

CARACTERIZACIÓN DEL TIPO DE CAVITACIÓN MEDIANTE DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS PARA POSTERIORES APLICACIONES AL ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL DAÑO POR CAVITACIÓN

Flavio H. Moll^a, Diego E. Manuele^a, Miguel G. Coussirat^a, Alfredo Guardo^b, Alfred Fontanals^b

^aGrupo LAMA- Universidad Tecnológica Nacional-Facultad Regional Mendoza, Argentina;

^bDepartamento de Mecánica de Fluidos, EUETIB-Universitat Politècnica de Catalunya, España.

Palabras Clave: cavitación, CFD, turbulencia, turbomáquina.

Resumen. La cavitación se corresponde a una estructura bifásica (líquido-vapor) cuando la presión del líquido disminuye hasta su presión de vapor, p_v . Esta disminución de p_v puede deberse a diversos factores relacionados con la hidrodinámica del flujo y las propiedades físicas del fluido, pudiendo presentar diferentes características. En la cavitación hidrodinámica, pueden distinguirse efectos que pueden producir un acoplamiento fluido-estructura (lock-in) que puede favorecer la falla del material, sólido que confina al fluido, lo que conduce a la pérdida de rendimiento y daño mecánico en turbomáquinas.

Los ensayos experimentales muestran que el estado de cavitación desarrollada puede tener diferentes estructuras, (e.g. de burbujas, de lámina, supercavitación, etc.), siendo algunas de ellas de tipo periódica. Estas estructuras dependen del estado fluidodinámico del flujo, siendo algunas de ellas más agresivas desde el punto de vista del daño por cavitación.

Debido al costo de los experimentos, es de interés evaluar si mediante dinámica computacional de fluidos (CFD) se puede caracterizar el tipo de estructura que posee la zona de vaporización/colapso de las burbujas en diferentes dispositivos hidrodinámicos. Este tipo de flujo muestra una gran complejidad ya que deben tenerse en cuenta el estado bifásico y turbulento del flujo

El objetivo de este trabajo es demostrar si es posible caracterizar mediante CFD el tipo de estructura que se presenta cuando hay cavitación desarrollada, utilizando datos experimentales para una configuración de flujo sobre un escalón, probándose primero las aproximaciones que se obtienen mediante CFD. Se estudia la validación y la sensibilidad a parámetros de modelado con el objetivo de aplicar el conocimiento adquirido a la optimización del diseño de probetas que se insertarán en un banco de ensayos hidrodinámico para la comprobación de la resistencia al daño por cavitación de distintos materiales. Se identifican parámetros que permitan reproducir las condiciones de cavitación más agresiva con el objeto de reducir los tiempos de ensayo.

1 INTRODUCCIÓN

La cavitación se corresponde a una estructura bifásica (líquido-vapor) cuando la presión del líquido disminuye hasta su presión de vapor, p_v . Esta disminución de p_v puede deberse a diversos factores relacionados con la hidrodinámica del flujo y las propiedades físicas del fluido, pudiendo presentar diferentes características, (Franc and Michel, 2004; Brennen, 1995). En la cavitación hidrodinámica, pueden distinguirse dos pasos en su desarrollo (Franc and Michel, 2004; Hammit, 1980): 1) aparición de burbujas de vapor, 2) cavitación desarrollada, con una cierta permanencia y extensión de la zona de vaporización del líquido, variando su volumen y extensión, y generando una estructura del flujo muy compleja. En ciertos casos, esto ocasiona un acoplamiento fluido-estructura (lock-in) que puede favorecer la falla del material. El posterior colapso de estas cavidades cerca de paredes sólidas, cuando el flujo avanza a zonas en donde la presión es mayor, produce su implosión generando pulsos de presión de alta frecuencia que ocasionan la falla por fatiga del material sólido, lo que conduce a la pérdida de rendimiento y daño mecánico en turbomáquinas.

Experimentos muestran (Callenaere et al., 2001; Le Q. et al., 1993) que el estado de cavitación desarrollada puede tener diferentes estructuras, (e.g. de burbujas, de lámina, supercavitación, etc.), siendo algunas de ellas de tipo periódica. Estas estructuras dependen del estado fluidodinámico del flujo, siendo algunas de ellas más agresivas desde el punto de vista del daño por cavitación. Debido al costo de los experimentos, es de interés evaluar si mediante modelado numérico (CFD) se puede caracterizar el tipo de estructura que posee la zona de vaporización/colapso de las burbujas en diferentes dispositivos hidrodinámicos. Este tipo de flujo muestra una gran complejidad ya que deben tenerse en cuenta el estado bifásico y turbulento del flujo (Arndt et al., 2002; Palau et al., 2004; Qin et al., 2003).

El objetivo de este trabajo es demostrar si es posible caracterizar mediante CFD el tipo de estructura que se presenta cuando hay cavitación desarrollada, utilizando datos experimentales para una configuración de flujo sobre un escalón (Callenaere et al, 2001). Se estudia la validación y la sensibilidad a parámetros de modelado con el objetivo de aplicar el conocimiento adquirido a la optimización del diseño de probetas que se insertarán en un banco de ensayos hidrodinámico para la comprobación de la resistencia al daño por cavitación de distintos materiales. Se identifican parámetros que permitan reproducir las condiciones de cavitación más agresiva con el objeto de reducir los tiempos de ensayo.

Como parte de las actividades de I+D que actualmente se desarrollan en la Facultad Regional Mendoza de la Universidad Tecnológica Nacional, existe el interés por caracterizar la fenomenología del fenómeno de cavitación y el daño que ésta produce en turbomáquinas hidráulicas. Una parte del trabajo a desarrollar implica la construcción de un banco de ensayos experimentales (tipo Venturi) que contempla la introducción de probetas recargadas con distintos tipos de aleación, para analizar la resistencia de éstas al daño por cavitación, a partir del análisis de la estructura microscópica de la probeta dañada y de la tasa de pérdida de material que sufre la probeta después de un cierto tiempo de ensayo. Los resultados obtenidos pretenden identificar las mejores aleaciones que puedan luego ser utilizadas como material de base en la construcción o de recargue en la reparación de turbomáquinas hidráulicas.

En la realización de cada ensayo los costos de operación y el tiempo (alrededor de 150hs en promedio) son elevados, por tanto se quiere disminuir el número de ensayos. El objetivo específico de este trabajo es tratar de identificar el tipo de configuración hidrodinámica (geometría de la probeta y parámetros del flujo circulante por el dispositivo de ensayo) que permita esta disminución de tiempos de ensayo. Esta disminución está relacionada con el tipo de estructura que ofrece el flujo cavitante alrededor de la probeta. Para ello se modelará mediante CFD diferentes geometrías de probetas de las que se seleccionará la que mejor

reproduzca las condiciones de cavitación más destructiva.

Una de las posibles geometrías a estudiar está relacionada con probetas con forma de álabes, otra es directamente utilizar la pared de la sección del Venturi como posible probeta de ensayo. Se han elegido estos casos porque hay una buena información de las macroestructuras de flujo cavitante que se forman y que son dependientes de la geometría y de tiempo característico. Para el caso de álabes existe amplia información de la descripción del comportamiento global de las cavidades que se desarrolla en el lado interno de un plano convexo del mismo con un determinado ángulo de ataque, α , y en relación a un parámetro de cavitación σ , ver [Figura 1](#), (eg. [Le Q. et al., 1993](#)).

