



## Capítulo 14

# Bombas, Ventiladores y Compresores

*Temas:*

- F<sub>0</sub> Frecuencia de paso de álate
- F<sub>1</sub> Ajuste holgado en el eje
- F<sub>2</sub> Falta de fluido
- F<sub>3</sub> Cavitación
- F<sub>4</sub> Turbulencia de flujo

## Bombas, ventiladores y compresores

Las bombas, los ventiladores y los compresores pueden sufrir las condiciones clásicas de falla, como el desbalance, la desalineación, fallas de los rodamientos y holgura. Sin embargo, algunas fallas son exclusivas de estos componentes.

Hay muchos tipos de bombas en uso común, y sus firmas de vibración varían en una amplia gama. Al monitorear la vibración de la bomba, es importante que las condiciones de funcionamiento sean consistentes de una medición a la siguiente para asegurar patrones de vibración consistentes. La presión de succión y descarga y, especialmente, la inducción de aire y cavitación afectarán en gran medida el patrón de vibración.

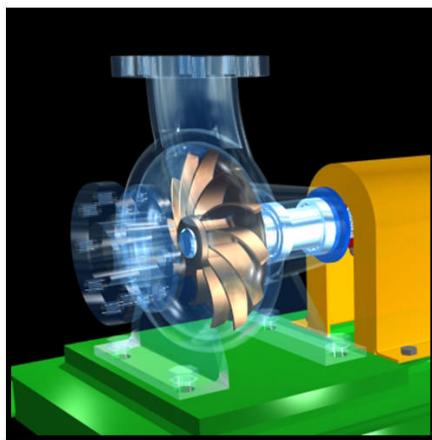


Figura 14-1- Bombas, ventiladores, y compresores tienen su vibración característica.

Las bombas centrífugas siempre tienen un componente de vibración prominente en la frecuencia de paso de paletas, que es el número de paletas de impulsor multiplicado por las RPM. Si la amplitud aumenta significativamente, generalmente significa un problema interno como la erosión de los impulsos o un problema relacionado con el flujo, o posiblemente la desalineación. Los armónicos de paso de paletas también son comunes en este tipo de bombas.

Las fuerzas son generadas por las variaciones de presión a medida que un álabe giratorio, paleta o lóbulo pasa dentro de una carcasa o componente estacionario.

El componente estacionario crea una perturbación de flujo no uniforme en el fluido o el gas.

## Frecuencia de paso de paleta/álabes

En su sentido más amplio, la frecuencia de paso de paleta (álabe) incluye componentes similares como paletas, álabes, lóbulos y pistones. Las frecuencias forzadas son:

- Número de álabes x velocidad de giro
- Número de paletas x velocidad de giro
- Número de lóbulos x velocidad de giro
- Número de pistones x velocidad de giro

Las causas de alta frecuencia de paso de álabe son:

- Rotor o alojamiento excéntrico
- Álabes o paletas no uniformes
- Difusores de carcasa sueltos, doblados o desalineados
- Desgaste del álabe o paleta (abrasión o cavitación)
- Operación (parámetros de rendimiento incorrectos)
- Ajustes de amortiguación incorrectos
- Filtros sucios, dañados o faltantes
- Restricciones de la línea de succión o descarga

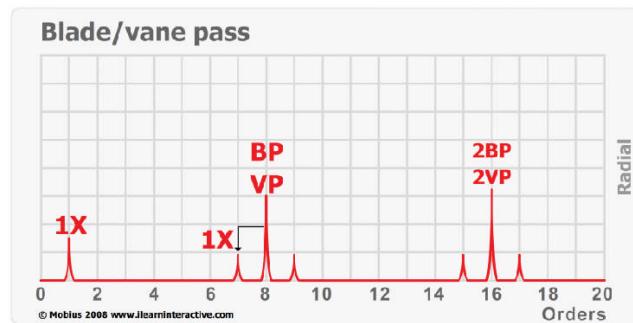
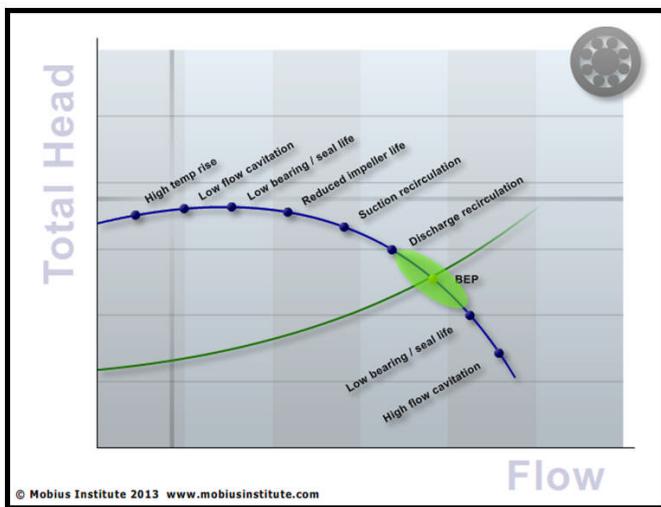


Figura 14-2 – Paso de álabes y sus armónicos

Otras fallas incluyen el impulsor suelto en el eje y la falta de fluido en la bomba.

Cuando el impulsor está suelto en el eje, habrá frecuencia de paso de paletas con bandas laterales de velocidad de giro.

Si hay limitación de fluido la bomba puede parecer desbalanceada, ya que el flujo hacia la voluta es desigual. La forma de onda de tiempo mostraría distorsión debido a que el flujo es desigual. La forma de onda de tiempo distorsionada produce armónicos de la velocidad de giro.



14-3 Mejor punto de eficiencia BEP

Con el fin de evitar daños o fallas prematuras, lo mejor es operar una bomba en o cerca de su mejor punto de eficiencia (BEP). Al probar una bomba en un programa de monitoreo de condición es importante tomar datos de la misma manera cada vez, lo que significa que la bomba debe estar en el mismo punto de su curva. La vibración también se puede utilizar como un indicador de que la bomba NO está funcionando en o cerca de su BEP, pero esto se haría generalmente a través de un sistema de monitoreo en línea.

Es importante entender la diferencia aquí porque si un sistema en línea toma datos independientemente del estado de funcionamiento de la bomba, no proporcionará “buenos datos repetibles” para el monitoreo de condición. Por otro lado, si el sistema está configurado para recopilar datos únicamente cuando la bomba está funcionando en el estado correcto, no detectará problemas de proceso. Hay sistemas en el mercado que pueden manejar ambos casos si están configurados correctamente, pero el usuario debe apreciar la diferencia.

### Cavitación

La cavitación normalmente crea una vibración aleatoria de mayor frecuencia o “ruido”. A menudo se observa como un “golpe” en el espectro de vibración elevando el piso entre aproximadamente 15X a 35X.

La cavitación normalmente indica una presión de succión insuficiente, es decir, baja presión de entrada. El líquido tiende a vaporizarse mientras sale del impulsor creando burbujas de vacío que implosionan. La forma de onda a menudo puede sonar como grava en la bomba.

