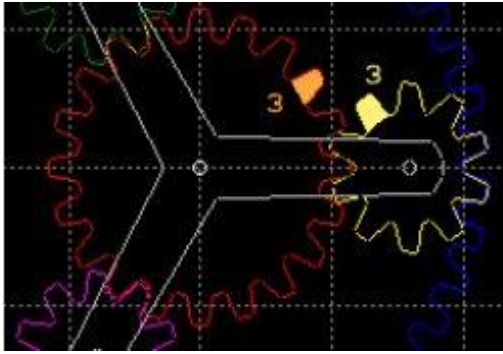


Figura N°6.9: Ejemplo de engranajes con problemas de repetición de diente.

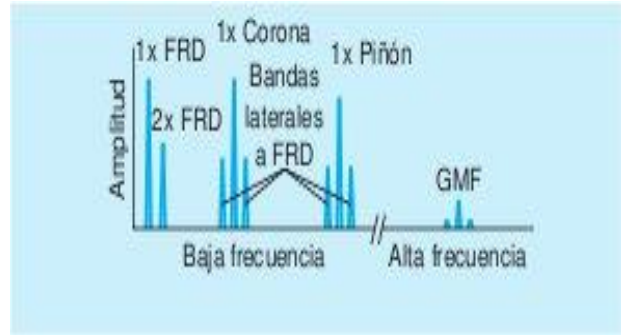


Figura N°6.91: Espectro característico de Engranajes que presentan frecuencia de repetición de dientes.

CAPÍTULO VII : “PROCEDIMIENTO Y MEDICIONES REALIZADAS EN BANCO DE ENSAYO”

7.1) Banco de ensayo SpectraQuest Magnum

The Machinery Fault Simulator (MFS) corresponde al banco de ensayo utilizado para estudiar el comportamiento vibratorio (ver imagen 7.1) de las cajas de engranajes, este banco de ensayo está diseñado para estudiar las fallas comunes de ciertas máquinas o equipos, podemos analizar características tales como desequilibrio, la alineación, la resonancia, la dinámica del rotor, cajas de engranajes, transmisión de correas, mecanismo de movimiento alternativo, entre otras.

Componentes del banco de ensayo SpectraQuest Magnum:

Motor eléctrico: motor con potencia de 1 HP (0.75 Kw), sistema de montaje de auto-alineación pre-cableado para una fácil instalación / desinstalación 230 VAC, monofásico, 60/50 Hz.

Variador de frecuencia: 1 Hp variador de CA de frecuencia variable con regulador del panel frontal programable con múltiples funciones.

Gama de revoluciones: de 0 a 6000 rpm (corta duración) de velocidad variable.

Tacómetro: Incorporado con pantalla LCD y un pulso por revolución, salida TTL analógica para propósitos de adquisición de datos, voltaje 24 V.

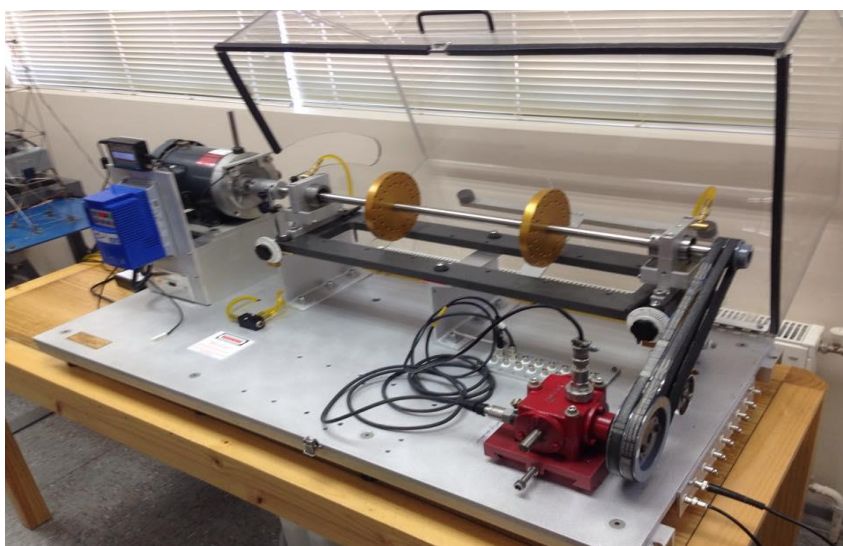


Figura N°7.1: Caja de engranajes defectuosa montada al banco de ensayo.

7.2) Procedimiento de montaje de equipos

Primeramente se debe instalar una de las dos cajas de engranaje que se van a analizar, la cual en este caso corresponde a la caja de engranajes en buen estado, los pasos posteriores para poder lograr la obtención del espectro característico de cada caja de engranajes se describe a continuación:

- Se debe comprobar la tensión de las correas que unen el eje del banco de ensayo con el eje de entrada de la caja de engranajes.
- Se conectan los acelerómetros en la carcasa de la caja de engranes, uno en posición vertical conectado al canal 1 del banco de ensayo SpectraQuest Magnum y otro en posición horizontal conectado al canal 2 del banco de ensayo.
- De los canales de salida que posee el banco de ensayo, se traza otra conexión, la cual sale desde el canal 1 del banco de ensayo hacia el canal 0 de entrada a la tarjeta A/D NI 9234 y otra conexión desde el canal 2 de salida del banco de ensayo hacia el canal 1 de entrada de la tarjeta A/D NI 9234, la cual está previamente montada en el chasis NI CompactDAQ NI cDAQ-9178.
- Se traza la última conexión que corresponde a la de salida del chasis NI CompactDAQ NI cDAQ-9178 hacia el computador, en donde se pueden visualizar los datos obtenidos mediante las mediciones por medio de los software respectivos para el análisis de las vibraciones.
- En el tacómetro incorporado del banco de ensayo, se debe seleccionar la frecuencia a la cual trabajará el motor del banco de ensayo, transfiriendo las rpm correspondientes al eje de este mismo.
Para este caso se trabajó a 25Hz y 30 Hz, lo que otorgó un giro del eje del banco de ensayo de 1500 y 1800 RPM respectivamente en cada caja de engranaje, las que se designan como RPM eje.
- Obtención de los datos vibratorios de la caja de engranaje a sus respectivas frecuencias, gracias al software Measurement & Automation Explorer.

- Medición mediante un tacómetro manual de las rpm entrada, las cuales se representan como RPM₁, para luego mediante cálculos poder obtener la RPM₂ (rpm de salida de la caja de engranes) y la frecuencia de engrane.
- Finalmente se llevan los datos obtenidos de las vibraciones al programa LabVIEW, en donde son procesadas y otorgadas las FFT correspondientes.

7.3) Mediciones realizadas y obtención de frecuencia de engrane (F_e)

Como se mencionó anteriormente, se tomaron las mediciones de las **RPM 1** gracias a un tacómetro digital, dichas RPM servirán para poder calcular las **RPM 2** de la caja de engrane y a la vez poder calcular la frecuencia de engrane (**F_e**) mediante fórmulas.