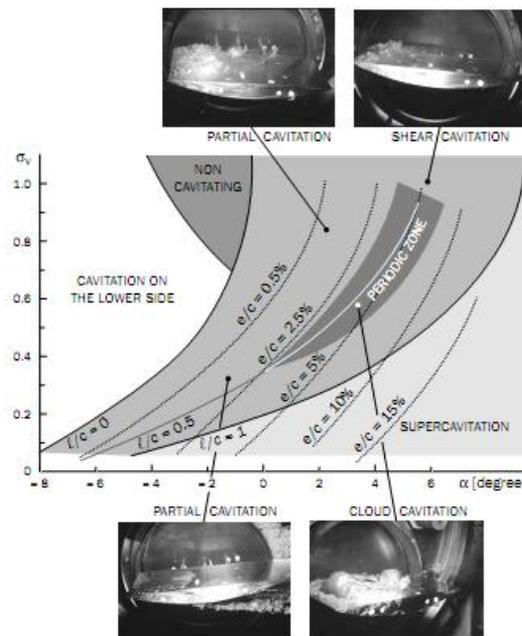


Figura 1: Caracterización del tipo de cavitación en álabes. (Franc & Michel, 2004).

Existen distintas definiciones para el parámetro de cavitación σ . Se presentan a continuación las que se utilizarán en este trabajo.

$$\sigma_1 = (p_1 - p_v) / 0,5 \rho c_\infty^2 \quad (1)$$

$$\sigma_2 = (p_1 - p_v) / (p_2 - p_1) \quad (2)$$

en donde, σ_1 es el parámetro de cavitación utilizado para el caso del álabes (Ec. 1) p_1 es presión de referencia en la zona de ensayo, p_v presión de vapor, ρ es la densidad del fluido y c_∞^2 la velocidad de la corriente libre. La [Figura 1](#) muestra que la zona más agresiva es la zona de “cloud cavitation” $l/c=0,5$ (donde: l =máxima longitud de la cavidad, c =longitud de la cuerda).

En el caso de escalones la información es más escasa. Para el caso de escalones con aumento de la sección de paso, [Callenaere, et al. \(2001\)](#) caracteriza el tipo de cavitación [Figura 2](#) también en función del σ_2 , definido según la Ec. (2) pero usando ahora como presión de referencia la presión corriente abajo y siendo p_2 presión corriente arriba, siendo los otros parámetros de la fórmula idénticos a los de álabes.

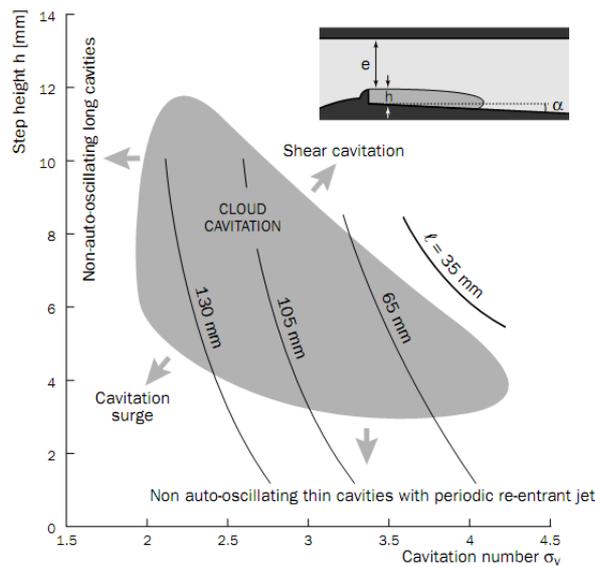


Figura 2: Caracterización del tipo de cavitación en escalones. (Callenaere, et al., 2001).

En el caso de escalones en donde hay disminución de la sección, estudios experimentales (Nurick, 1976) muestran que también puede definirse el tipo de cavitación en función del σ_2 . En este trabajo se presentan correlaciones obtenidas a partir de los experimentos, que permiten caracterizar la disminución de la sección de paso debido al cambio del patrón del flujo por la obstrucción producida por la burbuja de vapor, coeficiente de descarga c_D . No se indica claramente el tipo de cavitación en este caso, pero sí se muestra la zona afectada por el flujo cavitante. También se dan valores de presión estática medidas en zonas cercanas a la disminución de la sección, ver Figura 3.

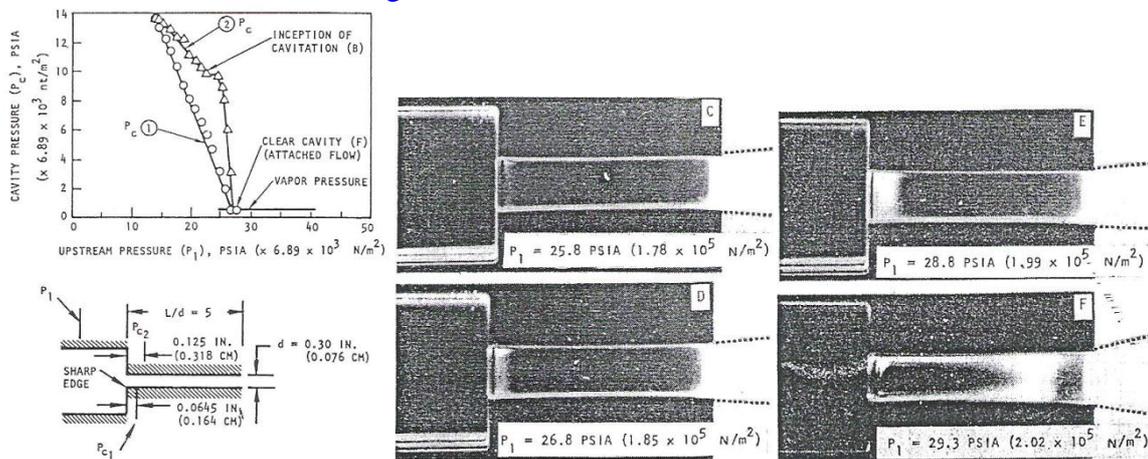


Figura 3: Caracterización del tipo de cavitación en escalones. (Nurick, 1976).

Para el caso de turbomáquinas, el fenómeno es mucho más complejo de visualizar debido a la infraestructura necesaria para llevar a cabo tales experimentos. Sin embargo existen muchos estudios en donde se muestra mediante distintos tipo de visualizaciones la estructura de flujos cavitantes en bombas (e.g., Medvitz, et al., 2001) y en turbinas hidráulicas (e.g., Grekula et al., 2001).

Desde el punto de vista del modelado numérico, el modelado de flujos cavitantes se ha comenzado a abordar intensivamente desde hace menos de una década, debido al fuerte acoplamiento que hay entre el estado de turbulencia del flujo y las variaciones de presión que

este estado induce. Al presente, dentro de un código numérico CFD comercial o "in house", existen varios submodelos tanto para la turbulencia ($k-\varepsilon$ en sus versiones, $k-\omega$ en sus diferentes versiones, Spalart-Allmaras (S-A), Reynolds Stress Model (RSM), (e.g. [Fluent v12, 2010](#)) como para la cavitación (Singhal et al., Schnerr-Saber, Zwart-gerber-belamri, e.g. [Fluent v13](#)). La selección/combinación más idónea de ambos submodelos es aún un tema abierto, tanto en términos de buena aproximación como de tiempo de CPU.

