

## ESTUDIO NUMERICO DE LA INTERACCION ROTOR ESTATOR EN EL DIFUSOR DE UNA BOMBA

Alfredo Guardo<sup>a,b</sup>, Alfred Fontanals<sup>a,b</sup> y Miguel G. Coussirat<sup>c</sup>

<sup>a</sup>*Escola Universitaria d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona, Consorci Escola Industrial de Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya, BARCELONATECH, Departamento de Mecánica de Fluidos, Compte d'Urgell, 187, 08036 Barcelona, España, alfredo.guardo-zabaleta@upc.edu.*

<sup>b</sup>*Centro de Diagnostico Industrial y Fluidodinamica (CDIF), Universidad Politècnica de Cataluña, Avd. Diagonal, 647, 08028 Barcelona, España, alfred.fontanals@upc.edu, www.cdif.upc.edu*

<sup>c</sup>*Laboratorio de Matemáticas Aplicadas (LAMA), Universidad Tecnológica Nacional, Fac. Reg. Mendoza, Rodríguez 273, 5500 Mendoza, Argentina, miguel.coussirat@frm.utn.edu.ar*

**Palabras Clave:** Dinámica de Fluidos Computacional; Interacción Rotor – Estator.

**Resumen.** Las pulsaciones de presión generadas por la interacción rotor-estator (RSI) en turbomáquinas hidráulicas tienen un impacto significativo en las características de las vibraciones y de la acústica de la máquina, y en algunas ocasiones estas interacciones han llevado al fallo del álabe o la directriz. Uno de los parámetros que afectan estas pulsaciones es la carga de alabes (diferencia de velocidad entre la cara de succión y de presión), ya que un aumento del número de álabes disminuye la carga de álabes y la pulsación de presión.

Una bomba centrífuga con rodete de alta carga de alabes y con difusor es estudiada con un código comercial de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), con el objeto de determinar las fluctuaciones de presión generadas por la interacción entre los alabes del rodete y las directrices del difusor (RSI). Los resultados numéricos obtenidos son comparados con los experimentos de Tsukamoto et al., *ASME/JSME Fluids Eng Conf*, FED 216:133-138 (1995). Se ha realizado un estudio completo de los patrones de flujo en la bomba con difusor, así como la determinación de las frecuencias características de las fluctuaciones de presión.

## 1 INTRODUCCIÓN

El fluido al pasar alrededor de los álabes de una máquina hidráulica, provoca fuerzas que producen una excitación sobre el álabe y que debe ser absorbida por la resistencia del material del álabe. El comportamiento de la capa límite (*boundary layer*) en el flujo sobre el álabe, define claramente la estructura de la estela y en consecuencia el desprendimiento de vórtices (*vortex shedding*) y de las fluctuaciones de presión. A lo largo del borde de salida del álabe (*trailing edge*), se pueden producir desprendimientos de vórtices y a veces se producen lo que se denominan coherencias a lo largo de la salida del álabe, que son grupos de vórtices que tienen el mismo comportamiento y que aumentan la excitación sobre el álabe. Uno de los objetivos actuales en el diseño de máquinas hidráulicas es conseguir disminuir la excitación fluido dinámica, reduciendo el desprendimiento de vórtices y conseguir romper la coherencia en su desprendimiento para evitar que se produzcan elevadas vibraciones.

Con el fin de ganar eficiencia global en el rendimiento de la máquina, los nuevos diseños han reducido la distancia entre el rodete y el difusor, forzándolos a estar tan juntos como sea posible. En estas situaciones, puede haber una fuerte interacción entre ellos que influye en la dinámica del flujo y el rendimiento estructural de las máquinas. Este fenómeno se denomina interacción rotor-estator (RSI), y que tiene una gran influencia en el comportamiento de la máquina. Estas interacciones tienen un impacto significativo en las características de las vibraciones y de la acústica de la máquina y en algunas ocasiones estas interacciones han llevado al fallo del álabe o la directriz.

Según Dring, Joslyn et al (1982) y Arndt, Acosta et al. (1989), el RSI puede dividirse en dos mecanismos diferentes: interacción de flujo potencial (*potential interaction*) debida al cambio de la geometría de la máquina en el proceso no estacionario e interacción de excitación o de la estela (*wake interaction*). En turbomáquinas la interacción debida a la estela consiste en interferencias entre el impulsor y los álabes directrices que generan fluctuaciones de presión. El comportamiento de la capa límite (*boundary layer*) en el flujo sobre el álabe, define claramente la estructura de la estela y consecuentemente el desprendimiento de vórtices y de las fluctuaciones de presión. En este caso la naturaleza del flujo es turbulenta y no estacionaria debido a la interacción de la estela y por esta razón no es una tarea fácil utilizar las herramientas de la dinámica de fluidos computacional (CFD) para solucionar la estructura del flujo. Actualmente, el uso de CFD ayuda a conocer con detalle la estructura del flujo en RSI. Debido a las condiciones del flujo, una conveniente elección del modelo de turbulencia juega un papel importante para obtener buenos resultados en CFD (Coussirat, 2003).

Las inestabilidades y la turbulencia juegan un papel fundamental en el RSI y el uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD) se ha convertido en un requerimiento habitual en el diseño de turbomáquinas debido a la dificultad y elevado coste de la experimentación necesaria para identificar el fenómeno RSI. Actualmente los análisis de CFD basados en las ecuaciones de Navier-Stokes con promediados de Reynolds (RANS) y un modelo de viscosidad de turbulencia de remolino (EVM) acoplado, se aplican habitualmente en el diseño de turbomáquinas. Por tanto la elección de un modelo de turbulencia y de un tratamiento de capa límite apropiado está lejos de ser trivial, dado que un modelado adecuado de la turbulencia tiene un papel importante para la obtención de buenos resultados en CFD.

En el presente trabajo se ha realizado un estudio numérico de una bomba centrífuga con difusor, con un rodete de alta carga de álabes, mediante un código comercial de Dinámica de

Fluidos Computacional (CFD). Se ha realizado un test de diferentes modelos RANS de turbulencia en la determinación de las fluctuaciones de presión, así como las frecuencias características, generadas por la interacción entre los alabes del rodete y las directrices del difusor (RSI). Los resultados numéricos obtenidos son comparados con los experimentos de [Tsukamoto et al. \(1995\)](#). También se ha realizado con CFD un estudio completo de los patrones de flujo en la bomba con difusor.

