

PRIMERAS JORNADAS REGIONALES DE ACÚSTICA AdAA 2009

19 y 20 de noviembre de 2009, Rosario, Argentina



AdAA2009-A030R

Análisis del ruido producido por bombas de agua para motores de combustión interna

Oscar Ramos ^{(a), (b)},
Jorge Perez Villalobo ^(a).

(a) Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA) de la UTN Regional Córdoba-Unidad Asociada del CONICET. Mtro. López esq. Cruz Roja, Córdoba, Argentina. E-mail: oramos@scdt.frc.utn.edu.ar

(b) Miembro de la Carrera del Investigador Científico y Tecnológico del CONICET.

Abstract

The noise caused by water pumps of internal combustion engines that generate clearly audible sounds at random has been studied. In order to determine what pump element was causing the problem, accelerations in the three axes were measured and acquired by a piezoelectric accelerometer fixed to a metal bucket attached to the body. Data were stored in a digital audio tape (DAT) recorder and processed in the laboratory using a program developed for that purpose in MatLab. The study consisted of: a) comparison of measurements taken in noisy and quiet pumps and b) determination of the spectral features of the vibrations to find out which was the pump element that caused noise. The noise was found to be caused by the pump integral axle due to a poorly polished track roller bearing shaft.

Resumen

Se estudió el ruido producido por bombas de agua de motores de combustión interna que de manera aleatoria resultan ruidosas y producen sonidos claramente audibles. Con la finalidad de determinar qué elemento de las bombas era el causante del problema, se midieron aceleraciones en los tres ejes, captadas con un acelerómetro piezoeléctrico fijado a un cubo metálico solidario con el cuerpo de las mismas. Los datos se almacenaron en un grabador digital DAT (Digital Audio Tape) y se procesaron en laboratorio utilizando un programa desarrollado para tal fin en MatLab.

El estudio consistió en: a) comparar las mediciones realizadas en bombas consideradas ruidosas y silenciosas y b) determinar las características espectrales de las vibraciones para dilucidar cuál era el elemento de la bomba que originaba el ruido. Se concluyó que el causante del ruido era el eje integral de la bomba debido a un pulido deficiente de los asientos de las bolillas y rodillos de los rulemanes. Además, se caracterizaron las vibraciones de las bombas silenciosas para diferentes condiciones de funcionamiento.

1 Introducción

Un fabricante argentino de bombas de agua destinadas a motores de combustión interna para automotores de origen italiano, detectó auditivamente la emisión de un sonido anormal y para ciertas velocidades de rotación. Esta falla ocurría de forma aleatoria sólo en algunas bombas. Luego de comprobar que los procedimientos de fabricación eran correctos se decidió investigar las causas que provocaban el problema.

Los componentes de las bombas provienen de diferentes fabricantes de autopartes, especialmente de Brasil e Italia. Estos fueron consultados sobre el problema y todas las respuestas fueron negativas, asegurando que sus procedimientos de fabricación eran los mismos y no habían sido modificados. El fabricante disponía de una bomba producida en Italia destinada al mismo automóvil y que no producía este tipo de anomalía.

El presente trabajo muestra el estudio realizado para determinar la causa del problema y en particular cual era el componente interno de la bomba que producía el ruido. Debido a las diferentes fuerzas originadas por la rotación, se decidió analizar las vibraciones en los tres ejes.

2 Método

Consistió en comparar los espectros de las vibraciones de las bombas que auditivamente eran ruidosas y tres bombas silenciosas: una de origen italiano (eje INA y sello John Crane); otra con sello John Crane y la tercera cuyo ruido se consideró aceptable (las dos últimas fueron armadas por el fabricante argentino).

Los ensayos se realizaron en un banco de prueba que posee la empresa. En la figura 1 se muestra un esquema de la disposición de los elementos mecánicos y de medición.

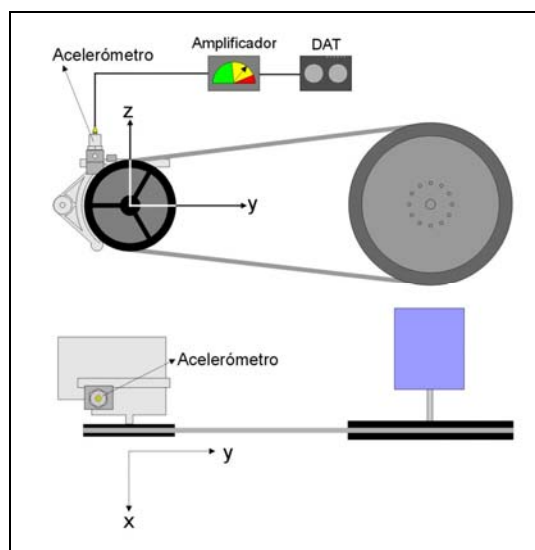


Figura 1. Esquema del banco de prueba y del sistema de medición

La polea de la bomba y la del banco estaban acopladas por una correa y la velocidad de rotación podía ser variada con precisión mediante un control electrónico. El banco también contaba con un circuito de circulación de agua que alimentaba la bomba.

