



## **Análisis y diagnóstico de las vibraciones anómalas en dos turbo-bombas**

A.E. Klempnow, J.J. Piñeyro, R.A. Doménech, V.H. Lescano

UTN-Facultad Regional Delta – Campana – Argentina  
e-mail: andreas.klempnow@gmail.com

### **Resumen**

En el presente trabajo se analizan las causas de las altas vibraciones que se registran en dos turbo-bombas de 400 m<sup>3</sup>/h, impulsadas por una turbina de 1000 HP y una velocidad máxima de giro de 22300 RPM. El comportamiento observado fue el siguiente: valores globales de vibraciones similares para ambas bombas, siendo la diferencia principal que en una de ellas los mismos disminuían luego de 4800 RPM de la bomba, mientras que en la otra comenzaban a incrementarse a partir de esta velocidad de giro. La consecuencia es que la segunda bomba veía limitada su capacidad de impulsión del fluido que transportaba. El objetivo del trabajo es mostrar como la combinación de correlaciones múltiples entre pares de sensores, junto con la aplicación de la técnica de impacto para llevar a cabo un análisis modal permite lograr un diagnóstico adecuado en forma relativamente rápida para una máquina tan compleja. Los resultados fueron verificados mediante cálculos con un modelo de elementos finitos los cuales permitieron ver que la causa principal del problema se encuentra en un montaje inadecuado de la bomba en sus bastidores y elaborar una solución rápida del problema analizado, simple de implementar y económica.

### **1. Introducción**

El Grupo de Vibraciones Mecánicas de la UTN-Reg. Delta fue consultado para llevar a cabo un diagnóstico de las altas vibraciones que se registran en dos (que se identificaron como B-1, B-2) de las tres turbo-bombas instaladas (la tercera B-3 se encontraba en reparación al momento de realizarse las mediciones) en una estación de bombeo con una capacidad de 400 m<sup>3</sup>/h cada una de ellas e impulsadas por una turbina de 1000 HP con una velocidad máxima de giro de 22300 RPM y un reductor de reducción 3.72:1. Las bombas impulsan distintos productos derivados del petróleo, con amplitudes de vibración distintas según el producto impulsado, siendo mayores con los productos livianos. De mediciones disponibles de mayo de 2009, las turbo-bombas instaladas no tienen un comportamiento similar, en la bomba B-1 y B-3 las mayores vibraciones se tienen entre 4500 y 5000 RPM y luego disminuyen, mientras que la bomba B-2 tiene altas vibraciones a velocidades superiores a las 5000 RPM siempre en aumento. En su

momento se probó con aflojar los bulones de anclaje con poco resultado en las vibraciones, e igualmente después de estas mediciones se reparó el grouting debajo del trineo que soporta la bomba y la turbina sin ninguna sensible mejora.

Debido a esto se decide llevar a cabo un nuevo conjunto de mediciones durante arranques y paradas de las bombas a fin de detectar puntos de mayor amplitud de vibración y frecuencia correspondiente. El comportamiento de los valores globales en los distintos puntos de medición de las bombas B-1 y B-2 son similares, siendo la diferencia principal que en la bomba B-1 los valores disminuyen luego de las 4800 RPM para luego estabilizarse, mientras que en la bomba B-2 se incrementan a partir de estas RPM y continúan aumentando a velocidades mayores a una frecuencia de 1x particularmente en dirección vertical presentando la típica forma de un cabeceo. Los resultados de estas mediciones indicaron la necesidad de realizar un análisis modal experimental a fin de determinar las frecuencias naturales que entran en juego en el rango de frecuencias de hasta 200 Hz. El conjunto de todas estas mediciones mostraron claramente la necesidad de llevar a cabo un estudio mediante una modelación con el método de los elementos finitos.

El objetivo del trabajo es mostrar como la combinación de correlaciones múltiples entre pares de sensores, junto con la aplicación de la técnica de impacto para llevar a cabo un análisis modal permite lograr un diagnóstico adecuado en forma relativamente rápida para una máquina tan compleja. Los resultados fueron verificados mediante cálculos con un modelo de elementos finitos los cuales permitieron ver que la causa principal del problema se encuentra en un montaje inadecuado de la bomba en sus bastidores. Basados en estos resultados se propone una solución simple y económica de implementar.

