



Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Simulación numérica del flujo a través del tubo difusor de una turbina de reacción. Factores de mejora de su eficiencia.

Título: Periodo formativo de doctorado
en tecnologías industriales

Alumno: David Crevillén García
Directores: Blas Zamora Parra
José Luis Vicéns Moltó

Cartagena, 19 de Septiembre de 2012

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero agradecimiento a Blas Zamora Parra y a José Luis Vicéns Moltó, por su ayuda, apoyo, disponibilidad y paciencia

ÍNDICE

| | |
|--|-----------|
| 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS..... | 1 |
| 1.1. Introducción..... | 1 |
| 1.2. Objetivos..... | 2 |
| 2. EL TUBO DIFUSOR..... | 4 |
| 2.1. Introducción..... | 4 |
| 2.2. El tubo difusor dentro de una Turbomáquina..... | 5 |
| 2.3. Tipos de tubo difusor..... | 7 |
| 2.4. Elementos de cálculo del tubo difusor..... | 9 |
| 3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO A TRAVÉS DEL TUBO DIFUSOR..... | 10 |
| 3.1. Introducción a la dinámica de fluidos computacional..... | 10 |
| 3.2. Geometría del problema..... | 12 |
| 3.2.1. Mallado mediante Gambit..... | 15 |
| 3.2.2. Refinamiento de la malla. Consideraciones de Y^+ | 18 |
| 3.3. El modelo numérico..... | 22 |
| 3.3.1. Ecuaciones de gobierno..... | 22 |
| 3.3.2. Modelos de turbulencia..... | 23 |
| 3.3.2.1. Introducción..... | 23 |
| 3.3.2.2. El modelo k-épsilon..... | 26 |
| 3.3.2.3. El modelo k-omega..... | 28 |
| 3.3.3. Esquemas de discretización..... | 29 |
| 3.3.4. Algoritmo de solución..... | 30 |
| 3.3.5. Acoplamiento presión-velocidad..... | 31 |
| 3.3.6. Condiciones de contorno..... | 32 |
| 3.3.7. Criterio de convergencia..... | 34 |
| 3.4. Simulaciones numéricas realizadas..... | 35 |
| 3.4.1. Simulaciones con k-épsilon realizable..... | 36 |
| 3.4.2. Simulaciones con k-omega SST..... | 42 |
| 3.4.3. Comparación de los resultados obtenidos con ambos modelos de turbulencia..... | 45 |
| 4. VALIDACIÓN DE RESULTADOS Y PARÁMETROS RELEVANTES..... | 47 |
| 4.1. Comparación con resultados de otros autores..... | 47 |
| 4.2. Influencia de los parámetros geométricos del tubo difusor..... | 50 |
| 4.2.1. Relaciones entre parámetros..... | 51 |
| 4.3. Mecanismos para la mejora del rendimiento..... | 55 |
| 5. CONCLUSIONES..... | 57 |
| 6. BIBLIOGRAFÍA..... | 58 |

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1. Introducción

La descarga del agua turbinada en una central hidroeléctrica se realiza normalmente mediante un conducto especialmente diseñado llamado tubo de descarga, tubo difusor o tubo de aspiración.

Debido a la ubicación y a las dimensiones físicas del tubo difusor como parte última de la turbomáquina en una planta hidroeléctrica, en ocasiones, se hace muy difícil la colocación de esta voluminosa parte de la turbomáquina, ya que la maniobra de ajuste puede verse afectada por la existencia de barreras naturales, como rocas. Otro factor que puede alterar la eficiencia de la planta es la existencia de recirculaciones de flujos en ciertas partes del tubo difusor. Resultaría bastante complicado y con un coste económico elevado la realización de maniobras de acople in situ para comprobar experimentalmente el rendimiento del sistema. Así, se hace indispensable la ayuda de herramientas numéricas para la optimización del proceso, además de la facilidad y economía que conlleva el estudio, a priori, de cambios en la geometría del tubo difusor.

