

ESTIMACIÓN DE LA CARGA NO ESTACIONARIA EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA CON RODETES RECORTADOS MEDIANTE CFD

José Manuel García Asenjo, Raúl Barrio Perotti
UO187154@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

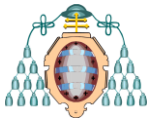
En este artículo se realiza un estudio numérico bidimensional del funcionamiento de una bomba centrífuga comercial variando tanto el diámetro del rodete como el punto de funcionamiento de la máquina. Se han simulado tres rodetes con diámetros diferentes para una misma voluta. A partir del diámetro mayor se han llevado a cabo sucesivos recortes para obtener los rodetes de menor diámetro. Las simulaciones se han realizado por medio del código Fluent, el cual utiliza el método de los volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo para flujo bidimensional y no estacionario. Estas ecuaciones han sido complementadas con el modelo de turbulencia K-Épsilon estándar y funciones logarítmicas de pared para tener en cuenta el efecto de la capa límite. Los resultados de las simulaciones se han validado con datos de laboratorio de la bomba equipada con uno de los rodetes simulados. Además, se han analizado las distribuciones de presión y de velocidad, y se ha comprobado que se ajustaban a lo esperado en el funcionamiento de una turbomáquina centrífuga. Finalmente, los datos recogidos de las simulaciones numéricas se utilizaron para calcular las fuerzas y pares que actúan sobre el rodete.

ABSTRACT

In this article a two-dimensional numerical study of the operation of a commercial centrifugal pump varying both the impeller diameter as well as the operating point of the machine was done. Three impellers with different diameters were simulated for the same volute. From the larger diameter a series of cuts for smaller diameter impellers were conducted. The simulations were performed for unsteady flow using the Fluent code, which uses the finite volume method to solve the Navier-Stokes equations averaged in time for a two-dimensional unsteady flow. These equations were complemented with the standard K-Epsilon turbulence model and logarithmic wall functions in order to take into account the effect of the boundary layer. The simulation results were validated with a laboratory data pump equipped with one of the impellers simulated. The velocity and pressure distributions were analyzed, checking that they estimated what was expected for the operation of a centrifugal turbo machine. Finally, the collected data from numerical simulations were used to calculate the forces and torques which act on the impeller.

INTRODUCCIÓN

El flujo que circula a través de las bombas centrífugas es capaz de crear inestabilidades y de generar ruido, en particular fuera de las condiciones nominales de operación. Durante su funcionamiento, es especialmente relevante la



interacción periódica que se produce entre los álabes del rodete y la voluta, en particular en la zona de la lengüeta [1, 2], y que se encuentra condicionada por el patrón de flujo que se descarga desde el rodete [3]. Este fenómeno es especialmente intenso cuando la distancia entre el rodete y la lengüeta es pequeña, provocando una carga inestable está asociada con la frecuencia de paso de álabes y sus armónicos.

Para cualquier bomba, los fenómenos fluidodinámicos que se originan a la frecuencia de paso de álabes son dependientes del punto de operación. Las perturbaciones generadas son bajas para puntos de operación cercanos al nominal, mientras que se incrementan tanto para caudales bajos como para caudales altos [4]. La magnitud de estos fenómenos depende igualmente de la geometría de la máquina, en especial en la región de la lengüeta, de la forma de la misma, del número de álabes, de la orientación del borde de salida de los álabes y también de lo que es el objetivo principal de este estudio: la distancia radial entre el rodete y la lengüeta [3].

En general, las bombas están diseñadas para dar cabida a rodetes de distintos diámetros con el objetivo de reducir costes de fabricación. De esta forma, los fabricantes usan recortes en los rodetes para que estos puedan ser montados en una voluta determinada, aumentando así el rango de funcionamiento de la bomba. Esta práctica trae consigo la modificación del patrón de flujo y la distribución de presión en la voluta, junto con un cambio de rendimiento para recortes moderados en el rodete [5, 6].

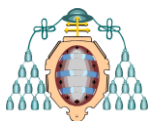
Durante las pasadas décadas varios estudios se han centrado en la interacción álabes-lengüeta. Hasewaga et al. [7] estudiaron las fuerzas dinámicas en los álabes de una bomba centrífuga sin difusor, para varias velocidades de flujo, por medio de un conjunto de sensores de presión montados en el interior del rodete. Este estudio concluyó que la fuerza ejercida sobre los álabes se modificaba significativamente cuando el borde de salida de los mismos pasaba por la lengüeta y, además, que este efecto era más acusado cuando la máquina trabajaba en condiciones que no eran las de diseño.

Dong et al. [8] ensayaron una bomba centrífuga que operaba con un caudal un 35% más alto que el de diseño y que, además, podía ser equipada con varias volutas que variaban el intersticio entre el 7% y el 28% del radio del rodete. El análisis detallado del flujo mediante PIV, combinado con medidas de presión y ruido para cada caso, mostró una progresiva reducción en los niveles de excitación cuando se incrementaba la distancia entre álabes y lengüeta hasta un 20% del radio del rodete.

Parrondo et al. [4], midieron las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabes a lo largo de la voluta de una bomba con una velocidad específica de 0.48 para un amplio rango de caudales (del 0% al 160% del caudal nominal) y para dos rodetes con diferente diámetro. Observaron que si se reducía la distancia álabes-lengüeta del 15.8% al 10% del radio del rodete se producía un incremento en la amplitud máxima de la presión de alrededor del 50% en condiciones fuera de las de diseño.

Bajo ciertas condiciones de operación la carga dinámica que se genera en la zona de la lengüeta conduce a una excesiva vibración y a altos niveles de ruido. Por tanto, es interesante la estimación de esta carga fluctuante en el proceso de diseño de las bombas centrífugas. Dicha estimación puede realizarse por medio del cálculo numérico para flujo no estacionario mediante CFD (Computational Fluid Dynamics). Entre los estudios numéricos realizados previamente en el área se puede citar el de González et al. [9], en el que se utilizó un código CFD para resolver las ecuaciones de Reynolds promediadas en el tiempo para un flujo tridimensional no estacionario. En dicho estudio se calcularon las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabes en una bomba centrífuga equipada con dos rodetes de distinto diámetro. Las predicciones de la fluctuación de la presión a lo largo de la voluta se utilizaron además para estimar las fuerzas radiales de presión en el rodete.

En este artículo se presenta una metodología sistemática para estimar la carga radial total en una bomba centrífuga con voluta simple equipada con tres rodetes de diferente diámetro exterior:



0.190, 0.210 y 0.215 metros. Estos rodetes se han obtenido mediante progresivos recortes desde el rodete primario de 0.215 m, lo que permitió variar la distancia rodete-lengüeta desde el 23.2% al 8.8% del radio del rodete. El flujo en el interior de un modelo 2D de la bomba se resolvió de forma no estacionaria por medio del código comercial Fluent para cada uno de los tres rodetes y distintos caudales de operación. Además, se utilizaron datos reales de la bomba equipada con uno de los rodetes tras ser ensayada en laboratorio. En estos ensayos se obtuvieron las fluctuaciones de presión en la voluta para diferentes caudales con el fin de contrastar las predicciones de CFD. Los resultados numéricos se usaron finalmente para cuantificar las fuerzas radiales en el rodete, así como las fluctuaciones en el par, mostrando por tanto los efectos de variar el diámetro del rodete.