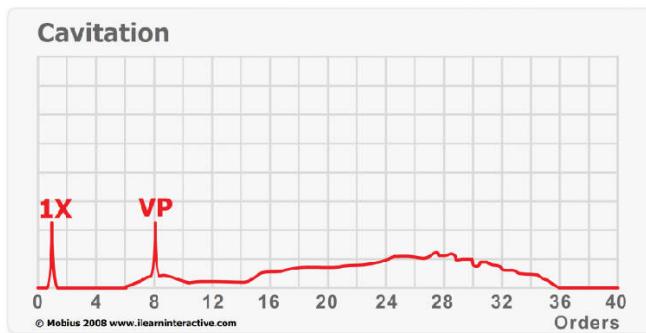


Figura 14-4 – La cavitación por lo general muestra una joroba

Los datos de la Figura 14-5 es de una bomba centrífuga que tiene problemas de cavitación. Suena como si bombeara piedras. La forma de onda de tiempo es muy útil, ya que las ráfagas de energía se ven claramente – sin embargo, puede que se requiera una forma de onda con tiempo amplio de captura.

El espectro refleja el impacto en el piso de ruido elevado y montículos de energía bajo los picos. El pico más alto está en el paso de paleta/álabe.

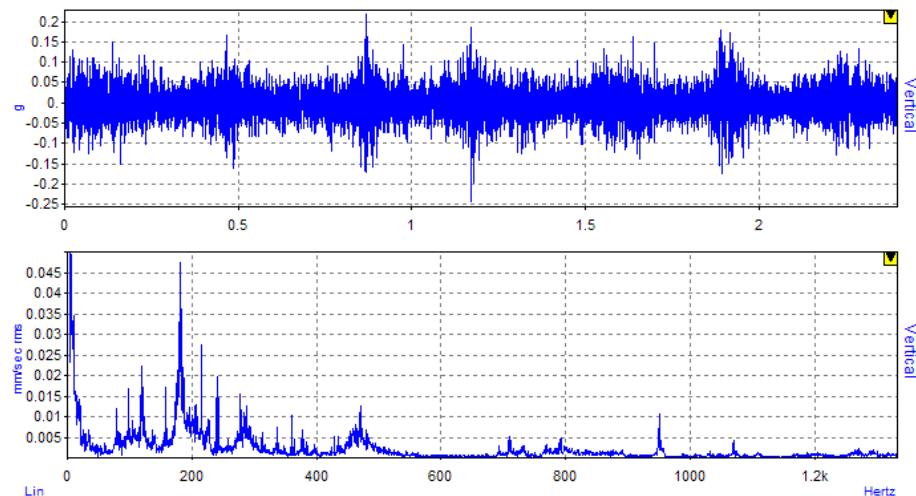


Figura 14-5 – La forma de onda tiene ráfagas aleatorias de energía. El espectro muestra piso levantado

### Turbulencia

La turbulencia en ventiladores, bombas y compresores se induce cuando el flujo normal está restringido o impedido durante el funcionamiento.

Se muestra en los datos espectrales como baja frecuencia, picos amplios entre las órdenes de 0.5 y 0.8

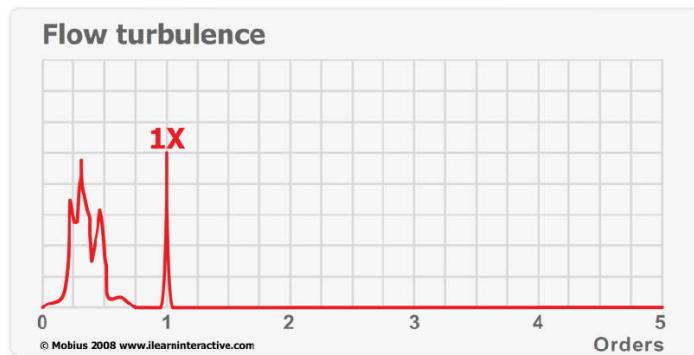
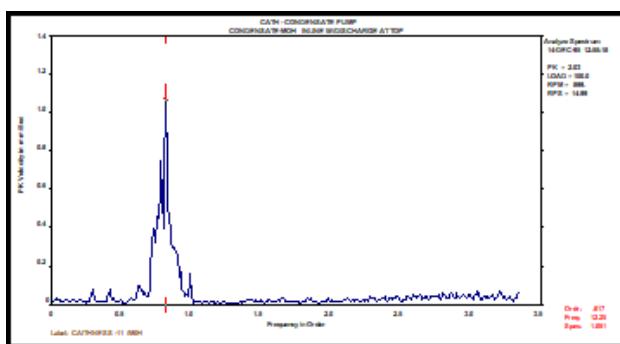


Figura 14-6 – Turbulencia de fluido en ventiladores y bombas

Las causas de las turbulencias son:

- Obstrucción en conductos de aire o tuberías de fontanería
- Radio agudo en codos de tuberías
- Cambios bruscos de diámetro en las líneas
- Operación por encima de la capacidad



14-7 Succión tapada en bomba de condensado de planta geotérmica

### Armónicos

Los sopladores lobulados y los compresores de tornillo generan armónicos de alta amplitud en condiciones normales.

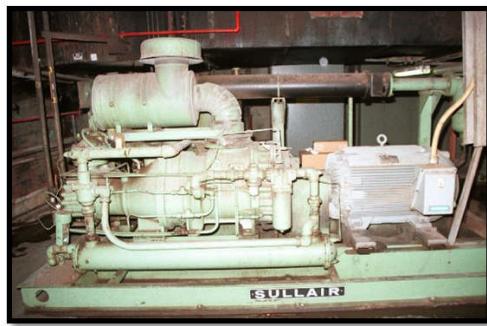


Figura 14-8

Los datos proceden de un compresor de tornillo rotativo Sullair, 1650 CFM, con una velocidad de 1780 CPM. El motor es de 300 HP. El rotor hembra tiene 6 elementos y el macho tiene 4 elementos. Se pueden ver armónicos de alta amplitud de la velocidad de las paletas.

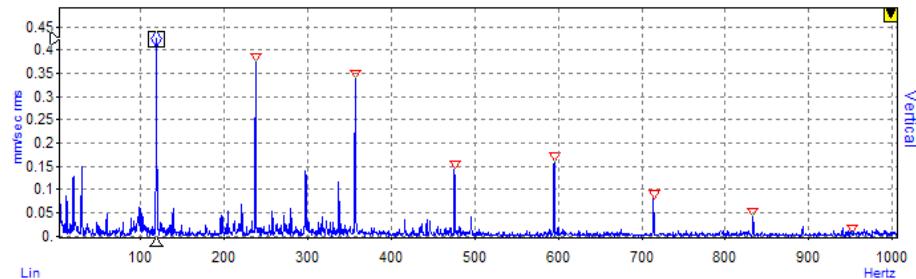


Figura 14-9

## Puntos clave

- Los estudiantes deben estar familiarizados con las frecuencias forzadas comunes en bombas, ventiladores y compresores.
- Los estudiantes deben entender qué puede causar que las frecuencias de paletas o álabes suban en amplitud.
- Los estudiantes deben ser conscientes de la diferencia entre el uso de la vibración en el contexto de un programa de monitoreo de condición y usarlo para la supervisión del rendimiento.
- Los estudiantes deben ser conscientes de las curvas de la bomba y el mejor punto de eficiencia (BEP)
- Los estudiantes deben tener confianza en el diagnóstico de fallas en estas máquinas, incluyendo cavitación, turbulencia, problemas de paletas, etc.
  - Utilizando formas de onda de tiempo y espectros

## Caso de estudio: Minera Yanacocha-Newmont Gold en Perú

### Introducción

Los problemas de la bomba son comunes, y solucionarlos a menudo implica algo más que un simple análisis del espectro. En este caso, el análisis de la forma de onda temporal, el análisis de fase, el conocimiento del sistema de bombas, la carga de rodamientos y el conocimiento de la construcción del motor eran necesarios para diagnosticar y solucionar el problema. Las bombas verticales tienen un conjunto único de problemas y la mayor parte del tiempo, el análisis se realiza con lecturas de vibración tomadas en el motor, ya que la bomba suele ser inaccesible.