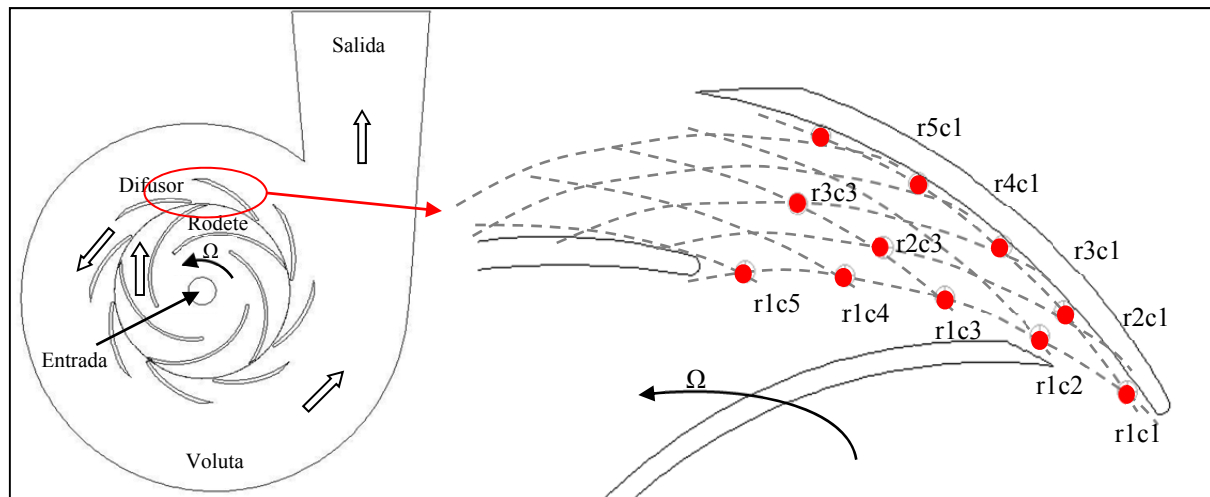


Figura 1. Puntos de medida de la fluctuación de presión en el difusor

## 2 MODELADO NUMÉRICO

La bomba estudiada es una máquina radial de una etapa, consistiendo la etapa de rodete y corona directriz y la voluta que recoge el flujo de la corona directriz, y corresponde a los datos experimentales de [Tsukamoto et al. \(1995\)](#). El rodete consta de cinco álabes,  $Z_b=5$  y el difusor de ocho directrices,  $Z_v=8$ . Se han generado dos mallas no estructuradas, una para el rotor y la otra para el estator, necesarias para la configuración no estacionaria de deslizamiento de malla (*sliding mesh*), en el código comercial [Ansys-Fluent](#).

Malla	Numero de celdas	$y^+$
1	$4,8 \cdot 10^4$	20-200
2	$9,7 \cdot 10^4$	20-200
3	$3,2 \cdot 10^5$	20-200
4	$8,1 \cdot 10^4$	1-10
5	$1,4 \cdot 10^5$	1-10
6	$3,0 \cdot 10^5$	1-10

Tabla 1: Prueba de sensibilidad de malla

Para tres diferentes densidades de malla, la capa límite alrededor de los álabes del rodete y del difusor, y las paredes de la voluta han estado modeladas utilizando funciones de pared (WF) con un  $y^+$  entre 20 y 200 ([Tabla 1](#)), y con un modelo de tratamiento de pared de dos capas (TLM), con un  $y^+$  entre 1 y 10. Se ha realizado un test de sensibilidad de malla para poder evaluar la independencia de la densidad de malla en los resultados numéricos, adoptándose la malla 3 para WF y la malla 6 para TLM. También se ha determinado el efecto en los resultados del tipo de tratamiento de pared utilizado.

Se ha aplicado la condición de no deslizamiento en la pared de los álabes del rodete y del difusor, así como en las paredes de la carcasa. A la entrada y la salida de la bomba se ha fijado una presión constante. Algunos autores ([González et al. 2002](#)) han demostrado que fijar a la entrada un caudal, siempre proporciona mejor estabilidad y convergencia de los resultados numéricos, pero no es físicamente correcto para cálculos no estacionarios y en particular para el análisis del RSI. La velocidad de giro del rodete es  $f = 2066$  rpm. La interface entre el rotor y el estator se ha realizado mediante una malla deslizante, en la cual, la posición relativa entre el rotor y el estator es actualizada en cada paso de tiempo. Tras un estudio de sensibilidad del paso de tiempo, el valor utilizado es de  $8 \cdot 10^{-5}$  s que corresponde a un giro del rodete de un grado.

Se ha realizado el estudio de la bomba en condiciones no estacionarias, utilizando una formulación implícita de la velocidad y un solucionador basado en la presión. Se ha utilizado un algoritmo SIMPLE para el acoplamiento de la presión y velocidad, y un esquema de discretización de segundo orden. El máximo número de iteraciones para cada paso de tiempo se ha fijado en 40, con el objetivo de poder conseguir que los residuos numéricos sean inferiores a  $10^{-5}$ .

Uno de los objetivos es determinar la habilidad de diferentes modelos de turbulencia en determinar las fluctuaciones de presión y las frecuencias características en el difusor conforme a los resultados experimentales de [Tsukamoto et al \(1995\)](#). Los modelos de turbulencia utilizados se muestran en la [Tabla 2](#).

	Modelo de turbulencia	Referencia
a	Spalart – Allmaras (S-A)	<a href="#">Spalart and Allmaras (1994)</a>
b	Standard $k-\varepsilon$	<a href="#">Launder and Spalding (1972)</a>
c	Realizable (r) $k-\varepsilon$	<a href="#">Shi et al. (1995)</a>
d	Renormalization Group (RNG) $k-\varepsilon$	<a href="#">Yakhot and Orszag (1986)</a>
e	Standard $k-\omega$	<a href="#">Wilcox (1998)</a>
g	Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$	<a href="#">Menter (1994)</a>
i	Reynolds Stress Model (RSM)	<a href="#">Launder et al. (1975)</a>

Tabla 2: Modelos de turbulencia utilizados

Se han obtenido las fluctuaciones de presión en cuatro puntos de un pasaje del difusor. Las posiciones de los puntos de medida de la presión en el difusor,  $r1c1$ ,  $r1c3$ ,  $r2c3$  y  $r3c3$  se muestran en la [Figura 1](#), donde  $r$  indica el radio y  $c$  la cuerda dentro del canal del difusor.

### 3 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

#### 3.1 Fluctuación de presión

Se presentan los resultados obtenidos de la presión no estacionaria unidimensional,  $\Delta\psi$ , frente al tiempo adimensional,  $t^*$  ([Figura 2](#)), según las definiciones de estos parámetros ([Ecuaciones 1 y 2](#)).

$$\Delta\psi = \frac{p'}{\rho U_2^2 / 2} \quad (1)$$

$$t^* = t/t_{ciclo} \quad (2)$$

Donde  $p'$  es la presión fluctuante,  $U_2$  la velocidad periférica a la salida el rodete y  $t_{ciclo}$  el tiempo relacionado con la frecuencia de paso de los álabes del rodete.

