

FLUCTUACIONES DE PRESIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS. MEDIDAS EXPERIMENTALES DE SUS EFECTOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS

José González Pérez, Carlos Santolaria Morros y Jorge Parrondo Gayo

Resumen:

El flujo en turbomáquinas constituye uno de los problemas industriales de mayor actualidad en cuanto a las aplicaciones de la Mecánica de Fluidos. En particular, el estudio del flujo en máquinas centrífugas se ha desarrollado mucho en las últimas décadas para la mejora en el transporte de agua u otros líquidos. La conducción del agua, tanto en su aplicación industrial como de distribución a poblaciones, presenta múltiples problemáticas y ha dado lugar a través de los tiempos a soluciones muy variadas. En particular, centrando el análisis en las bombas o máquinas generadoras de la energía necesaria para afrontar las diferencias de cota, las variaciones de presión y el intercambio de energía cinética, también se han estudiado numerosos aspectos. Desde un punto de vista práctico, y debido a la natural evolución buscando equipos más compactos y con mayores prestaciones, uno de los problemas más importantes que aparecen en el funcionamiento de las bombas y cuyo interés creciente ha dado lugar a extensas líneas de investigación es la interacción del flujo que sale del rodete (parte móvil) con la voluta (parte fija).

En este artículo se presenta un estudio experimental sobre las consecuencias en cuanto a fluctuaciones de presión del flujo en el interior de una bomba centrífuga. Partiendo de las prestaciones globales y de las distribuciones de presión a la salida del rodete se analizan los valores de las fuerzas estáticas que se derivan de dichas distribuciones. Estas cuestiones se analizan para una geometría de una bomba comercial con flujo centrífugo o radial, sin álabes fijos en la voluta, de simple aspiración y con una única lengüeta. Como colofón, se analizan para varios puntos de funcionamiento las componentes dinámicas de las fuerzas sobre el eje del rodete. La composición de estas fuerzas dinámicas con las estáticas proporciona un dato muy valioso para el dimensionamiento, mantenimiento, diagnóstico de posibles problemas e, incluso, la fabricación del eje de la máquina.

Palabras clave: Mecánica de fluidos, flujo en turbomáquinas, bombas centrífugas, fluctuaciones de presión, frecuencia de paso de álabe.

INTRODUCCIÓN

“Las bombas son máquinas destinadas a desplazar *fluidos incompresibles*”. Con esta sencilla definición inicia Carl Pfleiderer su libro (Pfleiderer, 1959). En particular, las bombas centrífugas son máquinas industriales que se utilizan habitualmente para el trasiego de líquidos en instalaciones o equipos. El rango de aplicaciones es cada día más amplio y va desde las pequeñas bombas, utilizadas en instalaciones domésticas, hasta las grandes máquinas, empleadas en aplicaciones tales como la elevación de los caudales requeridos para el abastecimiento de ciudades. En este artículo se muestra un estudio sobre las distribuciones de presión (estacionarias y no

estacionarias) existentes en una bomba centrífuga y los esfuerzos radiales a que dichas distribuciones dan lugar.

El objetivo básico de una bomba centrífuga consiste en transformar en presión la energía que le llega a través del eje que produce el giro del rodete. Además y con el fin de transformar parte de la energía cinética que (aparte del incremento de presión) el fluido adquiere en el rodete, las bombas centrífugas suelen disponer, aguas abajo de dicho elemento, de un difusor (estator, denominado habitualmente voluta). Dicho difusor sirve también como colector del flujo para su posterior impulsión al circuito en el que esté situada la bomba.

Universidad de Oviedo, Área de Mecánica de Fluidos.. Campus de Viesques, 33271 Gijón (Asturias), España.
Tel: 985182099, Fax: 985182098, E-mail: aviados@uniovi.es

Artículo recibido el 15 de octubre de 2004, recibido en forma revisada el 4 de abril de 2005 y aceptado para su publicación el 22 de junio de 2005. Pueden ser remitidas discusiones sobre el artículo hasta seis meses después de la publicación del mismo siguiendo lo indicado en las “Instrucciones para autores”. En el caso de ser aceptadas, éstas serán publicadas conjuntamente con la respuesta de los autores.

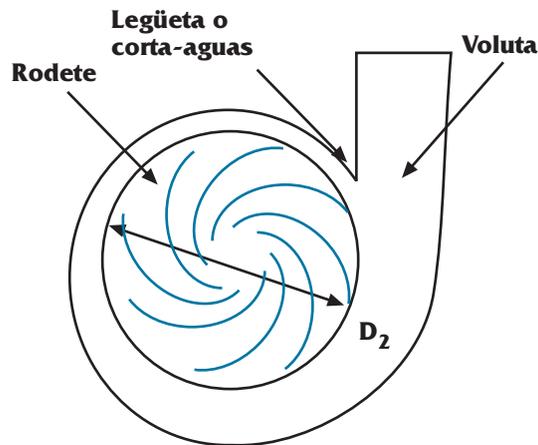


Figura 1. Esquema de la bomba centrífuga utilizada en la realización de las medidas.