Figura 14-10

Las bombas analizadas aquí fueron instaladas con el fin de elevar la producción de oro en una gran mina de oro en América del Sur. ¡La mina está situada a una altitud de 15,000 pies! Se instalaron y comisionaron cinco bombas. Las bombas se conocen como “bombas de solución estéril”, ya que el oro, la plata y otros elementos se han eliminado de la solución. La solución se distribuye a través de una pila de lixiviación para quedar “enriquecida” con elementos. Los mecánicos y operadores notaron una “alta vibración”, pero no se inició una investigación hasta que un motor falló. Se llamó a un consultor y el diagnóstico de “resonancia a velocidad de operación” fue el resultado de sus pruebas. No se tomaron medidas para corregir esta condición. En tres meses, dos motores más habían fallado, por lo que otro consultor fue convocado. También diagnosticó resonancia, y recomendó una modificación de diseño en el cabezal de la bomba.



Figura 14-11

Antes de las modificaciones, se tomó un conjunto de datos de vibración como referencia. Los datos se muestran en la bomba #8 y #10 para todos los puntos del motor. Los niveles más altos están a una velocidad de giro 1X, en línea con el cabezal de descarga. Es interesante notar que los niveles de vibración más altos están en la parte inferior del motor. Esto es anormal, y el análisis de fase es necesario para entender la forma de desviación de la bomba.

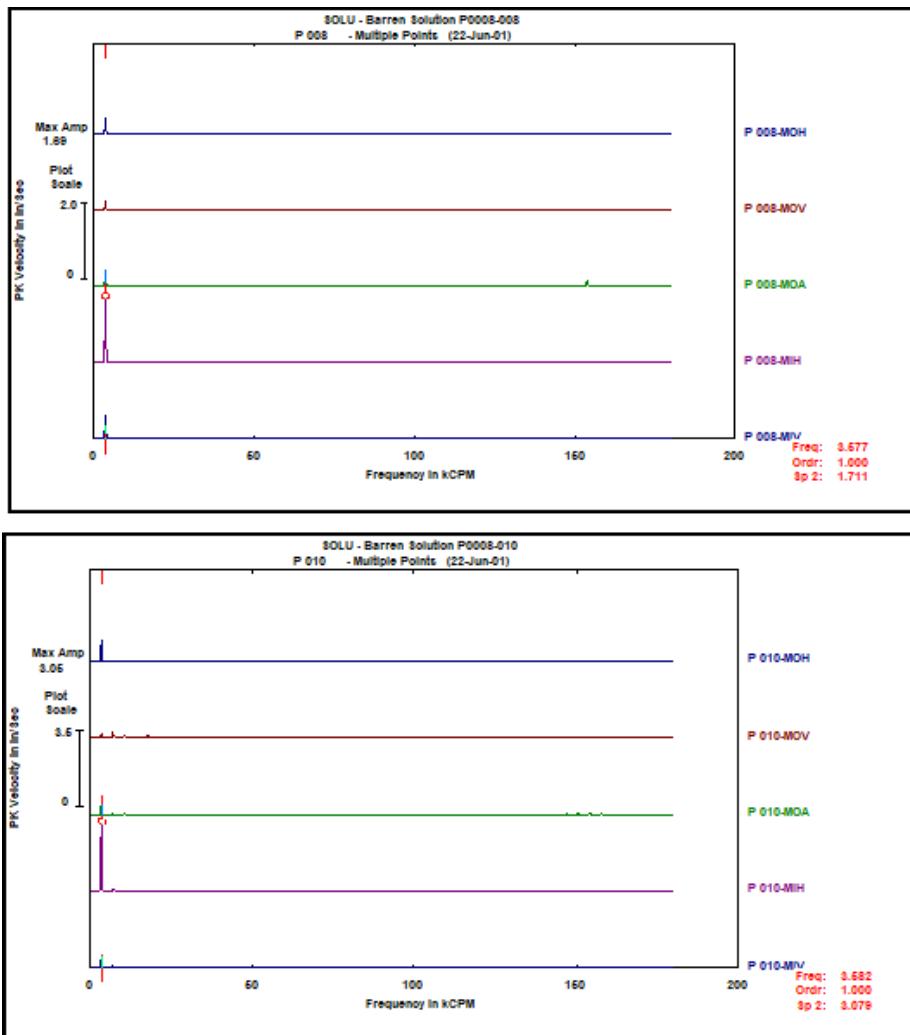


Figura 14-12

La lectura más alta se muestra en la bomba #10, posición MIH a continuación. Se observa un pico de velocidad de giro 1X muy alto a más de 3 in/seg<sub>pk</sub>.