MÉTODO DE TRABAJO

La geometría de la bomba centrífuga objeto de estudio se ha realizado con el programa Gambit. Con este programa se ha creado la geometría, el mallado, y se han impuesto también las condiciones de contorno utilizadas posteriormente por el programa de simulación numérica. El programa Gambit trabaja en un entorno de tipo CAD que permite la creación de múltiples objetos gráficos como: puntos, líneas, superficies y volúmenes de distinto tipo, y también permite realizar operaciones de unión o intersección entre los mismos para la generación de la geometría de estudio. La bomba centrífuga simulada en este trabajo está ligeramente modificada en su geometría respecto a la bomba real que se toma como base en el estudio. Dicha bomba se encuentra disponible en el laboratorio del área de Mecánica de Fluidos y ha sido utilizada en investigaciones anteriores. Para obtener unos resultados más realistas de su funcionamiento, y considerando que el flujo real es tridimensional mientras que el flujo simulado será de tipo bidimensional, se han realizado una serie de modificaciones. En primer lugar, las coordenadas radiales de los puntos que forman la envolvente de la voluta se ajustan a la ecuación:

$$r(\varphi) = r_T + 0.06 \frac{\varphi}{2\pi}$$

Donde r_T es el radio de la lengüeta y φ es el ángulo medido a partir de la lengüeta. Estos puntos de la envolvente se han multiplicado por la relación entre el ancho de la voluta y el ancho del rodete de la bomba real. Esto origina una geometría de la voluta algo modificada, más profunda que en el caso real (Figura 1), para así tener en cuenta la expansión del flujo que, en el caso tridimensional, ocurre en dirección axial (no tenida en cuenta en un caso 2D). Por otra parte, y por motivos similares, el ancho del difusor a la salida (L) viene dado por la relación entre el área real de la tubería de impulsión (A) en el laboratorio y el ancho del rodete (b):

$$L = \frac{A}{b}$$

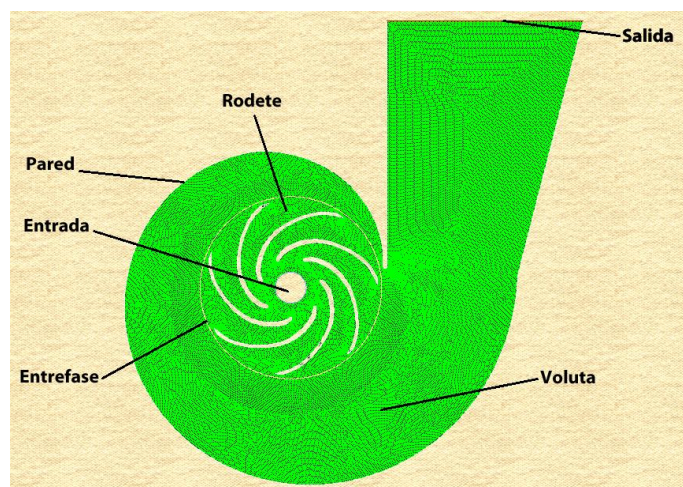
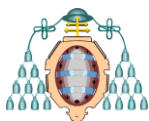


Figura 1. Vista general de la geometría y del mallado utilizado en las simulaciones con indicación de las condiciones de contorno.

Las características geométricas más significativas de la bomba real se recogen en la Tabla 1.

Tabla 1. Características de la bomba centrífuga simulada.

Diámetro del rodete, d (m)	0.210
Ancho a la salida del rodete, b (m)	0.016
Radio de la lengüeta, r_T (m)	0.117
Intersticio mínimo, G (%)	11.4
Número de álabes, Z	7
Ángulo de salida del álabe, β_2 (°)	29
Velocidad de giro, n (rpm)	1620
Frecuencia de paso de álabe, f_{BP} (Hz)	189
Velocidad específica, ω_S	0.47



Una vez creado el esquema de la bomba se debe efectuar la discretización de su geometría. El objetivo de esta discretización es dividir la geometría en un número finito de pequeñas celdas en las que el programa de cálculo resolverá posteriormente las ecuaciones de flujo. Como es lógico, cuanto más fina sea la discretización de la geometría, es decir, cuanto más elevado sea el número de celdas, mayor precisión se tendrá a la hora de resolver las ecuaciones de gobierno. Sin embargo, al ser mayor el número de celdas es necesaria una mayor potencia de cálculo computacional.

Para seleccionar la malla más conveniente se han realizado simulaciones previas a caudal nominal con cinco mallados diferentes, desde 25000 celdas (mallado extremo grueso) hasta las 100000 celdas (mallado extremo fino). Finalmente se ha optado por un mallado fino de unas 75000 celdas ya que no se obtenían variaciones significativas en las variables de referencia (Q y H) para mayor número de celdas (Figura 2).

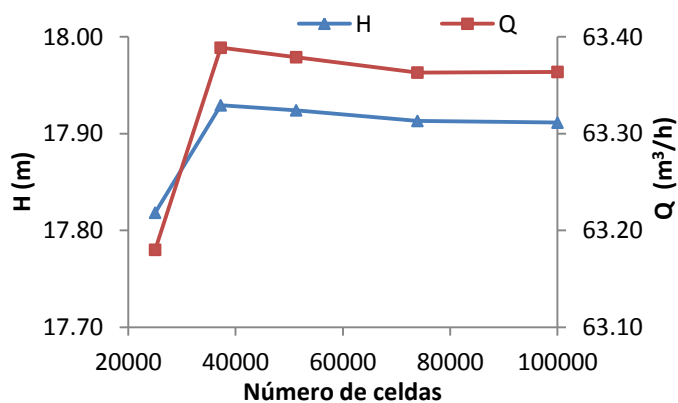


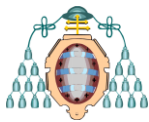
Figura 2. Gráfica del caudal y altura de elevación para los distintos mallados.

El tipo de mallado utilizado en este trabajo es no estructurado y está formado por celdas triangulares. La ventaja de este tipo de mallado frente al estructurado es su buena adaptación a la geometría de estudio, pudiendo caracterizarse de una manera óptima las zonas críticas, además de cada uno de los contornos de entrada, salida, y pared existentes en la geometría. El mallado generado se ha realizado mediante celdas de geometría triangular y de longitud característica 2.5 mm en el mallado general.

Además, en la bomba existen zonas donde las variaciones de las variables del flujo pueden ser significativas, lo que requiere de más puntos de estudio para caracterizar dichas variaciones. Estas zonas se corresponden con la lengüeta y los álabes, más concretamente con los bordes de ataque y de salida de estos. En estas regiones se ha impuesto un mallado más fino, disminuyendo la longitud de las celdas hasta 0.75 mm, con el fin de mejorar la densidad de la malla en estos puntos y así obtener datos más precisos del flujo en estas zonas. Una visión general del mallado utilizado en los cálculos finales se presenta en la Figura 1.

Una vez concluido el mallado se imponen las condiciones de contorno al modelo. En Gambit se definen las zonas de pared, las zonas de entrada y de salida, así como la zona de entrefase. Las zonas de pared son las zonas que el fluido no puede atravesar: los álabes y la pared de la voluta. La entrefase corresponde a la línea doble entre la salida del rodete y la zona interna de la voluta que permitirá el movimiento relativo entre el rodete y la voluta durante las simulaciones. Las condiciones de contorno se han indicado igualmente en la Figura 1.