Existen varias configuraciones posibles para el difusor de una bomba centrífuga. Una posibilidad, que es la considerada en este estudio, es aquella en la que la carcasa exterior se acondiciona interiormente de forma que canaliza el flujo sin que se intercalen álabes estacionarios, en cuyo caso el difusor recibe el nombre de voluta (ver esquema mostrado en la figura 1 y foto en la figura 2). Un elemento característico de la voluta de una bomba centrífuga es la lengüeta o corta-aguas, que divide el flujo en dos partes, una con giro a lo largo de la voluta y otra que se descarga hacia la impulsión. El corta-aguas normalmente se encuentra situado en una posición radial muy cercana a la del radio de salida del rodete (en este caso, $D_2 = 200$ mm). Como se puede ver en la figura 1, se trata de una bomba de flujo centrífugo, con simple aspiración y voluta con única lengüeta.

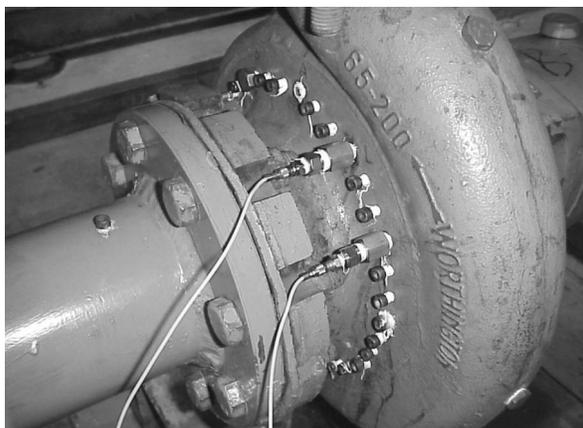


Figura 2. Fotografía de la bomba centrífuga en el banco de ensayos.

Las aplicaciones habituales de estos equipos son la distribución de agua, los regadíos u otras

aplicaciones agrícolas, aplicaciones industriales muy variadas (circuitos de llenado de líquidos, distribución en plantas de procesos, etc.) y, en general cualquier aplicación para el trasiego de líquidos que requiera una velocidad específica baja (relativamente bajo caudal y alta energía específica).

El estudio del flujo en bombas centrífugas ha evolucionado mucho en los últimos años (Engueda, 1998). Desde los clásicos equipos de medida de presión (manómetros construidos con tubos inclinados y caudalímetros de fabricación artesanal) hasta los modernos sistemas de alta precisión integrados en sistemas de adquisición controlados por ordenador (sensores piezoeléctricos o piezorresistivos). Dada la evolución en los sistemas de medida, en fechas más actuales se han podido analizar cuestiones más complejas como las referidas a distintos aspectos del flujo a través de estos equipos. Existen varias interacciones dinámicas de gran interés como son los efectos del desprendimiento de las capas límite de los álabes o la interacción fluidodinámica entre las partes fijas (voluta) y las partes móviles (rodete). En particular se analizará esta interacción dinámica entre rodete y voluta.

El interés de los estudios sobre la interacción del flujo que sale del rodete con la voluta y, en particular, con la lengüeta ha quedado patente en la bibliografía internacional más actual, por ejemplo (Tsukamoto et al., 1995). La excitación ocasionada de esta forma provoca ondas de presión y bajo ciertas condiciones de trabajo, sobre todo cuando se opera fuera del punto de diseño, los niveles de vibración y ruido producidos pueden llegar a ser excesivos. Dichos efectos producen una reducción en la vida útil de la máquina y pueden incluso llegar a provocar la rotura brusca de algún elemento de la misma o del circuito.

En este trabajo se muestran los resultados de la caracterización del flujo en una bomba comercial (Worthington EWP 65-200) obtenidos mediante mediciones clásicas y también utilizando transductores piezorresistivos y piezoeléctricos (similares a los mostrados en la figura 2). De esta forma se pueden analizar no sólo los valores medios de la presión sino también las fluctuaciones de dicha variable en la voluta. A partir de los valores de las fluctuaciones de presión se obtienen los correspondientes esfuerzos radiales a que dan lugar.