Este trabajo presenta un estudio del flujo de agua a través de una de las partes principales de una turbina hidráulica de reacción (en concreto, de tipo Kaplan), el tubo difusor. El estudio de este elemento resulta de particular interés puesto que la recuperación de presión que se consigue a través de él deviene en elevar el rendimiento global de la turbina, pero sin embargo, es posible que el efecto de aspiración (bajada de presión que causa en la salida del rodete) conduzca a la aparición de cavitación. Por otro lado, interesa que el tubo difusor cumpla sus funciones con las mínimas pérdidas hidráulicas posibles. Para ello a pesar de la existencia de otros métodos de estudio de este proceso, como puede ser un método más directo como la experimentación a escala, se apuesta en este trabajo por utilizar las técnicas más actuales y avanzadas de simulación numérica aplicada a este tipo de fenómenos. Se utilizará el código Gambit para la creación de mallados y las simulaciones serán desarrollados en Fluent por estar éstos sobradamente validados y respaldados por la literatura.

Así, a partir de la revisión de la literatura existente sobre fundamentos de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) aplicados a flujos a través de una turbomáquina hidráulica y en concreto en el tubo difusor se procederá a la realización de una

colección de mallados y simulaciones mediante Gambit y Fluent, empezando con mallas groseras y modelos de turbulencia “por defecto” y efectuando posteriormente las mejoras.

En una primera aproximación se van a realizar diferentes familias de simulaciones, analizando los efectos de aplicar diferentes aproximaciones:

- Influencia del modelo de turbulencia utilizado: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, por ejemplo.
- Diferencias de convergencia al utilizar distintos tipos de mallados y análisis de la influencia del parámetro adimensional y^+ en zonas cercanas a la pared para describir la bondad de la densidad de la malla.
- Empleo de diferentes esquemas de discretización como ‘Upwind’ de primer y segundo orden, ‘Quick’ o ‘Muscl’, por ejemplo.
- Selección del algoritmo de solución para el acoplamiento presión-velocidad (Simple o SimpleC o Piso).

1.2. Objetivos

Los objetivos de este trabajo son tres:

- El objetivo principal consiste en la modelización numérica del flujo a través de una turbina de reacción, centrandó la atención en el elemento tubo difusor o tubo de aspiración. El modelo debe permitir la obtención del patrón de flujo bajo distintas condiciones de funcionamiento de este componente.
- Se analizará además la bondad de distintos modelos de turbulencia y esquemas de discretización en los resultados numéricos obtenidos.
- Se definirán distintos parámetros para la evaluación de la eficiencia del tubo difusor, y se intentará determinar las condiciones de mejora de la eficiencia de este órgano, que repercutirá a su vez en la mejora del rendimiento global de la turbina hidráulica.

Para la consecución de los objetivos anteriores se procederá al estudio de los patrones del flujo a su paso por el tubo difusor, analizando posibles flujos secundarios y

recirculaciones y las direcciones principales de la corriente. Se definirán y determinarán parámetros cuantitativos, como coeficientes de pérdidas de carga, o la eficiencia del tubo difusor en función de parámetros relevantes (velocidad de entrada, parámetros geométricos de diseño, etc.), que permitan incluso predecir una geometría idónea.

Se intentará validar los resultados obtenidos mediante la comparación con resultados numéricos y experimentales tomados de la literatura específica sobre el tema.

Se analizarán los resultados numéricos y se obtendrán conclusiones acerca de la influencia de los distintos tipos de mallas y modelos de turbulencia. Se iniciará así una búsqueda de parámetros relevantes para la mejora del rendimiento de la turbina hidráulica e influencia del diseño del tubo.

La parte final consistirá en la presentación y justificación de resultados y conclusiones a partir de los parámetros relevantes obtenidos y por medio de correlaciones, en su caso, y comparación con otros trabajos similares extraídos de la bibliografía.

2. EL TUBO DIFUSOR

2.1. Introducción

Como se dijo en la introducción, el tubo de difusor es la parte encargada de la descarga el agua de una turbina de reacción hasta el socaz. Además de esto ejerce una función muy importante como órgano de recuperación de energía, contribuyendo así en la mejora del rendimiento global de la unidad. Puede también permitir que el nivel de aguas abajo, esté más bajo o más alto que el plano ecuatorial de la turbina, según se lo exijan las condiciones de la instalación.