Se midieron aceleraciones de las vibraciones captadas con un acelerómetro piezoeléctrico fijado a un cubo metálico solidario con el cuerpo de las bombas (Broch, J., 1984). Se almacenaron en un grabador digital a cinta, DAT (Digital Audio Tape) y se procesaron en laboratorio utilizando un programa para PC desarrollado en MatLab. Para calcular los espectros se utilizó la Transformada Rápida de Fourier (FFT); con una resolución en frecuencia de 0,67 Hz; la ventana utilizada fue la de Hanning y el rango de frecuencias analizadas fue de 20 Hz a 20000 Hz. Se utilizó el siguiente equipamiento:

- Medidor de vibraciones marca Bruel & Kjaer tipo 2511
- Acelerómetro piezoeléctrico marca Bruel & Kjaer tipo 4370
- Fuente de referencia para vibraciones marca Bruel & Kjaer tipo 4294
- Analizador de frecuencias marca Bruel & Kjaer tipo 2144
- Grabador/reproductor digital DAT marca Sony tipo TCD-D8
- Preamplificador marca Norsonic tipo 336

Para analizar las bombas consideradas ruidosas, se incrementó progresivamente la velocidad de giro hasta que el ruido fue auditivamente notable y de intensidad máxima. Para hacer lo propio con las bombas consideradas silenciosas, se ajustó las rpm aproximadamente iguales a las ruidosas. En la tabla 1 se muestran las rpm ajustadas:

Tabla 1: rpm de las bombas analizadas.

Ruidosas		Silenciosas	
Bomba	rpm	Bomba	rpm
#1	1371	#3	1366
#2	1390	#4	1368
#6	1365	#5	1365

En la figura 2 se muestra un despiece de las bombas estudiadas.



Figura 2. Componentes de las bombas analizadas

Por ensayos previos se había determinado que las vibraciones en el eje X eran significativamente mayores. Por lo tanto, los análisis realizados se corresponden con el eje mencionado.

3 Experimento I

Consistió en un análisis comparativo entre bombas ruidosas y silenciosas girando a las rpm especificadas en la tabla 1. Los análisis realizados fueron:

1. Bombas ruidosas entre sí
2. Bombas silenciosas entre sí
3. Bomba ruidosa y bomba silenciosa
4. Bomba menos ruidosa y bomba aceptable

Se llama bomba aceptable aquella que producía un ruido que el fabricante consideraba admisible.

3.1 Bombas ruidosas entre sí

En la figura 3 se ven los espectros de las bombas ruidosas (los gráficos están desplazados entre sí, 100 unidades de amplitud para mayor claridad). Tienen en común una componente que es máxima en 800 Hz (de igual amplitud en las bombas #2 y #6 y más pequeña en la #1). La bomba #6 presenta dos componentes importantes en 500 Hz y 600 Hz y la #1 en 700 Hz. Todas estas componentes podrían ser armónicas de una frecuencia de 100 Hz o submúltiplos de ella. Llama la atención la disparidad entre las tres en el rango de los 300 Hz y los casi 800 Hz. Por encima de los 1000 Hz los espectros de las tres son bastantes similares, salvo el correspondiente a la bomba #2 que presenta componentes de amplitud significativas entre los 1400 Hz y 1500 Hz, que también son múltiplos de 100 Hz. Se constató también, que el ruido aumentaba de nivel con el tiempo. Esto podría ser consecuencia del incremento de temperatura con el funcionamiento.