Los trabajos iniciales comprendían geometrías simples tales como escalones, orificios, cuerpos sumergido (cuerpos romos y álabes) aislados entre otros (e.g. [Palau et al., 2004](#), [Arndt et al, 2002](#), [Qin et al., 2003](#), [Kunz et al, 1999](#)). En todos estos trabajos se trata de identificar las zonas de bajas presiones en donde puede aparecer la cavitación. En los trabajos relacionados con perfiles aislados, la información es más completa, pues se poseen datos del patrón de flujos (velocidades, streamlines, etc.)

También se ha abordado el problema de flujo en turbomáquinas (e.g., [Medvitz, et al., 2001](#), [Grekula et al., 2001](#)) en donde se trata de identificar zonas en donde se produce cavitación y su relación con la altura neta de succión positiva (NSPH), parámetro característico de las turbomáquinas, pero bases de datos en donde se tengan patrones del flujo son muy escasas.

En todos estos trabajos se usan diferentes combinaciones de modelos y se han obtenido mejores o peores aproximaciones a los resultados experimentales, pero sin existir una clara superioridad de una combinación respecto de otra.

Relacionado con este trabajo se ha optado por hacer una aproximación sucesiva en términos de dificultad, para poder definir cuál es la combinación de submodelos idóneas, de cara a poder minimizar los ensayos experimentales para producir daño por cavitación en probetas.

El primer paso implica una cuidadosa selección/validación/calibración de los submodelos existentes. Para ello se ha seleccionado la base de datos experimental para orificios ([Nurick, 1976](#)) y también como referencia de modelado numérico los resultados presentados por [Palau et al. \(2004\)](#). Ya que se presentan resultados para varios casos test, de entre los que se distinguen toberas y varios tipos de orificios. En general los resultados obtenidos muestran una buena aproximación. Para el caso de orificios circulares con disminución de sección, se presentan resultados numéricos para la geometría de Nurick, utilizando el modelo de [Singhal et al. \(2002\)](#) para modelar la cavitación, combinado con el modelo Standard $k-\varepsilon$ para el modelado de la turbulencia. El modelado cercano a la pared se hace a través de funciones de pared estándar, que no tienen en cuenta gradientes adversos de presión (standard wall functions). Sólo se comparan valores del coeficiente de descarga c_D y sólo se dan patrones del flujo para un caso 3D pero de sección de salida rectangular. Las simulaciones presentadas permiten detectar cuando se produce el despegue del flujo en la zona del orificio, sin recuperación de capa límite ("flipping").

Se pretende por tanto hacer una comparación más extensiva, que permita asegurar la calidad del modelado numérico obtenido, abriendo el abanico de elección de submodelos. Esta comparación implica no sólo comparar el coeficiente c_D , sino comparar valores de presiones medidos en la pared, en zonas cercanas al orificio y visualizar el patrón del flujo cavitante.

2 METODOLOGÍA DESARROLLADA

Al efecto de realizar el estudio de la condición de mayor daño por cavitación se usará el código comercial [Fluent v13](#). Como parte de un futuro trabajo se pretende contrastar también estos resultados con los que se obtendrán con software abierto (OpenFoam).

Como ya se indicó anteriormente la base de datos experimentales de Nurick se ha seleccionado en esta primera etapa para comprobar la capacidad de resolver el flujo

turbulento, bi-fásico y cavitante con los modelos disponibles y seleccionar finalmente la mejor combinación de ellos (turbulencia y cavitación). Se evaluarán: 1) El patrón del flujo cavitante, mediante la comparación de los resultados numéricos con fotografías de la zona del orificio. 2) El coeficiente de descarga, c_D , calculado según la formulación que presenta Nurick, en donde se sustituyen los datos experimentales por los numéricos y se los compara con correlaciones empíricas de este mismo autor. 3) La distribución de presiones estáticas en la pared, en la zona cercana al cambio de sección.

3 DEFINICIÓN DEL MODELO NUMÉRICO:

La simulación mediante CFD parte de la definición de una malla de cálculo definida a partir de la geometría de la [Figura 3](#), Los parámetros de la geometría del orificio circular son $D/d=2.88$ y $L/d=5$, en donde D, d , y L son respectivamente diámetro de la entrada, diámetro del orificio (7.62mm) y longitud del orificio. Todas las medidas corresponden al orificio de material transparente (lucita) usado por Nurick. Se ha seleccionado este caso debido a que es el único en donde se presentan fotografías del patrón del flujo cavitante, elemento de sumo interés para los objetivos de este trabajo, ver [Figura 3](#) y [Figura 8b](#). El valor de la presión en la salida es, $P_b=0,95$ bar. Las medidas de presión estática experimentales se han realizado a distancias de $1/4$ y $1/2$ del diámetro corriente abajo,

3.1 Mallado

Se trabajó con 4 mallas distintas siendo la cantidad de celdas la detallada en la [Tabla 1](#). Para demostrar que los resultados obtenidos con la malla seleccionada sean independientes del refinamiento de la misma, lo que se discutirá cuando se presenten los resultados obtenidos.

Mallado	Número de celdas
Caso 1	3356
Caso 2	12958
Caso 3	46345
Caso 4	184990

Tabla 1: Cantidad de celdas en cada malla.

3.2 Tipo de flujo y condiciones de borde:

El flujo se modelará como 2-D pero axisimétrico. La condición de borde en la entrada es la presión corriente arriba especificada (pressure inlet). Se han simulado distintas condiciones de presión en la entrada de cara a ir viendo la evolución de la burbuja cavitante dentro del flujo.

Los límites superiores que definen el borde del orificio son paredes fijas (walls, con non-slip condition). La condición de borde en la salida es fijada con una presión de $P_b = 95.000\text{Pa}$ y es la misma para todos los casos (pressure outlet), ver [Figura 4](#).

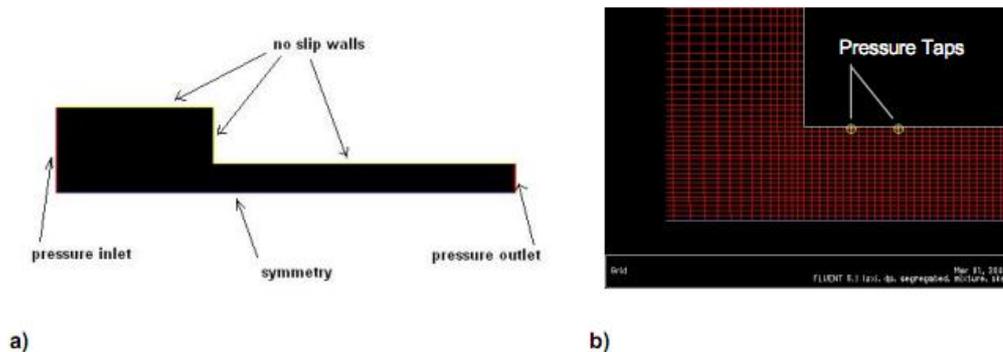


Figura 4: a) Geometría del caso modelado, con condiciones de contorno; b) indicación de los puntos en donde se evaluó la presión, ($1/4d$ y $1/2d$, siendo d : diámetro del orificio)

3.3 Parámetros de modelado y esquemas de discretización utilizados

Los parámetros de modelado son: Flujo estacionario, esquemas de discretización del tipo upwind de segundo orden, acoplamiento presión-velocidad mediante algoritmo tipo “simple scheme”. Se fijaron los residuos normalizados en 10^{-5} , y todos los casos han sido calculados con doble precisión.