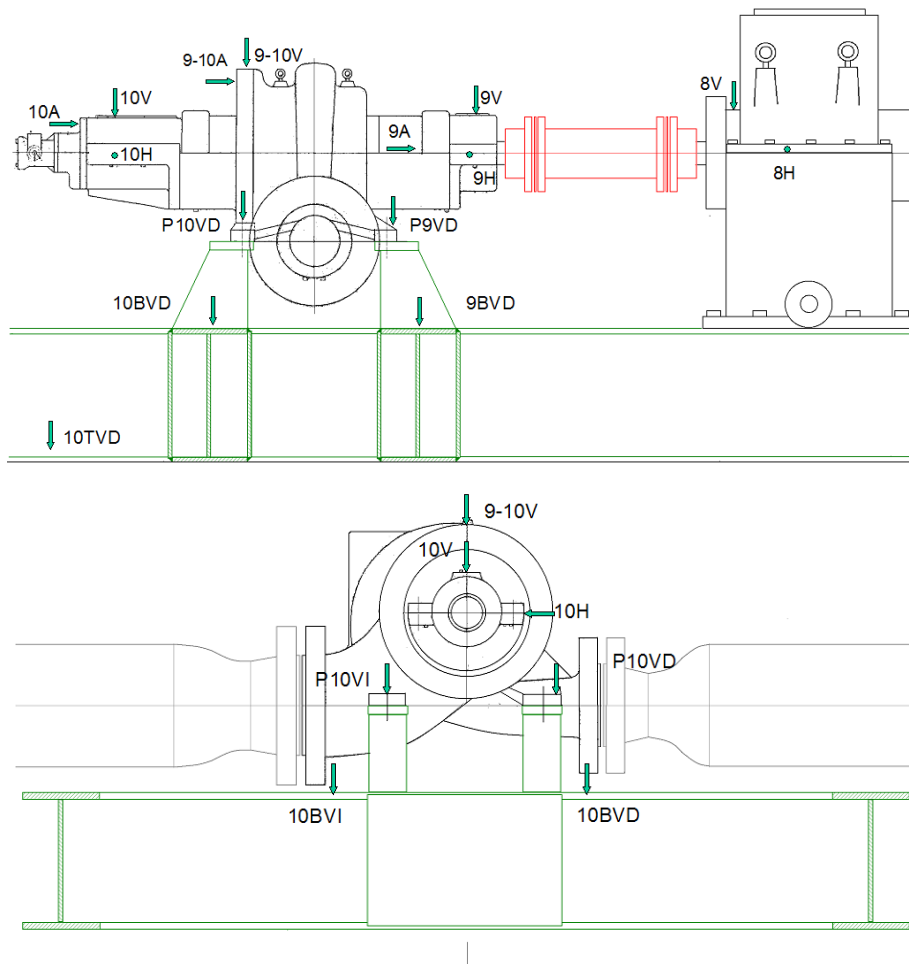
## 2. Mediciones realizadas

En la figura 1 se muestra un esquema de las bombas con su sistema de anclaje así como los puntos de medición con las correspondientes direcciones. Se realizaron mediciones en la bomba, el reductor y en el trineo, en subida y bajada de velocidad y a régimen estable. Adicionalmente se realizó análisis modal para la determinación de frecuencias naturales de la estructura. Los puntos de medición son :

8H, 8V	Reductor
9H, 9V, 9A	bomba lado acople
10H, 10V, 10A	Bomba lado libre
P9V, P10V	Patas de la bomba a derecha e izquierda (D, I)
9BV, 10BV	Base de la bomba sobre el trineo a derecha e izquierda (D, I)
10TVD	Trineo en los largueros cerca de los bulones de anclaje.

Las bombas de 1000 HP son del tipo horizontal de un impulsor con un máximo de 5700 RPM que impulsan un caudal de 400 m<sup>3</sup>/h a una presión de altura de 480 m y una presión máxima de trabajo de 80 kg/cm<sup>2</sup>, una unidad reductora de alta velocidad con una relación de reducción de 3,72:1 impulsadas por una turbina de 1000 HP. Se utilizó para las mediciones in-situ un sistema de adquisición de datos ADQ Idear de 16 canales

con 2 canales de Trigger de 24 bit de rango dinámico y frecuencia de muestreo máxima de 24kHz. El software de adquisición y graficación es ADQ2 desarrollado en la UTN-Reg. Delta. Los acelerómetros son del tipo Wilcoxon 784A y 793, con una sensibilidad de 100mV/g. Para la experiencia de análisis modal se utilizó un analizador de señales de dos canales HP3560A con un martillo instrumentado de 2 kg con acelerómetro BK 4384 8 mV/g de sensibilidad.

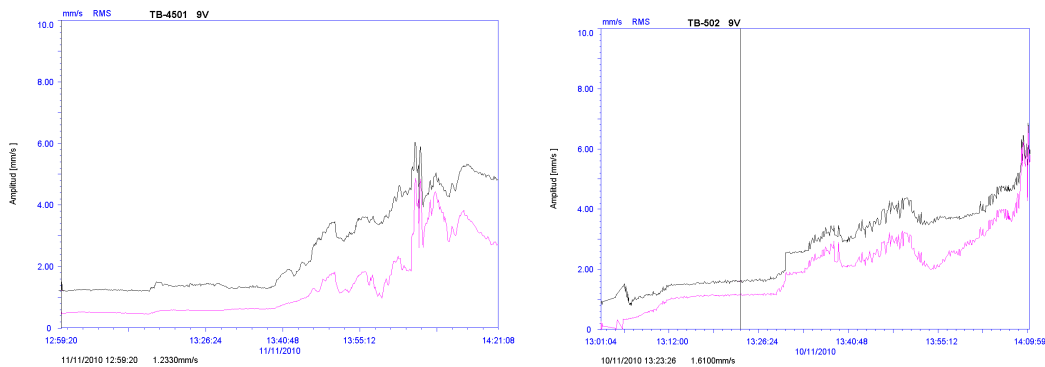


**Figura 1. Esquema de los puntos de medición en las Turbo-bombas**

### 3. Análisis de las mediciones realizadas

Utilizando la instrumentación indicada se llevaron a cabo mediciones de aceleración en los puntos indicados en la Figura 1, en condiciones de arranque, parada, situación estacionaria y análisis modal, este último con el objetivo de determinar las frecuencias naturales que intervienen durante la operación de las máquinas produciendo resonancias. Las mediciones se llevaron a cabo en ambas turbo-bombas (B-1 y B-2) a los efectos de disponer de una referencia, teniendo en cuenta que nuestro objetivo estaba orientado a determinar las causas de las altas vibraciones observadas en la bomba B-2, particularmente por encima de las 5000 RPM. Con la disponibilidad de un