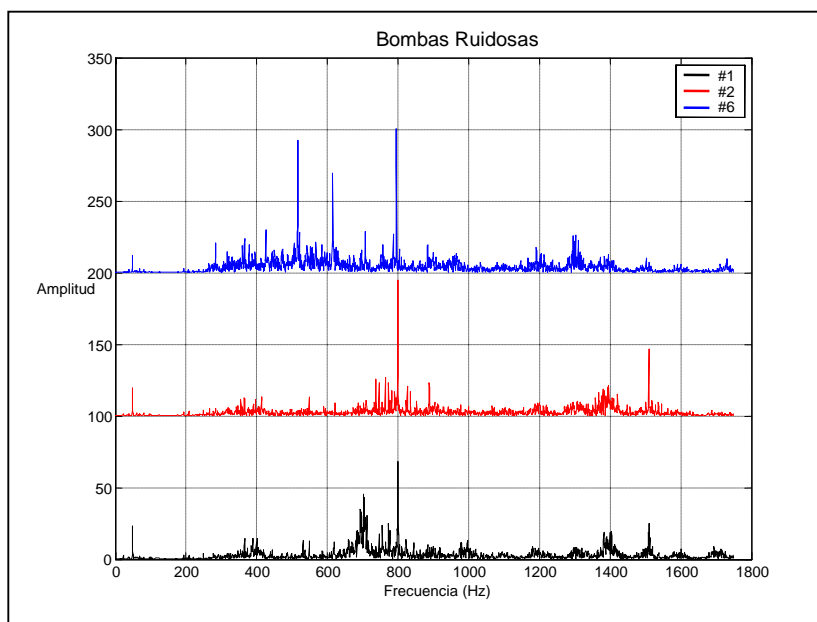


Figura 3. Espectro de tres bombas ruidosas construidas por el fabricante.

3.2 Bombas silenciosas entre sí

La figura 4 muestra los espectros de las bombas que no producían ruido. La bomba con sello John Crane (la #3 armada por el fabricante) está desplazada en amplitud en 20 unidades, respecto a la bomba de origen Italiano (#4). Es notable la diferencia por debajo de los 800 Hz entre ambas. Por encima de esta frecuencia los espectros son muy similares y además periódicos, con una frecuencia de 100 Hz. El perfil del espectro de la bomba con sello John Crane es muy similar a la #1 de la figura 3: comparten una componente importante en 700 Hz y hay una componente en 790 Hz. La componente de 800 Hz no existe en la bomba italiana. La bomba con sello John Crane presenta indicios de fallas y tiene en común con las ruidosas que fue armada por la misma Empresa argentina. Como se desprende de los gráficos, las amplitudes del espectro de la italiana son significativamente menores a la armada con sello John Crane y ambas menores a las ruidosas.

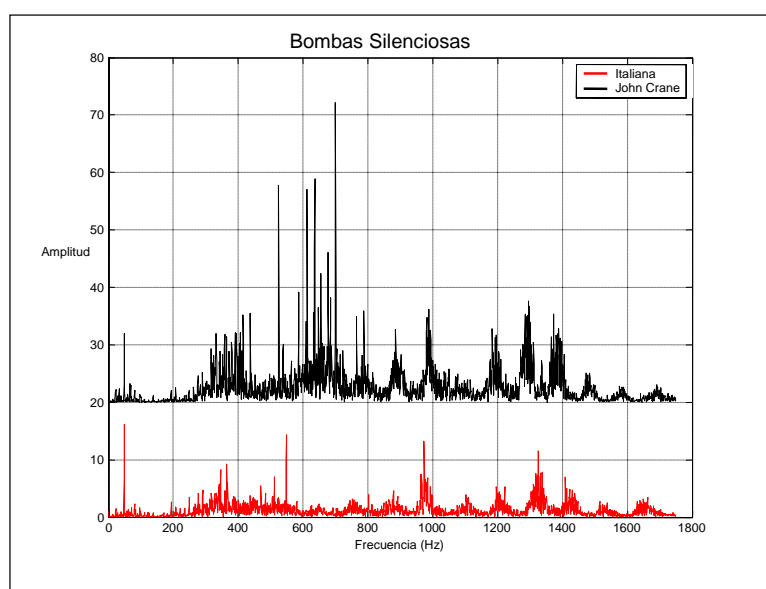


Figura 4. Espectros de dos bombas silenciosas.

3.3 Bomba ruidosa y bomba silenciosa

En la figura 5 se grafican los perfiles espectrales de las bombas #1 y la italiana. Difieren por debajo de 1000 Hz y son bastantes similares por encima de ese valor. Nótese dos cosas:

- que a la frecuencia en que se produce el pico mayor en la ruidosa (800 Hz) no existe en la silenciosa (Italiana) y
- que las frecuencias en que coinciden ambos espectros (por encima de 1000 Hz) se corresponden con armónicas de 100 Hz o submúltiplos de ella. Las diferencias en amplitudes entre la ruidosa y la italiana son importantes.