CURVAS CARACTERÍSTICAS

El primer paso en la caracterización fluido-dinámica de una bomba centrífuga es la obtención de sus propiedades estáticas, es decir, definir su rango de aplicabilidad a través de su curva característica (curva de altura de elevación en función del caudal).

Basándose en que la intersección de la curva de altura de la bomba y de la curva resistente del circuito define el punto de funcionamiento, éste se obtiene variando la curva resistente del circuito por medio de las válvulas dispuestas con este fin en el circuito. Se mide en cada caso el caudal circulante por la bomba, la altura generada y la potencia consumida, con el fin de poder definir el rendimiento.

La instrumentación específica utilizada en este proceso se detalla en otros trabajos, (González, 2000). Para cada punto, se fija la velocidad de accionamiento y se van recogiendo los datos de potencia, caudal y presión estática en aspiración e impulsión de la bomba para los distintos caudales considerados. Una vez recogidos los datos, se procede a la adimensionalización de las curvas obtenidas usando las cifras de caudal y presión, es decir los parámetros definidos por las ecuaciones:

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{g H}{0.5 U_2^2}$$

Donde el significado de las distintas variables se detalla en la lista de símbolos. Siguiendo el proceso descrito, se ha obtenido la siguiente curva característica para la bomba ensayada (figura 3).

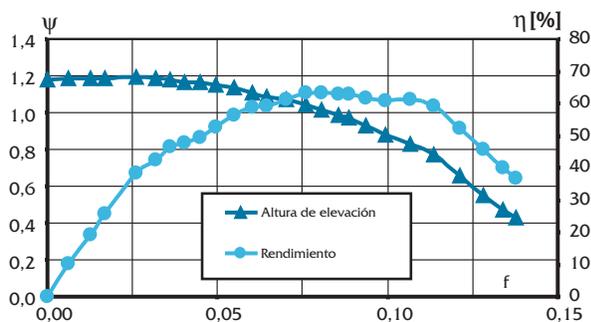


Figura 3.- Curvas adimensionales para el rodete con $D_2 = 200$ mm. Medidas experimentales a velocidad de giro constante (1620 rpm).

DISTRIBUCIÓN CIRCUNFERENCIAL DE PRESIÓN ESTÁTICA EN EL RODETE

Una vez definidas las prestaciones globales de la bomba ensayada, se está en condiciones de profundizar en el estudio de las condiciones del flujo en su interior. Para ello, lo primero es definir cómo es dicho flujo a la salida del rodete, para lo que se mide la distribución de presiones en dicha zona. En concreto, el objeto de estas medidas es determinar la falta de simetría circunferencial en la distribución de presión estática en la voluta. Para ello se hacen medidas en la voluta a una distancia ligeramente superior a la de descarga del rodete, en este caso en un diámetro de 214 mm.

La cadena de medida incluye primeramente un transductor piezorresistivo con su correspondiente cable y amplificador. La salida de dicho amplificador es una señal eléctrica, que es recogida y visualizada por medio del analizador de señales.

En el analizador se puede realizar la correspondiente transformada de Fourier de la señal y leer directamente en la pantalla el valor medio de dicha señal, aunque para estas medidas estáticas únicamente el valor medio es requerido.

Al disponer de un transductor para realizar las medidas y catorce orificios en la voluta, se ha utilizado un equipo adicional intercalado entre los orificios de la voluta y el transductor para conseguir variar el punto de toma de datos sin mover el transductor de su posición para cada ensayo. Un esquema (vistas frontal y lateral) de dicho dispositivo multiplexor se muestra en la figura 4.

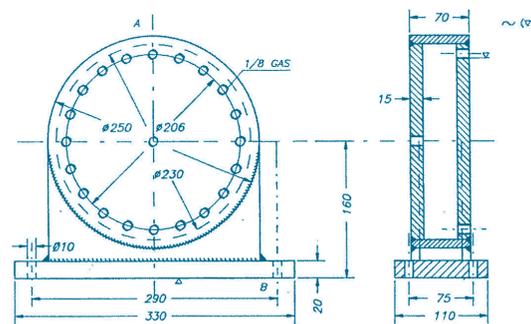


Figura 4.- Elemento multiplexor para la medida de las distribuciones de presión con el transductor piezorresistivo (dimensiones en mm).

Por lo tanto, la cadena de medida completa para la medida de distribución media de presiones estuvo constituida por: conducto para medida de presión conectado en la voluta, elemento multiplexor,

transductor de presión piezorresistivo con su correspondiente amplificador de señal y sistema de adquisición de datos, conectado a través de tarjeta a la memoria de un ordenador.