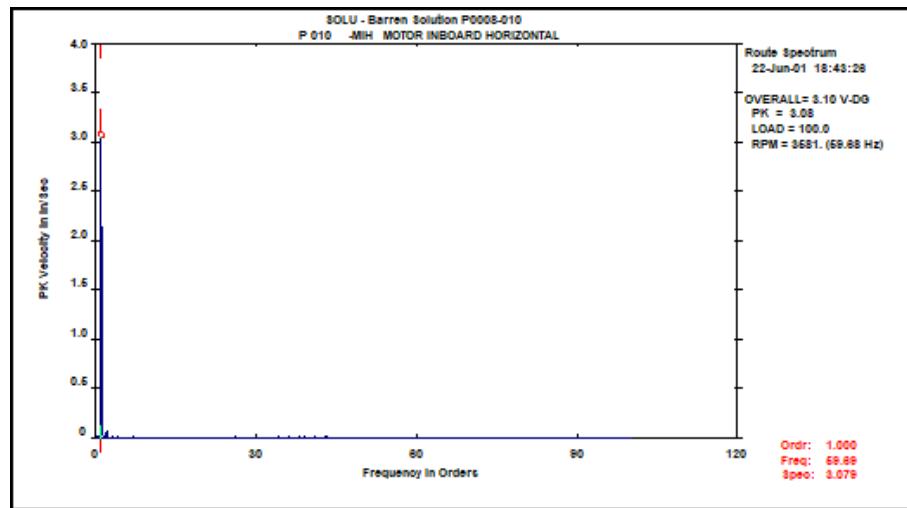


Figura 14-13

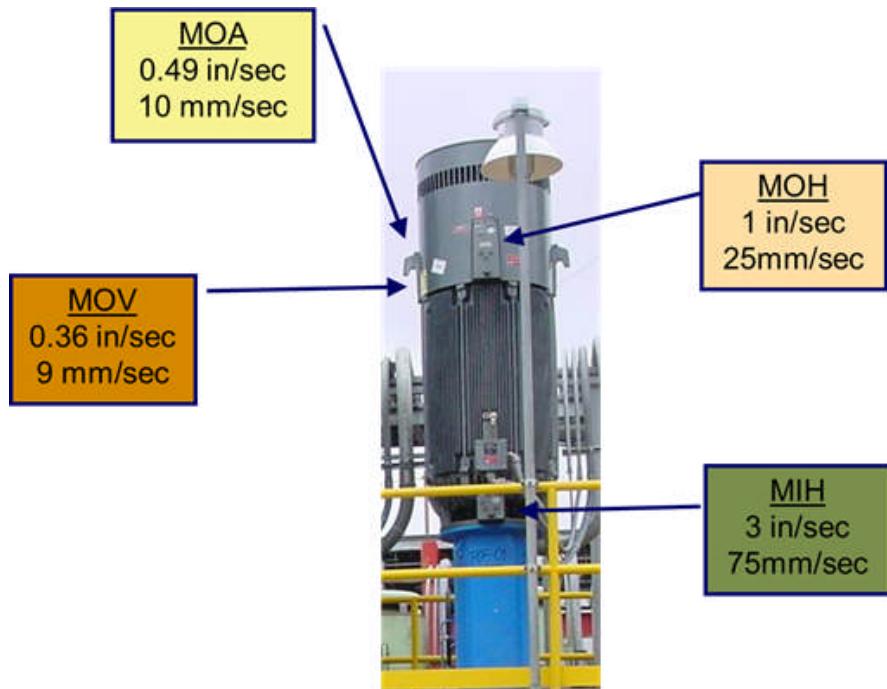


Figura 14-14 – Puntos de medición y amplitudes en la bomba #10



Figura 14-15

Se realizó una prueba con promedio negativo para comprender mejor las frecuencias naturales. Los resultados se muestran a continuación. El promedio negativo es un proceso de dos pasos. En primer lugar, los datos de la máquina se registran junto con la excitación de impacto. En este caso, la excitación se proporcionó a través de un mazo de goma (en realidad era un martillo modal, pero sólo se utiliza como una herramienta para excitar la resonancia). El segundo paso consiste en registrar la vibración sin la excitación de impacto. El “valle” a la derecha del marcador del cursor en 3510 CPM es donde se restó la vibración de velocidad de operación.

El primer pico estrecho en aproximadamente 480 CPM es el primer modo (viga en voladizo). Este modo puede ser excitado por turbulencias de flujo o roces e impactos. En este caso, este modo no era de preocupación. El 2do modo se muestra como el grupo de picos de 2400 CPM a 4400 CPM. El amplio grupo de picos sugiere que este modo está muy amortiguado.

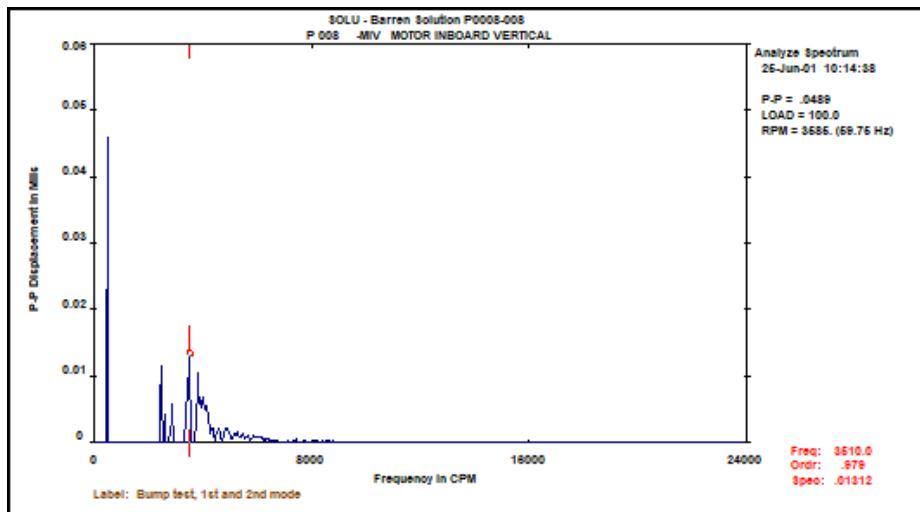


Figura 14-16

También se tomaron lecturas de fase de la bomba y el motor con un colector de datos de dos canales. Soportaron la idea de que puede existir un problema de resonancia. Con la parte superior del motor y la bomba moviéndose  $180^{\circ}$  fuera de fase con el punto en la parte inferior del motor, se puede visualizar el segundo modo clásico con forma de "S". No se realizó una prueba completa de análisis de la forma de desviación de funcionamiento.

Se intentó balancear el motor en el anillo de balanceo superior. Los vectores de amplitud y fase no respondieron a grandes pesos de prueba. Se revisó la instalación del acople, la alineación y el eje doblado. Todas las pruebas se determinaron satisfactorias por el representante del fabricante de la bomba. La base se evaluó para la flexión o el movimiento, sin embargo, los resultados se consideraron normales.

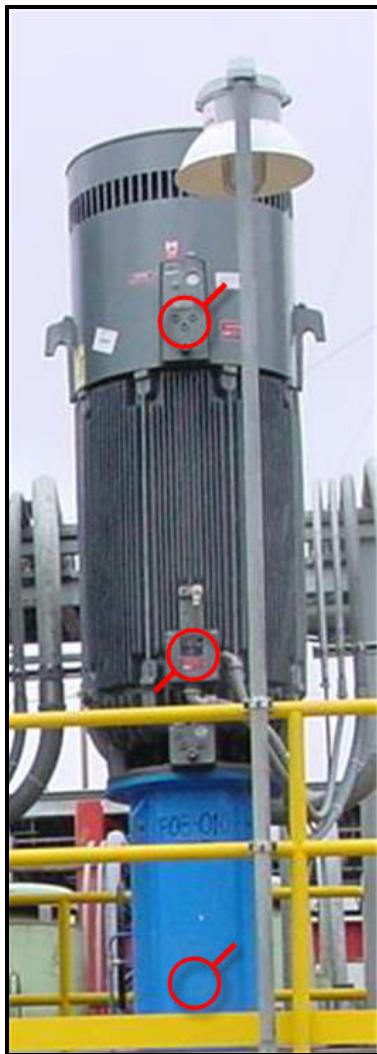


Figura 14-17

Llegué al mismo tiempo que un representante del fabricante de la bomba. Planeó implementar cambios de diseño destinados a hacer más rígido el cabezal de la bomba. La foto de abajo muestra la bomba después de que se realizaron los cambios.



Figura 14-18

Las siguientes gráficas muestran los datos de vibración tomados antes y después de que se realizaran modificaciones en la bomba #8. Aunque hubo una reducción de amplitud superior al 25% los niveles seguían siendo inaceptables para un funcionamiento confiable a largo plazo. Los rigidizadores no eran muy efectivos.