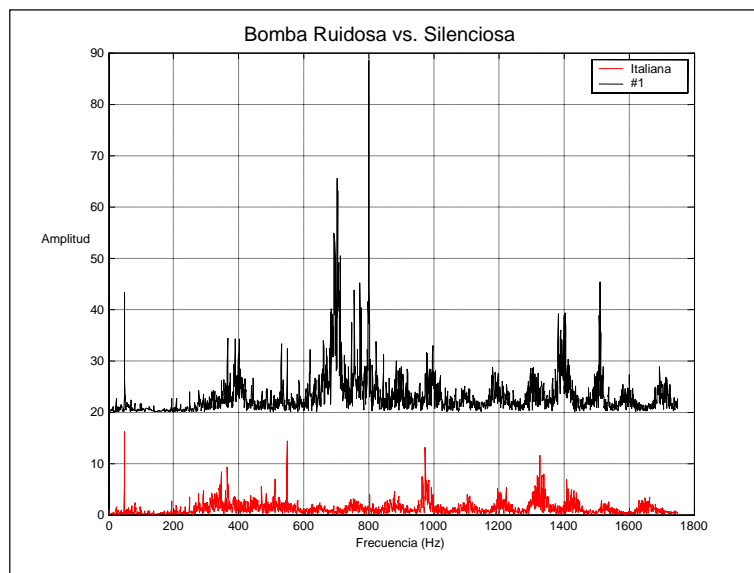


Figura 5. Espectros de una bomba ruidosa (#1) y la italiana

En la figura 6 se pueden comparar los espectros de la bomba #1 y la fabricada con sello John Crane. Los espectros son similares pero las amplitudes en las frecuencias del ruido son mayores en la ruidosa. Ambas bombas fueron armadas por la Empresa.

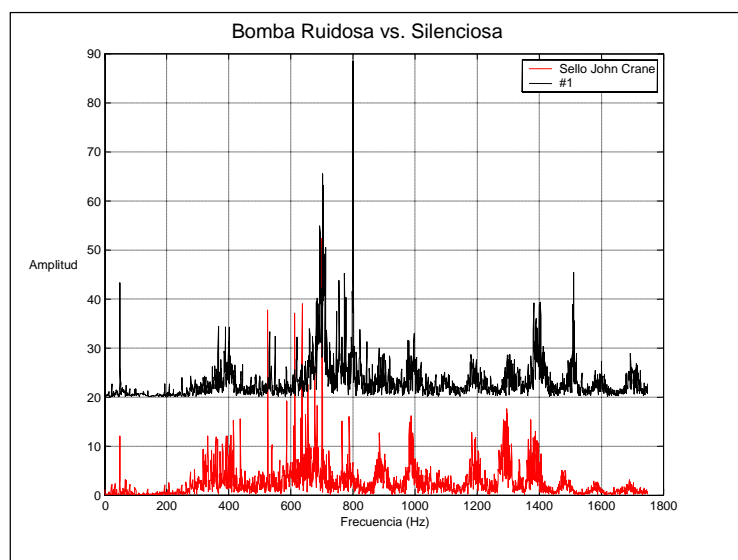


Figura 6. Espectros de una bomba ruidosa (#1) y la armada con sello John Crane.

3.4 Bomba menos ruidosa y bomba aceptable

La bomba denominada *aceptable* fue fabricada por la Empresa con la particularidad que el ruido que producía fue catalogado como tolerable (figura 7). Salvo las diferentes frecuencias de los picos, ambos espectros son periódicos repitiéndose cada 100 Hz. Los picos máximos del espectro de la bomba aceptable están a 1300 Hz y 1400 Hz.

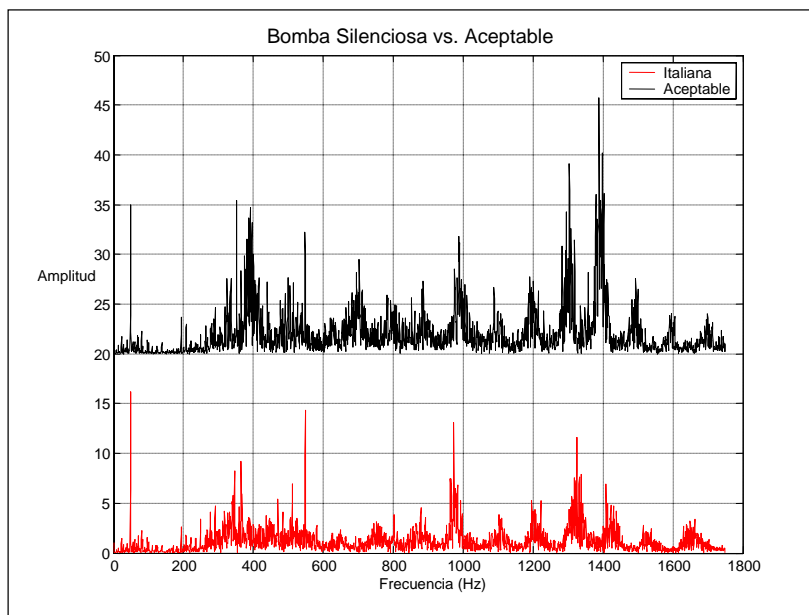


Figura 7. Espectros de una bomba aceptable y la italiana.