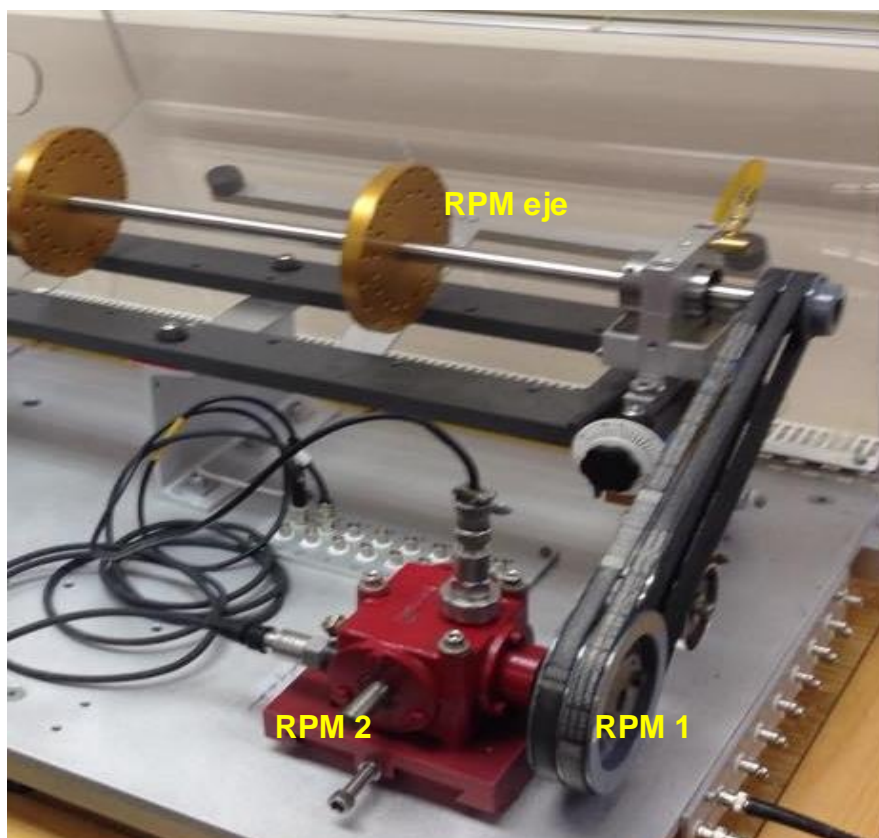


Figura N°7.2: En la figura se indican las diferentes revoluciones presentes durante la experiencia.

7.3.1) Mediciones y f_e en caja de engranaje en buen estado

La componente vibratoria más importante e inherente al funcionamiento de las cajas de engranajes es la que se produce a múltiplos de la frecuencia de engrane, f_e , es decir, cada vez que los dientes entran en contacto.

Para obtener las mediciones requeridas se debe reemplazar los datos que se obtuvieron en la siguiente fórmula:

$$F_e = Z_1 \cdot \text{RPM } 1 = Z_2 \cdot \text{RPM } 2$$

Donde:

- **Z1 y Z2** = número de dientes de los engranajes
- **RPM 1 y RPM 2** = velocidad de rotación del eje de entrada y salida respectivamente de la caja de engranaje
- **Fe** = Frecuencia de engrane
- **F1** = Frecuencia de entrada a la caja de engranes; 1X piñón
- **F2** = Frecuencia de salida de la caja de engranes; 1X rueda

a) **Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 25 Hz; 1500 rpm:**

RPM 1 = 605.5 rpm (rpm entrada de la caja de engrane medida con tacómetro)

Se sabe que Z1 y Z2 de las cajas de engranaje corresponden a 18 y 27 respectivamente.

Con las RPM 1 medidas, se pudo obtener la frecuencia de entrada a la caja de engranajes, la que se definió como **F1**, como se indica a continuación:

$$\mathbf{F1} = \text{RPM 1} / 60 = 10,09 \text{ [Hz]}$$

Además:

$$\mathbf{Fe} = \text{RPM 1} \cdot Z1 = \text{RPM 2} \cdot Z2$$

$$\mathbf{Fe} = 605.5 \cdot 18 = 10.899 \text{ [cpm]}$$

$$\mathbf{Fe} = 10.899 / 60 = \mathbf{181.65} \text{ [Hz]}$$

Por ende los armónicos o múltiplos de la **Fe** serían **2X Fe = 363.3 [Hz]**

$$3X \text{ Fe} = \mathbf{544.95} \text{ [Hz]}$$

$$4X \text{ Fe} = \mathbf{726.6} \text{ [Hz]}$$

Despejando la RPM 2 de fórmula anterior, se tiene:

$$\mathbf{RPM 2} = \text{Fe} / Z2$$

$$\mathbf{RPM 2} = 10.899 \text{ [cpm]} / 27 = 403.66 \text{ RPM}$$

Con las RPM 2 obtenidas, se calculó la frecuencia de salida de la caja de engranajes, como se muestra en el siguiente cálculo:

$$\mathbf{F2} = \text{RPM 2} / 60 = 6.7 \text{ [Hz]}$$

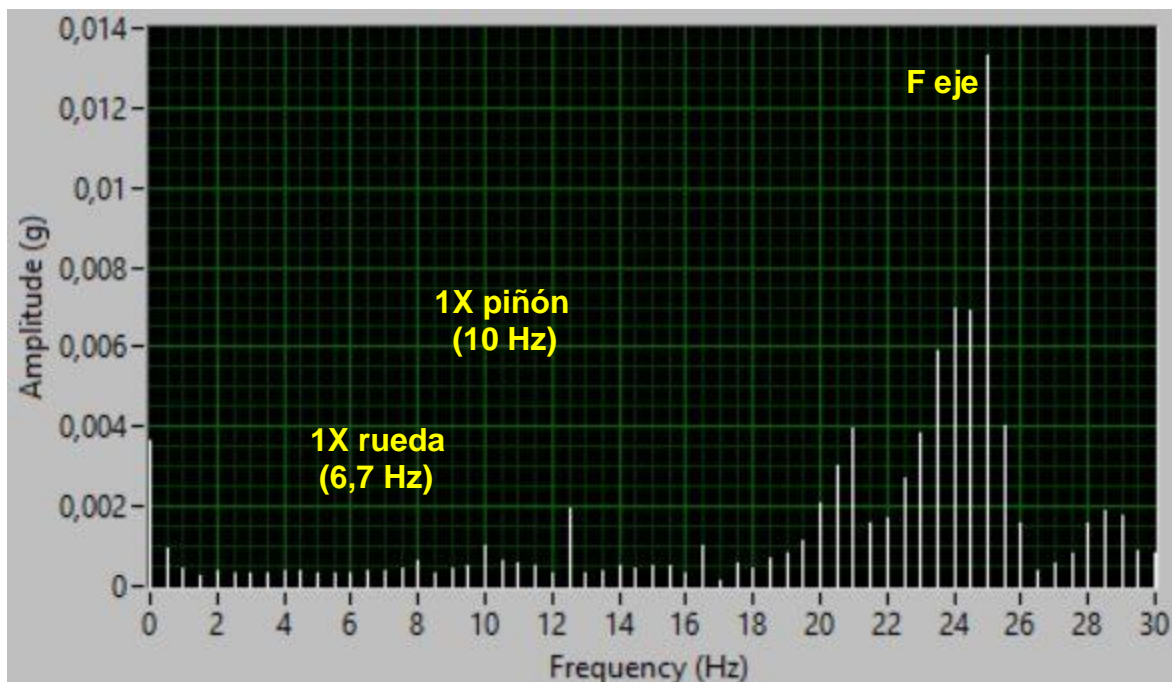


Imagen N°7.3: Frecuencia del eje a 25 Hz, frecuencia 1X piñón a 10 Hz y la frecuencia 1X rueda de 6.7 Hz.