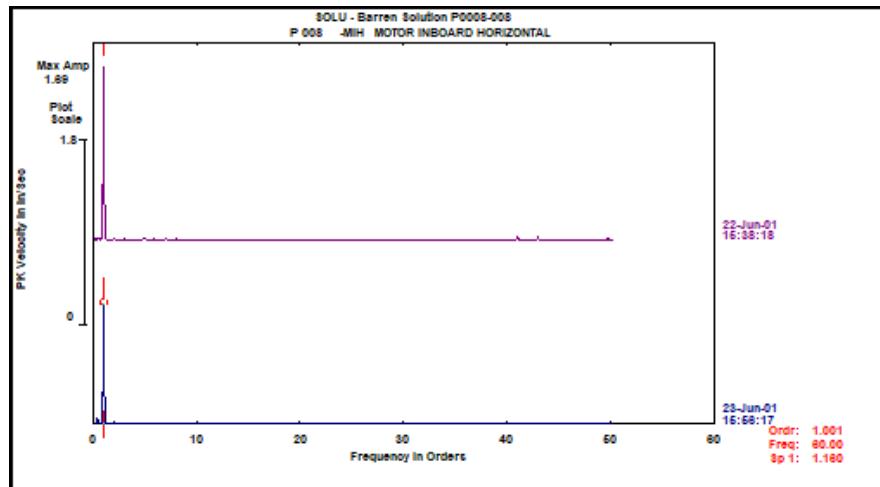


Figura 14-19

Las funciones forzadas y los modos de falla debían evaluarse para resolver el problema. El motor de la bomba #10 tuvo un fallo durante el proceso de prueba. Los datos que se muestran a continuación son un espectro con velocidad de giro 1X y armónicos. Esto puede estar asociado con la soltura interna o el impacto.

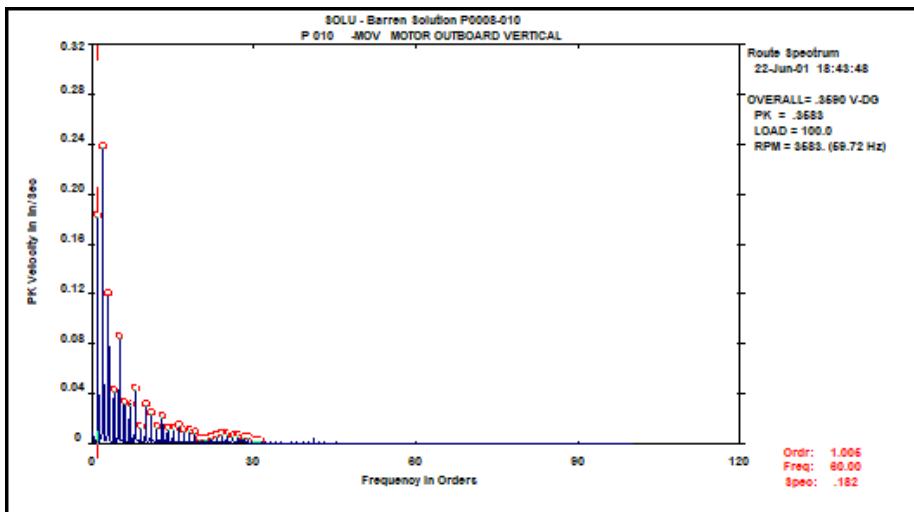


Figura 14-20

La forma de onda de tiempo a continuación es muy asimétrica (+5.5 G-s a -1.92 G-s) y truncada. Esto muestra claramente el impacto y el roce. Observe los dos grandes impactos en cada revolución del eje. Son muy repetitivos. Este motor falló poco después de que estas lecturas fueron tomadas y fue trasladado a una instalación para su inspección y reparación.

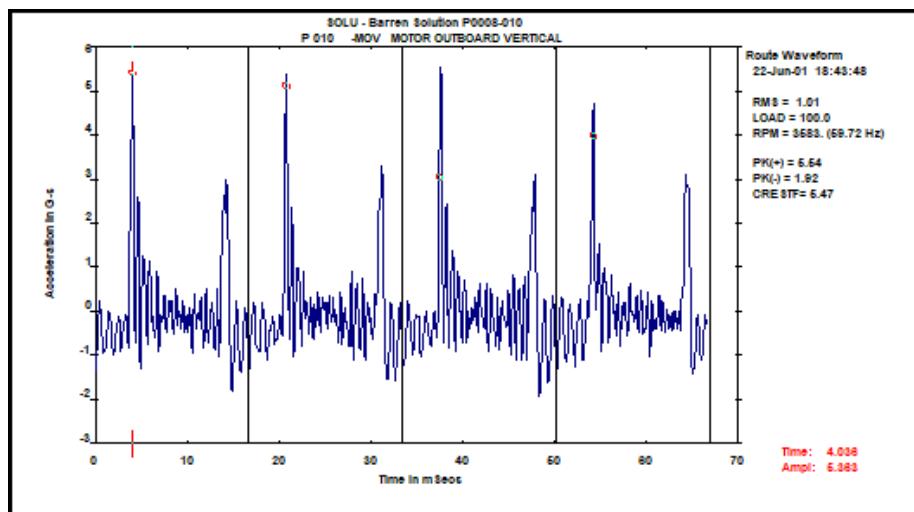


Figura 14-21

Otro vistazo a los datos espectrales en aceleración desde el motor de la bomba de #10 muestra un gran pico síncrono en el área de la frecuencia de paso de la barra del rotor (RBPF). Las bandas laterales están espaciadas a una velocidad de giro 1X. Este es un indicador común de la excentricidad dinámica. El rotor puede estar deformado, o el rodamiento puede estar lo suficientemente suelto como para permitir que el rotor viaje en un camino excéntrico.