En la figura 8 se grafica la #1 a la que se ha superpuesto —señaladas con asteriscos— las armónicas de la frecuencia fundamental (22,85 Hz) generada por la velocidad de rotación: 1371 rpm. Como es sabido, cada armónica esta separada de la adyacente por ese valor. Se comprobó:

- a) que los picos mayores del espectro coinciden con armónicos de la fundamental de orden 30 o mayores y,
- b) la periodicidad del espectro después de los 800 Hz (se puede comprobar verificando que entre los picos del espectro hay entre cuatro y cinco asteriscos).

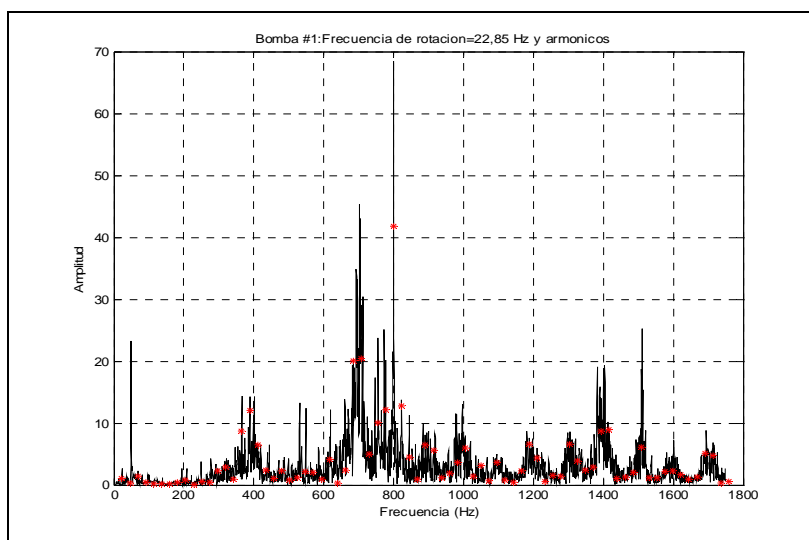


Figura 8. Espectro de la bomba #1 (trazo negro) y armónicos generados por la rotación (asteriscos rojos).

4 Experimento II

En este estudio a la bomba ruidosa #6 se le quitó la turbina (c1), luego el sello (c2) y finalmente se cambiaron la polea de acople con el banco (c3) y el alojamiento del eje integral que llamaremos *coperchio* (c4). En la tabla 2 se ven las rpm ajustadas para cada condición.

Tabla 2. rpm para cada situación.

Bomba # 6	rpm
c1	1365
c2	1374
c3	1375
c4	1374
c5	1374

Téngase en cuenta que la bomba funcionó sin agua luego de quitar el sello y la turbina. En la figura 9 se ven los espectros para las condiciones c1 a la c3. Para mayor claridad, cada gráfico está desplazado en 450 unidades de amplitud.

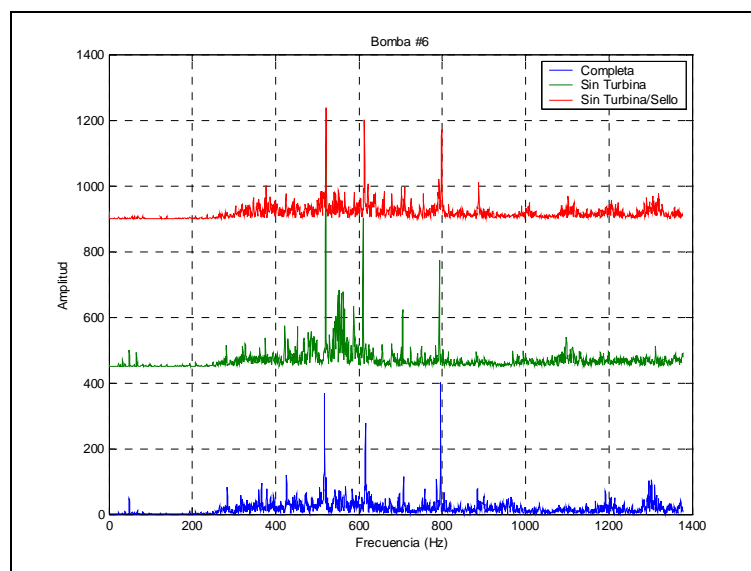


Figura 9. Espectro de la bomba #6 completa, sin turbina y sin turbina y sello.