El flujo a través de la bomba se ha calculado con el programa Fluent, que utiliza el método de los volúmenes finitos para la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes 2D promediadas en el tiempo para flujo no estacionario. Estas ecuaciones han sido complementadas con el modelo de turbulencia K-Épsilon estándar y funciones de pared logarítmicas para tener en cuenta el efecto de la capa límite. La discretización espacial y temporal ha sido de segundo orden y el acoplamiento entre los campos de presión y de velocidad se estableció mediante el método SIMPLEC. Debido a que el fluido manejado es agua este se puede considerar incompresible, y por tanto la ecuación diferencial de la energía está desacoplada de las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento. Por otra parte, el agua se caracteriza por tener un elevado calor específico, con lo que los efectos de variación de temperatura en estas máquinas son muy pequeños y sus propiedades se pueden considerar constantes en todo el dominio ($\rho=998.2 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0.001 \text{ Pa}\cdot\text{s}$).



A la hora de simular el flujo se deben introducir una serie de parámetros y de restricciones conforme a los cuales se realizará dicha simulación. Lo primero que se define en Fluent es la zona de entrefase, es decir, la zona que tendrá un movimiento relativo (rodete) respecto a la parte fija (voluta). De esta zona ya se ha hablado con anterioridad.

La condición de presión a la entrada ha sido una presión total manométrica igual a cero. A la salida de la bomba se incluye una condición tipo *outlet-vent*. Esta condición utiliza un coeficiente de pérdidas K constante pero que variará en función del caudal de operación. El coeficiente de pérdidas se asemeja a disponer de una válvula a la salida de la bomba, la cual se puede abrir (sale mayor caudal) o cerrar (sale menos caudal). Para valores de K pequeños la válvula se encuentra casi cerrada; en cambio, para valores muy grandes la válvula estará casi totalmente abierta. Para cada rodete se han simulado cinco coeficientes de pérdidas distintos: $K=3, 9, 16, 50$ y 300 . El valor de $K=16$ se corresponde aproximadamente con el valor del caudal nominal.

La velocidad de rotación impuesta en el rodete es de 1620 rpm (169.65 rad/s). Inicialmente las simulaciones se han realizado de forma estacionaria definiendo el movimiento con un sistema de referencia móvil en el rodete, con lo cual la malla permanecía inmóvil frente al giro del rodete. Como condición inicial se ha indicado al programa que la presión de entrada sea cero. Con el fin de ir aproximándose a la solución para el caso no estacionario primero se realizaron una serie de iteraciones hasta que se alcanzó la convergencia estacionaria. En este estudio se estableció como criterio para la convergencia que el valor del residuo de cada variable fuese inferior a 10^{-5} . Se necesitaron aproximadamente 1000 iteraciones para alcanzar la convergencia. Una vez que se finalizaron estas iteraciones se pasó a la simulación no estacionaria que es la que verdaderamente tiene interés.

Para el estudio no estacionario se modificó el sistema de referencia a malla móvil con el objetivo de conseguir el giro efectivo de las celdas del rodete. Posteriormente, se indicó al programa el

tamaño del paso temporal. En concreto, se impuso un valor de $\Delta t=3.1E-04$ s o, de forma equivalente, el giro del rodete en cada paso temporal era de $\Delta\alpha=3.21^\circ$. Por tanto, a cada vuelta del rodete le correspondían 112 pasos temporales. Fueron necesarias alrededor de 10 vueltas completas para alcanzar una solución periódica en el tiempo. Una vez alcanzada la periodicidad se simuló una vuelta adicional para recoger los datos necesarios para el análisis de resultados. De manera adicional, se situaron 36 sensores virtuales distribuidos uniformemente alrededor del rodete con el fin de obtener datos de presión a la salida del mismo durante las simulaciones.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Cada rodete fue simulado para cinco puntos de funcionamiento diferentes: 20%, 60%, 100%, 120% y 140% del punto de funcionamiento nominal. La curva altura-caudal para los tres rodetes (Figura 3) muestra cómo, a pesar de la simplicidad del modelo en 2D, este capta adecuadamente el funcionamiento esperado de la máquina. De esta forma, se observa una disminución progresiva de la altura de elevación comunicada al fluido a medida que se incrementa el caudal de operación de la bomba.

Entre el 20% y el 60% del caudal nominal se observa además una región en la que la pendiente de la curva es positiva, efecto característico de las bombas centrífugas a bajos caudales y que se conoce como rama inestable de su curva de operación.

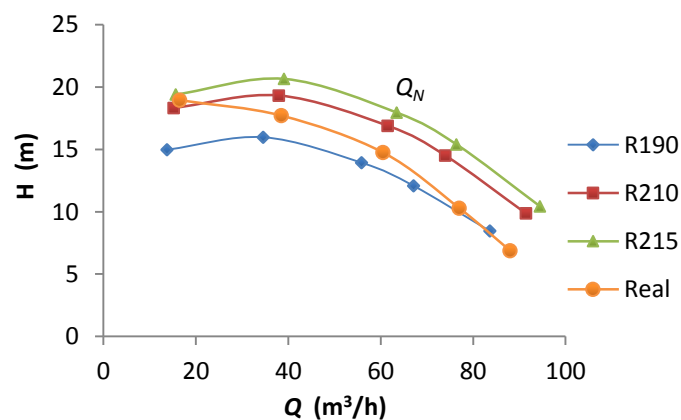
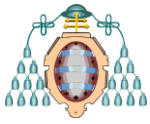


Figura 3. Gráfica H-Q comparativa de los rodetes simulados y el real.



Como se esperaba, en la Figura 3 también se puede observar que, para un punto de funcionamiento determinado, a medida que el radio del rodete se incrementa también va siendo mayor la altura de elevación.

En esta misma figura también se muestra una comparativa para el rodete de 210 mm entre la curva real de la bomba y la simulada. La curva real se obtuvo experimentalmente en anteriores investigaciones del área de Mecánica de Fluidos. Los valores se han adaptado de Barrio et al. [10].

Aunque se observan diferencias entre ambas curvas, ya que ha de tenerse en cuenta que la curva simulada parte de un modelo en 2D, el grado de aproximación es razonablemente satisfactorio, especialmente a caudales bajos.

En la Figura 4 se muestra la curva característica η - Q para los rodetes simulados. La tendencia observada en la predicción del modelo es la esperada, ya que el rendimiento máximo se obtiene para el caudal nominal mientras que disminuye a ambos lados del mismo.

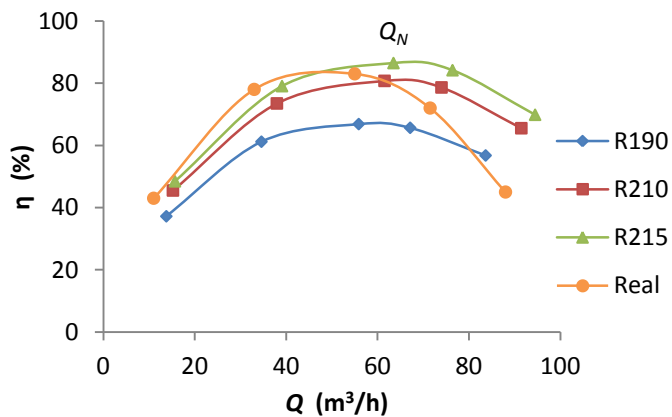


Figura 4. Gráfica η - Q comparativa de los rodetes simulados y el real.

Comparando los rodetes simulados se observa que el rodete que ofrece un mayor rendimiento es el de mayor diámetro (menor intersticio con la voluta).