equipo de adquisición múltiple se tomaron un conjunto muy amplio de mediciones. Previo a las mediciones finales, se tomaron un conjunto de puntos de medición que sean los más relevantes posibles para tratar de identificar el origen de las vibraciones en la B-2. El estudio de los resultados obtenidos en las mismas mostró que los puntos de medición más críticos eran los correspondientes al 9 y 10 de la Figura 1, bomba lado acople y lado libre, por lo que presentaremos el análisis de las correspondientes mediciones ya que los valores globales y de espectros de los restantes puntos de medición son poco significativos respecto a estos dos. Todas las mediciones se realizaron con un ancho de banda en frecuencias no mayor a 600 Hz, ya que lo que la hipótesis básica de trabajo inicial está en la búsqueda de una resonancia mecánica como la causante principal del problema, y estas en general son de baja frecuencias.

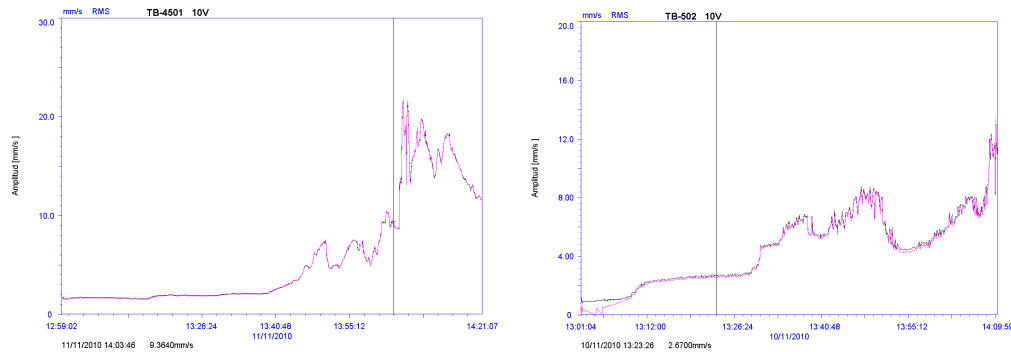


**Figura 2a - 2b. Valores globales de vibración de los acelerómetros en la posición 9V para ambas bombas B-1 y B-2.**

La Figura 2a y 2b muestran los valores globales de vibración en los puntos 9V de ambas máquinas durante un arranque. En estos gráficos el eje horizontal representa tiempo durante el proceso de subida de velocidad (RPM) y sobre el eje vertical están indicadas los valores globales en mm/s, de las vibraciones en el ancho de banda utilizado, la curva en verde muestra el valor global y en rosa se indica las componentes de 1xRPM de las vibraciones, en algunas curvas los valores 1xRPM casi coinciden los valores globales porque no existen otras componentes de frecuencia superior, y en este caso las dos curvas se confunden en una. Se observa un comportamiento similar en ambas bombas con valores que no superan los 6 mm/s. La diferencia principal radica en que la medición en la B-2 a partir de aproximadamente 4800 RPM continúa creciendo, mientras que en la B-1 disminuye hasta estabilizarse. Los valores globales muestran esta tendencia en todas las mediciones en mayor o menor grado (obviamente son más importantes sobre la bomba). Este comportamiento es lo que normalmente se espera durante un proceso de arranque en la presencia de un desbalanceo del sistema eje-impulsor-acoplamiento por más pequeño que este sea debido a la presencia de una resonancia estructural que es excitada por dicha fuerza. En las Figuras 3a y 3b se observan gráficos similares a los anteriores para las mediciones realizadas en el punto 10V en ambas bombas. Se vuelve a observar un comportamiento similar a los anteriores. Esto es, para la bomba B-1 los valores de las vibraciones crecen a medida que se aumentan la velocidad de la máquina durante el proceso de arranque hasta las 5000 RPM a partir de la cual los valores se estabilizan, por el contrario en la bomba B-2 las vibraciones comienzan a incrementarse en forma muy abrupta a partir de las 4800 RPM aproximadamente. Este comportamiento es el que se ha venido observando