Mediante la descrita cadena de medida se obtiene un dato para un determinado caudal. Operando sobre el dispositivo multiplexor, se cambia el punto de medida sin modificar el caudal. Se han elegido catorce puntos para realizar las tomas, de forma que se cubrieran circunferencialmente todas las zonas de la voluta, concentrando los puntos cerca de la posición de la lengüeta. Los resultados numéricos (anteriormente publicados en González, 2000 y en González et al., 2002) han servido como punto de partida para la elección de estos catorce puntos de entre los treinta y seis posibles. Se ha buscado medir la evolución de la presión en aquellos puntos donde se esperaban mayores gradientes circunferenciales de dicha variable, de acuerdo con los resultados del análisis numérico del problema. Una vez leídos los catorce puntos, se procedía a modificar el caudal (punto de funcionamiento) de la bomba, obteniéndose diecisiete curvas.

Con el procedimiento descrito se obtiene un dato para un determinado caudal. Operando sobre el dispositivo multiplexor, se cambia el punto de medida sin modificar el caudal. Se han elegido catorce puntos para realizar las distintas tomas, de forma que se cubrieran circunferencialmente todas las zonas de la voluta, concentrando los puntos cerca de la posición de la lengüeta. Los resultados numéricos han servido como punto de partida para la elección de estos catorce puntos de entre los treinta y seis posibles. Se ha buscado medir la evolución de la presión en aquellos puntos donde se esperaban mayores gradientes circunferenciales de dicha variable, de acuerdo con los resultados del análisis numérico del problema. Una vez leídos los catorce puntos, se modificaba el caudal (punto de funcionamiento) de la bomba, obteniéndose diecisiete curvas (una para caudal ensayado). Los datos obtenidos se adimensionalizan y se presentan en función de la posición circunferencial en la figura 5, donde la posición angular de la lengüeta se corresponde con $\varphi = 0^\circ$ (por simplificar la gráfica sólo se presentan uno de cada dos caudales analizados).

ANÁLISIS DE ESFUERZOS ESTÁTICOS

A partir de estas distribuciones circunferenciales de presión es posible obtener los esfuerzos

estáticos sobre el eje, (Brennen, 1994). Dichos esfuerzos son consecuencia de la falta de simetría del campo de presiones en la salida del rodete (figura 5).

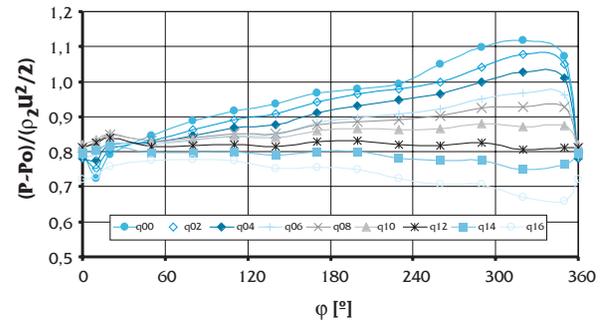


Figura 5.- Distribución circunferencial de presión adimensional para el rodete con $D_2 = 200$ mm. Posición de medida $D = 214$ mm.

En realidad, el cálculo completo de la fuerza estática pasa por la resolución de la ecuación de cantidad de movimiento, en su versión estacionaria, aplicada a un volumen de control que incluyera al rodete con unas secciones de entrada y salida. Despreciando los esfuerzos debidos a tensiones cortantes en el volumen de control y el peso de las partículas fluidas y considerando flujo a la entrada sin prerrotación, se llega a la siguiente expresión para la componente radial de la fuerza (F_R):

$$F_R = - \int_{s_2} \rho u_{2R} (\vec{u}_2 \cdot \vec{n}_2) dS_2 - \int_{s_2} P_2 dS_2 \quad (2)$$

Según dicha expresión, se puede obtener la fuerza total en la dirección radial como suma de dos términos, uno debido a la distribución de velocidad y otro debido a la distribución de presión en la sección de salida. Por tanto, para evaluar esta fuerza, se debe definir la presión a la salida del rodete y el valor de la velocidad de descarga del mismo (módulo y dirección), tal y como se deduce de la expresión (2).

Anteriormente, varios autores intentaron mostrar una relación entre ambas fuerzas que, para algunas distribuciones del flujo, se deberían anular. Debido a la dificultad de las medidas y la falta de medios, no pudieron probar de forma definitiva dicha relación, pero lo que sí comprobaron es que, para caudales alejados del de diseño, la fuerza total resulta siempre ligeramente menor que la debida únicamente a la distribución no uniforme de presión (los esfuerzos de dichos investigadores fueron recogidos en publicaciones posteriores,

FLUCTUACIONES DE PRESIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS. MEDIDAS EXPERIMENTALES DE SUS EFECTOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS

tales como Pleiderer, 1959 o Brennen, 1994). De esta manera, parece razonable suponer que las distribuciones de presión aportan una información relevante respecto a los esfuerzos radiales que aparecen en la máquina. Con las distribuciones de presión medidas es posible obtener una de las componentes de la fuerza estática sobre el eje. Se ha realizado dicho cálculo obteniéndose los resultados que se muestran en la figura 6.