En esta misma figura se presenta la comparativa para el rodete de 210 mm entre la curva real y la simulada. Los resultados son similares a los observados en la curva H - Q : el

grado de aproximación entre ambas curvas es razonablemente satisfactorio para caudales medios y bajos, mientras que para caudales altos las diferencias son más importantes.

Distribución de velocidades y presiones

El flujo absoluto en la región de la lengüeta se puede observar con detalle en la Figura 5. La primera imagen corresponde al 20% del caudal nominal, la segunda al punto nominal y la última al 140% del caudal nominal. En los tres casos se obtuvo el mapa de vectores para la misma posición relativa álabe-lengüeta.

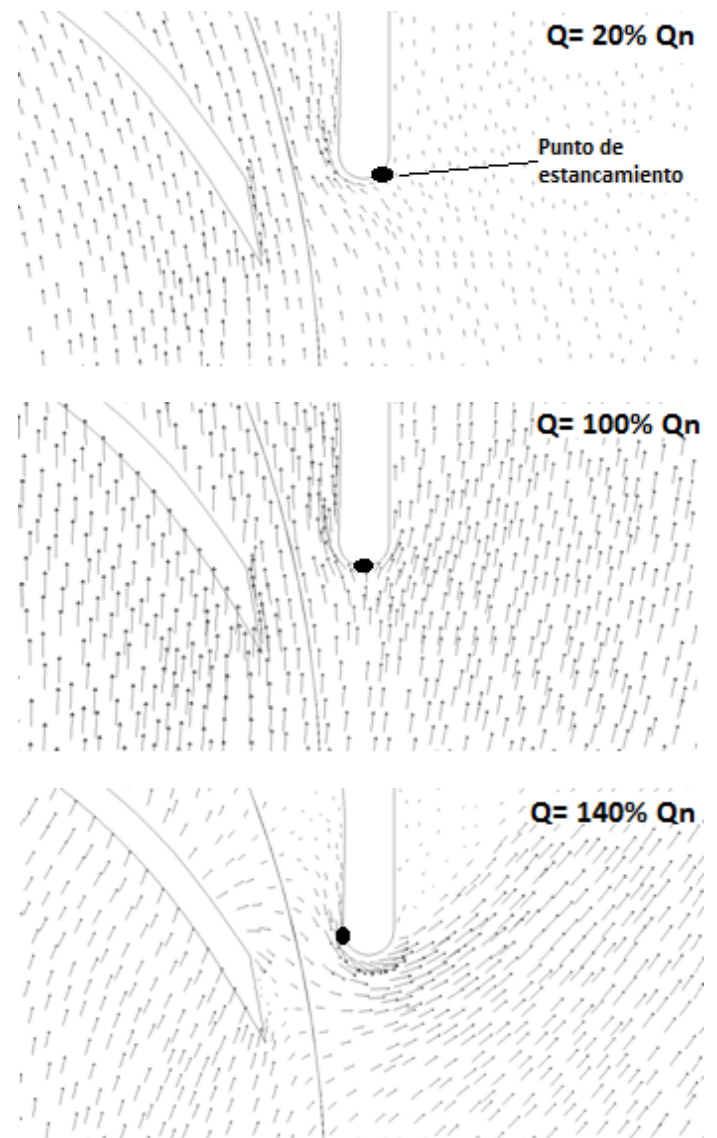
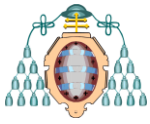


Figura 5. Vectores de velocidad absoluta en la lengüeta.



En los vectores de velocidad absoluta para el 20% del caudal nominal puede verse claramente que una parte significativa del flujo cercano a la sección de salida recircula hacia la parte estrecha de la voluta, a través del intersticio existente entre el rodete y la lengüeta. En este caso, se observa un punto de estancamiento en la lengüeta desplazado hacia el lado del difusor. Para el valor nominal del caudal se observa una buena adaptación del flujo de salida del rodete a la voluta, ya que el ángulo de salida del fluido se encuentra muy próximo al ángulo de la lengüeta y, en consecuencia, el punto de estancamiento se forma justo en el borde de la misma.

En los vectores de velocidad absoluta para el caudal del 140% del nominal se observa que, debido al elevado ángulo de salida del flujo, parte del fluido recircula desde la zona más estrecha de la voluta hacia el conducto de salida, de tal modo que se establece un punto de estancamiento en la lengüeta pero, en este caso, hacia el lado del rodete.

Con el fin de comprobar las variaciones de presión estática en la bomba se tratará de ofrecer una presentación visual de esta variable, para los distintos puntos de funcionamiento de un mismo rodete, mediante mapas instantáneos de presión.

En la Figura 6 se presentan los mapas instantáneos de presión estática para los caudales del 140% del caudal nominal, 100% del caudal nominal y 20% del caudal nominal. En esta figura se ha utilizado la misma escala de colores para los tres rodetes, de manera que se puedan comparar de manera visual las presiones estáticas. También se ha tenido la precaución de que la posición relativa rodete-voluta fuese la misma.

Las presiones estáticas más altas se observan para el 20% del caudal nominal; en cambio, las más bajas corresponden al 140% del caudal nominal. Estos resultados entran dentro de lo esperado: a menor caudal corresponde una mayor presión estática tal y como se mostró en las curvas características (Figura 3). En las tres imágenes se aprecia también que la presión se incrementa continuamente a través del rodete debido a la acción de los álabes. La carga de los álabes (diferencia de presión entre las caras de

presión y de succión) se incrementa al hacerlo el caudal, tal como corresponde a una turbomáquina centrífuga (curva potencia-caudal creciente) . Se puede observar además que la distribución de presión alrededor del rodete presenta una óptima uniformidad a caudal nominal y que la depresión a la entrada del rodete se incrementa con el caudal (mayor riesgo de cavitación). En el borde de la lengüeta se puede observar el punto de estancamiento que anteriormente aparecía en los mapas de velocidad (Figura 5) y que es especialmente evidente para el caudal del 20% del nominal.

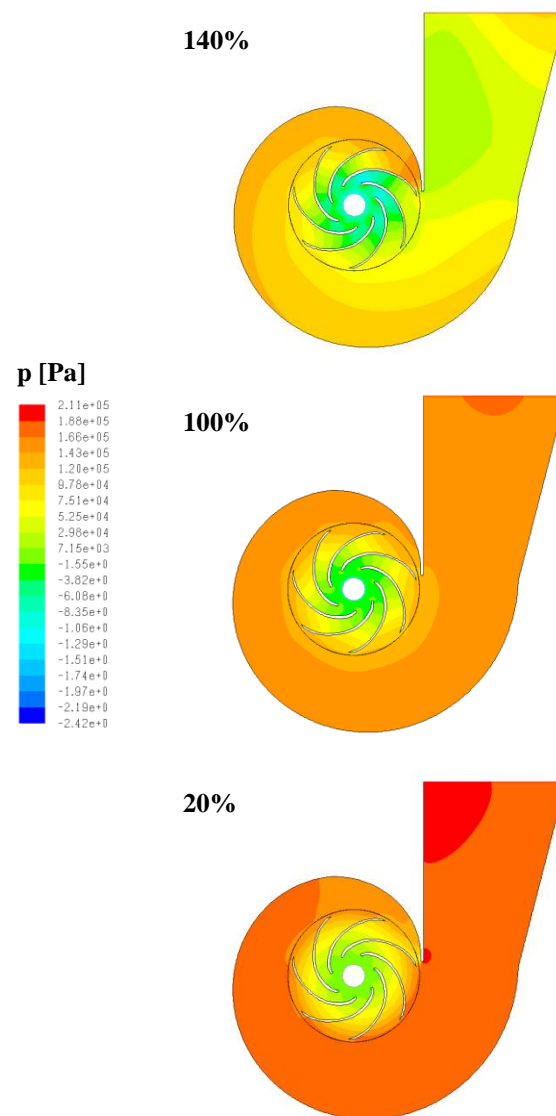
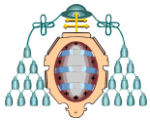


Figura 6. Mapas de presión estática.