Los resultados obtenidos muestran que los modelos turbulentos SST  $k-\omega$  y RSM presentan los mejores ajustes con los valores experimentales

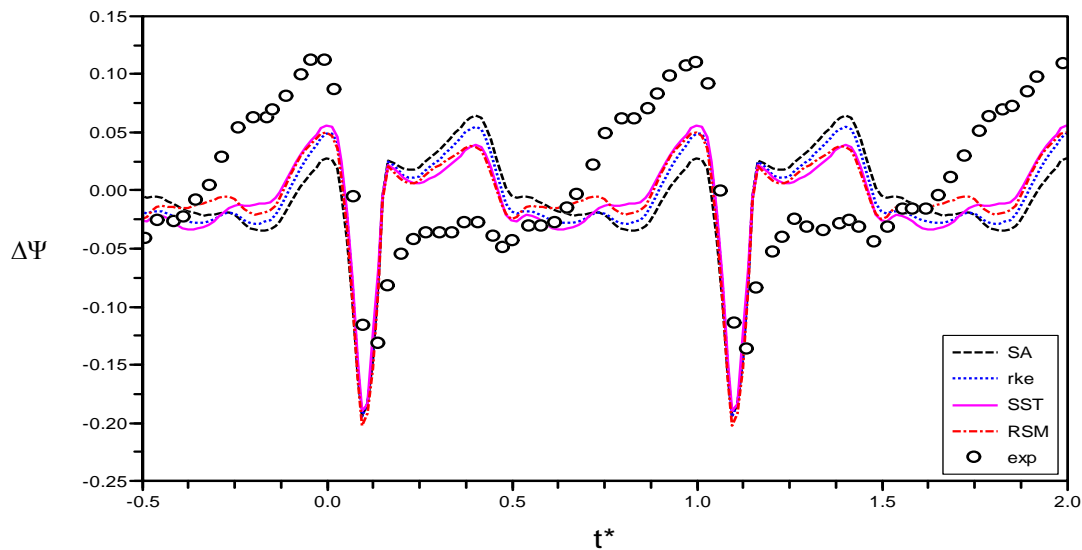


Figura 2. Valores no estacionarios promediados de  $\Delta\Psi$ , en el punto  $r/c1$ . Con diferentes modelos de turbulencia y tratamiento de pared WF

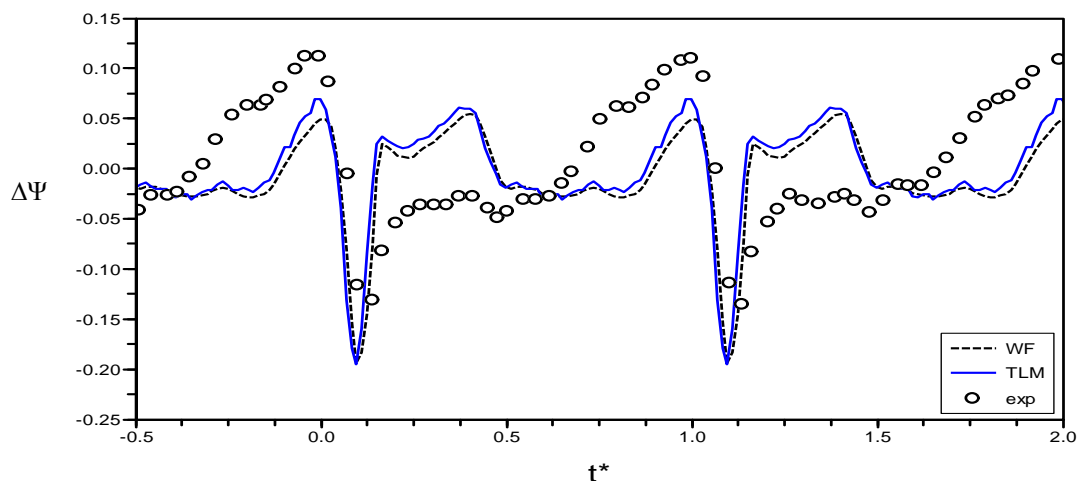


Figura 3. Valor no estacionario de  $\Delta\Psi$  en  $r/c1$ . Comparativa del tratamiento de pared.  $r-k-\varepsilon$

Cuando se analizan los efectos del tratamiento de la capa límite en los resultados de  $\Delta\Psi$ , se puede observar que las funciones de pared, WF, tienen la capacidad de reproducir adecuadamente las fluctuaciones de presión debidas al RSI, mientras que el tratamiento de pared de dos capas, TLM, no conduce a una mejora de los resultados (Figura 3). Esto puede

ser debido a que los puntos estudiados en el canal del difusor están alejados de las paredes y aunque de forma limitada no están afectados por los efectos de la capa límite de la pared.

En el punto  $r1c1$ , situado en la cara de succión cerca del borde de entrada de la directriz del difusor (Figura 1), el máximo valor de la fluctuación de presión se produce en el instante en que el borde de salida del álabe del rodete, está más cerca del borde de entrada de la directriz del difusor y es debido al efecto de la interacción potencial (Wang et al. 2001). Todos los puntos situados en la línea  $c1$  dentro el difusor muestran el pico de presión al mismo tiempo (línea A, Figura 4). La interacción potencial es dominante a la entrada y el pico de presión debido a la interacción potencial disminuye cuando aumenta el radio dentro el difusor. Por otro lado el valor mínimo de la fluctuación de presión es debido al efecto del paso de la estela del álabe del rodete y muestra un gran retardo de tiempo cuando aumenta el radio en el difusor (línea B, Figura 4). Resultando que la amplitud de la fluctuación de presión es más grande cerca de la cara de succión de la directriz, que cerca de la cara de presión.

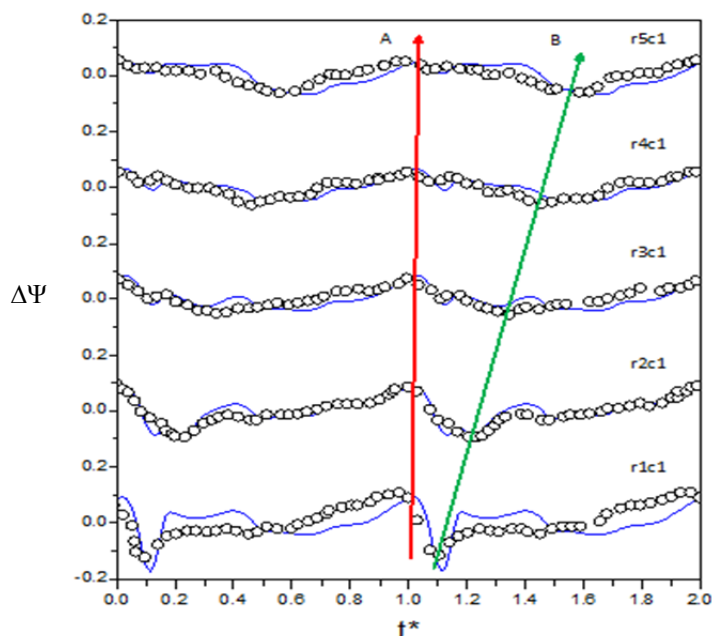


Figura 4: Fluctuación de presión en el difusor en la dirección radial (línea  $c1$ ).  $r-k-\varepsilon$ .