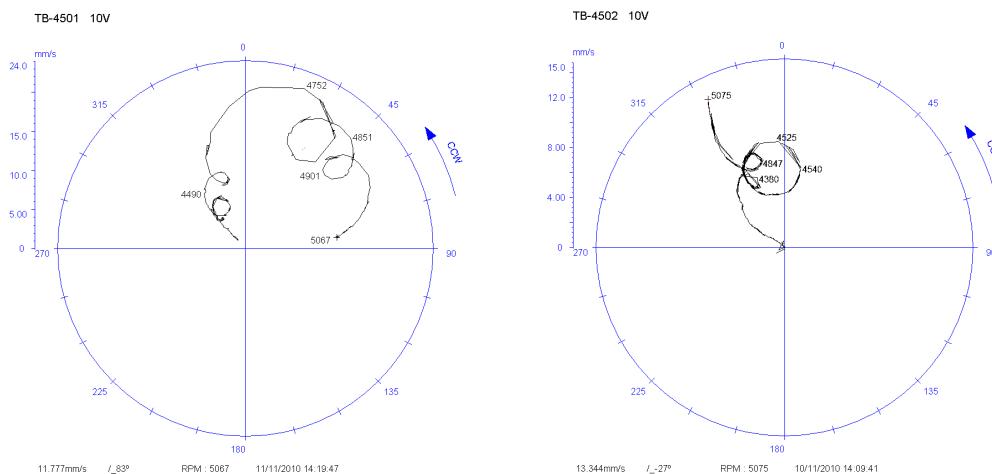
desde hace tiempo, y no permite alcanzar la velocidad de régimen de la B-2 por disparo del sistema de protección debido a altos valores de vibración.

La Figura 4 presenta los diagramas polares del punto 10V lado libre vertical de ambas bombas, este diagrama muestra las componentes de 1xRPM y su fase dando curvas que indican las resonancias y frecuencias críticas de la máquina y de la estructura.



**Figura 3a - 3b. Valores globales de vibración de los acelerómetros en la posición 10V para ambas bombas TB-1 y TB-2.**

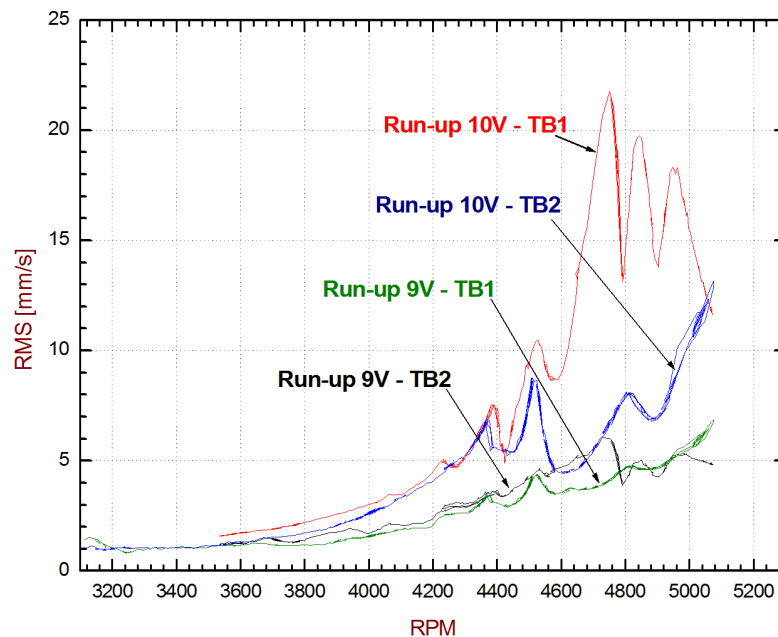
La bomba TB-1 tiene un lóbulo con un máximo en 4800 RPM debido al paso por una resonancia que luego decae a velocidades de 5000 RPM. Por el contrario la bomba B-2 tiene valores en incremento a velocidades de 5000 RPM comenzando un lóbulo que se debe cerrar después de las 6000 RPM, si se hubiera podido aumentar la velocidad las vibraciones se incrementarían en forma importante. En 4540 RPM se observa un lóbulo que se debe a la frecuencia crítica del eje de la bomba.



**Figura 4. Diagramas polares de las bombas B-1 y B-2, mientras que la bomba B-1 tiene un lóbulo que se cierra en 4800 RPM la bomba B-2 comienza un lóbulo a 5000 RPM para cerrarse a velocidades por encima de las 6000 RPM.**

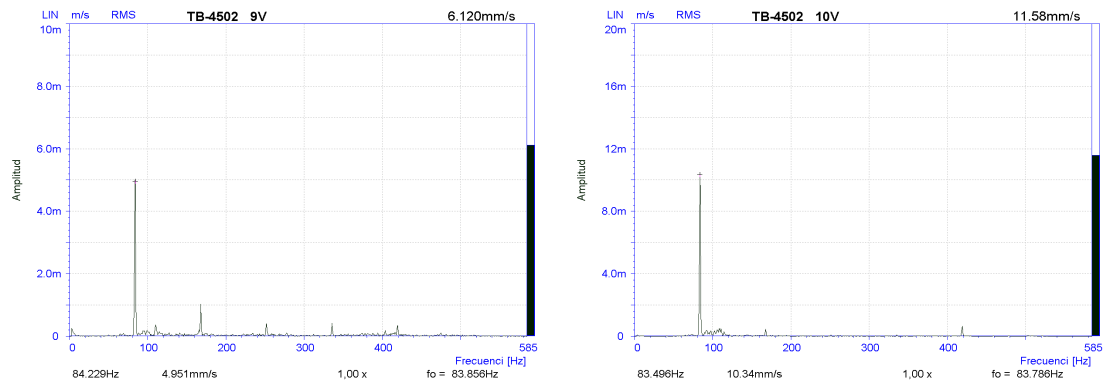
La Figura 5 muestra una comparación de los valores globales de vibración en términos de las RPM de ambas bombas para los puntos de medición 9V y 10V. Se observa que

debido a la presencia de una resonancia estructural los valores son crecientes en un determinado rango de RPM diferentes para las dos máquinas, y a pesar de que en la posición 10V (correspondiente al lado libre de las bombas) de la B-1 las vibraciones (en el rango mostrado) son mayores que en la B-2, los mismos comienzan a disminuir a partir de las 4900 RPM aproximadamente, que es por otro lado donde comienzan a incrementarse los niveles de vibraciones globales en la bomba B-2, particularmente en el punto 10V.