Resultados para el flujo no estacionario

Con el objetivo de estudiar el comportamiento no estacionario del flujo se ha elegido uno de los 36 sensores virtuales que se han situado alrededor del rodete. En la Figura 7 se representa la evolución de la presión estática durante una vuelta completa del rodete en el sensor situado en $\varphi=120^\circ$. Cuando un álabe se está acercando al punto de medida la presión empieza a aumentar hasta que se hace máxima aproximadamente cuando el álabe pasa por dicho punto. A continuación la presión cae, puesto que el álabe deja tras de sí una estela con presión baja, hasta que el siguiente álabe comienza a acercarse y la presión vuelve a aumentar, y así sucesivamente. En la figura se observan por tanto siete picos de presión o chorros, junto con sus correspondientes estelas, que corresponden al paso de los siete álabes por el punto de medida.

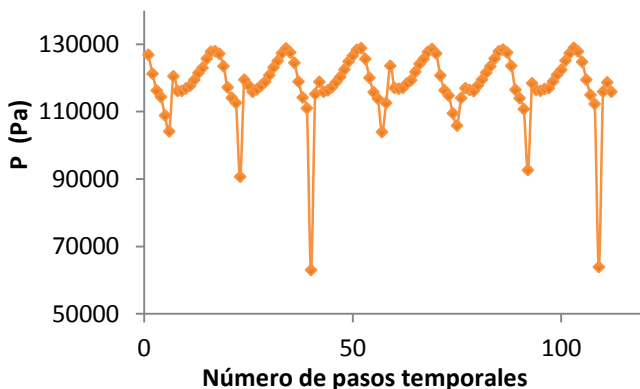


Figura 7. Gráfica del paso de los álabes por un punto de medida de presión.

Los resultados de la Figura 8 están obtenidos a partir de señales temporales de presión similares a la de la anterior figura tras aplicar la transformada de Fourier. Observando la gráfica de esta figura se aprecian rápidamente tres de picos de presión para cada caudal; a continuación se expondrá el porqué de estos picos.

La velocidad a la que gira el rodete es de 1620 rpm, que se corresponde con una frecuencia de rotación del rodete de 27 Hz. Si se multiplica por 7 esta frecuencia se obtiene una frecuencia de 189 Hz, que se corresponde con la frecuencia de paso de álabe.

El primer gran pico de presión se observa precisamente a la frecuencia de 189 Hz, es decir, la frecuencia de paso de álabe. Esta frecuencia es la dominante y condiciona las variaciones no estacionarias de la presión. El segundo pico de presión se observa a la frecuencia de 378 Hz, es decir, el segundo armónico (189 Hz multiplicada por 2). Por último, el tercer pico de presión se produce en 567 (189 Hz multiplicada por 3).

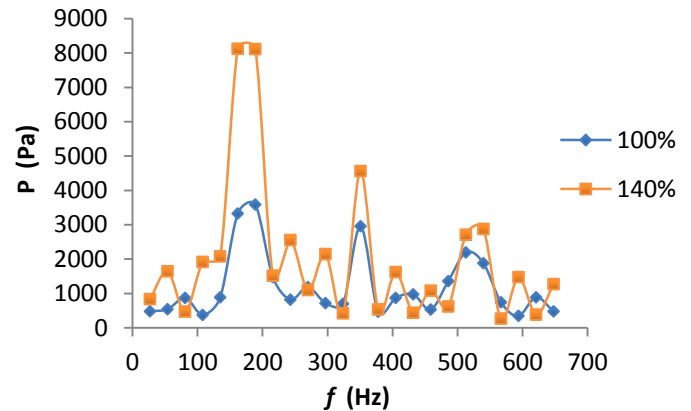
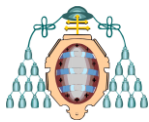


Figura 8. Gráfica frecuencia-presión para el rodete de 190 mm y posición de medida $\varphi=25^\circ$.

Al comparar ambos caudales se puede apreciar que, para el caudal nominal, la amplitud a 189 Hz es menor así como para el resto de armónicos. Esto se debe a que la interacción rodete-voluta para este caudal es poco significativa, ya que el patrón de flujo que se descarga desde el rodete es bastante uniforme.

En la Figura 9 se muestra la amplitud normalizada de la fluctuación de presión alrededor del rodete de 190 mm para la frecuencia de 189 Hz y tres caudales. Puede apreciarse que la zona donde se observa la máxima amplitud se localiza en $\varphi < 30^\circ$, es decir, donde se localiza la lengüeta.

A caudal nominal se observa una amplitud mínima de la fluctuación y, además, que dicha amplitud es bastante uniforme alrededor del rodete. En cambio, el caudal del 140% del nominal muestra una gran amplitud al inicio (zona de la lengüeta) que se va amortiguando a lo largo de la voluta a medida que la posición angular se incrementa. En este caso la distribución de presión alrededor del rodete es menos uniforme y, además, puede apreciarse que una condición de funcionamiento por encima de la diseño induce



mayor fluctuación de la presión que la operación a carga parcial.

caso, se predice una fuerza máxima para el caudal máximo.

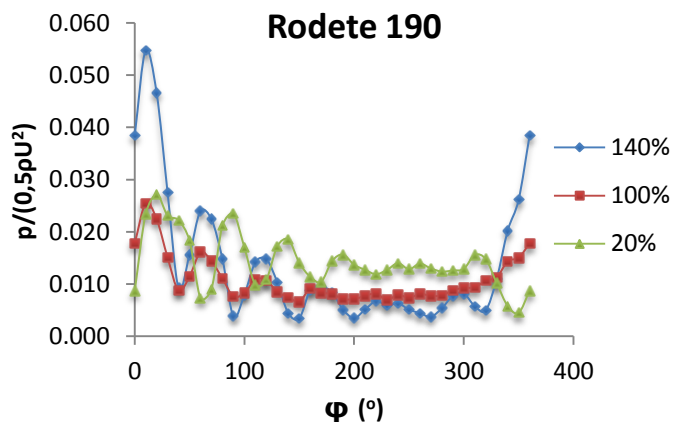


Figura 9. Amplitud de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe.

Por último, en la Figura 10 se muestra una comparativa de los tres rodetes para algunos caudales representativos. Analizando las gráficas se observa que el rodete de 215 mm genera una mayor fluctuación de la presión, mientras que la amplitud de presión va disminuyendo a medida que disminuye el diámetro del rodete. Además, puede apreciarse igualmente que, desde el punto de vista de la generación de perturbaciones de presión, es muy relevante el incremento producido al aumentar el diámetro de 190 a 210 mm, puesto que la amplitud máxima de presión generada se incrementa en un 25% en el punto nominal, mientras que para puntos de operación alejados del punto de diseño este incremento llega hasta el 86% para el caudal máximo.