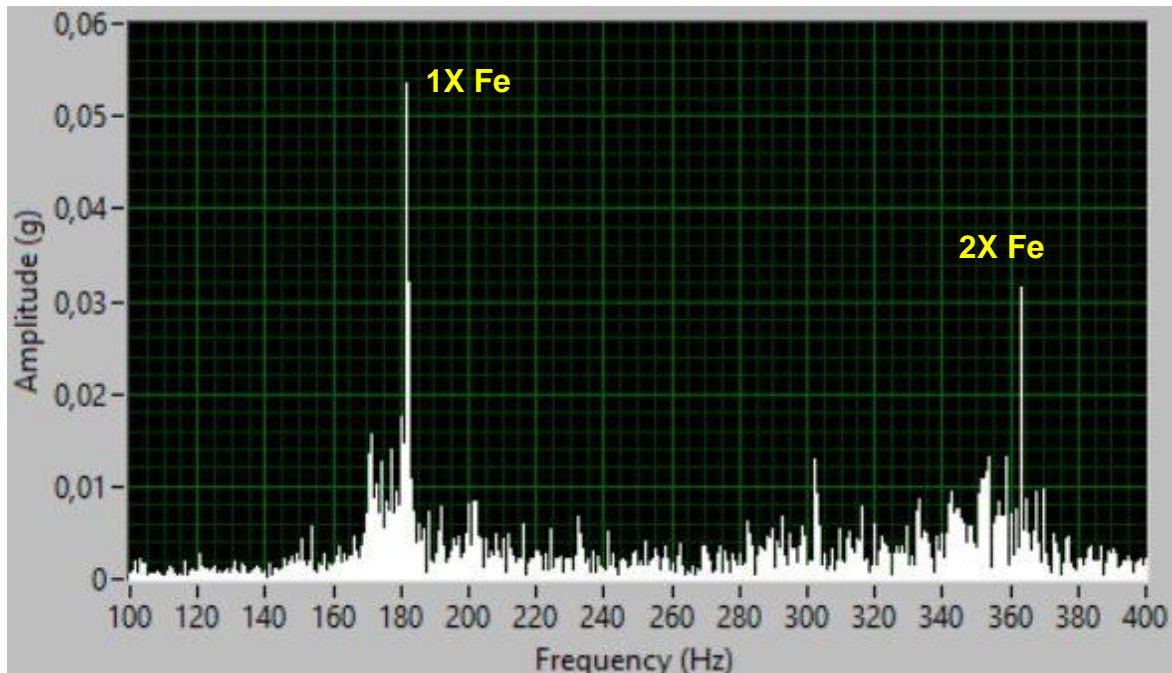


Imagen N°7.4: Distintos armónicos de la Frecuencia de engrane a una rotación del eje de 25 Hz; 1X Fe (181,14 Hz) y el segundo armónico 2X Fe (362,28 Hz).

b) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 30 Hz; 1800 rpm:

RPM 1 = 727 rpm (rpm entrada de la caja de engrane medida con tacómetro)

Z1 y Z2 corresponden a 18 y 27 dientes respectivamente.

Con las RPM 1 medidas, se pudo obtener la **frecuencia de entrada** a la caja de engranajes, la que se definió como **F1**, como se indica a continuación:

$$\mathbf{F1 = RPM\ 1 / 60 = 12.11\ [Hz]}$$

Además:

$$\mathbf{Fe = RPM\ 1 \cdot Z1 = RPM\ 2 \cdot Z2}$$

$$\mathbf{Fe = 727 \cdot 18 = 13.086}$$

$$\mathbf{Fe = 13.086\ [cpm] / 60 = 218.1\ [Hz]}$$

Por ende los armónicos o múltiplos de la **Fe** serían 2X Fe = **436.2**

$$3X\ Fe = \mathbf{654.3}$$

$$4X\ Fe = \mathbf{872.4}$$

Luego despejando la RPM 2 de la fórmula, se tiene:

$$\mathbf{RPM\ 2 = Fe / Z2}$$

$$\mathbf{RPM\ 2 = 13.086 / 27 = 484.66\ RPM}$$

Con las RPM 2 obtenidas, se calculó la **frecuencia de salida** de la caja de engranajes, como se muestra en el siguiente cálculo:

$$\mathbf{F2 = RPM\ 2 / 60 = 8.07\ [Hz]}$$

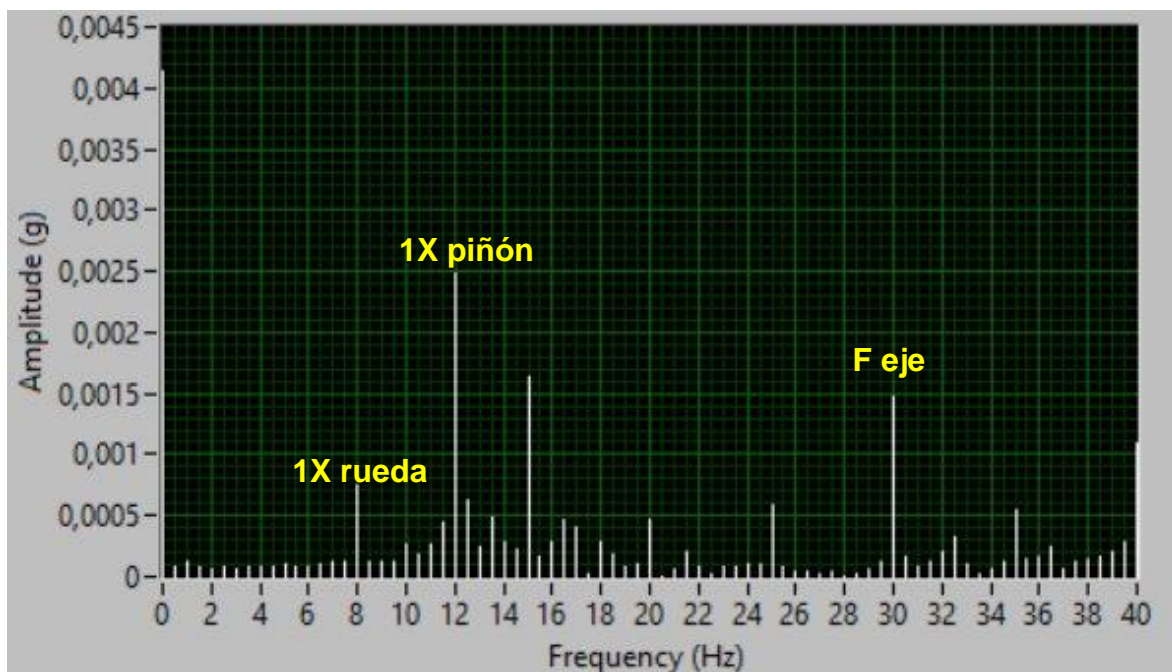


Imagen N°7.5: Se distingue en la imagen: frecuencia de rotación del eje a 30 Hz, frecuencia 1X piñón de 12 Hz y frecuencia 1X rueda 8 Hz.

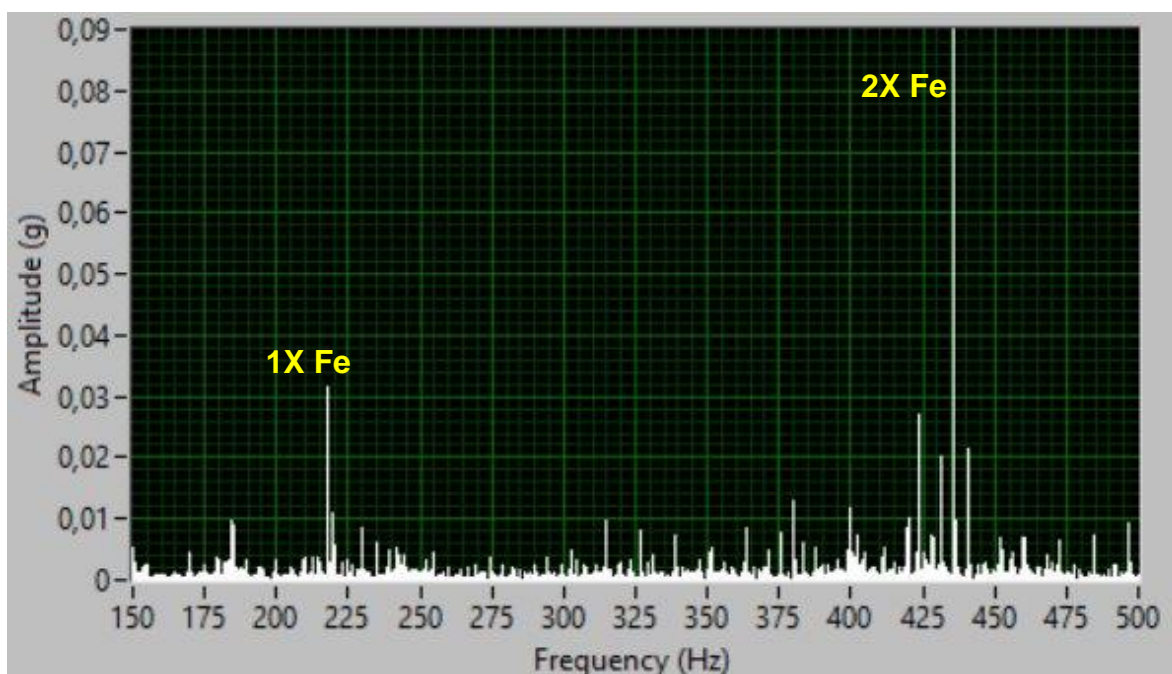


Imagen N°7.6: Armónicos a 1X Fe de 218 Hz y 2X Fe de 436 Hz, caja buena.