En la figura 6, el sentido positivo es el contrario a las agujas del reloj y la referencia de ángulos es la posición horizontal. Las flechas que se muestran en dicha figura indican la existencia de dos ejes de ordenadas, para un mismo eje de abscisas. En particular, frente al caudal (adimensionalizado utilizando el caudal de máximo rendimiento) se muestra el módulo de la fuerza radial total y la dirección de dicha fuerza. Para la lectura de los valores concretos, el módulo de la fuerza debe obtenerse en el eje de abscisas de la izquierda y el ángulo de la fuerza debe leerse en el eje de la derecha.

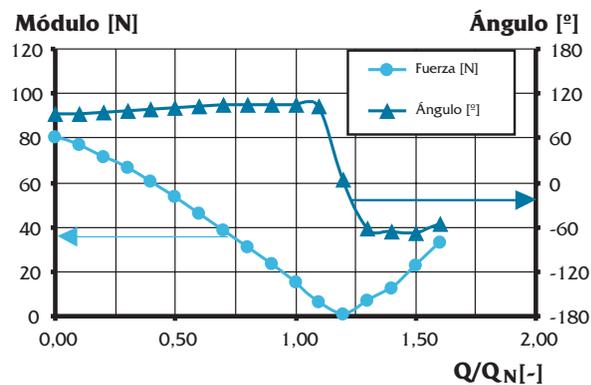


Figura 6. Módulo y dirección de la fuerza resultante. Sección de toma de los datos de presión situada a $D = 214$ mm.

Estos mismos resultados se pueden mostrar representados sobre el esquema de la bomba disponible, tal y como se muestra en la figura 7 para tres caudales distintos.

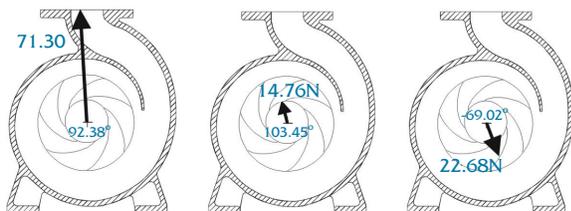


Figura 7.- Fuerza sobre el rodete ($D_2 = 200$ mm) a caudales 20% del nominal, caudal nominal y caudal 150% del nominal. Se muestra también el ángulo de la fuerza respecto a la horizontal.

Se puede señalar que el mínimo de la fuerza se produce para ambos rodets en puntos de funcionamiento ligeramente superiores a los correspondientes a los respectivos caudales nominales. En puntos cercanos al caudal nominal se produce un cambio brusco del cuadrante de la fuerza, pasando del ángulo cercano a 90° hasta -60° en muy poco rango de caudal (resultado coherente con los textos clásicos, por ejemplo, Pleiderer, 1959).

DISTRIBUCIÓN CIRCUNFERENCIAL DE FLUCTUACIONES DE PRESIÓN EN EL RODETE

Además de las distribuciones circunferenciales de presión (medidas estáticas) se realizaron medidas no estacionarias tendentes a definir las oscilaciones de presión superpuestas a las distribuciones medias. Para ello se colocaron transductores piezoeléctricos en las distintas posiciones circunferenciales (ϕ medido desde la posición de la lengüeta y sentido positivo el contrario a las agujas del reloj) y se obtuvieron las evoluciones temporales de la presión en las 36 posiciones de medida. El resultado de estas medidas es la definición de los campos de presión instantánea (semejantes al mostrado en la figura 8) para los caudales estudiados.

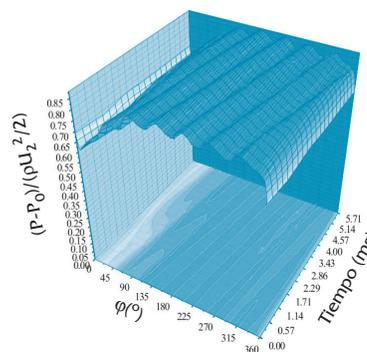


Figura 8.- Evolución de la presión en función de la posición circunferencial para un tiempo correspondiente a un paso de álabe. Caudal $Q = 0.6Q_N$.

En este caso, la cadena de medidas está constituida por: transductores de presión piezoeléctricos (montados al mismo nivel que la superficie interna de la voluta), amplificadores (con sus correspondientes ganancias), tarjeta de adquisición y programa de recogida de datos en el ordenador.