### 3.2 Flujo entre el rodete y el difusor

Para conocer el complejo comportamiento del flujo a la entrada del difusor se han determinado en la separación entre la salida del rodete y la entrada del difusor, las fluctuaciones instantáneas de la presión estática y de las componentes de la velocidad relativa radial y tangencial, Figura 5, y se puede ver que están determinadas por la posición relativa de los álabes del rodete delante de las directrices del difusor. Para mayor claridad, se han representado las posiciones circunferenciales de los álabes del rodete (rotor) y las directrices del difusor (estator), siendo  $\alpha$  el ángulo de la posición del álabe del rodete respecto el corta aguas de la voluta.

En las proximidades de cada una de las directrices del difusor, las componentes radiales de la velocidad presentan un mínimo local y siendo su valor negativo, indicando un flujo inverso local debido al efecto potencial por las interacciones entre el rodete y el difusor. La velocidad radial presenta un máximo, cerca de la cara de presión de los álabes del rodete y esta

disminuye hasta un mínimo local en la cara de succión de los álabes del rodete. Este flujo es denominado estructura de estela en jet (*jet-wake*), (Feng et al. 2011).

Por otro lado la componente tangencial de la velocidad presenta un máximo delante de las directrices del difusor y un máximo y mínimo local delante de los álabes del rodete. En el borde de salida de los álabes del rodete, el gradiente de la velocidad tangencial es muy grande entre la cara de presión y de succión de los álabes, llegando a ser un 30% de la velocidad  $u_2$ . Por tanto las componentes de la velocidad en la zona de separación entre el rodete y el difusor están fuertemente relacionadas por la posición relativa entre los álabes del rodete y las directrices del difusor (Ubaldi et al. 1996).

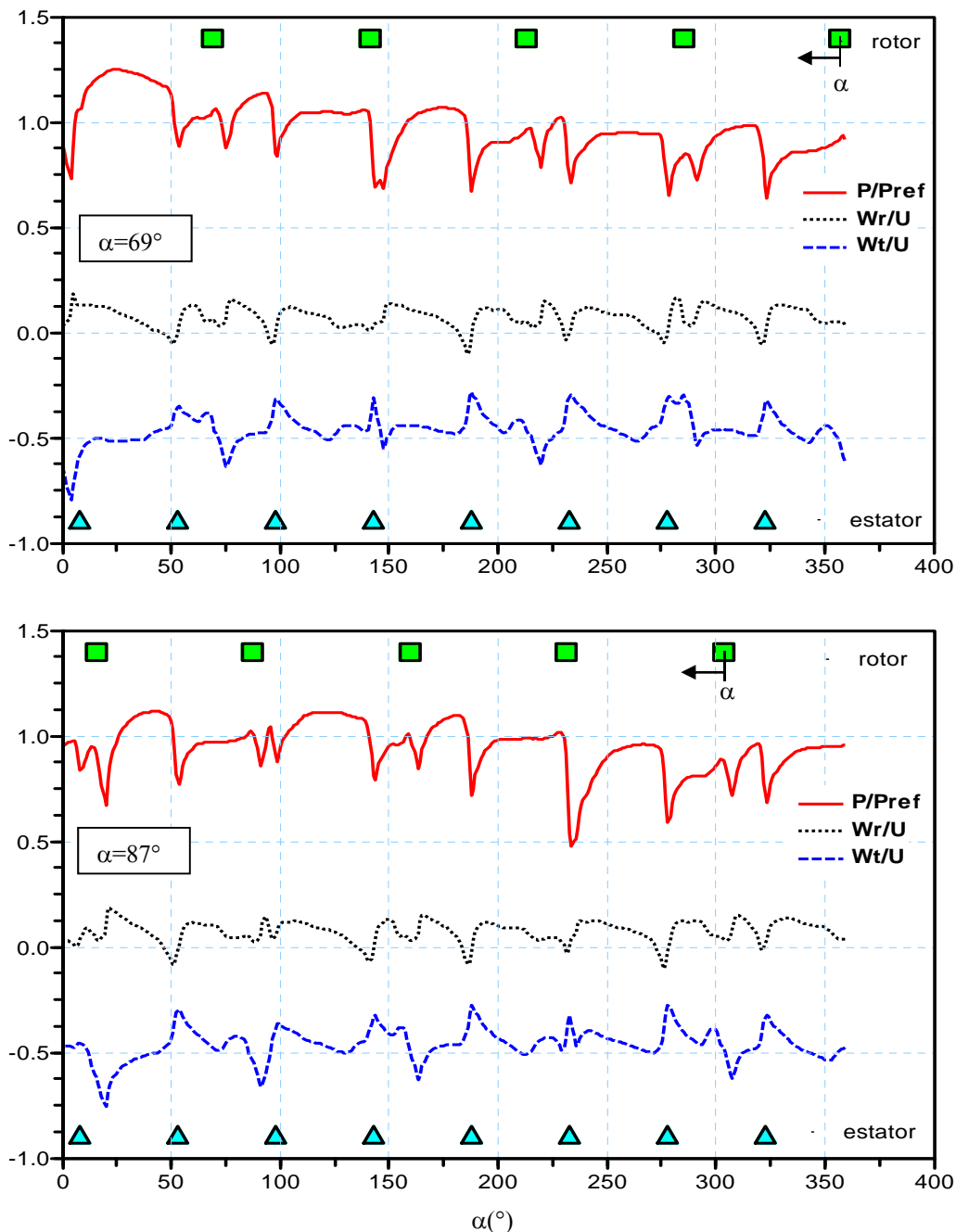


Figura 5: Presión y componentes de la velocidad a la salida del rodete.  $r-k-\varepsilon$ .

Se puede observar que localmente un incremento de la presión es a cambio de una disminución de la velocidad radial. En la cara de succión de las directrices del difusor se obtiene un valor mínimo local de presión, coincidiendo con un valor mínimo de la componente radial de la velocidad. El valor mínimo de presión se produce cuando los álabes del rodete y la directriz están alineados y el máximo cuando un canal del rodete está alineado con un canal del difusor. Se puede observar que el valor de la presión varía circunferencialmente debido al efecto de la voluta.

### 3.3 Flujo en la bomba

Se han determinado los patrones de flujo en el interior de la bomba trabajando en condiciones de diseño. En el primer tercio de la cara de presión de los álabes del rodete se provoca un gradiente adverso de presión y el crecimiento de la capa límite que provoca una pequeña recirculación del flujo en sentido horario y el pertinente aumento de la velocidad en la cara de succión de los álabes, tal como se puede ver en la zona A de la [Figura 6](#).