En los tres espectros hay tres componentes en frecuencias que son notables. Las frecuencias de estas componentes varían entre los valores siguientes:

- Frecuencia N° 1: 515 Hz a 520 Hz
- Frecuencia N° 2: 608 Hz a 616 Hz
- Frecuencia N° 3: 790 Hz a 800 Hz

Estas variaciones pueden ser atribuidas a las diferentes velocidades ajustadas para cada condición (ver tabla 2).

Comparando los espectros en la condición c1 (azul) y la c2 (verde) se ve que las componentes mencionadas aumentan de amplitud en c2 y aparece un grupo de componentes entre las frecuencias N° 1 y la N° 2. Como estas no están presentes en la condición c3 (sin sello; en trazo rojo) se infiere que son las que genera el sello. El aumento de magnitud de las componentes comunes en c2 probablemente se deba a la no circulación del agua (en c2 la bomba no tenía la turbina). Obsérvese como en la c3 se resalta una componente en aproximadamente 900 Hz (que llamaremos Frecuencia N° 4), incipiente en c1 y c2.

En la figura 10, se grafican las dos condiciones restantes (c4 y c5):

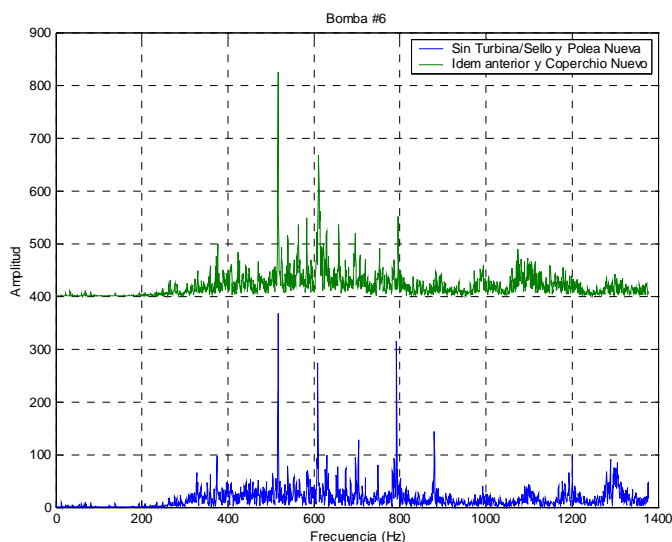


Figura 10. Espectro de la bomba #6 con polea nueva y con coperchio nuevo.

Las frecuencias de las componentes máximas se conservan. Sin embargo, en c5, la componente N° 1 (500 Hz) aumentó su valor mientras que por el contrario la N° 3 (800 Hz) y la N°4 (900 Hz) disminuyeron. El “coperchio” nuevo tenía la particularidad de que era más pequeño (tolerancias negativas) y podría ser la causante de que las amplitudes de las componentes N° 3 y 4 sean menores. Variaciones en las condiciones del clavado del eje en el coperchio haría que las frecuencias de los picos máximos sean diferentes de bomba en bomba, conservando la particularidad que todos son múltiplos de 100 Hz o de un submúltiplo de esta.

Al persistir las componentes del ruido a lo largo de todo este ensayo, salvo las consideraciones hechas en el párrafo anterior, se concluye que la principal fuente de ruido es el eje integral.

5 Falla en rodamientos

Los rodamientos producen componentes típicas en frecuencias ocasionadas por defectos superficiales en las pistas (interna y/o externa) o rodamientos; por los elementos rodantes entre sí (bolillas y/o rodillos) y por la jaula que los contiene. Las frecuencias características originadas por estos defectos son cuatro (Anónimo, 1998) y responden a las fórmulas siguientes (ver figura 11):

- *Frecuencia debida al paso de los rodamientos en la pista externa (fija)*

$$F_e = F_{rot} * N/2 * (1 - d/D_m * \cos(\alpha)) \tag{1}$$

- Frecuencia debida al paso de los rodamientos en la pista interna (móvil)

$$F_i = F_{rot} * N / 2 * (1 + d / D_m * \cos(\alpha)) \quad (2)$$

- Frecuencia debida a los rodamientos sobre ellos mismos

$$F_b = F_{rot} * D_m / d * (1 - (d / D_m * \cos(\alpha))^2) \quad (3)$$

- Frecuencia debida a un defecto de la jaula

$$F_j = F_{rot} / 2 * (1 - d / D_m * \cos(\alpha)) \quad (4)$$

Donde F_{rot} es la frecuencia fundamental de rotación (rpm/60); N: número de elementos rotantes (bolillas o rodillos); d: diámetro de los elementos rotantes (bolillas o rodillos); α : ángulo de contacto de los elementos rotantes y las pistas y D_m el diámetro medio:

$$D_m = D_{pista_externa} + D_{pista_interna} / 2 \quad (5)$$

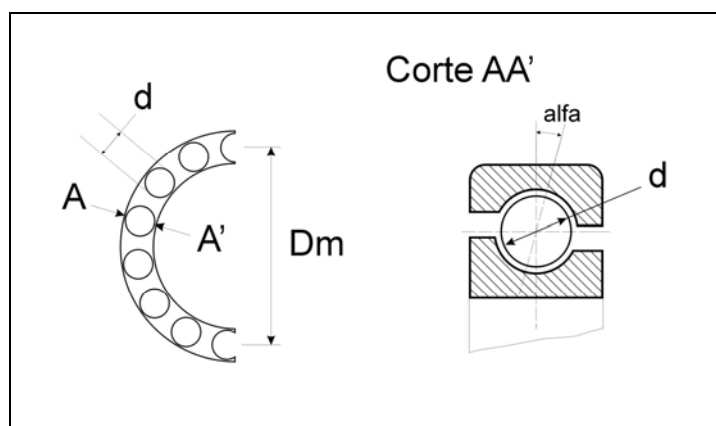


Figura 11.

Las fórmulas anteriores son válidas tanto para rodamientos a bolillas como a rodillos.

De las especificaciones técnicas del eje integral de FAR (código: 7752923) se extraen los siguiente valores:

- Nb = 6 (cantidad de esferas o bolillas)
- Nr = 10 (cantidad de rodillos)
- d = 16 mm (diámetro de la pista interior, móvil sobre el eje);
- D = 30 mm (diámetro de la pista exterior, fija)
- Db = 6.35 mm (diámetro de las bolillas)
- Dr = 4,48 mm (diámetro de los rodillos)

Además de vibraciones a las frecuencias mencionadas, otras frecuencias son excitadas. Estas frecuencias son: armónicas y sumas y diferencias de las frecuencias anteriores (Sandy, J., 1988). El rodamiento del eje integral tiene bolillas y rodillos y cada una de ellas generan

sus propias frecuencias y eventualmente componentes de modulación por interacción de una sobre la otra.

Por las razones antes mencionadas se hace muy difícil distinguir el origen de las vibraciones producidas por el eje integral. Debido a que en las especificaciones técnicas del eje no está el ángulo de contacto, se han construido ábacos en donde se gráfica las variaciones de las frecuencias que generan las bolillas y los rodillos en función del ángulo de contacto (figura 12 para las bolillas y figura 13 para los rodillos). Se ha tomado como Frot la frecuencia que resulta del valor medio de las rpm de las tres bombas ruidosas (1375 rpm) resultando $Frot=1375/60=22,92$ Hz.