Fuerzas radiales y par a la frecuencia de paso de álabe

Una vez concluidas las simulaciones y almacenados todos los datos necesarios para los distintos rodetes, se llevó a cabo un estudio de la fuerza radial y del par para los diferentes puntos de operación.

En la Figura 11 se representa de forma normalizada el módulo de la fuerza radial estacionaria en función de los cinco caudales simulados para cada rodete. Para los tres rodetes, este valor promedio sigue la tendencia esperada según la literatura técnica [11]: la fuerza aumenta para caudales alejados del nominal y, en este

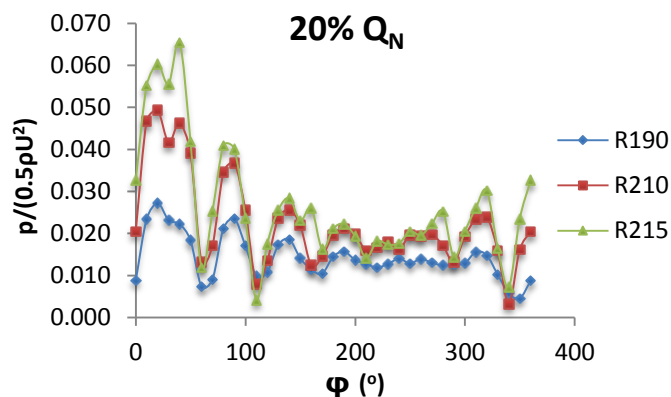
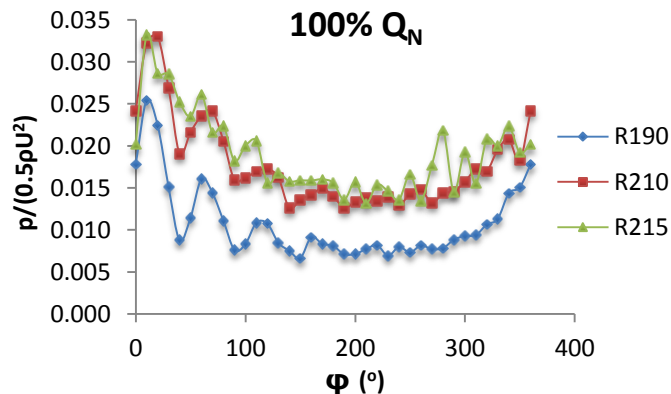
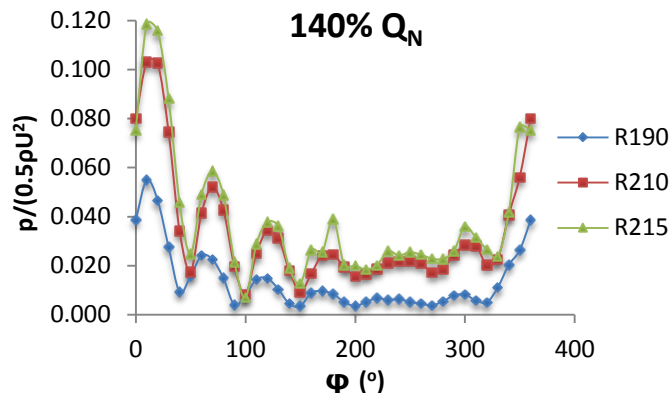


Figura 10. Comparativa de la amplitud de la fluctuación de presión para tres caudales representativos.

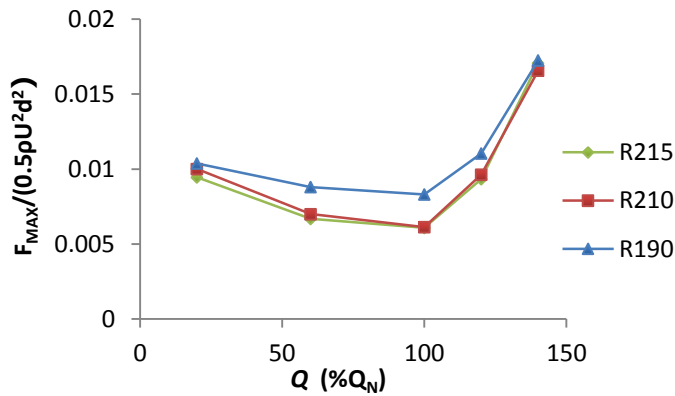
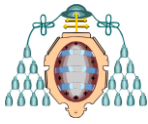


Figura 11. Gráfica de la fuerza radial estacionaria en función de los cinco caudales simulados y del diámetro del rodete.

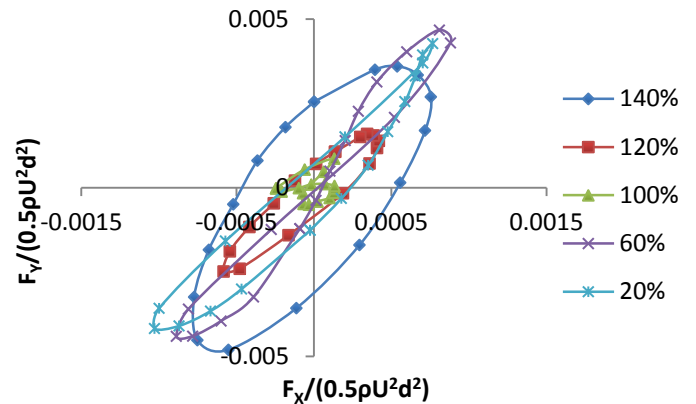


Figura 12. Órbita de la fuerza radial no estacionaria para el rodete de 215 mm.

En la Figura 12 se representan conjuntamente las componentes en X y en Y de la fuerza radial no estacionaria durante un paso de álabe para el rodete de 215 mm y los distintos puntos de operación. En la gráfica se observa que el esfuerzo máximo se localiza en un ángulo próximo a 45°, es decir, cerca de la lengüeta, como era de esperar.

El esfuerzo a caudal nominal muestra una magnitud sensiblemente menor que para los demás puntos de operación. La trayectoria que sigue el vector del esfuerzo a caudales bajos presenta dos lóbulos, es decir, se puede asemejar a la forma de un 8, lo que resulta especialmente evidente al 60% del caudal nominal; en cambio, la trayectoria a caudales altos es prácticamente elíptica. Por otra parte, a caudales bajos se observa que la línea de acción de la fuerza permanece muy cerca de la bisectriz de los cuadrantes 1 y 3, mientras que para caudales altos se observa una mayor desviación. De este modo, en la Figura 12 puede apreciarse que la línea de acción de la fuerza para los caudales altos se mueve entre los cuatro cuadrantes.

Las tendencias observadas son las esperadas de acuerdo a las distribuciones de presión de la Figura 10.

En la Figura 13 se muestra la comparativa de las órbitas de la fuerza radial no estacionaria obtenida durante un paso de álabe para los tres rodetes y los cinco caudales simulados. Las cinco gráficas tienen la misma escala para que se puedan ver con claridad las diferencias de magnitud entre los distintos caudales. Para el caudal nominal se aprecia que la fuerza radial no estacionaria presenta una magnitud mucho más pequeña que para los demás caudales en todos los rodetes, mientras que la magnitud de esta fuerza se incrementa a medida que el punto de operación se aleja del punto nominal. Al igual que se observó en la Figura 12 para el rodete de 215 mm, para el rodete de 210 mm se aprecia en la Figura 13 que la línea de acción del esfuerzo se mantiene cerca de la bisectriz del primer cuadrante para caudales medios y bajos, mientras que para caudales altos la órbita se vuelve más elíptica. En cambio, el rodete de 190 mm (máximo intersticio) presenta órbitas aproximadamente elípticas para todos los caudales.