Se puede apreciar que el campo de velocidades relativas en el rodete, sigue la curvatura de los álabes en los canales del rodete. El borde de salida de los álabes del rodete produce una estela con zonas con pequeñas velocidades radiales, que perturban la uniformidad del flujo de entrada al difusor, [Figura 7](#). La velocidad relativa a la salida del rodete también está afectada por el paso de las directrices por delante del canal de salida del rodete de manera que la componente absoluta de la velocidad a la entrada de las directrices también varía, [Figura 8](#), provocando las pulsaciones de presión mostradas en la [Figura 5](#). La influencia aguas arriba de la interacción rodete-difusor sobre el campo de velocidades del rodete nada más está limitada a la última parte del rodete, tal como obtuvo [Akhras et al. \(2001\)](#) y [Feng et al. \(2011\)](#).

Los valores de la velocidad relativa dentro del rodete, [Figura 7](#), muestran patrones similares a los obtenidos por [Pedersen et al. \(2003\)](#), que midieron las velocidades relativas en el rodete de una bomba centrífuga mediante velocimetría por imágenes de partículas (PIV) y por láser Doppler (LDV).

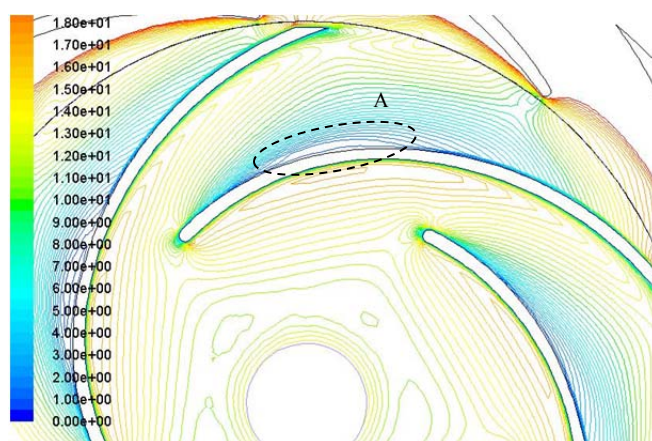


Figura 6: Contornos de velocidad relativa en el rodete (m/s).  $r-k-\epsilon$ .

Se ha realizado un estudio de las variaciones de la intensidad de turbulencia en la bomba que muestran, que detrás del borde de salida de los álabes del rodete se muestran valores elevados de intensidad de turbulencia debidas a las estelas del rodete ([Figura 9](#)) y en la cara de presión de los álabes del rodete se muestran elevados valores de intensidad de turbulencia debido a las grandes dimensiones de la capa límite presente.



La estela del rodete es cortada por la entrada de las directrices del difusor durante el giro del rodete y los segmentos de la estela son transportados aguas abajo a lo largo de la cara de succión de las directrices del difusor (Figura 9). Por tanto, la capa límite de la cara de succión del difusor está más expuesta a los efectos periódicos del barrido producido por la alta turbulencia transportada por las estelas del rodete, si se compara con la cara de presión, este fenómeno también fue observado por Feng (2011). En el momento de realizar el mallado de la capa límite de la cara de succión de las directrices se tendría que tener en cuenta este efecto.

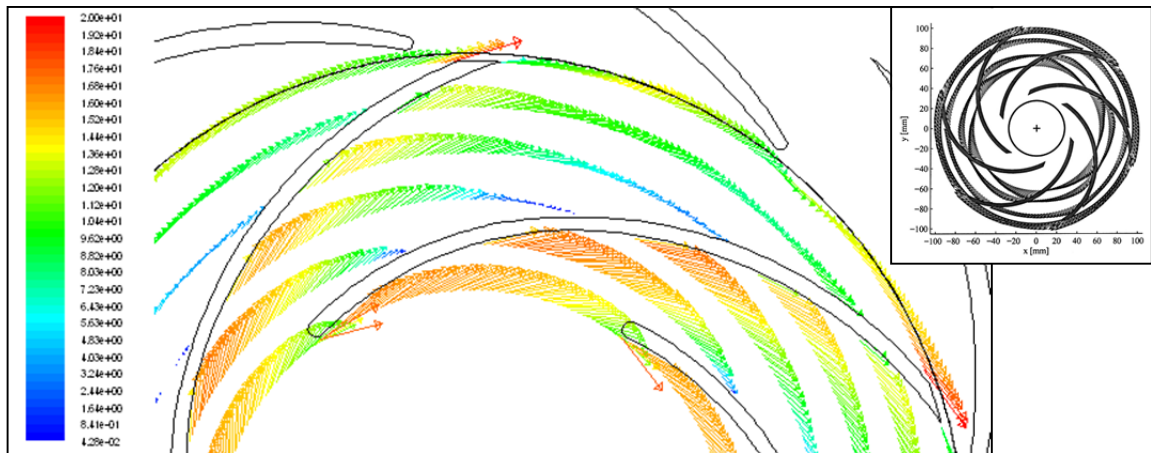


Figura 7: Componentes de velocidad relativa en el rodete (m/s).  $r-k-\varepsilon$ . En el recuadro valores experimentales obtenidos con LDV por Pedersen et al. (2003)

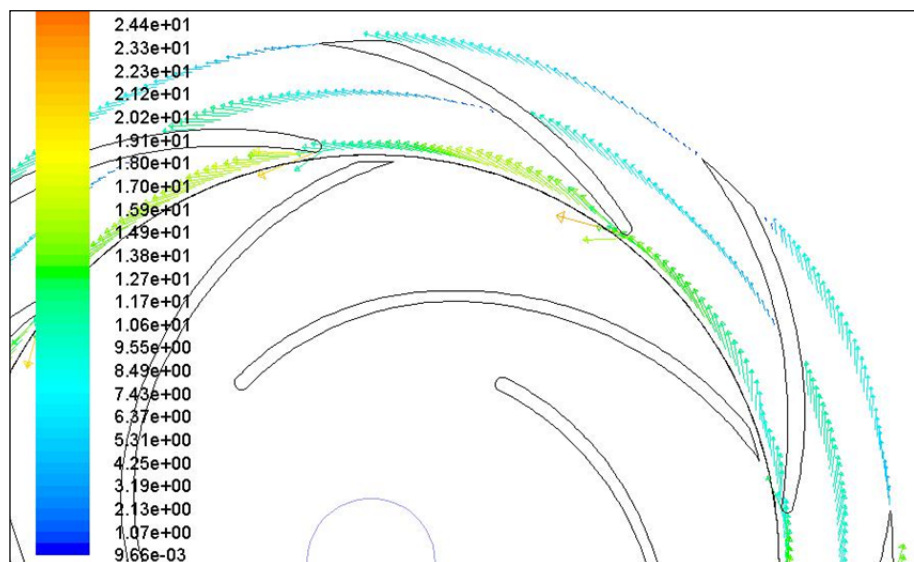


Figura 8: Componentes de velocidad absoluta en el difusor (m/s).  $r-k-\varepsilon$ .