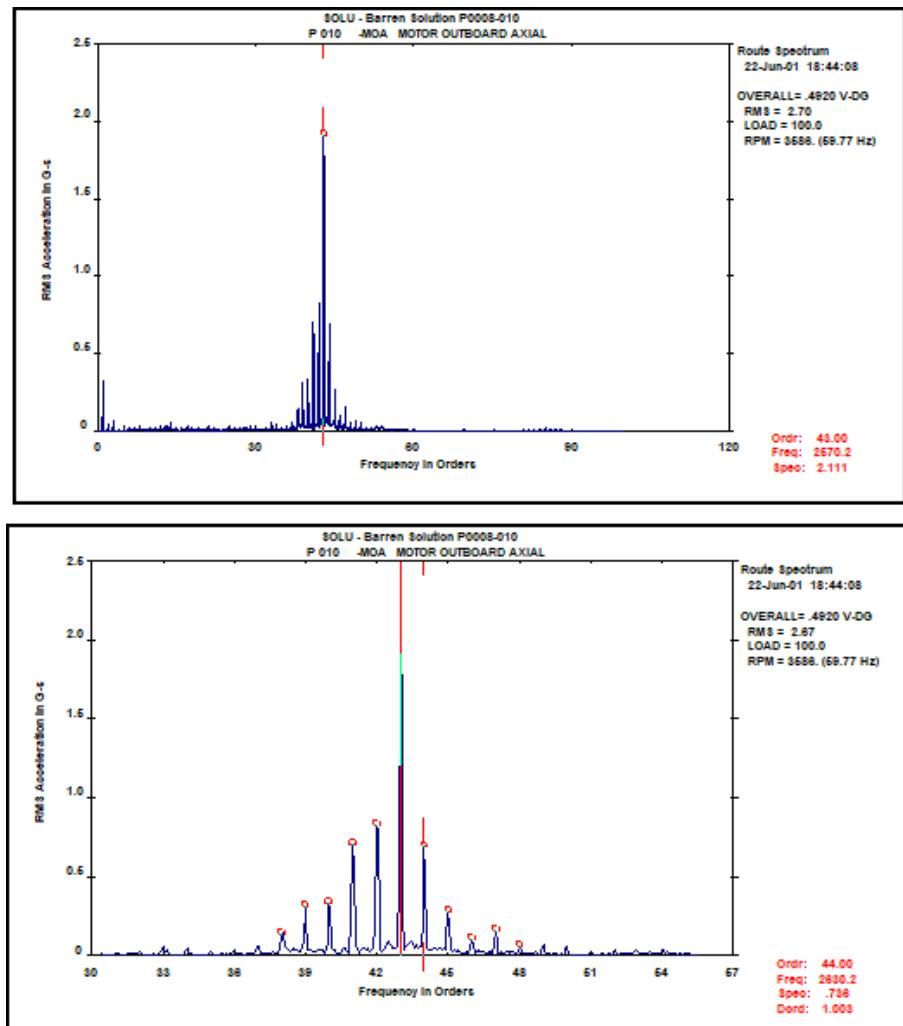


Figura 14-22

También se realizó una prueba de órbita. La órbita (derivada de los datos de aceleración filtrados) revela el movimiento del rodamiento.

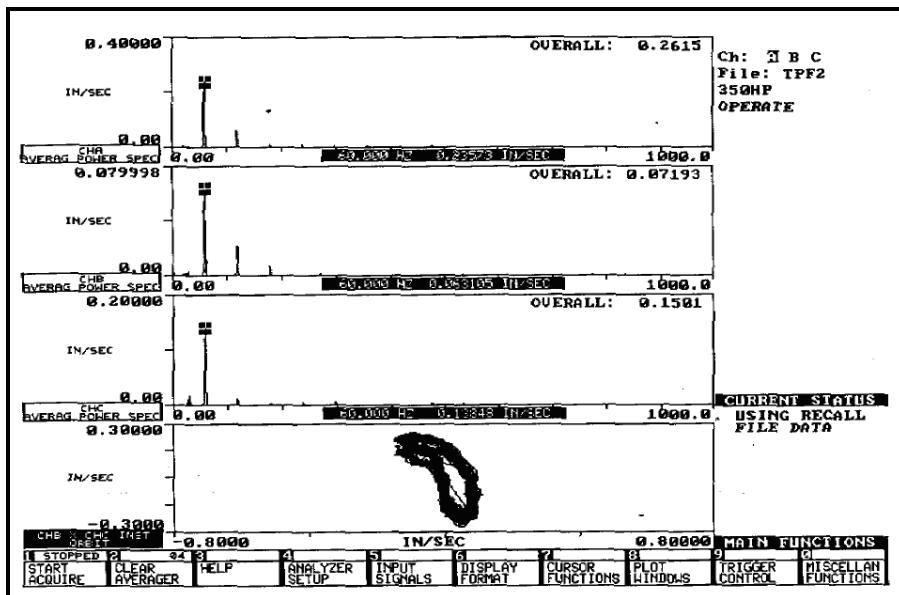


Figura 14-23

El conjunto del soporte del rodamiento superior para el motor se muestra a continuación.

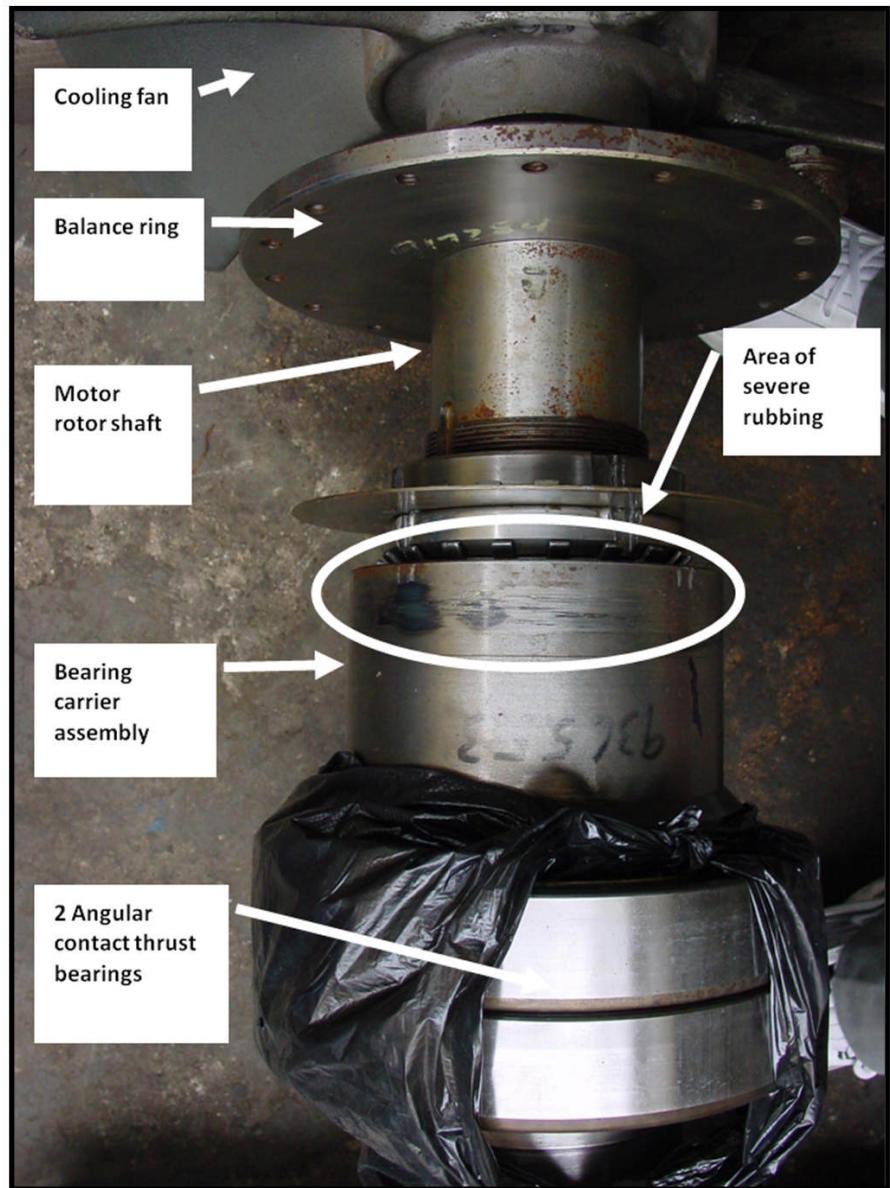


Figura 14-24

De la placa del motor se podía ver que los rodamientos superiores eran 7226 BCB, rodamientos de contacto angular. La placa de cubierta superior del motor dañada se muestra a continuación. El área del sello está gravemente dañada por el roce del soporte del rodamiento. Esto es normalmente un área de separación de .010"-.015", por lo que el rotor se movía más que las tolerancias de diseño.