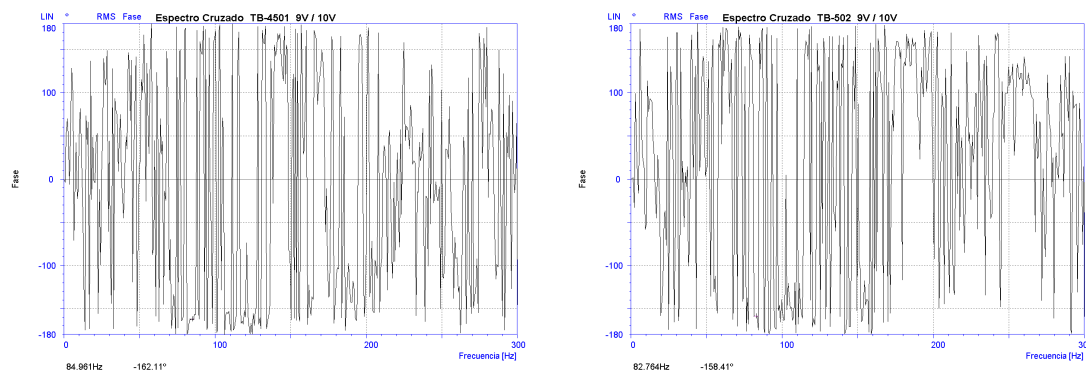
**Figura 5. Comparación en función de las RPM de giro durante un arranque de los Valores globales de medición (en mm/s) en los puntos 9V y 10V de ambas bombas.**

Las Figuras 6a y 6b muestran los espectros de vibración (en mm/s) de los acelerómetros ubicados en las posiciones 9V y 10V de la B-2, observándose que la frecuencia predominante es la correspondiente a 1x de las RPM de la bomba. Estas figuras son representativas de todas las mediciones adquiridas a partir del instante en que se superan las 4300 RPM, e indican que la fuerza de desbalanceo está excitando a una resonancia. En este tipo de bombas dos son las posibles fuentes de vibración: aleatorias debido al fluido o por desbalanceo / desalineación del conjunto eje-impulsor. La presencia de ambos tipos de excitación se apreciaron en los espectros del punto 10H lado libre de las bombas B-2 y B-1, con valores menores a los 3 mm/s predominando la 1xRPM debido al desbalanceo residual del rotor donde. Los valores de vibración en la posición horizontal no son importantes comparados con los respectivos en la dirección vertical. Claramente, la diferencia está indicando una gran diferencia de elasticidad en las direcciones vertical y horizontal.



**Figura 6a – 6b. Espectro de vibración de los acelerómetros ubicados en las posiciones 9V-10V de la bomba B-2 a 5030 RPM. Se observa que la vibración predominante es 1x. Se identifican además en el primer caso los armónicos superiores hasta la 5ª, que es el número de alabes del impulsor. En la figura de la derecha se observa que predomina la componente en 1x.**

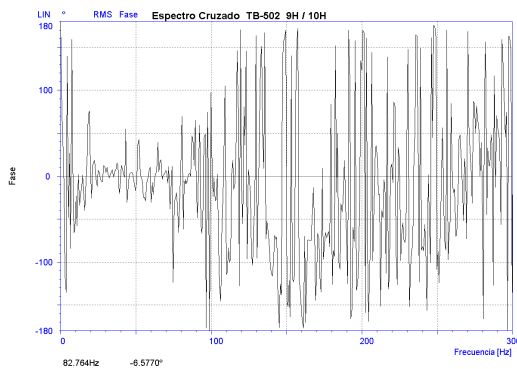
Las Figuras 7a y 7b muestran los espectros de diferencias de fase entre dos acelerómetros de posiciones 10V-9V, la primera de ellas corresponde a la bomba B-1 y la segunda a la B-2 (correspondiente a una velocidad de  $\approx 5000$  RPM en cada caso). Lo que se indica en las figuras responde a una medición particular y muestra que a la velocidad de giro la diferencia de fase entre ambos sensores es de proximadamente  $180^\circ$  para ambas bombas (para las mediciones a diferentes velocidades se observan figuras con valores similares).



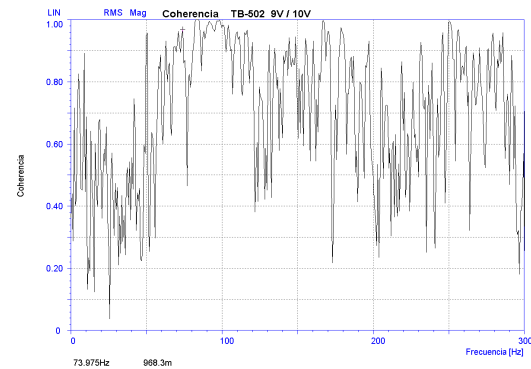
**Figuras 7a – 7b. Espectros de diferencias de fase entre los sensores ubicados en las posiciones 9V y 10V, para ambas bombas B-1 y B-2 respectivamente. En particular interesan los valores en 1x indicados en la parte inferior de los gráficos que son del orden de  $180^\circ$ .**

Si juntamos la información proveniente de los espectros (predomina la vibración en 1x) con la diferencia de fase en esta frecuencia, se llega a la conclusión de que en dirección

vertical el conjunto de la bomba se mueve realizando un movimiento de cabeceo (esto es, cuando el punto 9V está vibrando hacia arriba el otro punto está hacia abajo).