7.3.2) Mediciones y Fe en caja de engranaje defectuosa

a) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 25 Hz; 1500 rpm:

RPM 1 = 603.8 rpm (rpm entrada de la caja de engrane medida con tacómetro)

Z1 y Z2 corresponden a 18 y 27 dientes respectivamente.

Con las RPM 1 medidas, se pudo obtener la **frecuencia de entrada** a la caja de engranajes, la que se definió como **F1**, como se indica a continuación:

$$F1 = \text{RPM } 1 / 60 = 10.06 \text{ [Hz]}$$

Además:

$$Fe = 603.8 \cdot 18 = \text{RPM } 2 \cdot 27$$

$$Fe = 603.8 \cdot 18 = 10.868,4$$

$$Fe = 10.868,4 \text{ [cpm]} / 60 = \mathbf{181.14 \text{ [Hz]}}$$

Por ende los armónicos o múltiplos de la **Fe** serían 2X Fe = **362.28**

$$3X \text{ Fe} = \mathbf{543.42}$$

$$4X \text{ Fe} = \mathbf{724.56}$$

Despejando la RPM 2 de la fórmula, se tiene:

$$\text{RPM}_2 = Fe / Z2$$

$$\text{RPM}_2 = 10.868,4 / 27 = 402.53 \text{ RPM}$$

Con las RPM 2 obtenidas, se calculó la **frecuencia de salida** de la caja de engranajes, como se muestra en el siguiente cálculo:

$$F2 = \text{RPM } 2 / 60 = 6.7 \text{ [Hz]}$$

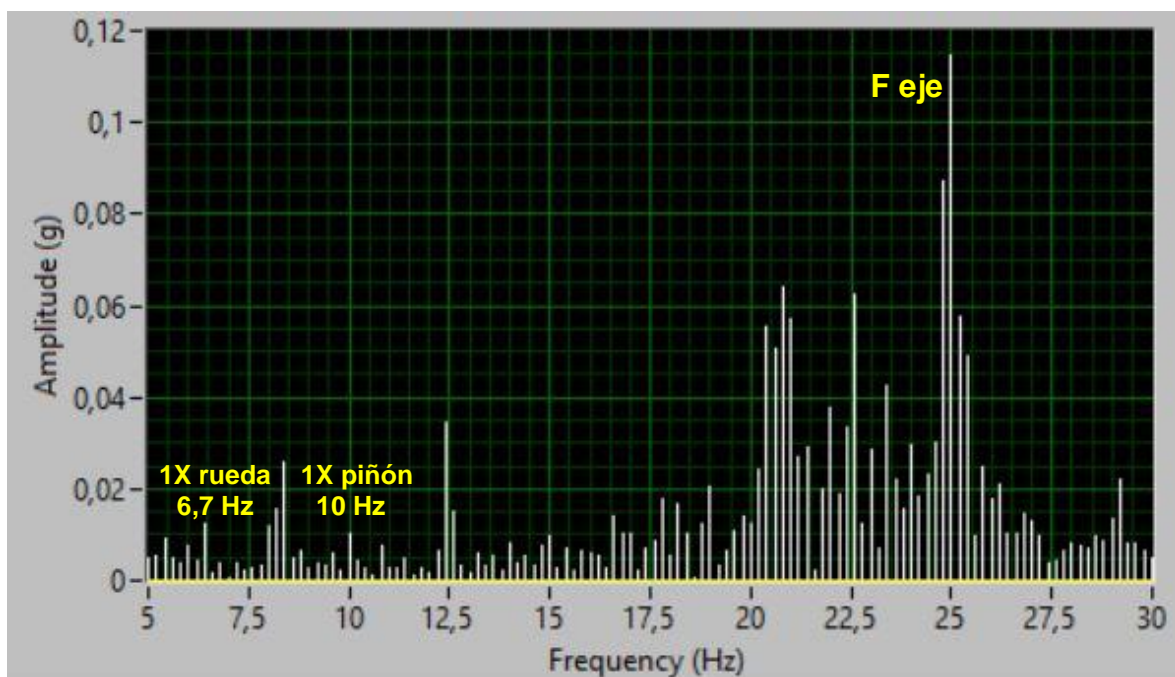


Imagen N°7.7: Armónicos caja defectuosa con frecuencia de giro del eje de 25 Hz.

En la imagen superior se aprecia claramente la frecuencia de rotación del eje del banco de ensayo a 25 Hz, sin embargo la frecuencia a 1X piñón (10,06 Hz) y la la frecuencia a 1X rueda (6,7 Hz) no se aprecian claramente.

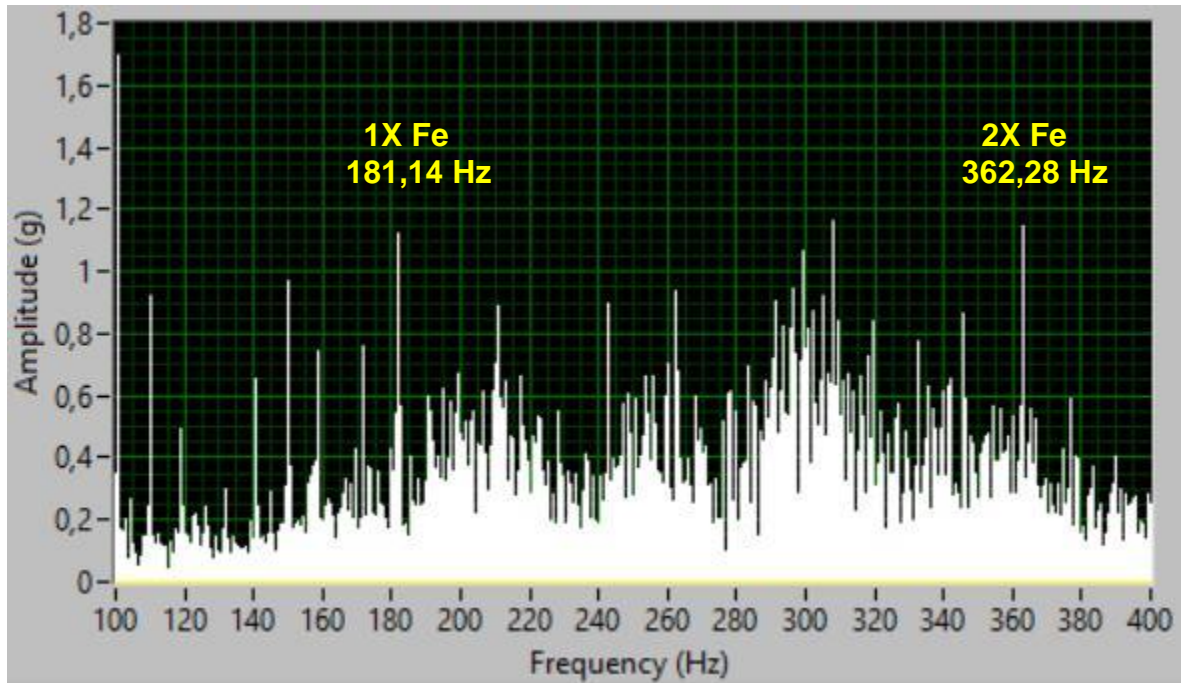


Imagen N°7.8: Armónicos caja defectuosa con frecuencia de giro del eje de 25 Hz.