Respecto a los resultados obtenidos mediante la descrita cadena de medidas, en la figura 8 se muestra la evolución de la presión adimensionalizada por medio de la presión dinámica en la

sección de salida, es decir: $\frac{P - P_0}{\frac{1}{2} \rho U_2^2}$. Dicha evo-

lución se observa en función del tiempo para un paso de álabe y para todas las posiciones circunferenciales alrededor de la voluta (cuya referencia de ángulos se fija en la lengüeta). Se construyen así gráficas para distintos caudales en las que se observa la evolución media y la fluctuación de presión no estacionaria superpuesta. En la figura 8 se muestra un ejemplo para un caudal bajo, 60% del nominal.

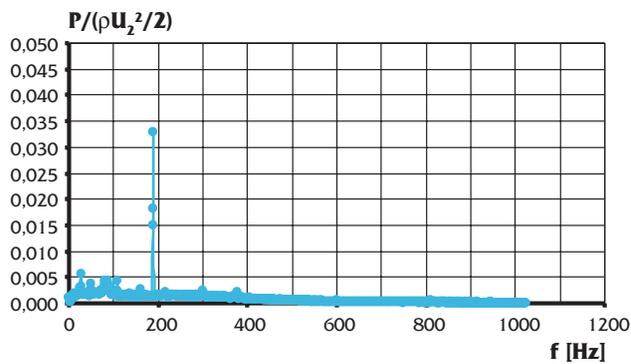


Figura 9. Ejemplo de espectro obtenido a partir de las medidas experimentales de presión en la salida del rodete.

Las evoluciones temporales de la presión para los distintos caudales se analizaron en el dominio frecuencial a través de la transformada rápida de Fourier (FFT), obteniéndose espectros para las distintas frecuencias involucradas (frecuencia de giro, frecuencia de paso de álabe) y sus correspondientes armónicos. Los espectros obtenidos mostraban en todo momento un máximo correspondiente a la frecuencia de paso de álabe, de modo que fue precisamente esta frecuencia la analizada más en profundidad (ver figura 9).

Dicho análisis frecuencial se realizó para las 36 posiciones de medida y para siete caudales distintos de funcionamiento de la bomba. Se obtuvieron así mapas de fluctuaciones de presión para distintos caudales y para un tiempo equivalente a un paso de álabe. Un ejemplo de los mencionados mapas se muestra en la figura 10.

En las figuras 10 y 11 se muestra la evolución temporal de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe. En realidad, tras realizar el análisis en frecuencias (FFT) se ha recuperado por medio de la amplitud y el desfase la señal de presión a la frecuencia de paso de álabe. Es decir,

que las amplitudes mostradas se corresponden con las fluctuaciones de presión filtradas a dicha frecuencia. Se muestra dicha fluctuación en forma de mapa frente al tiempo adimensionalizado, utilizando como referencia el tiempo total entre el paso de dos álaves consecutivos (es decir, $t \cdot f_{pa}$, que variará entre 0 y 1) y a la posición angular (cuya referencia vuelve a ser la posición de la lengüeta). Las fluctuaciones de presión se adimensionalizan utilizando la presión dinámica en la sección de salida, es decir: $\frac{1}{2} \rho U_2^2$. Se muestran los distintos

niveles de presión con su correspondiente gama de colores y se muestra la posición de los siete álaves (flechas negras), que se ha recuperado a partir del análisis de los datos adquiridos.

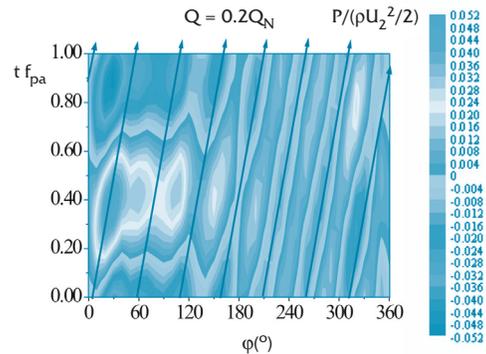


Figura 10. Amplitud y fase de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe, caudal 20% del nominal.

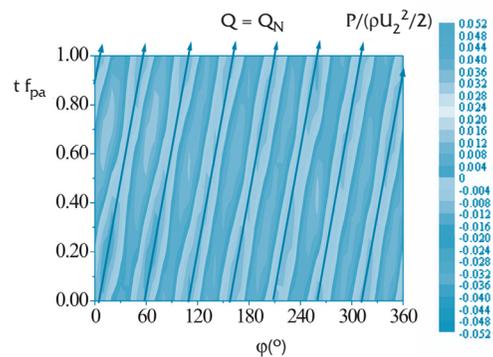


Figura 11. Amplitud y fase de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe, caudal nominal.