**Figura 8.** Se muestra un espectro de fase para los puntos 9H–10H de la bomba B-2.

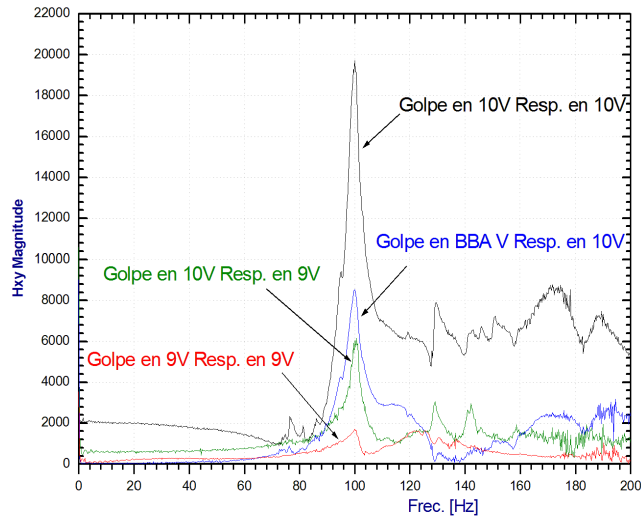


**Figura 9.** Función coherencia entre las señales de los sensores en 9V – 10V en  $\approx 4500$  RPM.

La Figura 8 representa un ejemplo típico de todas las mediciones realizadas de la diferencia de fase en sentido horizontal para los puntos 10H y 9H de la B-2, donde se muestra que el valor de la misma en 1x es de aproximadamente  $0^\circ$ , indicando que ambos puntos se mueven siempre en el mismo sentido debido fundamentalmente a las fuerzas de desbalanceo. Como ya hemos indicado, los valores de vibración en este sentido no son los que traen problemas. Sin embargo, conviene resaltar que las diferentes formas de vibrar en sentido vertical y horizontal provienen de las diferencias en rigidez de las bombas en ambos sentidos, por lo que es posible pensar que parte del problema se encuentra en dicha diferencia. Estas conclusiones están reforzadas por la función espectral de coherencia que se muestra en la Figuras 9 para la dirección vertical. La interpretación de la misma es muy sencilla: muestra valores cercanos a 1 cuando hay correspondencia común entre dos señales y valores menores a 0.5 en caso inverso. En dicha figura se observa que para los sensores verticales de la bomba B-2 dicha región común se encuentra a partir de 4800 RPM (del orden de 80 Hz), mientras que en sentido horizontal (no mostrada) la coherencia es importante hasta 4800 RPM.

En base a este análisis es que se llevó a cabo un estudio de análisis modal. Este tipo de ensayo permite, a través de realizar un impacto mediante un objeto externo a la máquina (martillo en nuestro caso), obtener las frecuencias naturales de los diferentes componentes estructurales. El motivo de ello es que toda resonancia actúa como un amplificador de las vibraciones, y dependiendo de la elasticidad y de las masas en juego dicha amplificación puede ser importante. La Figura 10 muestra los resultados de algunos de los test realizados en la bomba B-2. En particular en dicha figura se muestran las funciones transferencias resultantes de impactos verticales en las diferentes posiciones indicadas, y respuestas en los puntos 9V y 10V. Claramente se observa la resonancia que aparece en 100 Hz (6000 RPM), de amplitudes muy por encima del resto, lo que explicaría los valores altos de vibración que se miden con sensores ubicados en la dirección 10V de la B-2. Aunque no se muestra, un ensayo similar sobre la bomba B-1 permitió determinar que la resonancia se encuentra en 4600 RPM (77 Hz) aproximadamente, lo que explica el incremento global de las vibraciones en el punto 10V de la misma (según se ve en la Figura 3a y 3b) a partir de 4500 RPM, para luego decaer hasta estabilizarse luego de 5000 RPM. Ensayos de impacto en la

dirección horizontal de similares características que los verticales no mostraron resonancias importantes en la zona de interés.