La elección de flujo estacionario se ha definido luego de identificar la influencia de estos efectos. Esto puede hacerse a través de análisis dimensional calculando la influencia del número de Strouhal, Sr [$d t^{-1} c_{\infty}^{-1}$]. Si se considera que se toma como una longitud característica el diámetro del orificio ($d=7\text{mm}$) y velocidades c_{∞} del orden de 10 m/s que son las correspondientes a bajas presiones en el rango de casos estudiados, esto es un número de $Re=O(10^5)$, puede verse que para obtener un $Sr=O(1)$ se requieren tiempos de orden 10^{-4} s . Si se desea capturar mediante un modelado no estacionario estas fluctuaciones, para prevenir fenómenos de “aliasing” en la respuesta CFD se requieren tiempos del orden dos veces menores, con lo que estamos ya en un orden 10^{-6} s . Es sabido que el fenómeno de cavitación se corresponde con respuestas tanto de muy altas frecuencias como de bajas frecuencias, pero no se pretende en este trabajo capturar efectos de burbujas o grupos pequeños de burbujas (alta frecuencia), sino el de ver macro-estructuras que indiquen zonas de fracción de vapor alta, con fluctuaciones temporales de baja frecuencia en función del tipo de cavitación (ver Figura 1 y Figura 2) que se estudiarán mediante un posterior modelado no estacionario, una vez identificadas los modelos a utilizar para la turbulencia y para el flujo cavitante.

4 SUBMODELOS UTILIZADOS:

Deben seleccionar modelos adecuados tanto para la simulación de la turbulencia como de la cavitación. En lo que sigue, se discuten algunos detalles de los distintos submodelos y las distintas posibilidades de combinación de ellos.

4.1 Submodelos para la turbulencia:

Los flujos turbulentos se caracterizan por tener fluctuaciones respecto de los valores medios de presión y velocidad. Estas fluctuaciones conducen a fluctuaciones en el momentum y en la energía. Desde el punto de vista de la representación matemática, existen ecuaciones exactas de transporte para las variables velocidad y presiones instantáneas (ecuaciones de Navier Stokes) de estas fluctuaciones. Desde que las fluctuaciones pueden ser de pequeña

escala y alta frecuencia, su captura a través de CFD puede resultar sumamente cara en términos de tiempo computacional cuando se simulan casos prácticos de ingeniería a través de simulaciones del tipo DNS, LES, o DES, no factibles aún para aplicaciones industriales (e.g., ver [Spalart, P., 2000](#)). En su lugar, es común el uso de las ecuaciones pueden manipularse a través de distinta técnicas que permiten “filtrar” las fluctuaciones y pasar sus efectos a los valores medios de las variables velocidad y presión (e.g. time-averaging, ensemble-averaged, etc.). Estas ecuaciones modificadas (Reynolds Averaged Navier Stokes, RANS) son más fáciles de resolver en términos de CFD.

Sin embargo las ecuaciones manipuladas (RANS) contienen incógnitas adicionales, producto de este promediado temporal. Para cerrar el problema, deben proponerse distintas aproximaciones para estos términos que aparecen en las ecuaciones RANS. Esto da lugar a la aparición de distintos modelos para la turbulencia. El estado actual en el ámbito de modelado de flujos turbulentos implica el uso de modelos que representan las fluctuaciones de manera escalar (Eddy Viscosity Models, EVM) o vectorial (Reynolds Stress Models, RSM), siendo usual para aplicaciones de ingeniería el uso de los primeros en donde una o dos ecuaciones de transporte para las variables turbulentas se discretizan. En todos los casos estas ecuaciones simulan procesos de producción transporte y disipación de estas cantidades.

No puede definirse claramente la superioridad de uno sobre otro y la calidad de las aproximaciones obtenidas son problema-dependientes. Es por ello que muchas veces se justifica el uso de más de uno a efectos de tener una cierta garantía de que las aproximaciones obtenidas sean adecuadas. Los programas comerciales de CFD (e.g. [Fluent v12, 2010](#)) cuentan con un juego de ellos, que permite hacer esta selección. Entre los EVM más comunes se cuenta con un modelo de una ecuación desarrollado por Spalart-Allmaras y varios modelos de dos ecuaciones (Standard $k - \epsilon$ y varias modificaciones del modelo base, RNG y Realizable $k - \epsilon$, una variación del modelo $k - \epsilon$ llamada $k - \omega$ y algunas versiones modificadas del mismo, SST $k - \omega$). Una amplia descripción de estos modelos y sus desarrollos puede verse en [Wilcox \(1993\)](#), [Versteeg et al \(1996\)](#) y [Durbin and Pettersen \(2001\)](#).

A priori y para flujos complejos en geometrías simples se seleccionan los siguientes submodelos turbulentos del tipo de una ecuación (Spalart-Allmaras) y de dos ecuaciones (Standard $k - \epsilon$ y SST $k - \omega$), siguiendo las recomendaciones observadas en [Coussirat M. \(2003\)](#), por ser adecuados para este tipo de casos.

4.2 Submodelos para la cavitación:

La cavitación es la aparición de cavidades de vapor dentro de un medio líquido, inicialmente homogéneo, pasando a tener una estructura bifásica (líquido-vapor) cuando la presión del líquido disminuye hasta la presión de vapor del mismo. La disminución de la presión puede deberse a diversos factores haciendo que este fenómeno aparezca en muy diferentes casos relacionados con la configuración hidrodinámica del flujo y las propiedades físicas del fluido, pudiendo presentar diferentes características según el caso estudiado, (e.g. [Franc and Michel, 2004](#)). El fenómeno de cavitación puede modelarse a través de definir al fluido como multifásico, consistiendo esto en el uso de las ecuaciones RANS para el flujo turbulento del fluido con densidad variable, siendo la densidad del fluido una función de la fracción de vapor, la que a su vez se calcula resolviendo una ecuación de transporte acoplada con las ecuaciones RANS de conservación de masa y momentum, acopladas a su vez con un modelo para la turbulencia ([Singhal et al., 2002](#)).

Muchos investigadores han reportado previamente formulaciones pre-condicionadas para flujos multifásicos (mezclas), Merkle et al (2001) emplea una formulación de dos especies

usando la fracción de masa como variable dependiente. Kunz et al (2001) y Singhal et al (2002) emplean formulaciones multiespecies pero usando la fracción de volumen como variable independiente. Todas esas formulaciones asumen que la densidad es constante para las fases líquido y vapor y no tienen en cuenta efectos de compresibilidad en la región de mezcla de las dos fases. Ahuja et al, 2001 han desarrollado un algoritmo que incluye efectos de compresibilidad en las fases componentes. Algunos autores (e.g. ver Kunz et al 2001) encuentran que las diferentes aproximaciones comentadas no tienen grandes diferencias entre sí. Una completa información y las referencias de lo reseñado pueden verse en el trabajo de Tepes (2005).