En la imagen anterior se observa un aumento significativo de la amplitud y además la aparición de bandas laterales importantes en torno a los armónicos 1X Fe y 2X Fe, en comparación al espectro que aparece en la imagen 7.4 de este capítulo.

b) Eje de motor del banco de ensayo a una frecuencia de 30 Hz; 1800 rpm:

RPM 1 = 724 rpm (rpm entrada de la caja de engrane medida con tacómetro)

Z1 y Z2 corresponden a 18 y 27 dientes respectivamente.

Con las RPM 1 medidas, se pudo obtener la **frecuencia de entrada** a la caja de engranajes, la que se definió como **F1**, como se indica a continuación:

$$\mathbf{F1 = RPM\ 1 / 60 = 12.06\ [Hz]}$$

Además:

$$\mathbf{Fe = 724 \cdot 18 = RPM_2 \cdot 27}$$

$$\mathbf{Fe = 724 \cdot 18 = 13.032}$$

$$\mathbf{Fe = 13.032\ [cpm] / 60 = 217.2\ [Hz]}$$

Por ende los armónicos o múltiplos de la **Fe** serían 2X Fe = **434.4**

$$3X\ Fe = \mathbf{651.6}$$

$$4X\ Fe = \mathbf{868.8}$$

Despejando la RPM 2 de la fórmula, se tiene:

$$\mathbf{RPM\ 2 = Fe / Z2}$$

$$\mathbf{RPM\ 2 = 13.032 / 27 = 482.66\ RPM}$$

Con las RPM 2 obtenidas, se calculó la **frecuencia de salida** de la caja de engranajes, como se muestra en el siguiente cálculo:

$$\mathbf{F2 = RPM\ 2 / 60 = 8.04\ [Hz]}$$

En la imagen 7.9 se distingue de forma clara la frecuencia de rotación del eje a 30 Hz, además se hace visible la frecuencia a 1X piñón (12,07 Hz) y por otro lado la frecuencia a 1X rueda (8,04 Hz) no se aprecia claramente dentro del espectro.

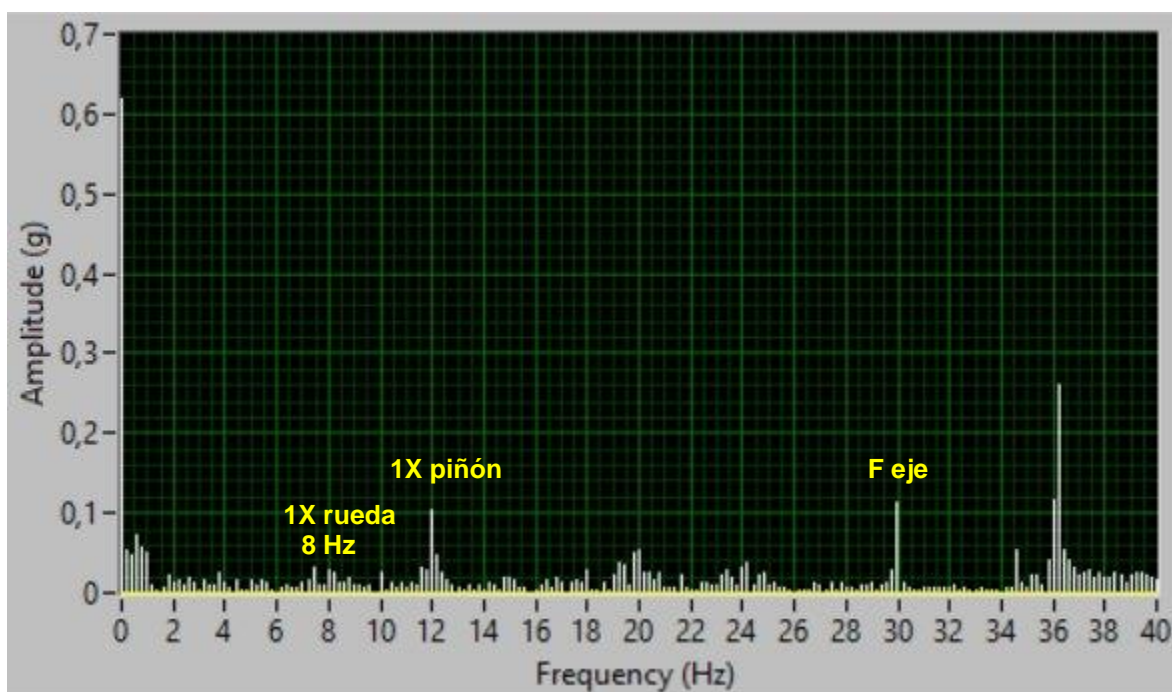


Imagen N°7.9: Armónicos caja defectuosa a una frecuencia de giro del eje de 30 Hz.

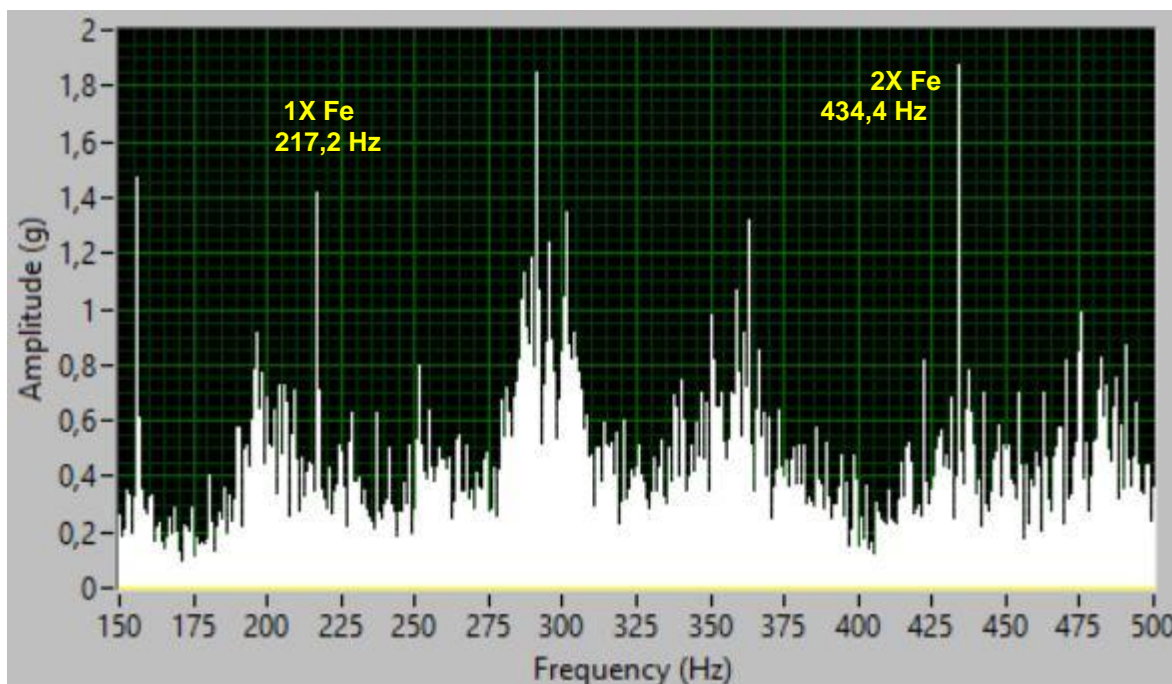


Imagen N°7.91: Armónicos caja defectuosa a una frecuencia de giro del eje de 30 Hz.