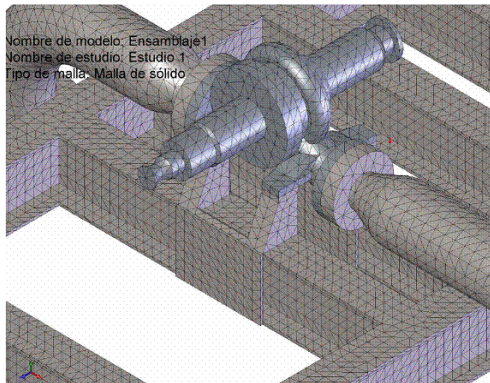


**Figura 10. Comparación de los resultados de test de impacto para acelerómetros ubicados en las posiciones 9V y 10V de bomba B-2, e impactos en distintos puntos. Se observa claramente la presencia de una resonancia en 100 Hz, particularmente importante en la posición 10V.**

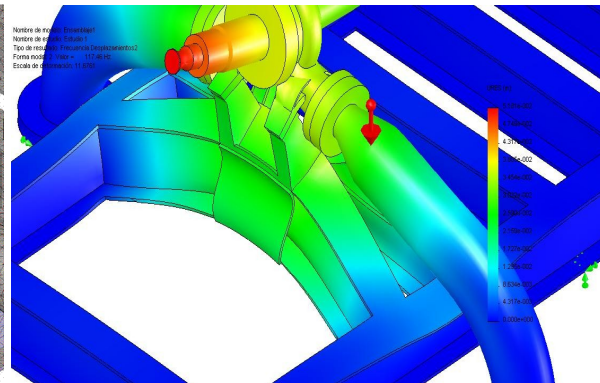
El siguiente problema que debe atacarse en base a los resultados obtenidos, es buscar la forma en que es posible cambiar las condiciones de rigidez de la bomba en sentido vertical a fin de desplazar la frecuencia de resonancia así como disminuir su amplitud. Para ello, si bien es posible trabajar sobre la base prueba y error, lo conveniente, práctico y rápido, a la vez que más eficiente y de menor costo, es llevar a cabo una modelación de la estructura con programas de elementos finitos, cuya base experimental son los resultados obtenidos en las mediciones realizadas. Lo que se espera de los resultados que se obtengan del mismo es determinar que se debe cambiar para modificar la frecuencia de dichas resonancias. En nuestro caso se utilizó el módulo de análisis dinámico estructural del programa *COSMOS/M Design STAR*, el cual tiene posibilidad de realizar análisis estáticos lineales y no lineales, determinar frecuencias naturales y modos de vibración, realizar análisis de flujos de fluidos, de problemas térmicos, etc. Utiliza una variedad de interfaces gráficas y puede integrarse con programas típicos de Windows tales como Word, Excel, MathCAD, genera informes en forma automática y muchas otras facilidades. El diseño con elementos finitos da lugar a un problema cuyo tamaño depende de la complejidad del problema y necesita por lo tanto de métodos muy rápidos de solución (denominados “solver”, que en el caso del COSMOS posee un esquema que es 100 veces más rápido que los métodos clásicos). El programa de diseño gráfico utilizado para definir la geometría a utilizar, compatible con el COSMOS fue el SolidWorks.

La Figura 11 muestra en detalle la modelación de la parte de la bomba y su estructura de soporte lateral. El modelo de elementos finitos utilizado involucra a toda la estructura: bomba, trineo cañerías de entrada y salida de fluido, y los correspondientes

codos. En la siguiente tabla 1 se muestran el tipo de materiales utilizados en la simulación, cuyas propiedades se encuentran en la biblioteca correspondiente del programa.



**Figura 11. Detalle del modelo utilizado en la posición de la bomba y su estructura de soporte.**



**Figura 12. Modo de vibración correspondiente a 117 Hz.**

**Tabla 1. Propiedades de los materiales utilizados en la simulación.**

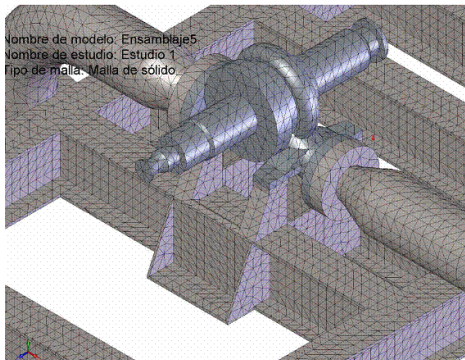
Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Bastidor1-1	[SW]1023 Chapa de acero al carbono (SS)	2177.56 kg	0.277114 m <sup>3</sup>
2	Codo1-1	[SW]ASTM A36 Acero	361.438 kg	0.046043 m <sup>3</sup>
3	Codo2-1	[SW]ASTM A36 Acero	357.142 kg	0.0454959 m <sup>3</sup>
4	Cuerpo2-1	[SW]Acero al carbono fundido	466.959 kg	0.0598665 m <sup>3</sup>

El primer cálculo utilizando el modelo desarrollado en la Figura 11 tuvo como objetivo encontrar la frecuencia de resonancia más próxima a la observada en la experiencia de análisis modal, y que tuviera un movimiento con las características del que ya indicamos (o sea un movimiento oscilante de los extremos del eje de la bomba con diferencias de fase de 180°). La siguiente tabla 2 muestra las primeras 5 frecuencias naturales obtenidas por el modelo, la correspondiente a 117 Hz es la que posee una forma modal de vibración con el movimiento buscado. La Figura 12 muestra un instante de dicha forma de oscilación, obtenida de la simulación dinámica que realiza el programa. La frecuencia de este modo de 117 Hz que no coincide exactamente con las vibraciones medidas, es mayor a la registrada en el test de impactos debido a diferencia del modelo con la realidad, dado que se tomó en el modelo que todos los perfiles doble T de los laterales del trineo están firmemente anclados, la realidad es que no es así por lo que las frecuencias reales son menores, del orden de los 100 Hz. Para la estimación de la mejor solución se tomará los cambios porcentuales de las frecuencias naturales de interés, que permitan lograr un incremento de éstas en un 25 a 30%.