Para el caudal mostrado en la figura 10 (20% del caudal nominal) se observa una clara distorsión de las fluctuaciones de presión debido a la presencia de la lengüeta ($\phi = 0^\circ$). Se produce un máximo en las oscilaciones en una posición circunferencial situada 10° aguas debajo de la posición de la lengüeta y el pico presenta valores

superiores a 10 veces el que se obtiene en posiciones circunferenciales situadas diametralmente opuestas a la lengüeta. Estas conclusiones son similares para caudales superiores al nominal y sólo para el caudal nominal se obtiene una distribución de presiones a la frecuencia de paso de álabe bastante homogénea y axisimétrica (ver figura 11). Un análisis comparativo de las figuras 10 y 11 permite establecer claramente el efecto de la lengüeta sobre las fluctuaciones de presión en la bomba ensayada, cuestión que se ha analizado en detalle en otros trabajos (González et al., 2000 y Parrondo et al., 2002).

Utilizando una fórmula similar a la deducida para las presiones medias, es posible definir un esfuerzo no estacionario para cada una de las frecuencias. Dicha fórmula permite un cálculo de la fuerza dinámica filtrada a la frecuencia de paso de álabe, es decir:

$$F_{pa} = - \int_{s_2} (P_2)_{pa} dS_2 \quad (3)$$

En particular, dado que se considera sólo el armónico a la frecuencia de paso de álabe, se obtiene un esfuerzo que gira a dicha frecuencia y cuya envolvente en función de las posiciones relativas de álabes y lengüeta se puede representar gráficamente para los distintos caudales analizados. En la figura 12 se muestra un ejemplo de cálculo de dicho esfuerzo para un caudal superior al nominal y para dos posiciones determinadas de los álabes con respecto a la lengüeta (lengüeta entre dos álabes y estela del álabe enfrentado a la lengüeta). Se observa la distribución circunferencial de presiones en dichos instantes y el valor de las resultantes. Nuevamente, se toma como origen angular la posición horizontal (ver figura 12) y como sentido positivo de los ángulos en contrario a las agujas del reloj.

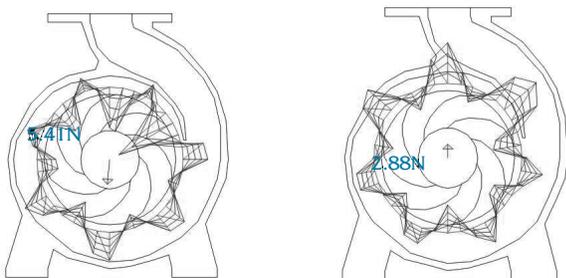


Figura 12.- Fluctuaciones de presión y resultante para $Q=130\%Q_N$. Lengüeta entre dos álabes y enfrentada a la estela de uno de los álabes.

La evolución de dicha fuerza en el tiempo se puede representar mediante un vector girando con origen común y, entonces, el extremo dibuja una elipse. Es decir, pasa en cada ciclo (equivalente a un paso de álabe) por dos máximos y dos mínimos relativos. Para el caudal mostrado, la fuerza máxima calculada equivale a más de un 50% de la correspondiente al esfuerzo estático sobre el eje para este mismo caudal (mostrada en la figura 7). Este resultado es claramente función del caudal. Por ejemplo, a bajos caudales, donde el esfuerzo estático es mayor, las fuerzas debidas a las fluctuaciones de presión sólo llegan a ser del orden del 15% de las correspondientes estáticas. Lógicamente, observando las figuras 10 y 11 se deduce que para el caudal nominal los valores de esta integración para obtener la fuerza no estacionaria (fuerza filtrada a la frecuencia de paso de álabe) dan lugar a valores mínimos para puntos de funcionamiento cercanos al caudal nominal.

CONCLUSIONES

Se ha mostrado la metodología clásica utilizada en el estudio experimental del flujo en bombas centrífugas y se ha particularizado para una bomba comercial de simple aspiración. En concreto, se ha caracterizado dicha bomba mostrándose sus prestaciones estáticas: curvas características y esfuerzos sobre el eje. Dichos valores estáticos son la base de cualquier diseño industrial.