En los códigos CFD actuales (e.g. Fluent v12, 2010) existen algunas de estas opciones para el modelado de la cavitación, siendo las opciones más comunes los modelos debidos a Singhal et al (2002) y el debido a Zwart et al. (2004) (existe un submodelo debido a Schnerr G. (2011), pero no se lo ha utilizado debido a que la estrategia del modelo actual es diferente a la del modelo implementado en Fluent (Schnerr G., 2011). La derivación de todos estos modelos se hace a partir de diferentes supuestos y simplificaciones de la ecuación de Rayleigh-Plesset, que rige la dinámica de crecimiento y decrecimiento de una burbuja (e.g. ver Franc and Michel, 2004, Singhal et al, 2002 y Zwart et al., 2004).

Como en el caso de los modelos para la turbulencia no hay una clara superioridad de un modelo sobre otro y también en este caso las aproximaciones son problema-dependientes y haciendo la salvedad de que la oferta de modelos diferentes para la cavitación es menor ya que el abordaje mediante métodos numéricos de flujos bifásicos con presencia de cavitación es relativamente reciente.

Como estrategia de selección de submodelos y debido a la gran extensión de las posibles combinaciones, se hace hincapié en combinar distintos modelos para la turbulencia (Spalart-Allmaras, Standard $k - \epsilon$ y SST $k - \omega$), según lo ya indicado y usando el modelo de Singhal para la cavitación por ser este último a priori el que recoge más física del fenómeno y teniendo en cuenta lo también ya reseñado en relación a la similitud existente entre los modelos de cavitación disponibles, sin que por esto, a futuro se amplíe la selección de modelos para la cavitación y en función de los resultados obtenidos. En el caso del modelo Standard $k - \epsilon$ se requiere la selección del modelo cercano a pared para simular la condición de borde en el primer nodo de la malla respecto a la pared. Dependiendo del valor de la variable $y^+ = (u^* y)/\nu$, donde $u^* = \sqrt{\tau_w/\rho}$ siendo τ_w la tensión de corte en la pared. Esto no es necesario en los otros modelos turbulentos seleccionados. Para poder tener una idea de los valores de y^+ se modela primero usando los modelos que no requieren esta estrategia se chequea el y^+ y se define que estrategia usar para el modelado cercano a la pared (standard wall functions, SWF con $y^+ > 10$ o Enhanced Wall treatment, EWT con $y^+ \leq 10$) en función de éste valor

Los parámetros relacionados con los modelos turbulentos no se han modificado, dejando las opciones por defecto. Para el modelo de cavitación se ha configurado con una presión de vaporización, $p_v = 3.540$ Pa, un porcentaje de gases no condensables de $1.5E-05$ y con una velocidad nula entre fases. Para el vapor (fase secundaria) de agua se fija una densidad de $0,02558$ kg/m³ y una viscosidad dinámica de $9.92E-06$ kg/(m·s).

5 RESULTADOS OBTENIDOS

Para el modelado del caso de Nurick se utilizaron los modelos para la turbulencia de Spalart-Allmaras, Standard $k - \epsilon$, y el SST $k - \epsilon$ combinados con el modelo para la cavitación de Singhal. El primer análisis realizado es el de la sensibilidad de los resultados que ofrecen estas combinaciones al tamaño de malla. Esto permitirá definir también la mejor

combinación de modelos para las futuras aplicaciones en el diseño del banco hidrodinámico.

5.1 Sensibilidad de los resultados con la densidad de la malla

Para garantizar la independencia de los resultados al tamaño de la malla, inicialmente se han usado seis mallas para las simulaciones. Los resultados obtenidos con las dos mallas más finas, implicaban el uso de EWT y sorprendentemente los resultados se alejaban de los experimentales. De las cuatro mallas más gruesas, puede verse en la [Figura 5a](#) no se aprecian grandes diferencias en general. Una ampliación en la zona en donde se produce el cambio brusco de sección, [Figura 5b](#), permite observar las máximas diferencias entre los resultados obtenidos (~ 4.500 Pa) que permite decir que la malla denominada como caso 3 es adecuada para las simulaciones.

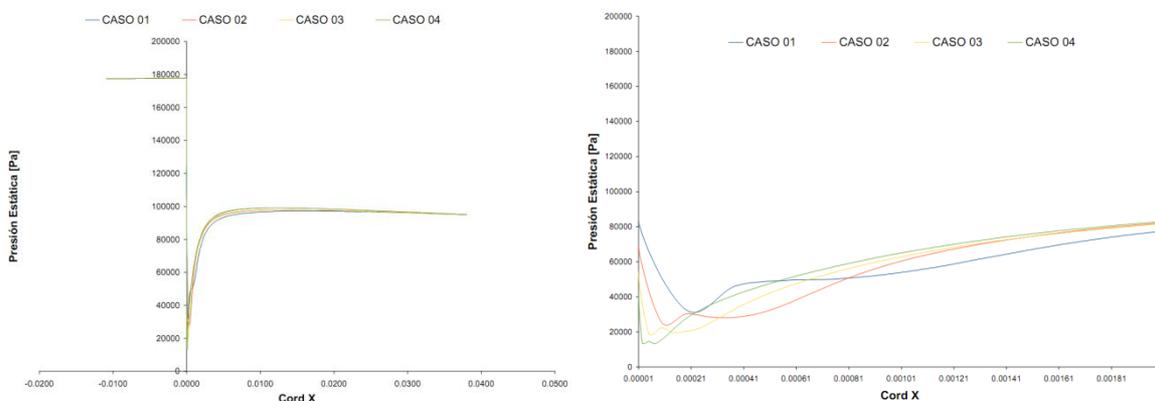


Figura 5: a) Variación de la presión estática en la pared; b) Detalle de la variación de la presión en la zona de cambio brusco de sección.

Complementariamente, se han graficado los valores de y^+ , para definir el adecuado tratamiento de pared. Puede verse en la [Figura 6](#) que los valores de y^+ son mayores de 10 sólo para la malla más gruesa (caso1), lo que indica que las SWF son sólo adecuadas en este caso. En la malla que se corresponde con el caso 3 los valores de y^+ son menores que 5. Puede argumentarse que puede considerarse correcta la malla del caso 3, pese a que el y^+ es menor 10 en esa zona, ya que en la misma, difícilmente se obtenga una condición de flujo desarrollado compatible con el correcto uso de las SWF, (que definen una condición de borde para las variables turbulentas compatibles con una distribución de velocidades de tipo logarítmico).

Una observación de los perfiles de velocidades en la salida, ver [Figura 7b](#), indica que las diferencias del perfil de velocidades entre las mallas correspondientes al caso 3 y 4 son muy pequeñas, siendo mayores que las observadas entre los casos 1 y 2 comparados con el caso 3 para los casos modelados usando el submodelo Standard $k - \epsilon$.

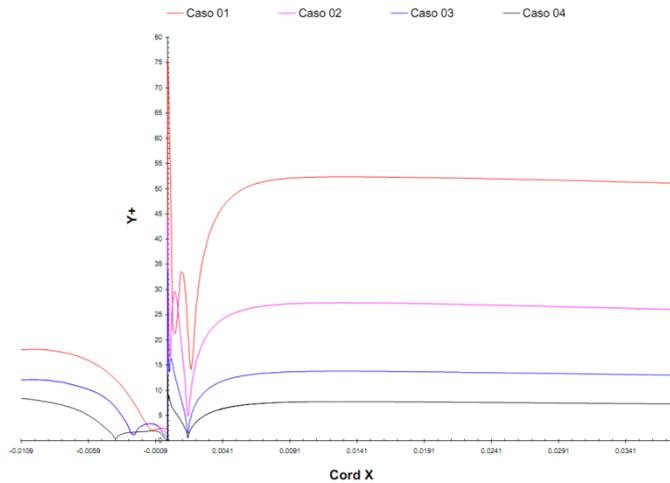


Figura 6: Variación del y^+ en la pared.