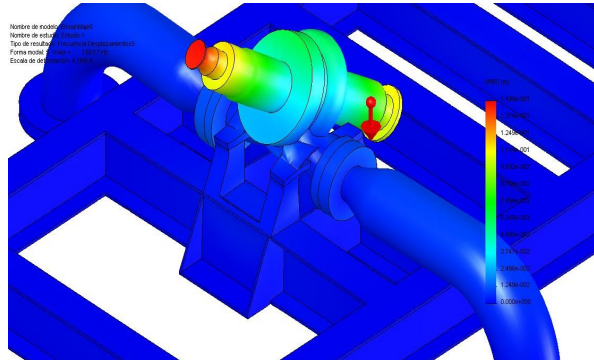
**Tabla 2. Frecuencias naturales correspondientes al mallado de la Figura 11.**

Lista de modos		
Número de frecuencias	Hertz	Segundos
1	64.667	0.015464
2	117.46	0.0085136
3	132.28	0.0075595
4	132.76	0.0075326
5	140.78	0.0071034

La siguiente etapa de la simulación consistió en realizar cambios en la modelación de la estructura de la Figura 11 a fin de estimar cual es la modificación que resultaría más conveniente para lograr un incremento en la frecuencia natural de 117 Hz, que sea económicamente factible, sencilla y rápida de implementar. Del análisis de la Figura 12 se desprende que la hipótesis de cambio más apropiada correspondería a rigidizar la base de apoyo del cuerpo de la bomba (lo que corresponde a los perfiles laterales donde se apoya la misma). Se llevaron a cabo diversas propuestas que se simularon mediante el programa, quedando finalmente seleccionada el denominado ensamble 5 del conjunto de modificaciones que se estudiaron. La Figura 13 es la equivalente a la Figura 11 y muestra el mallado de cálculo similar al modelo original con las modificaciones propuestas de rigidización de los perfiles laterales.



**Figura 13. Detalle del mallado con la modificación propuesta.**



**Figura 14. Modo de vibración en 159 Hz que responde a las características buscadas.**

Los resultados obtenidos, utilizando las mismas propiedades de los materiales que se indicaron previamente en la tabla 1 se dan en la siguiente tabla 3, donde vuelven a representarse nuevamente las primeras 5 frecuencias naturales. La diferencia entre ambas tablas (2 y 3) reside en que no hay correspondencia entre las frecuencias naturales de una y otra. Esta se determinó analizando los movimientos modales correspondiente a cada frecuencia. En la situación inicial (modelo de la Figura 11), la frecuencia de interés era la de 117 Hz, que correspondía a la forma de movimiento observada en las mediciones. Con las modificaciones propuestas (modelo de la Figura 13), dicho movimiento corresponde a la frecuencia de 159 Hz en la tabla 3. La Figura 14 muestra un instante del movimiento, y es la equivalente en características de movimiento a la de la Figura 12, con la diferencia que con la modificación introducida

la base no tiene deformaciones y esta rigidización tuvo el efecto deseado de correr hacia arriba a todas las frecuencias naturales.

**Tabla 3. Frecuencias naturales resultantes del modelo de la Figura 13.**

Lista de modos		
Número de frecuencias	Hertz	Segundos
1	32.78	0.0075311
2	40.83	0.0071008
3	53.4	0.006519
4	56.81	0.0063772
5	59.18	0.0062824

#### 4. Conclusiones

En este trabajo se presentan los resultados de las mediciones llevadas a cabo en dos turbo-bombas que identificamos como B-1 y B-2 de una estación de bombeo. Las mediciones se realizaron durante arranques y paradas de las bombas. El comportamiento de los valores globales en los distintos puntos de medición de las bombas son similares, siendo mayores en la posición 10V lado libre de ambas bombas. Los espectros muestran que la principal contribución a los valores globales medidos provienen de 1x y como consecuencia se deduce que la fuente principal de las vibraciones proviene del desbalanceo eje-impulsor. Las vibraciones presentan características diferentes en las direcciones horizontal y vertical, producto de las diferencias en las condiciones de rigidez en ambas direcciones. Las vibraciones en dirección vertical tienen la típica forma de un cabeceo y están fuertemente afectadas por una resonancia, mientras que en sentido horizontal las vibraciones sólo son excitadas por la fuerza de desbalanceo y todos los puntos se mueven en fase. La solución para disminuir las vibraciones en la posición 10V se encuentra en mejorar las condiciones de rigidez del lado libre de la bomba, pero para ello se consideró conveniente llevar a cabo el estudio a base de una modelación con elementos finitos. Los resultados de los cálculos mostraron que rigidizar los perfiles donde está montado el cuerpo de la bomba tiene el efecto de incrementar en aproximadamente un 30% la frecuencia natural de interés. Más aún, tal como se observa de la tabla 3, todas las frecuencias naturales se incrementan, particularmente la correspondiente al movimiento que nos interesa. Esta solución ya fue implementada en una de las tres bombas que posee la estación de bombeo con resultados satisfactorios, con valores que no superan los 4 mm/seg debido al desbalanceo del conjunto eje – impulsor.