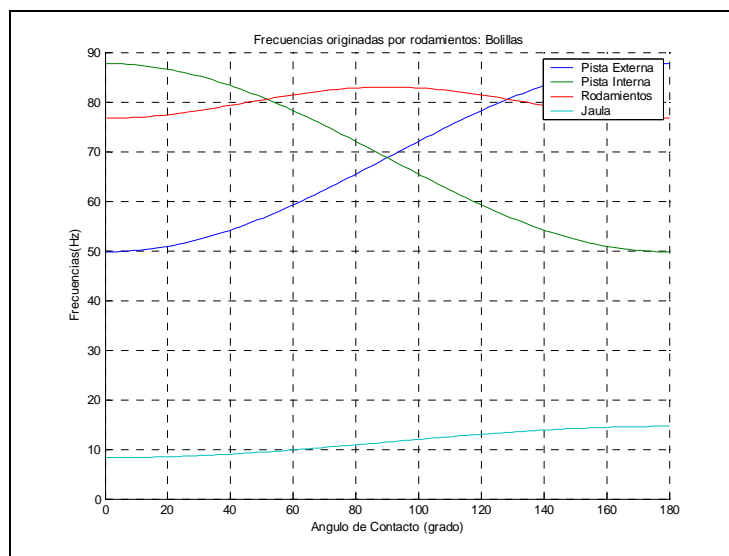


Figura 12. Frecuencias típicas originadas por rodamientos a bolillas

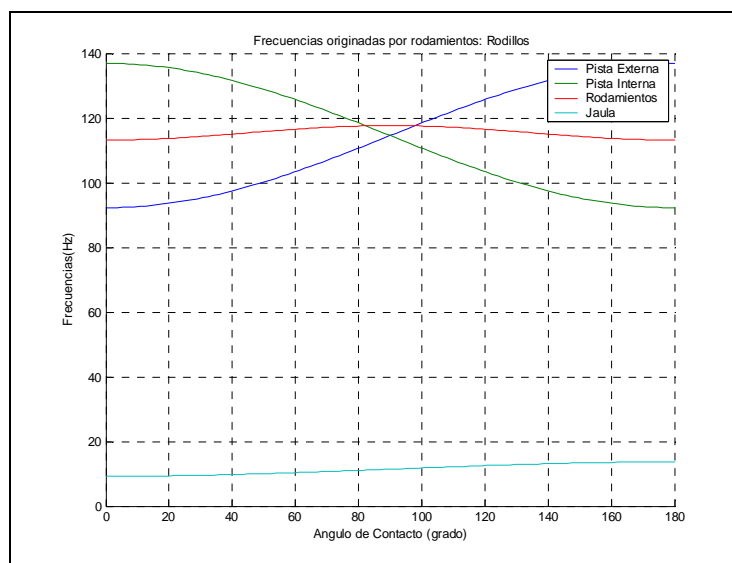


Figura 13. Frecuencias típicas originadas por rodamientos a rodillos.

En los gráficos se ve que las curvas son simétricas respecto a 90 grados salvo la originada por defectos en la jaula. Esta última, además, está por debajo de la Frot ya que no superan su valor (22,92 Hz).

Con los ángulos de contactos de las bolillas y rodillos, se podrán extraer las ocho frecuencias características y de allí indagar si las frecuencias típicas del ruido son armónicas de las observadas en los espectros. Sin embargo, a partir del análisis realizado a los espectros de las bombas ruidosas y de los gráficos de las figuras 12 y 13 se puede inferir algunas conclusiones. Se descarta que el defecto provenga de la jaula de los rodamientos ya que la curva de la frecuencia que esta produce, nunca supera el valor de la frecuencia fundamental de rotación. Una característica común de los espectros analizados es su periodicidad de 100 Hz. Volviendo a los gráficos de los rodamientos se podría descartar que la falla provenga del rodamiento a bolillas (figura 12). Sin embargo, observando la figura 13, se ve que las curvas correspondientes a las vibraciones originadas en ambas pistas del rodamiento pasan por 100 Hz para algunos ángulos de contacto. En consecuencia, el ruido producido se podría atribuir a un pulido deficiente de las pistas internas y/o externa del rodamiento a rodillos.

6 Conclusiones

- Los perfiles espectrales de las bombas ruidosas por debajo de 1000 Hz difieren notoriamente, pero son similares por encima de esta frecuencia.
- Las componentes más importantes causantes del ruido están comprendidas entre 400 Hz y 1000 Hz.
- En ese rango, las bombas ruidosas sólo tienen en común una componente de amplitud importante en 800 Hz.
- La bomba más silenciosa fue la de origen Italiano.
- Las bombas silenciosas con sello John Crane y la denominada “aceptable” poseen componentes incipientes en la zona de frecuencias causantes del ruido.
- Todas las bombas ruidosas y las dos anteriores tiene en común que fueron armadas por la empresa.
- Del experimento 2 se concluye que el elemento causante del ruido es el eje integral.
- Sin embargo cuando este es insertado en un coperchio con tolerancias negativas (alojamiento más pequeño) la componente de 800 Hz se reduce a la mitad.
- En todas las bombas hay una periodicidad en el espectro de 100 Hz.
- Las componentes máximas de las bombas ruidosas, aunque diferentes de bomba en bomba, parecen ser armónicos de 100 Hz.
- Probablemente, las diferencias entre las bombas ruidosas por debajo de los 1000 Hz, se deban a diferencias en el proceso de fabricación y/o tolerancias de las partes, resaltando algunas componentes y atenuando otras.
- Con los ábacos provistos se podrán determinar las frecuencias características del eje integral.
- Debido a la periodicidad del espectro se puede pensar que la frecuencia fundamental de la falla se encuentre próxima a 100 Hz o a un submúltiplo de esta.
- Las componentes de ruido son armónicas de orden mayor que 30, por lo tanto es bastante improbable que existan causas adicionales como desbalances, excentricidad, etc.

Este estudio fue enviado al fabricante italiano del eje integral que después de un tiempo admitió que se estaba usando una herramienta nueva para el pulido de las pistas y que por razones de costo, habían reducido la cantidad de veces que se realizaba dicho pulido.

Referencias

- Anónimo (1998). "Detecting faulty rollin-element bearings. Application notes of Bruel & Kjaer BO 0210-11.
- Broch, Jens T. (1984). "Mechanical Vibration and Shock Measurements". Bruel & Kjaer, 2nd Edition, K. Larsen & Son. Naerum, Denmark.
- Sandy, John (1988). "Monitoring and Diagnostics for Rolling Element Bearing". Sound and Vibration, June, 16-20.