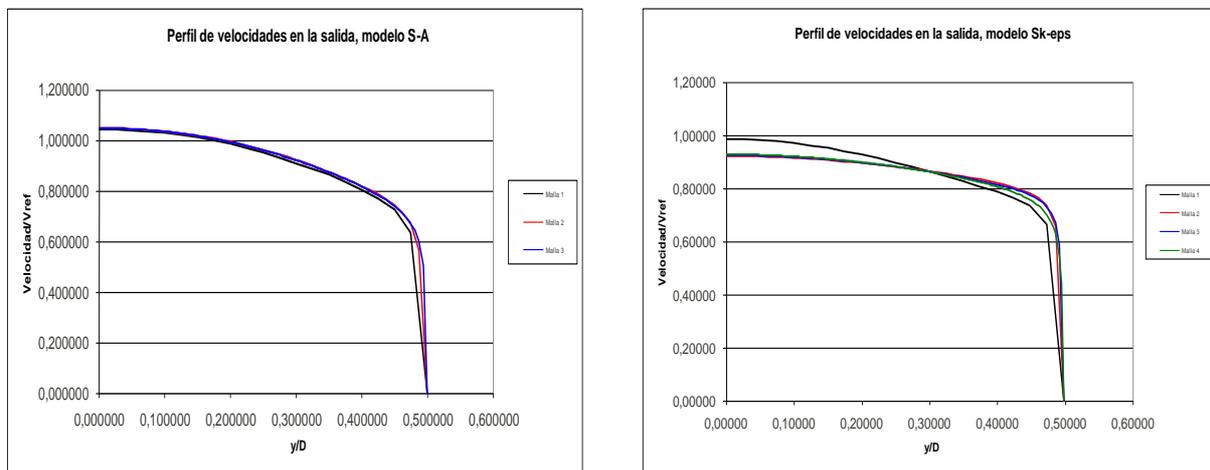


Figura 7: Perfiles de velocidades, se han adimensionalizado por una velocidad de referencia de 12 m/s y con el diámetro del orificio. a), Modelo de Spalart-Allmaras, b) Modelo Standard $k - \epsilon$

Asimismo puede verse (Figura 7 a,b) que el modelo de Spalart-Allmaras es menos sensible que el Standard $k - \epsilon$ al tamaño de malla y que los valores medios de la velocidad son ligeramente diferente. Puede verse también que para la malla correspondiente al caso 3 los perfiles son suaves en todo su desarrollo. Como de este estudio de sensibilidad puede decirse que la malla 3 es adecuada para las subsecuentes simulaciones. El modelo SST $k - \omega$ no reproducía un perfil de velocidades suaves a la salida con las mallas propuestas. De acuerdo al trabajo de Palau et al. (2004), se vio que este modelo requiere mallas más refinadas para empezar a dar resultados que aproximan a los experimentos.

5.2 Patrón del flujo cavitante

Se procede al análisis de los resultados obtenidos con los modelos de Spalart-Allmaras y Standard $k - \epsilon$. Se observó que las aproximaciones con ambos modelos son similares, tanto para el patrón del flujo cavitante (se muestran los resultados para el modelo Standard $k - \epsilon$.) como para el coeficiente de descarga C_D como las presiones medidas en la pared. El modelo Standard $k - \epsilon$ mostró los resultados más correctos.

En la Figura 8 derecha se muestran los datos experimentales (fotografías). Se observa que aparece el fenómeno de cavitación para un rango de presiones de $0,164\text{MPa} < P_1 < 0,202\text{MPa}$.

Las zonas claras indican la presencia de burbujas de vapor producidas por la cavitación.

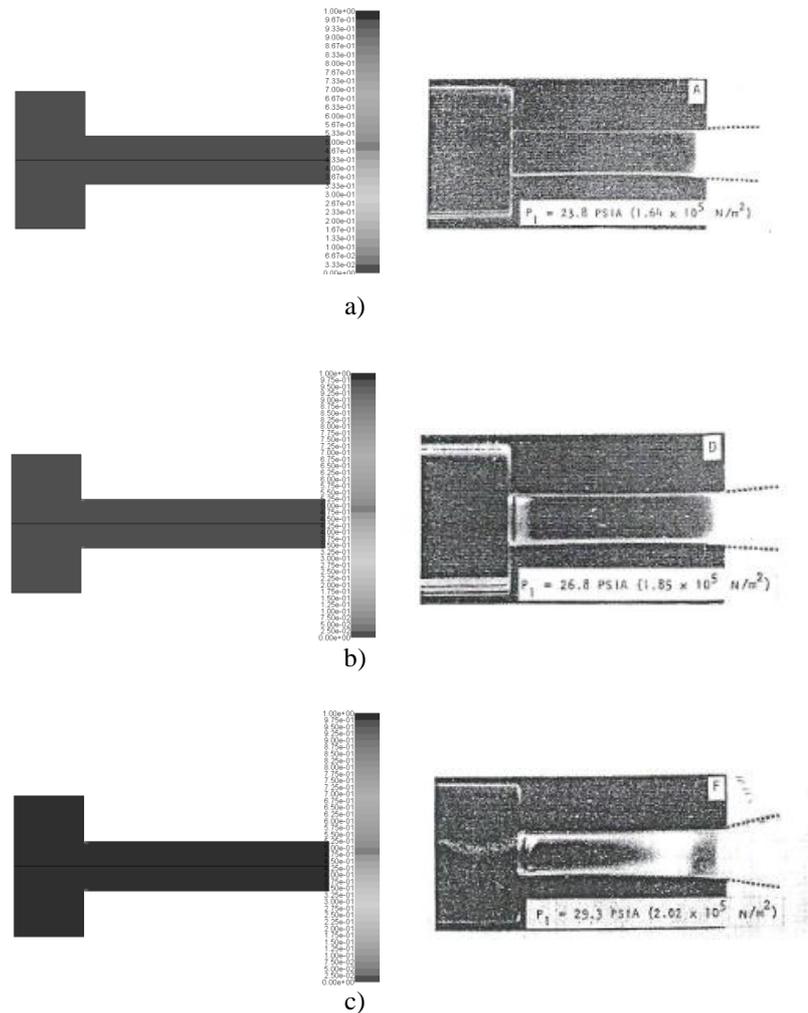


Figura 8: Patrón del flujo cavitante, gráficas de fracción de vapor. Resultados numéricos: izquierda, datos experimentales: derecha. a) $P_1 = 0,164$ MPa, $\sigma = 2,32$; b) $P_1 = 0,178$ MPa, $\sigma = 2,10$, c) $P_1 = 0,202$ MPa, $\sigma = 1,85$