En la imagen anterior se observa un aumento significativo de las distintas frecuencias presentes en el espectro y además la aparición de bandas laterales importantes en torno a los armónicos 1X Fe y 2X Fe, lo que se puede comprobar comparando este espectro con el de la imagen 7.6 del presente capítulo.

CAPÍTULO VIII : “ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS OBTENIDOS”

8.1) Datos obtenidos en ambas cajas de engranajes a sus respectivas frecuencias de ensayo.

Armónicos obtenidos en la caja de engranaje en buen estado:

En la imagen inferior (imagen 8.1) se puede observar el espectro vibratorio de la caja ploma (caja en buen estado) a una frecuencia de 30 Hz.

En el espectro de la imagen se hace visible la frecuencia del eje de rotación a 30 Hz, así también sus frecuencias de entrada y salida de la caja de engranajes.

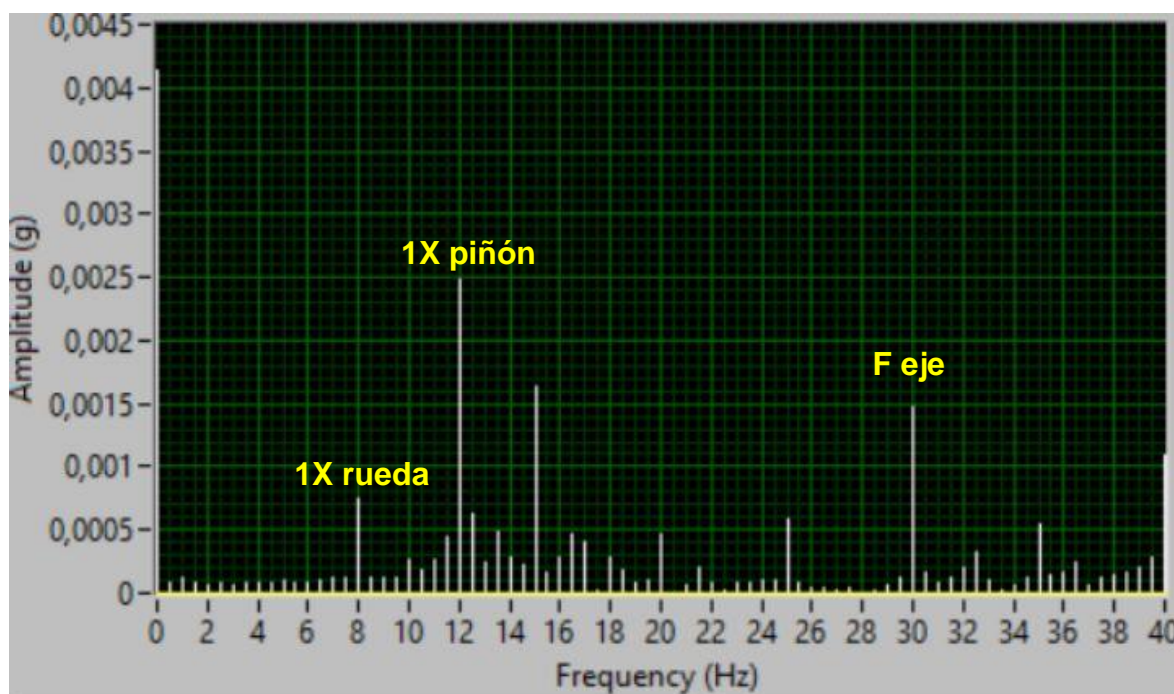


Imagen N°8.1: Armónicos obtenidos en caja ploma 30 Hz y sus frecuencias 1X piñón y 1X rueda.

Por otra parte en la imagen 8.2 se puede apreciar los diferentes armónicos correspondientes a la Fe ya calculados en el capítulo anterior, los que coinciden

con aquellos, mostrándose el primer armónico a una frecuencia de **218 Hz**, el segundo armónico a una frecuencia de **436 Hz** y el tercer armónico a 654 Hz.

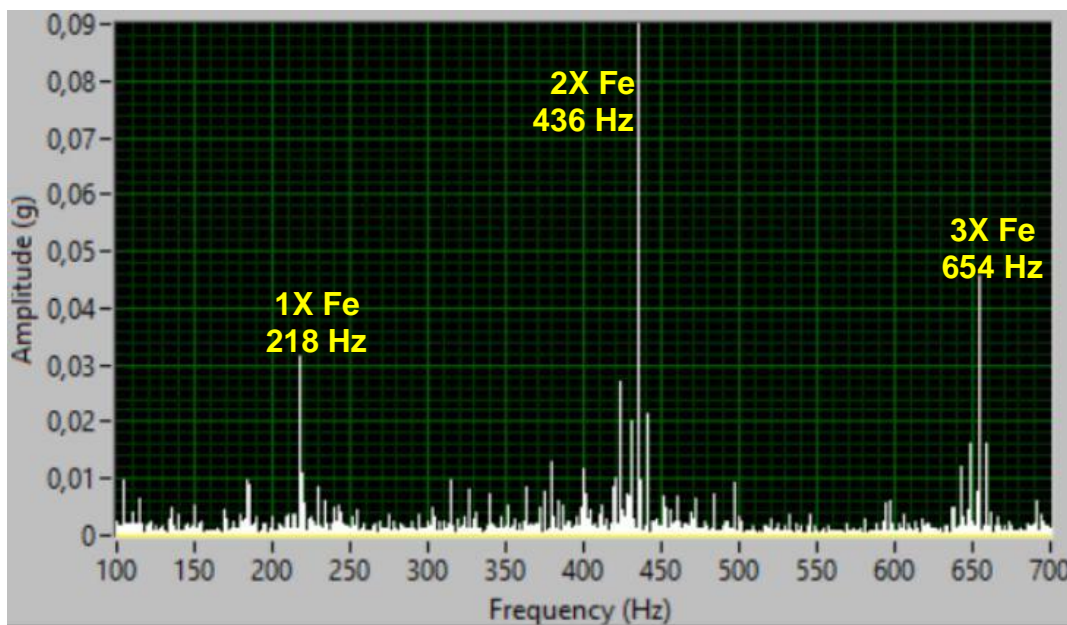


Imagen N°8.2: Armónicos obtenidos en caja ploma 30 Hz y sus frecuencias 1X Fe, 2X Fe y 3X Fe

Armónicos obtenidos en la caja de engranaje en mal estado:

En las imágenes 8.3 y 8.4 se muestran los diferentes armónicos a una frecuencia del eje del banco de ensayo de 30 Hz; en las cuales se indican la 1X piñón, la 1X rueda y la frecuencia del eje, además de los armónicos de la Fe (imagen 8.4).