Figura 14-25

Se sospechó que los rodamientos superiores no estaban cargados lo suficiente. Un rodamiento de contacto angular debe tener suficiente carga axial para que el rodamiento no permita un movimiento radial excesivo. Se consultó el catálogo del manual de ingeniería de SKF para conocer los requisitos mínimos de carga axial. Se realizaron algunas estimaciones aproximadas de las cargas estáticas del peso del rotory y el conjunto de la bomba. La carga estática no era suficiente para cargar el rodamiento. La bomba desarrolla cabeza (presión) y proporciona carga al rodamiento cuando está en funcionamiento.

Bearing	7226 BCBM
$k_a$	1.2
$C_0$ , kN	193
$n$ , r/min	3590
$d_m$ , mm	180
<input type="button" value="Calculate"/>	
Limiting speed, r/min 3400	
$F_{am}$ , kN	9.67

Figura 14-26

A continuación, se muestra una curva típica de la bomba. Las bombas pueden producir salida en puntos a lo largo de su curva para un diámetro, velocidad y potencia del impulsor dados. Hay un punto de operación conocido como el “Mejor Punto de Eficiencia” (BEP). Este es el punto en el que el diseñador de la bomba minimizará las perturbaciones de flujo y de manera más eficiente impartirá velocidad al fluido. Esta velocidad se convierte en cabeza (presión) en la tubería. El funcionamiento en puntos alejados de BEP puede introducir ruido, cavitación, presiones dinámicas desequilibradas y vibraciones.

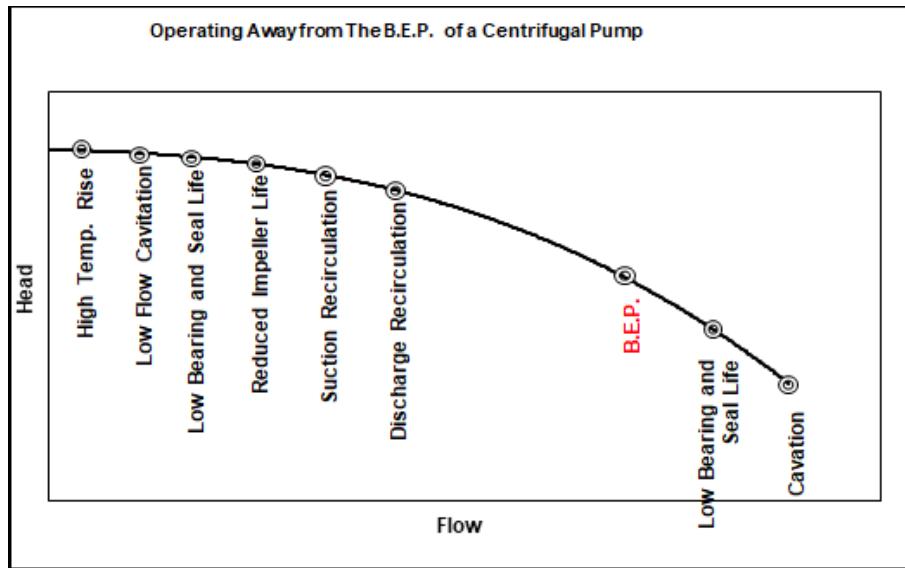


Figura 14-27

Se instaló un medidor en la tubería de descarga para medir el flujo/presión. Se determinó que la bomba estaba funcionando al lado derecho de la curva de la bomba en un alto flujo, condición de cabeza baja conocida como “run out”. En esta condición, la bomba no estaba desarrollando la cabeza que habría cargado suficiente los rodamientos de contacto angular superior. Los rodamientos eran capaces de moverse en la dirección radial, y el rotor se movía en un giroscopio en la parte superior. El rotor impactaría y rozaba, excitando la forma del segundo modo.

Para demostrar que demasiado flujo estaba causando el movimiento excesivo y la vibración, las válvulas de descarga se estrangularon temporalmente 30%. A continuación se muestra la vibración antes y después. La vibración ha disminuido de 18 in/seg a .3 in/seg. La bomba está operando más cerca del BEP con menos flujo y más presión. La presión adicional del cabezal está cargando los impulsores de la bomba en la dirección axial, que carga los rodamientos de contacto angular, reduciendo el espacio libre radial.

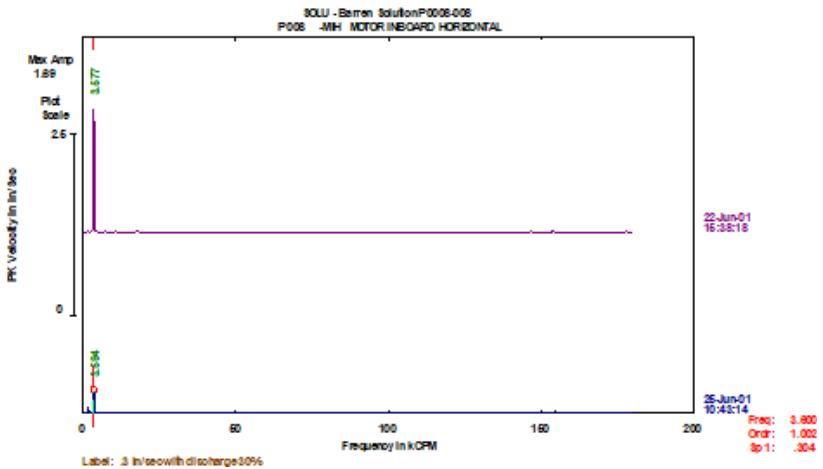


Figura 14-28

La otra cosa a tener en cuenta anteriormente es que la velocidad de operación ha aumentado en 17 RPM. Al limitar la válvula de descarga, la bomba tiene menor flujo en GPM, lo que pone menos carga en el motor, por lo que funciona más rápido.

Se encontró que la causa raíz estaba en la tubería del sistema. La bomba fue diseñada para aproximadamente cuatro millas de tuberías. Debido a que la mina era relativamente nueva, las pilas de lixiviación no eran tan grandes como eventualmente se convertirían, por lo que toda la tubería no estaba instalada todavía.