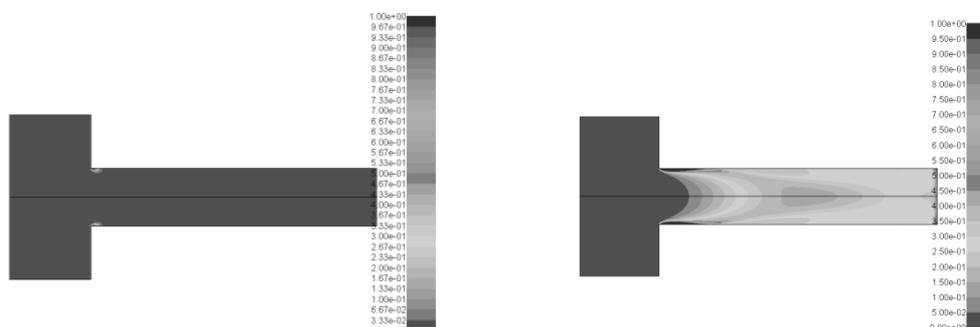


Figura 9: Patrón del flujo cavitante. Resultados numéricos para la fracción de vapor, (izquierda, $P_1 = 0,25$ MPa, $\sigma = 1,59$; derecha, $P_1 = 0,350$ MPa, $\sigma = 1,33$)

Puede verse que a medida que aumenta la presión en la entrada, hay una mayor cantidad de burbujas. En la Figura 8 a), no se observan efectos apreciables de flujo cavitante, indicado por las zonas claras que si se aprecian en las otras figuras que se describen a continuación.

En la Figura 8 b), apenas pasada la contracción, se visualiza el comienzo de la formación de la zona clara, con una posterior desaparición de estas zonas, siendo éste el punto de

reatamiento del flujo (reattached flow).

En la [Figura 8 c](#)), la separación del chorro tiende a ser la de un chorro libre, produciéndose el reingreso (reattached) la zona más oscura cercana a la salida ([Nurick, 1976](#)). Cabe destacar que al ser una tubería de sección cilíndrica, debería verse toda la zona blanca debido a que no hay fenómenos de "flipping", (generación de un chorro libre, interno hasta la salida, sin tocar las paredes en ningún momento) según el autor. Esto permite tener un cierto criticismo acerca de la calidad de las fotografías y descripción hecha por los autores (e.g. ver [Peterson, 1976](#)).

En la [Figura 8](#), izquierda, se presentan los resultados numéricos obtenidos de la fracción de volumen de vapor para las mismas presiones experimentales P1. Estas presiones son prescriptas en la entrada del dominio de cálculo bajo estudio, en un rango comprendido entre 0,164 MPa y 0,375 MPa; las que se corresponde a valores de σ entre 2,32 y 1,33.

Comparando las gráficas de resultados numéricos y las experimentales para la misma presión, esto es figuras a), b) y c) izquierda y derecha respectivamente, puede verse que no se obtienen los mismos valores de fracción de vapor que en los experimentos (valores cercanos a 1). Puede verse también en los resultados numéricos que se presentan en la [Figura 9](#), que la aparición de la nubes de vapor de agua y su crecimiento se equiparan a mayores presiones que las indicadas por los experimentos.

5.3 Coeficiente de descarga, c_D

En el trabajo experimental de Nurick, se define al coeficiente de descarga como:

$$c_D = c_c \sqrt{\sigma} = \frac{\dot{m}}{A_1 \sqrt{2\rho_c(p_0 - p_1)}} \quad (3)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico y c_c el coeficiente de contracción de la vena fluida y el σ definido según la Ec. (2). En la [Figura 10](#) se presentan los resultados numéricos obtenidos utilizando los modelos de turbulencia Standard $k - \varepsilon$ y el de cavitación de Singhal

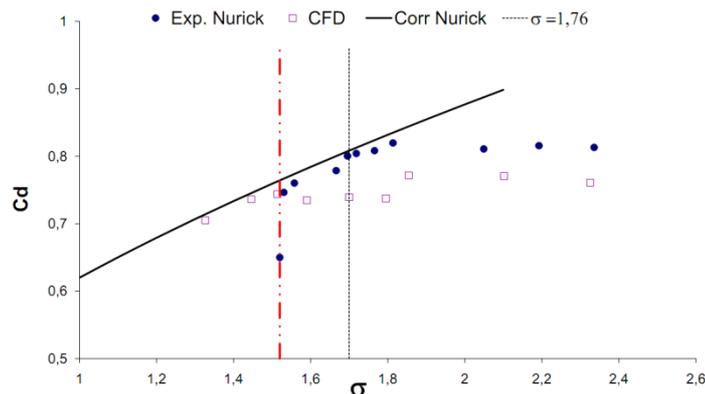


Figura 10: Coeficiente de descarga C_d . Notación: Ecu. — Correlación, [Nurick \(1976\)](#). • Valores experimentales, [Nurick \(1976\)](#). CFD: □ Valores de CFD obtenidos en el presente trabajo, $\sigma = 1.7$: Punto en el que comienza la cavitación.

Se calcularon valores de coeficientes de descarga correspondientes a diferentes valores de presión de entrada, Ec. (3), usando la Ec. (2) para el cálculo de σ . Los valores de presión estática son los correspondientes a las posiciones señaladas en la [Figura 4b](#).

Si bien los valores de C_d mantienen la tendencia de los datos obtenidos

experimentalmente, su ajuste no es bueno. La cavitación en este caso (relación $L/D = 5$) comienza con valores de $\sigma = 1.76$ según los datos experimentales. Cuando $\sigma < 1.76$, (línea vertical punteada) la presión en la cavidad debe permanecer constante e igual a la presión de vapor hasta que el "flipping" ocurra, indicado por la línea roja vertical en la Figura 10. Para la configuración de este caso inyector ($L/d = 5$) el "flipping" comienza inmediatamente después del inicio de la cavitación. Ninguna de las condiciones citadas se verificó numéricamente.

Para $\sigma > 1.76$, la Ec. (3). ya no se puede aplicar más porque ya no hay condición de flujo cavitante, y las pérdidas descritas por el coeficiente de descarga se puede suponer que son constante aún cuando σ varía como es usual cuando se miden coeficientes de descargas en orificio. Por desgracia, Nurick no presenta resultados de C_d para $L/d=5$, sólo hay resultados para $L / d = 10$ y $L / d = 6$. Como la diferencia entre los dos gráficos ($L/d=6$ y 10) son mínimas, se asumieron los valores de $L/d = 6$ para el orificio con $L / d = 5$.