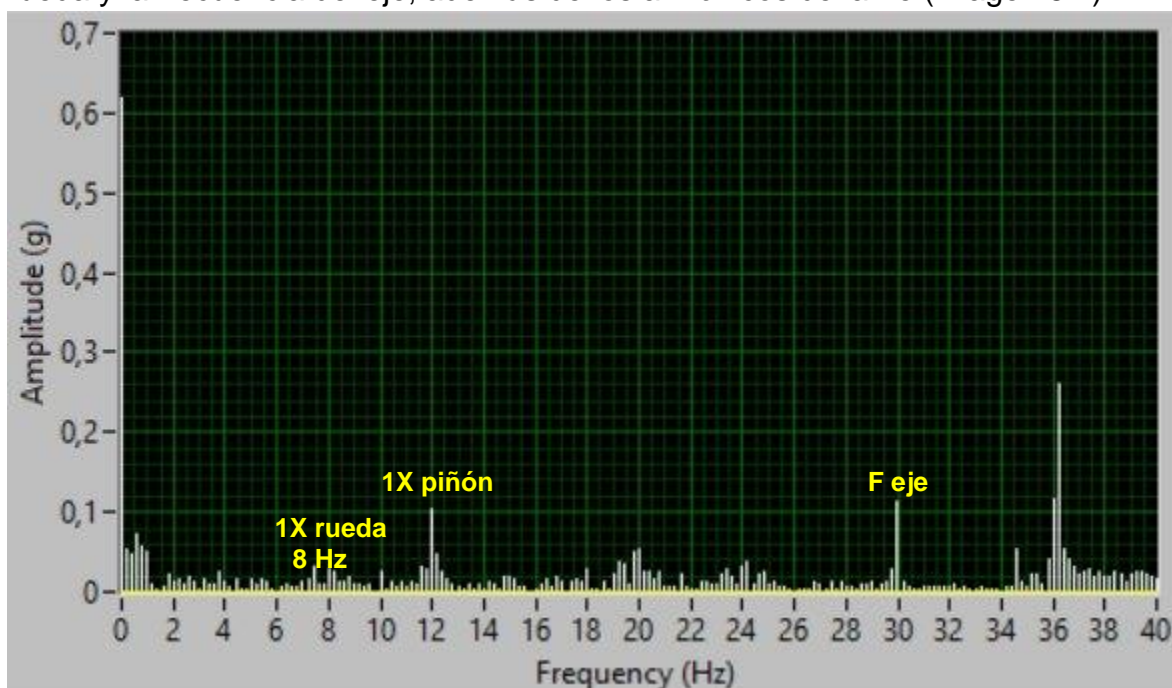


Imagen N°8.3: Espectro caja defectuosa con frecuencia de giro del eje de 30 Hz.

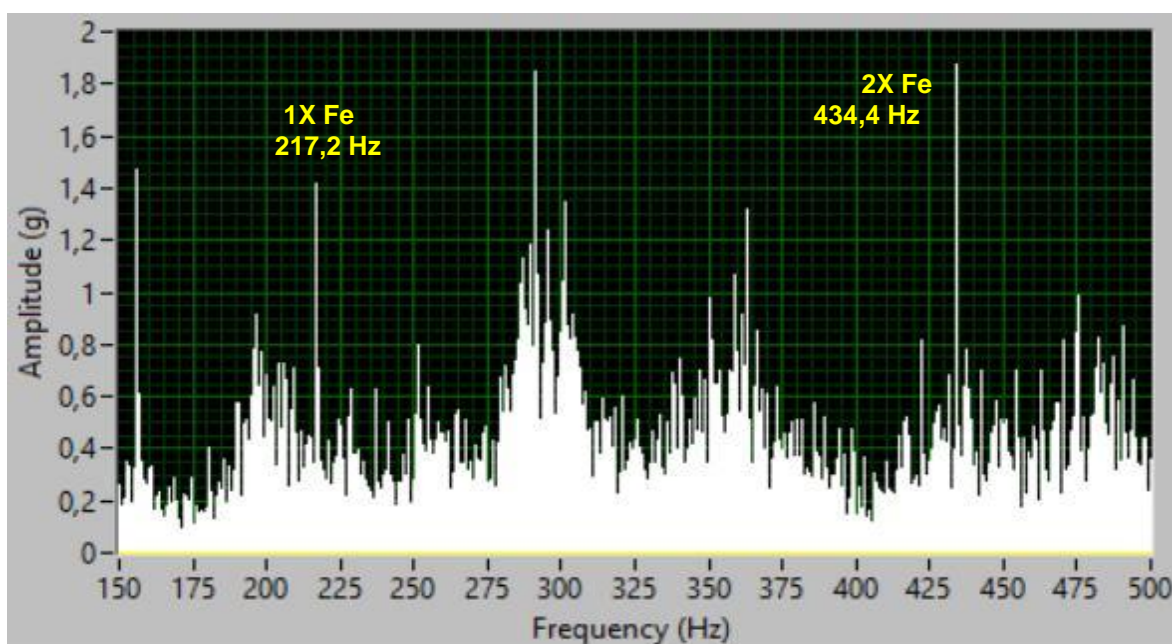


Imagen N°8.4: Espectro caja defectuosa con frecuencia de giro del eje de 30 Hz.

8.2) Diagnóstico de caja de engranaje en mal estado

8.2.1) Obtención del valor RMS

Como se mencionó en el capítulo 4 sobre los rangos de severidad vibratorias, basándonos en la velocidad RMS es necesario calcular estas velocidades mediante el programa LabVIEW, generando un programa capaz de poder abrir el archivo medido y en un display mostrar el valor RMS en mm/s.

En la figura 8.6 se muestra el diagrama de bloques utilizado para realizar dicho procedimiento.

c) Tabla de resultados de valores RMS caja ploma (buen estado)

Señal	RMS (mm/s)
Espectro horizontal a 30 Hz	1.19
Espectro vertical a 30 Hz	1.62
Espectro horizontal a 25 Hz	2.5
Espectro vertical a 25 Hz	0.82

d) Tabla de resultados de valores RMS caja roja (defectuosa)

Señal	RMS (mm/s)
Espectro horizontal a 30 Hz	6.83
Espectro vertical a 30 Hz	5.7
Espectro horizontal a 25 Hz	5.19
Espectro vertical a 25 Hz	5.33

Según la norma de severidad vibratoria ISO 2372 para máquinas de Clase I, con potencia menor a 15 kW descritas en el capítulo IV la caja de engranajes ploma posee valores RMS dentro del rango de satisfactoria. Por el contrario de la caja roja, cuyos valores sobrepasan la velocidad RMS 4.5 mm/s lo que la clasificaría en una condición inaceptable.

8.3) Diagnóstico de caja de engranaje en mal estado

Según el análisis, basado en el estudio de los espectros y mediante literatura al respecto, se pudo obtener los siguientes síntomas:

- Se logró apreciar un aumento importante en la GMF y en sus armónicos.
- Aparición de bandas laterales importantes en torno a la GMF y sus armónicos a la frecuencia de 1X RPM de la rueda defectuosa.