En la Figura 14 se representa el módulo del esfuerzo máximo no estacionario en función del caudal para los tres rodetes simulados. Como se esperaba, este módulo es mínimo en el punto nominal debido a la óptima adaptación del patrón de flujo que se descarga desde el rodete a la geometría de la lengüeta (Figura 5). Para puntos fuera del nominal, el módulo se incrementa a medida que aumenta la diferencia entre el caudal nominal y el caudal de operación de la máquina.

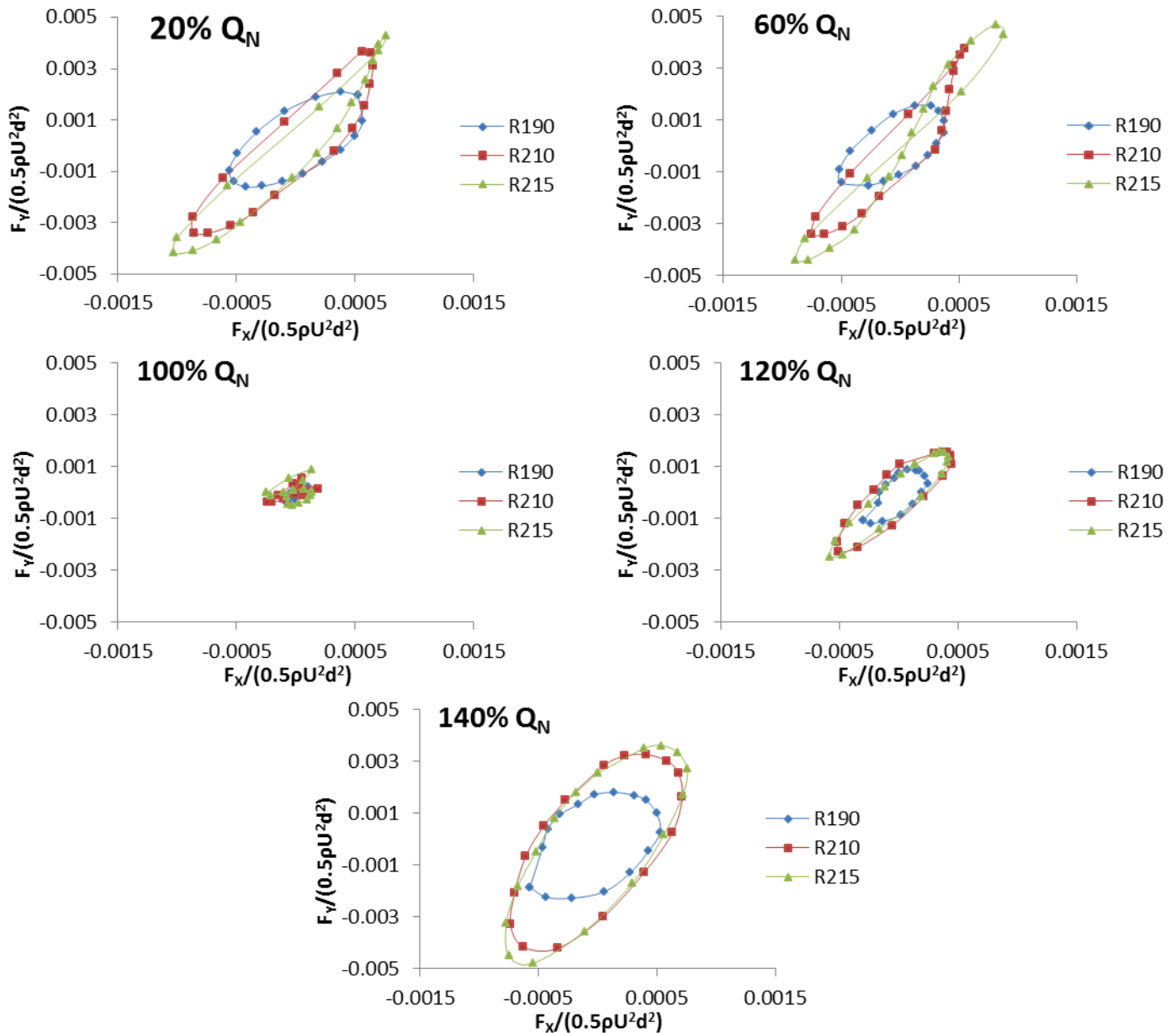
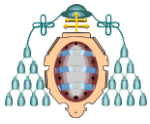


Figura 13. Comparativa de la fuerza radial no estacionaria.

Por otra parte, en la Figura 14 también se observa que, al disminuir el intersticio rodete-voluta, la fuerza no estacionaria aumenta. Este aumento es más acusado al pasar del rodete de 210 mm al de 215 mm que del rodete de 190 mm al de 210 mm. De esta forma, al aumentar el diámetro del rodete de 190 mm a 215 mm se observa un incremento en la fuerza radial no estacionaria de aproximadamente un 110% para condiciones de operación alejadas de la de diseño.

La comparación entre las Figuras 11 y 14 permite deducir el porcentaje que representa la carga no estacionaria respecto a la estacionaria. Tal como puede deducirse, y tomando como referencia el rodete de mayor diámetro, se observa que la fuerza no estacionaria a caudales bajos representa hasta un 45% del valor estacionario, mientras que a caudales altos dicho porcentaje disminuye hasta el 30%. Por tanto, las condiciones de operación a carga parcial resultan más perjudiciales frente a fatiga mecánica.

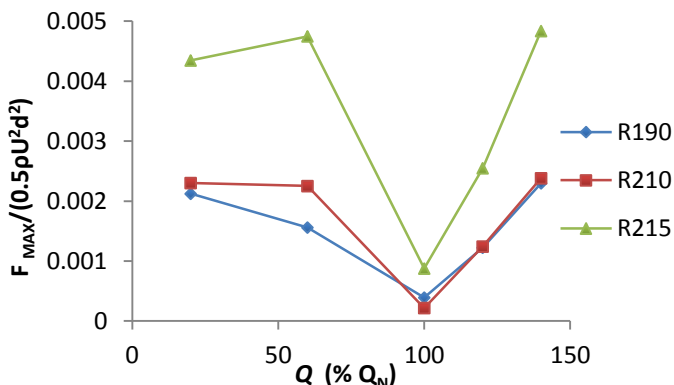
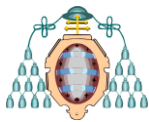


Figura 14. Gráfica de la fuerza máxima no estacionaria en función del caudal para los rodetes simulados.

La Figura 15 muestra los resultados del par no estacionario para cada rodete en función del punto de operación. Estos resultados se muestran en % respecto al valor de la componente estacionaria. Tal como se observa, la fluctuación del par respecto al valor promedio es mínima a caudal nominal y aumenta a medida que el punto de operación se aleja del nominal. Esta fluctuación es más acusada a caudales bajos que a caudales altos. A caudales bajos, al incrementarse el diámetro del rodete de 190 mm a 215 mm se produce un aumento de la fluctuación desde el 5% al 12%. A caudales altos, con el mismo cambio de rodete, la fluctuación del par pasa del 2% al 4%. Dado que las turbomáquinas centrífugas presentan una curva par-caudal creciente, es evidente que, cuantitativamente, la fluctuación del par y, por tanto, la fatiga mecánica, será más significativa a bajos caudales.