5.4 Distribución de presiones estáticas en la pared en la zona cercana al cambio de sección.

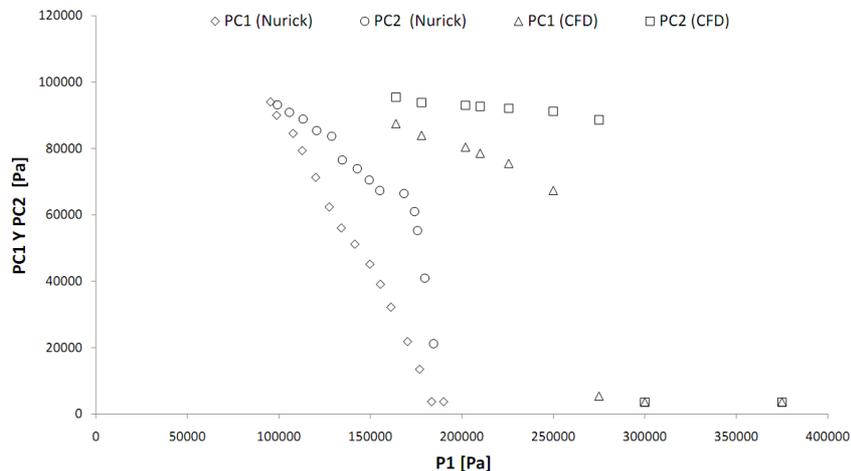


Figura 11: Presión característica en la cavidad en función de la presión de entrada, comparada con los cálculos de CFD. Los valores corresponde a una presión en la salida de 95000 Pa. Nomenclatura: \diamond : Valores experimentales de presión en la cavidad (zona vena contraída 1/4 del diámetro de orificio); \circ :Valores experimentales de presión en la cavidad (zona vena contraída 1/2 del diámetro de orificio); Δ : Valor de presión en la cavidad obtenidos con CFD (zona vena contraída 1/4 del diámetro de orificio); \square : Valores experimentales de presión en la cavidad (zona vena contraída 1/2 del diámetro de orificio); P1 :Presion en la entrada

En la Figura 11 se muestran los resultados de una serie de simulaciones para σ , que reproducen la relación entre las presiones en la cavidad generada por la contracción de la vena líquida y la presión en la entrada. Los valores de presiones estáticas experimentales son tomadas en orificios ubicados a una distancia de $1/4$ y $1/2$ del diámetro del orificio .

Las variaciones de presiones obtenidas por Nurick no son coincidentes con las obtenidas mediante CFD. Una posible explicación podría deberse a que la producción de energía cinética turbulenta es subpredicha por el modelo turbulento utilizado. Esto conduce a gradientes de velocidades menores en la cavidad con la consecuente sobrepredicción de la presión en la misma de los resultados numéricos que en los datos relevados en el experimento. El modelo de cavitación se ve afectado por esta sobrepredicción en las presiones y muestra fracciones de vapor menores que las esperadas.

6 CONCLUSIONES

Se ha aplicado una variedad de combinaciones de submodelos a flujo turbulento y cavitante en un orificio. Se ha observado que se obtiene una buena independencia de la malla seleccionada de los resultados obtenidos. En función de los requisitos de modelado cercano a la pared, se han tenido en cuenta los valores adecuados para ver de utilizar funciones de pared (SWF) o estrategias de modelado cercano a la pared (EWT). Se ha observado que los resultados obtenidos no son muy sensibles al uso de una u otra estrategia, en función del tamaño de malla.

Se ha observado que cuando se usa el modelo SST $k-\omega$ en algunos casos no hay convergencia de los residuos, requiriéndose mallas más finas, en acuerdo a lo ya señalado por Palau et al. (2004).

En general se ha observado que ninguna de las combinaciones utilizadas hasta el momento entregan una muy buena aproximación de los resultados experimentales. Sólo se han observado una cierta tendencia general hacia lo que los experimentos muestran. El efecto visible de flujo cavitante se observa solamente a valores de presiones superiores a los de los experimentos. Una posible explicación podría deberse a la producción de energía cinética turbulenta es subpredicha por el modelo turbulento utilizado. Esto conduce a gradientes de velocidades menores en la cavidad con la consecuente sobrepredicción de la presión en la misma de los resultados numéricos que en los datos relevados en el experimento. El modelo de cavitación se ve afectado por esta sobrepredicción en las presiones y muestra fracciones de vapor menores que las esperadas.

Para un mejor ajuste a los resultados experimentales se espera que un estudio más profundo de sensibilidad de parámetros de los distintos submodelos involucrados permita aplicar la herramienta CFD al diseño de las condiciones de cavitación en el banco de pruebas bajo estudio. Con los parámetros definidos por defecto en los submodelos utilizados no es posible modelar adecuadamente el problema de la cavitación.

REFERENCIAS

- Arndt R., Kjeldsen M., Song C. and Keller A., "Analysis of Cavitating Wake Flows", Proceedings of the XXist IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 9 - 12, 2002, Lausanne.
- Brennen C., "Cavitation and Bubble Dynamics", Oxford University Press, 1995.
- Callenaere M., Franc J., Michel J. and Riondet M., "The Cavitation Instability Induced by the Development of a Re-Entrant Jet", *J. Fluid Mech.*, vol 444, pp 223-256, 2001.
- Coussirat M., *Theoretical/numeric Study of Flows with strong streamlines curvatura*, PhD Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 2005
- Durbin P. and Pettersson R., *Statistical theory and modeling for turbulent flows*, 1era edición, Wiley 2001
- Fluent user and theoretical guides, www.fluent.fr, 2010
- Franc J. and Michel J., "Fundamentals of Cavitation", Kluwer academic publishers, 2004
- Grekula, Mikael and Bark, Göran; *Experimental Study of Cavitation in a Kaplan model turbine*. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2001
- Hammit F., "Cavitation and multiphase flow phenomena", McGraw-Hill, 1980
- Kunz, R.F., Boger., D.A., Chyczewski, T.S., Stinebring, D.R., Gibeling, H.J., Govindan, T.R., *Multi-phase CFD Analysis of Natural and Ventilated Cavitation about Submerged Bodies*, Third ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, California, July 18-23, 1999.
- Le Q., Franc J., and Michel J., "Partial Cavities: Global Behaviour and Mean Pressure

- Distribution", *J. Fluids Engng*, vol 115, pp 243-248, 1993
- Medvitz, Richard B., Kunz, Robert F., Boger, David A., Lindau, Jules W., Yocum Adam M. and Pauley, Laura L; The Pennsylvania State University University, *Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD*; Proceedings of FEDSM '01; 2001 ASME Fluids Engineering Conference May 29 - June 1, 2001
- Nurick, W.H., *Orifice Cavitation and its Effect on Spray Mixing*, Journal of Fluids Engineering, pp 681-687, 1976.
- Peterson F.B., *Orifice Cavitation and its Effect on Spray Mixing, discussion*, Journal of Fluids Engineering, pp 426-427, 1976.
- Palau Salvador, G. and Frankel S., "Numerical modelling of cavitation using Fluent: *Validation an Parametric Studies*", 34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, July 2004 Oregon, USA.
- Qin Q., Song C. and Arndt R., "A Numerical Study of an Unsteady Turbulent Wake Behind a Cavitating Hydrofoil", *Fifth International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan, November 1-4, 2003*.
- Schnerr G., Prof. Dr.-Ing.habil. GH Schnerr, comunicación personal, 2011.
- Singhal, K.A., *Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model*, Journal of Fluids Engineering, pp 617-624 Sept. 2002.
- Spalart, P., "Strategies for Turbulence Modelling and Simulations," *Int. J. Heat Fluid Flow* 21, pp. 252–263, 2000.
- Tepes P., "Numerical Simulation of Unsteady Turbulent Cavitating Flows", Master thesis (pre-Bologna period) Universitat Politècnica de Catalunya. Departament d'Enginyeria Mecànica., 2005.
- Versteeg H. and W. Malalasekera W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Addison-Wesley, 1996.
- Wilcox, David C.; *Turbulence Modeling for CFD*; La Cañada Inc, 1993, by DCW Industries.
- Zwart P., Gerber A., Thabet B. "A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics", International Conference Multiphase Flow (ICMF) Yokohama, 2004.