En el corta-aguas de la voluta se produce una zona de recirculación del flujo que sale de las directrices del difusor y esto es debido a que la presión en la voluta es superior a la que hay en el conducto de salida de la bomba y el flujo en lugar de circular por la voluta se dirige directamente al conducto de salida tal como su puede ver en la zona B de la Figura 10.

### 3.4 Frecuencias

La interacción de los álabes del rotor y del estator provoca la fluctuación de presión en el difusor. Desde el punto de vista relativo, la interferencia genera pulsaciones sobre el rodete a

la frecuencia de paso de las directrices  $f_v$  y desde el punto de vista absoluto a la frecuencia de paso de los álabes  $f_b$ , con armónicos:

$$f_b = N f_f Z_b \quad (3)$$

$$f_v = N f_f Z_v \quad (4)$$

Donde  $N$  es un entero y  $f_f$  es la frecuencia de rotación del rodete.

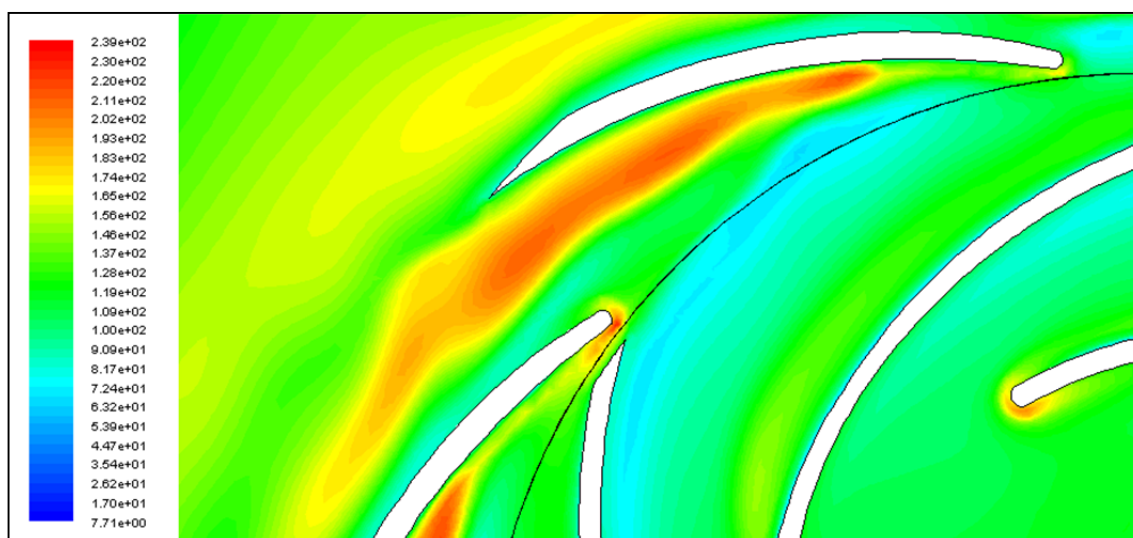


Figura 9: Intensidad de turbulencia a la salida del rodete (%).  $r-k-\varepsilon$ .

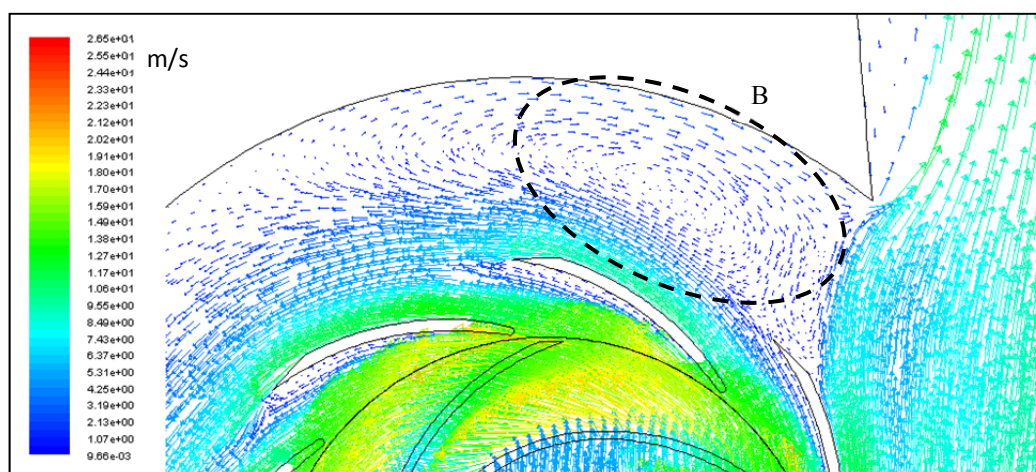


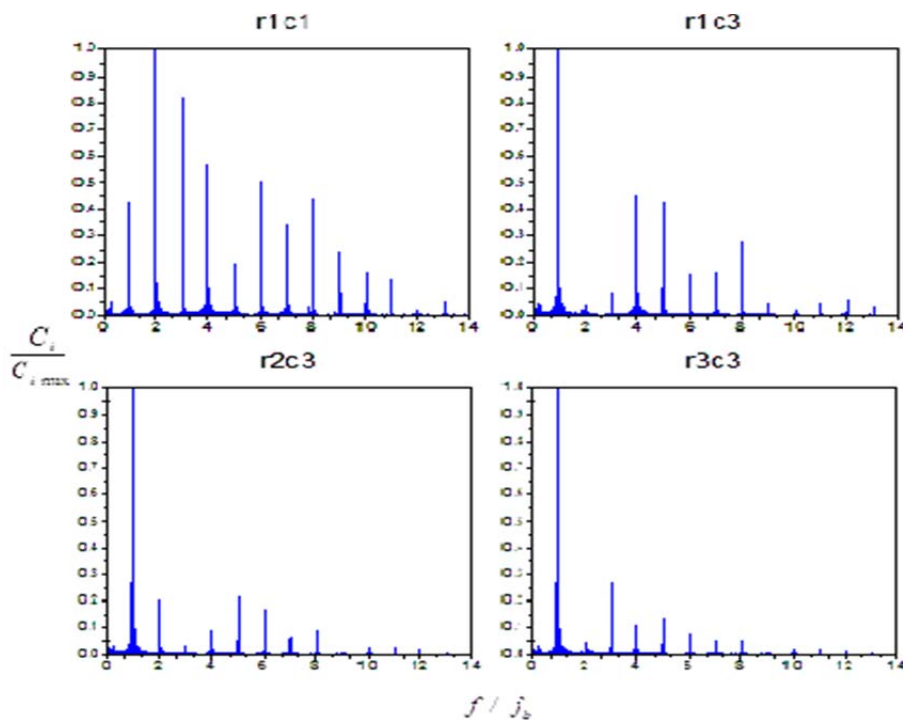
Figura 10: Velocidad absoluta en la voluta (m/s).  $r-k-\varepsilon$ .