Como complemento a las medidas estáticas, se obtuvieron las fluctuaciones de presión no estacionarias alrededor de la voluta, analizándose más en profundidad las correspondientes a la frecuencia de paso de álabe. Para la bomba ensayada, ni la distribución no uniforme de presión estática (analizadas como punto de partida, en los primeros apartados de este artículo) ni la distribución de fluctuaciones de presión no estacionarias (estudiadas en el último apartado antes de las conclusiones) constituye un problema importante dada la magnitud de los esfuerzos a que dan lugar. Sin embargo para bombas de mayor tamaño, los desequilibrios radiales pueden llegar a considerarse como factor de diseño e incluso a condicionar la instalación de una u otra máquina, tanto por su efecto directo de carga sobre el eje como por otros efectos inducidos, como el ruido y las vibraciones.

No resulta sencillo afirmar taxativamente que el funcionamiento fuera del punto de diseño conduzca a una preocupante situación en cuanto a vibraciones.

Desde luego, sería recomendable trabajar lo más cercano a dicho punto. Respecto a los esfuerzos estáticos, para la bomba estudiada, se podría recomendar un rango de $\pm 20\%$ de dicho caudal nominal para funcionamiento continuo. En cualquier caso, habría que considerar también los esfuerzos dinámicos y dicho rango podría disminuirse. Por otro lado, ha de considerarse que estos equipos pueden trabajar de forma circunstancial en cualquier punto de caudal de sus curvas características.

Los resultados obtenidos serían de extensión a cualquier bomba centrífuga con características geométricas similares a las de la máquina ensayada. En principio, para máquinas con otra velocidad específica o con geometrías diferentes, los resultados mostrarían matices importantes. En ese sentido, los resultados sólo serían extrapolables a bombas centrífugas sin álabes en la voluta y simple aspiración.

El estudio dinámico de las fluctuaciones de presión medidas sirve para delimitar los efectos de la interacción entre el flujo que sale del rodete móvil y llega a la voluta, de gran interés en el estudio del flujo en bombas centrífugas o en cualquier turbomáquina.

LISTA DE SÍMBOLOS

b	Ancho del rodete, [m].
D	Diámetro del rodete, [m].
f	Frecuencia, [s ⁻¹].
F	Fuerza, [N].
FFT	Transformada rápida de Fourier, para análisis dinámico de las señales.
g	Constante de la gravedad, [m/s ²].
H	Altura de elevación, [m].
\vec{n}	Vector normal.
P	Presión, [Pa].
Q	Caudal circulante, [m ³ /s].
S	Superficie útil de paso del flujo, [m ²].
t	Tiempo, [s].
\vec{v}	Vector velocidad, [m/s].
U	Velocidad de arrastre del flujo ($\omega D/2$), [m/s].
φ	Posición angular respecto a la lengüeta, [°].
ϕ	Cifra de caudal, obtenida según la ecuación (1), [-].
ψ	Cifra de presión, obtenida según la ecuación (1), [-].
η	Rendimiento, [-].
ρ	Densidad del fluido, en este caso agua [kg/m ³].
ω	Velocidad de giro del rodete, [rad/s].

Subíndices:

0	Variable de estancamiento.
---	----------------------------

2	Variables en la sección de salida.
N	Variable correspondiente al caudal nominal o de máximo rendimiento.
pa	Relativa al paso de álabe.
R	Componente radial.

REFERENCIAS

- Brennen, C.E., (1994), "Hydrodynamics of pumps". Oxford University Press and CETI Inc.
- Engeda, A., (1998), "From the Crystal Palace to the pump room". International Gas Turbine & Aeroengine Congress, 98-GT-22 (Estocolmo, Suecia).
- González, J., (2000), "Modelización Numérica del flujo no estacionario en bombas centrífugas. Efectos dinámicos de la interacción entre rodete y voluta". Tesis doctoral. Universidad de Oviedo (España), publicada también en CD Rom.
- González, J., Parrondo, J., Fernández, L., Fernández, J., (2000), "Efecto del punto de funcionamiento de las bombas centrífugas sobre las fluctuaciones de presión en la voluta a la frecuencia de paso de álabes". Anales de Ingeniería Mecánica. Año 13, págs. 1129,1136.
- González, J., Fernández, J., Blanco, E., Santolaria, C., (2002), "Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump," ASME J. Fluids Eng., 124, pp.348-355.
- Parrondo, J.L., González, J., Fernández, J., (2002), "The effect of operating point on the pressure fluctuations at the blade passing frequency in the volute of a centrifugal pump," ASME J. Fluids Eng., 124, pp. 784-790.
- Pleiderer, C., (1959), "Bombas centrífugas y turbocompresores". Ed. Labor, Barcelona (España).
- Tsukamoto, H., Uno, M., Hamafuku, N., Okamura, T., (1995), "Pressure fluctuation downstream of a diffuser pump impeller," ASME FED, 216, pp.133-138.