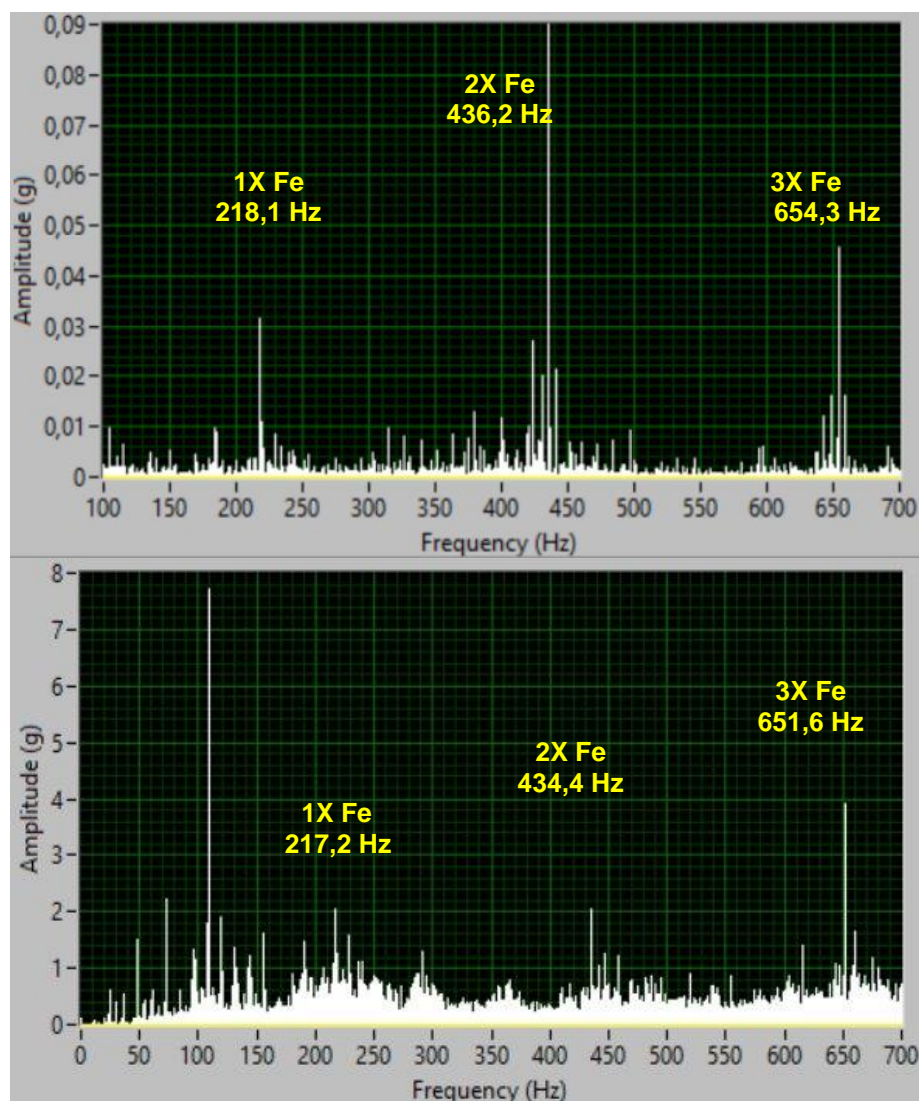


Imagen 8.6: Comparación entre armónicos de caja ploma (superior) y armónicos de caja roja (inferior), ambas a 30 Hz. Se aprecia aumento de las amplitudes de los armónicos y una aparición de bandas laterales importantes.

- Aumento de la amplitud en 1X piñón, además de la aparición de armónicos.

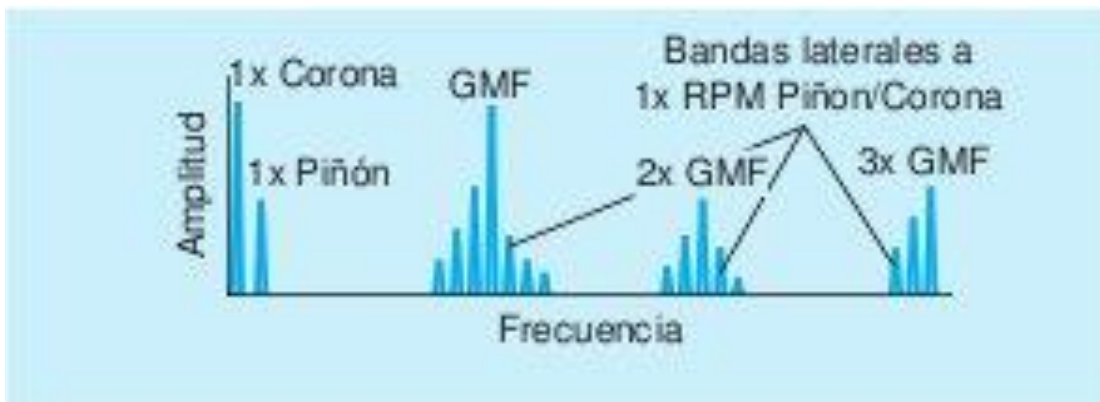


Imagen N°8.7: Espectro característico de engranajes excéntricos o backlash.

Los síntomas anteriormente mencionados, demuestran que la caja roja posiblemente posea un juego entre dientes, cabe mencionar que la rueda excéntrica podría corresponder al piñón, debido al aumento de amplitud en 1X piñón y porque además ocurre la aparición de armónicos como se aprecia en la imagen 8. Hz).

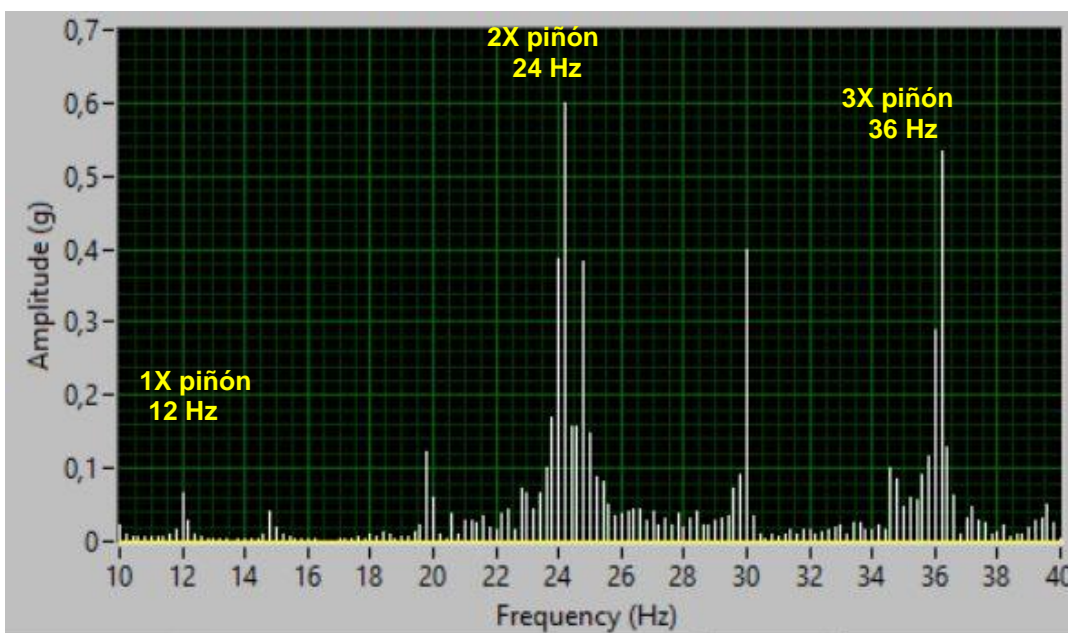


Imagen N°8.8: 1X, 2X y 3X RPM de entrada a la caja de engranaje.

CONCLUSIÓN

El diagnóstico de fallas por medio del análisis de vibraciones es una herramienta muy útil para determinar el estado de la maquinaria dentro de una planta, pudiéndose determinar fallas en particular, elementos dañados o elementos que se pudiesen dañar dentro de un corto periodo de tiempo.

Este tipo de análisis no es muy utilizado dentro de las empresas medianas y pequeñas por lo que no se aprovechan las ventajas que posee, esto es debido al costo que puede llegar a tener la implementación de un programa de mantención predictiva, o simplemente por el poco conocimiento al respecto.

Para lograr la interpretación correcta de los espectros entregados por las mediciones realizadas hay que tener un vasto conocimiento acerca de los tipos de fallas que podemos encontrar y de cómo se presentan en los espectros, debido a que hay un gran número de fallas y esto hace que algunas de ellas produzcan formas de vibrar similares, siempre hay formas de diferenciarlas, pero para esto se requiere mucho estudio del tema.

En este caso se debió adquirir varios datos de la caja defectuosa, debido a que en un principio con los datos que teníamos no se apreciaban con claridad los armónicos y sus bandas laterales, por lo cual se procedió a captar las vibraciones con velocímetros, ya que su rango de frecuencia es menor lo cual facilitaba en gran cantidad el análisis del espectro.

Cabe destacar que los síntomas característicos entre algunos tipos de fallas de engranajes son muy similares entre sí, esto puede ocasionar un diagnóstico erróneo del tipo de falla de la máquina, pero dentro del análisis realizado se encontraron características que apuntan a que la posible falla sea problemas de excentricidad en el piñón de la caja de engranajes, debido a que se muestran armónicos de 1X, 2X, 3X piñón y así sucesivamente y además de un aumento de la amplitud de las distintas frecuencias.

BIBLIOGRAFÍA

Concepto básico de vibraciones mecánicas (pdf)

ISO 10816-3. "Mechanical Vibration - Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non- Rotating Parts". ISO. 1998

Sinai; Ingeniería en Mantenimiento [en línea] <<http://www.sinai.es/>

<http://www.whitmores.cl/Vibraciones/>

Clarence W. e Silva, "Vibration and shock Handbook". CRS Press, 2005