Para determinar las frecuencias características de la fluctuación de presión se ha aplicado la Transformada Rápida de Fourier (FFT) a los datos de presión estática de los puntos  $r1c1$ ,  $r1c3$ ,  $r2c3$  y  $r3c3$ , resultando que la presión varía con la frecuencia de paso de los álabes del rodete  $Z_i N$  y de sus armónicos (Figura 11). La magnitud del coeficiente de Fourier, relativo a la magnitud del máximo valor del coeficiente de Fourier ( $C_i/C_{i \max}$ ), se muestra frente a la frecuencia normalizada con la frecuencia de paso de los álabes ( $f/f_b$ ). Se puede apreciar que en la línea media del canal del difusor, línea  $c3$  (puntos  $r1c3$ ,  $r2c3$  y  $r3c3$ ), que el primer

armónico es el más representativo, mientras que en el punto  $r1c1$  el valor más representativo corresponde al segundo armónico, presentando el mismo comportamiento que los valores experimentales de Tsukamoto et al. (1995).

La Tabla 3 muestra las frecuencias de la fluctuación de presión obtenidas con los diferentes modelos de turbulencia y los resultados experimentales. Cuando se han utilizado los modelos turbulentos de S-A, la familia  $k-\varepsilon$  y RSM, los valores de la fluctuación de presión instantánea presentan un comportamiento periódico después de una vuelta del rodete y en estos casos, el dominio de frecuencias recoge de forma precisa las frecuencias características del fenómeno RSI.

Los valores de la fluctuación de presión, de los modelos  $s-k-\omega$  y SST  $k-\omega$  presentan una modulación de su valor con el giro del rodete, con un comportamiento periódico que se repite cada vuelta en el SST  $k-\omega$  y cada dos vueltas en el  $s-k-\omega$ . En estos modelos la presencia de “ruido” en los resultados numéricos dificulta la determinación de las frecuencias representativas  $Z_i N$  y la frecuencia de giro del rodete  $N$ , debido a la presencia de picos sin base física en el dominio de frecuencias.



**Figura 11:** Frecuencias de la fluctuación de presión en los puntos  $r1c1$ ,  $r1c3$ ,  $r2c3$  y  $r3c3$  del distribuidor.  $r-k-\varepsilon$ .

#### 4 CONCLUSIONES

Se ha determinado con la ayuda de CFD el comportamiento de una bomba centrífuga con alta carga de álabes. El efecto RSI provoca fluctuaciones de presión en los canales del difusor, generándose un máximo en la cara de presión de los álabes del rodete y un mínimo en su cara de succión, esta fluctuación es máxima cuando un álabe y una directriz están alineados. Cuando el flujo que sale del rodete se encuentra con una directriz del difusor, el fluido experimenta una disminución de la componente radial de la velocidad relativa, un aumento de

la componente tangencial de la velocidad relativa y una disminución en la presión. El máximo de presión en el difusor es debida a la interacción potencial entre los álabes y las directrices, y se propaga de forma instantánea en todo el canal del difusor y va disminuyendo su valor en las direcciones radial y circunferencial del flujo, mientras que el paso de las estelas provocan una disminución de la presión en el difusor debido al efecto del paso de la estela del álabe del rodete, que presenta un retraso de tiempo cuando el flujo avanza por los canales del difusor. Se han determinado con FFT las frecuencias características de la fluctuación de presión en el difusor, obteniéndose que la presión fluctúa con la frecuencia de paso de los álabes del rodete,  $Z_i N$  y sus armónicos.

Frecuencias Experimentales (Hz)		$N$	$1Z_i N$	$2Z_i N$	$3Z_i N$	$4Z_i N$	$5Z_i N$
Modelo de turbulencia		Punto presión					
Spalart – Allmaras (S-A)	<i>r1c1</i>	10/34	171	343	518	689	861
	<i>r1c3</i>	10/34	171	343	518	689	861
	<i>r2c3</i>		171	343	518	689	861
	<i>r3c3</i>		171	343	518	689	861
Standard $k-\varepsilon$ (s- $k-\varepsilon$ )	<i>r1c1</i>	-	171	346	517	689	860
	<i>r1c3</i>	-	171	346	517	689	860
	<i>r2c3</i>		171	346	517	689	860
	<i>r3c3</i>		171	346	517	689	860
Realizable $k-\varepsilon$ (r- $k-\varepsilon$ )	<i>r1c1</i>	34	172	343	518	689	861
	<i>r1c3</i>	34	171	343	518	689	861
	<i>r2c3</i>		172	343	518	689	861
	<i>r3c3</i>		171	343	518	689	861
Renormalization Group $k-\varepsilon$ (RNG $k-\varepsilon$ )	<i>r1c1</i>	34	171	343	517	689	861
	<i>r1c3</i>	34	171	343	517	689	861
	<i>r2c3</i>		171	343	517	689	861
	<i>r3c3</i>		172	343	517	689	861
Standard $k-\omega$ (s- $k-\omega$ )	<i>r1c1</i>	15,5	160/188	327	516	688	861
	<i>r1c3</i>	15,5	168	345	516	688	862
	<i>r2c3</i>		171	328	516	688	861
	<i>r3c3</i>		171	345	516	688	861
Shear Stress Transport $k-\omega$ (SST $k-\omega$ )	<i>r1c1</i>	31	-	343	515	689	862
	<i>r1c3</i>	31	171	343	-	689	862
	<i>r2c3</i>		171	-	515	689	862
	<i>r3c3</i>		171	343	516	689	862
Reynolds Stress Model (RSM)	<i>r1c1</i>	34	171	343	517	689	861
	<i>r1c3</i>	34	172	343	517	689	861
	<i>r2c3</i>		172	343	517	689	861
	<i>r3c3</i>		172	343	517	689	861

Tabla 3: Dominio de frecuencias (Hz) de las fluctuaciones de presión

El estudio de la bomba ha permitido conocer las características del complicado flujo que se produce en su interior debido a la interacción entre los álabes del rodete y las directrices del difusor. Cuando la bomba con difusor trabaja en condiciones de diseño, el campo de velocidades relativas en el rodete sigue la curvatura de los álabes. El flujo provoca el crecimiento de la capa límite en la cara de presión de los álabes que provoca una pequeña recirculación del fluido en sentido contrario al giro del rodete y esto hace aumentar la

velocidad del fluido en la cara de succión de los álabes. Cuando el flujo se desplaza a lo largo del radio de los álabes hacia la salida del rodete, ganan importancia las fuerzas de Coriolis provocando que el fluido circule hacia el final de la cara de presión y esto provoca un aumento de la velocidad relativa en la parte final del álabe, consiguiendo que a la salida del rodete el flujo sea bastante uniforme.