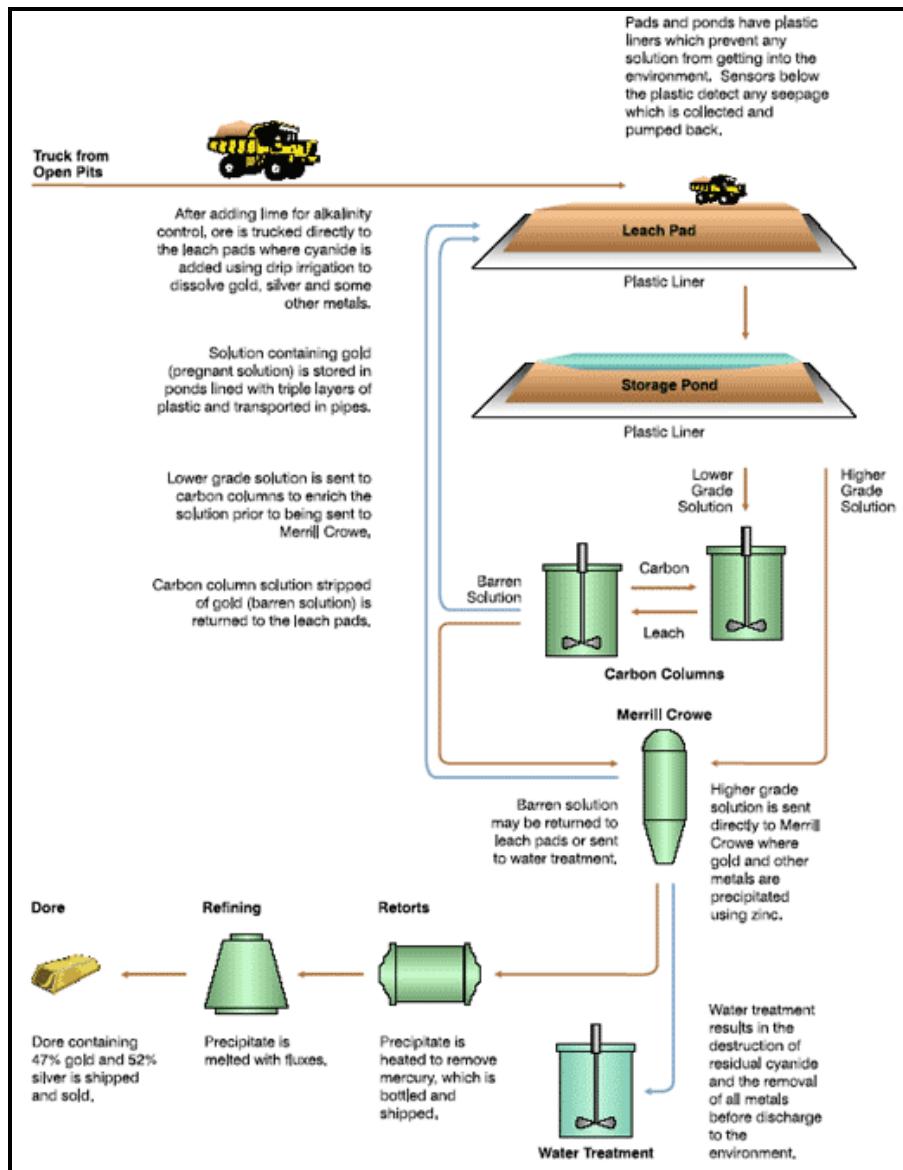


Figura 14-29

La solución fue eliminar una etapa de la bomba, e instalar una placa restrictora en la tubería de descarga para disminuir el flujo y aumentar la cabeza. La configuración del rodamiento de contacto angular se cambió de tandem (misma dirección) a cara a cara para que los rodamientos se cargaran entre sí, asegurando así una carga axial adecuada.

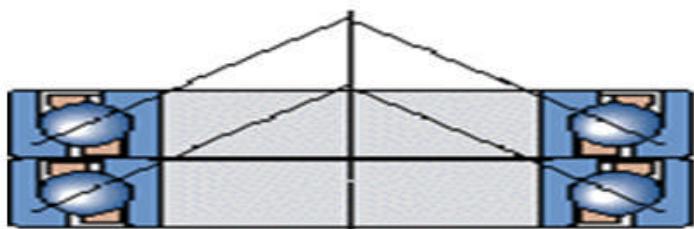


Figura 14-30 – Rodamientos en arreglo tandem

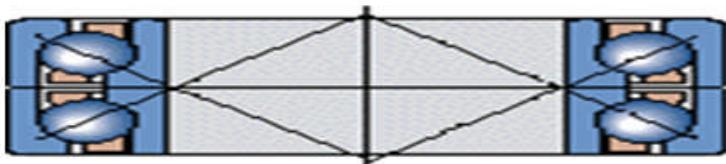


Figura 14-31– Rodamientos en arreglo cara a cara

Las bombas se evaluaron de nuevo y los resultados se muestran a continuación.

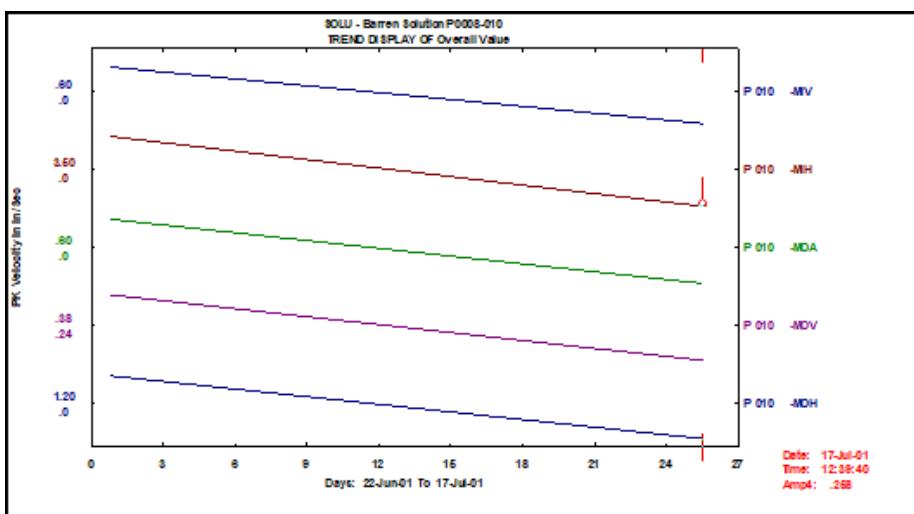


Figura 14-32

La vibración a una velocidad de giro de 1X disminuyó de 3 in/seg a .25 in/sec.

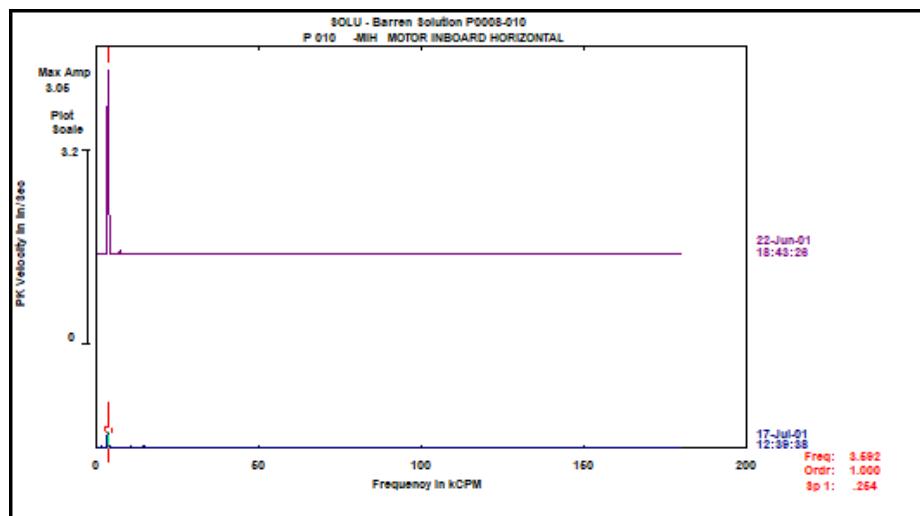


Figura 14-33

Este historial de casos muestra la importancia del conocimiento del sistema de la bomba y cómo se relaciona con la vibración. El estudio cuidadoso de todos los datos espectrales, la forma de onda y la fase eran importantes, al igual que el conocimiento de la instalación y operación de los rodamientos. Es posible que se necesiten todos los datos de rendimiento (flujo, presión) y las curvas de la bomba.