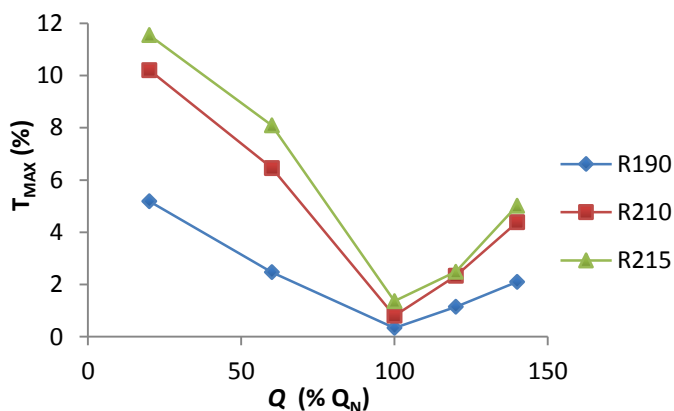


Figura 15. Gráfica del par máximo en función del caudal para los rodetes simulados.

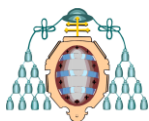
CONCLUSIONES

La interacción álabe-voluta en las bombas centrífugas y la carga mecánica asociada puede ser estimada por medio de simulaciones numéricas no estacionarias con un código CFD apropiado. En este artículo se ha utilizado el código Fluent para el estudio de las características dinámicas del flujo en una bomba centrífuga sin difusor equipada con rodetes de diferente diámetro, que se han obtenido por sucesivos recortes de un rodete primario. La finalidad de este estudio era analizar el efecto de variar la distancia radial entre el rodete y la lengüeta en: las fluctuaciones de presión, las fuerzas radiales y en el par en función del caudal de operación de la máquina.

Además, los resultados de las simulaciones se han contrastado con datos de laboratorio de la bomba equipada con uno de los rodetes simulados. Se han analizado las distribuciones de presión y de velocidad, comprobando que se ajustaban a lo esperado en el funcionamiento de una turbomáquina centrífuga según la literatura científica y técnica existente.

Se ha observado que la interacción entre el flujo que abandona el rodete y la voluta es más acusada para puntos de funcionamiento alejados del nominal. Por otro lado, se ha visto que la fuerza radial no estacionaria durante el paso de un álabe describe una órbita cerrada y que dicha órbita, para caudales por debajo del nominal, presenta en ocasiones una forma multilobular. En general, las trayectorias de la fuerza son elípticas con el eje mayor orientado según la bisectriz del primer y tercer cuadrante. A caudales bajos la línea de acción del esfuerzo varía muy poco; en cambio, para caudales altos esta línea de acción se mueve entre los cuatro cuadrantes.

Se ha podido constatar que al aumentar el diámetro del rodete de 190 mm a 215 mm se aumenta el rendimiento en aproximadamente 20 puntos. Sin embargo, la fluctuación de la fuerza no estacionaria también se incrementa hasta en un 110% para condiciones de operación fuera de las nominales. Este incremento puede llegar a representar hasta un 45% del valor estacionario dependiendo del intersticio entre el rodete y la



voluta y del caudal de operación, siendo más relevante a caudales bajos. En cuanto al par, se ha observado que cuanto menor es el intersticio mayor es la fluctuación del par, llegando a representar hasta un 12% del par promedio para el rodete de 215 mm y el caudal del 20% del nominal.

En conclusión, y desde un punto de vista puramente mecánico, se puede aconsejar que a una bomba centrífuga que opera de forma intermitente es recomendable equiparla con un rodete de mayor diámetro para obtener un mayor rendimiento. En cambio, si la bomba opera de forma continuada, es más aconsejable equiparla con un rodete de menor diámetro para disminuir la fatiga mecánica y aumentar así su vida útil, aun a costa de empeorar algo el rendimiento. En cualquier caso, y dependiendo del tipo de aplicación, lo idóneo sería llegar a una solución de compromiso entre eficiencia y durabilidad, es decir, que la máquina funcione con un rendimiento alto dentro de su periodo de amortización.

NOMENCLATURA

A = área de la tubería de impulsión (m^2)
 b = ancho del rodete (m)
 d = diámetro del rodete (m)
 f, f_{BP} = frecuencia, frecuencia paso de álabe (Hz)
 F = fuerza (N)
 G = intersticio mínimo (%)
 H = altura de elevación (m)
 L = ancho del difusor de salida (m)
 n = velocidad de giro (rpm)
 p = presión (Pa)
 Q, Q_N = caudal, caudal nominal (m^3/h)
 r, r_T = radio, radio de la lengüeta (m)
 t = tiempo (s)
 T = par fluctuante (%)
 $U = \omega r$, velocidad máxima en el rodete (m/s)
 Z = número de álabes (-)
 β_2 = ángulo a la salida del álabe ($^\circ$)
 η = rendimiento (%)
 μ = viscosidad dinámica del fluido (Pa s)
 ρ = densidad del fluido (kg/m^3)
 φ = posición angular ($^\circ$)
 ω = velocidad angular (rad/s)
 $\omega_s = \omega Q^{0.5}/(gH)^{0.75}$, velocidad específica (-)

BIBLIOGRAFIA

- [1] Brenen, C.E., 1994, *Hydrodynamics of Pumps*, Oxford University Press and CETI Inc., New York.
- [2] Japikse, D., Marscher, W. D., Furst, R., 1997, *Centrifugal Pump Design and Performance*, Concepts ETI Inc., Wilder, VT.
- [3] Guelich, J. F., Bolleter, U., 1992. "Pressure Pulsations in Centrifugal Pumps", ASME J. Vibr. Acoust., 114, pp. 272-279.
- [4] Parrondo, J. L., González, J., Fernández, J., 2002, "The Effect of the Operating Point on the Pressure Fluctuations at the Blade Passage Frequency in the Volute of a Centrifugal Pump", ASME J. Fluids Eng., 124, pp. 784-790.
- [5] Kittredge, C. P., 1995, "Centrifugal Pumps: General Performance Characteristic," in Pump Handbook, 2nd ed., Karassik, I. G., Krutzsch, W. C., Fraser, W. H., Messina, J. P. (eds.), McGraw-Hill, New York.
- [6] Neumann, B., 1991, *The interaction Between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*, Mechanical Engineering, London.
- [7] Hasewaga, Y., Kikuyama, K., Maeda, T., Murakami, M., 1990, "Unsteady Pressure Distributions and Forces on the Impeller Blades of a Centrifugal Pump", Proceedings of XV IAHR Symposium 1990, Belgrade, Yugoslavia, Sep. 11-14.
- [8] Dong, R., Chu, S., Katz, J., 1997, "Effect of Modification on Tongue and Impeller Geometry on Unsteady Flow, Pressure Fluctuations and Noise in a Centrifugal Pump", ASME J. Turbomach., 119, pp. 506-515.
- [9] González, J., Parrondo, J., Santolaria, C., Blanco, E., 2006. "Steady and Unsteady Radial Forces for a Centrifugal Pump with Impeller to Tongue Gap Variation", ASME J. Fluids Eng., 128, pp. 454-462.
- [10] Barrio, R., Blanco, E., Parrondo, J., González, J., Fernández, J., "The effect of Impeller Cutback on the Fluid-Dynamic Pulsations and Load at the Blade-Passing Frequency in a Centrifugal Pump", ASME J. Fluids Eng., 130, 111102.
- [11] Stepanoff, A.J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley, New York.