Durante el giro del rodete la estela que sale de los álabes del rodete, es cortada por las directrices del difusor y los segmentos de la estela con elevado nivel de turbulencia son conducidos aguas abajo, a lo largo de la cara de succión de la directriz del difusor, provocando un gran crecimiento de su capa límite. Esto provoca un gran aumento de la velocidad en la cara de presión de la directriz, generándose un flujo en “jet” que es transportado aguas abajo hasta la voluta. Esto facilita la difusión del flujo que sale de las directrices dentro la voluta, consiguiendo una distribución de velocidades más uniforme en la voluta. Cerca del corta-aguas de la voluta, el flujo que circula por la voluta experimenta una recirculación hacia el conducto de salida de la bomba debido al gradiente de presión adverso que se presenta en la zona cercana al corta-aguas y que impide que el flujo continúe por la voluta circulando en la dirección de giro del rodete. Esto provoca el desprendimiento de la capa límite del flujo en la pared del corta-aguas del conducto de salida y el aumento de la velocidad del flujo en la cara opuesta.

Las pruebas realizadas con los diferentes tipos de tratamiento de pared para el estudio de la capa límite, han demostrado que el tipo de tratamiento no afecta los resultados de la fluctuación de presión, debido a que los puntos estudiados en el difusor están suficientemente alejados de los efectos de la capa límite de las paredes de las directrices.

Los modelos de turbulencia utilizados en el estudio de la bomba muestran que los modelos turbulentos S-A,  $r-k-\varepsilon$ , SST  $k-\omega$  y RSM presentan resultados similares de las fluctuaciones de presión con los valores experimentales de Tsukamoto. Los modelos  $r-k-\varepsilon$  y RSM han podido determinar todas las frecuencias características relativas al paso de los álabes del rodete delante las directrices del difusor  $Z_i N$  y la frecuencia de giro del rodete  $N$ , mientras que los otros modelos turbulentos utilizados han tenido dificultad en la determinación de alguna de las frecuencias características. Los modelos  $r-k-\varepsilon$  y RSM muestran resultados muy similares de velocidades y presiones en la separación entre el rodete y el difusor, mientras que el modelo SST  $k-\omega$  presenta un comportamiento del flujo similar detrás de los álabes del rodete, pero presenta en las zonas no afectadas por los álabes del rodete y las directrices un patrón de flujo diferente.

Los resultados obtenidos muestran que los modelos  $r-k-\varepsilon$ , SST  $k-\omega$  y RSM, presentan un buen comportamiento en la descripción física de los flujos complejos que se presentan en el rodete y el difusor de la bomba debido al efecto RSI. El modelo RSM tiene como defecto la gran necesidad de recursos informáticos necesarios para su utilización, presentando resultados muy similares al modelo  $r-k-\varepsilon$ , que precisa muchos menos recursos. El modelo SST  $k-\omega$  muestra un buen comportamiento en la determinación de las características del flujo, pero ha presentado dificultades en la determinación de las frecuencias características del RSI, debido a la presencia de “ruido” numérico. Como conclusión diremos que el modelo  $r-k-\varepsilon$ , presenta unas buenas cualidades para el estudio del efecto RSI en el flujo en el rodete y el difusor de una bomba cuando trabaja bajo condiciones de diseño, pero tiene que indicarse que el uso de un solo modelo de turbulencia no permite extraer conclusiones definitivas.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Escola Universitaria d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona – Consorci Escola Industrial de Barcelona por el apoyo económico para la asistencia a este congreso. Además, los autores agradecen los fondos obtenidos del Ministerio de Economía y Competitividad de España (DPI2012-36264) y del Ministerio de Ciencia y Tecnología de Argentina (Proyecto PRH-PME-38) para el desarrollo del estudio.

## REFERENCIAS

- Akhras, A., El Hajem, M., Morel, R., Champagne, J. Internal flow investigation of a centrifugal pump at design point. *Journal of Visualization*, Vol. 4, No. 1, p. 91-98, 2001.
- Ansys-Fluent. Users Manual Ansys-Fluent 14.
- Ardnt, Acosta, Brennen, Caughey. Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump, *Journal of Turbomachinery*, 111 (3):213-221, 1989.
- Coussirat, M. Theoretical/Numeric Study of flows with strong Streamlines Curvature, *PhD. Thesis UPC*, Barcelona, 2003.
- Dring, Joslyn, Hardin, Wagner. Turbine Rotor-Stator Interaction, *J. Eng. for Power*, 104:729-742, 1982.
- Egusquiza, E. *Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*. Edicions UPC, 2003.
- Feng J. Benra F, Dohmen H. Investigation of periodically unsteady flow in a radial pump by CFD simulations and LDV measurements. *Journal of Turbomachinery*, Vol 133, 2011.
- Gonzalez, J., Santolaria, C., Blanco, E., Fernandez, J. Numerical simulation of the dynamics effects due to the impeller-volute interaction in a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, pp 348-355. 2002.
- Launder, Spalding. Lectures in mathematical models of turbulence, *Academic Press*, England, 1972.
- Launder, Reece, Rodi. Progress in the development of a Reynolds stress turbulence closure, *J. Fluid Mechanics*, 68: 537-566, 1975.
- Menter, F. Two equations eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32(8):1598-1605, 1994.
- Pedersen, N., Larsen, P., Jacobsen, C. Flow in centrifugal pump impeller at design and off-design conditions- Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) measurements. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 125, 2003.
- Shih, T., Liou, W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. A new k-epsilon eddy viscosity model for high Re turbulent flow – Model development and validation, *Computer Fluids*, 24 (3):227-238, 1995.
- Spalart, Allmaras. A one equation turbulence model for aerodynamic flow, *La Recherche Aéropatiale* 1:5-21, 1994.
- Tsukamoto, H., Uno, M., Hamafuku, N., Okamura, T. Pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller. *The 2<sup>nd</sup> Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference*, Forum of unsteady flow, FED 216:133-138, 1995.
- Ubaldi, M., Zunino, P., Barigozzi, G., Cattanei, A. An Experimental Investigation of Stator Induced Unsteadiness on Centrifugal Impeller Outflow, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol.118,pp.41-54,1996.
- Wang, H., Tsukamoto, H. Fundamental analysis on rotor-stator interaction in a diffuser pump by vortex method. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, pp. 737-747, december 2001.
- Wilcox. *Turbulence modeling for CFD*. 2<sup>nd</sup> edition, DCW Industries Inc., California, 1998.
- Yakhot, Orszag. Renormalization group analysis of turbulence: I Basic theory, *J. of Scientific Computing*, 1 (1):3-51, 1986.