Debido a su forma divergente, produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo una parte de la energía cinética del líquido en energía de presión. Como la presión de salida del ducto es la atmosférica, se tendrá en el origen del mismo, a la salida del rotor, una presión inferior a la atmosférica, que dará lugar a un gradiente de presión más alto entre la entrada y la salida y por tanto un mejor aprovechamiento de la energía del fluido, que incrementa la potencia de la turbina. En la Figura 1 pueden observarse las condiciones básicas de descarga de una turbina de reacción. En el caso a) la turbina descarga directamente a la atmósfera y se pierde la carga debida a la altura entre los niveles 2 y 3. En el caso b) se aprovecha íntegramente la carga entre 2 y 3 al prolongar el ducto cerrado para que descargue dentro del agua del socaz. El caso más interesante para este trabajo se presenta en el caso c) donde la forma divergente del ducto de descarga hace obtener una ganancia de presión a la salida del conducto, a expensas de la velocidad del agua a la salida de la turbina.

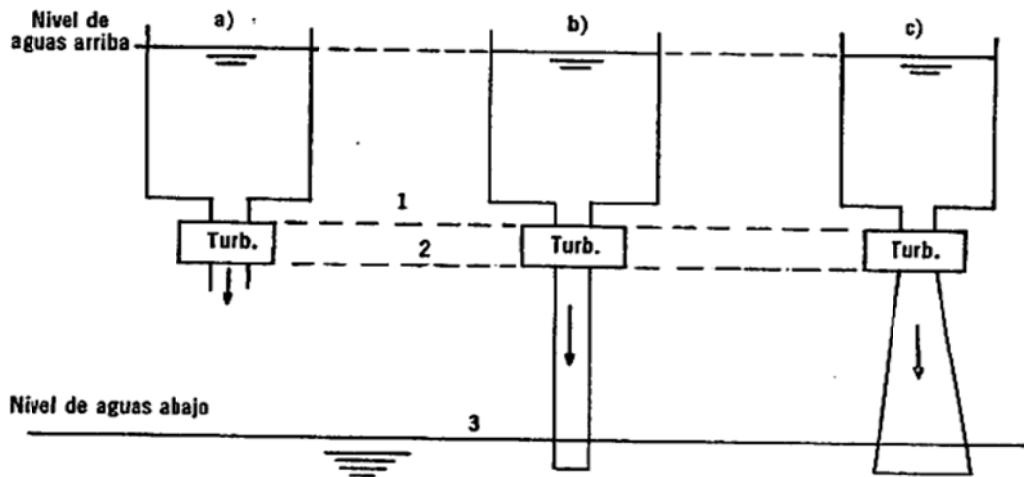


Figura 1. Tubo de desfogue de tipo divergente (Polo [1])

2.2. El tubo difusor dentro de una turbomáquina

La interacción del tubo difusor con las demás partes de una turbomáquina hidráulica es una parte fundamental dentro del esquema global de componentes que forman, por ejemplo, una central eléctrica. Así en este punto se pretende dar una idea general del posicionamiento del tubo difusor dentro del esquema global de funcionamiento de la turbomáquina (ver Figura 2).

Como se indicó en el punto anterior, el tipo de tubo que se va a estudiar en este trabajo es el del tipo c) (ver Figura 1). Este tipo se engloba dentro del tipo de turbinas llamadas de reacción. Este tipo de turbinas cuentan con un diseño de rotor que permite aprovechar la presión que aún le queda al agua a su entrada de manera que se intercambia momento cinético con el rodete. Las turbinas de reacción más utilizadas son las Francis y la Kaplan. La mayoría de estas turbinas se componen casi siempre de los siguientes elementos:

- Caracol.

Estructura fija en forma de espiral donde parte de la energía de presión del agua que entra se convierte en energía cinética, dirigiendo el agua alrededor del distribuidor.

- Distribuidor.

Contiene una serie de álabes fijos y móviles que orientan el agua hacia el rodete. Normalmente, existe una corona de álabes orientable que permite cambiar las condiciones de operación del caudal.

- Rodete.

Formado por una corona de paletas fijas, con una forma tal que cambian la dirección del agua de radial a axial.

- Tubo de aspiración o de salida de agua.

Éste es el objetivo de este trabajo. Puede ser recto o acodado, y cumple la función de mantener la diferencia de presiones necesaria para el buen funcionamiento de la turbina.

Dentro de las turbinas de reacción, nos centraremos en las denominadas kaplan. Son de especial interés para este trabajo porque los álabes del rodete descritos anteriormente se diseñan de manera que eliminan, o hacen casi despreciable, la componente radial de la velocidad el agua a la entrada del tubo difusor. Este tipo de turbinas se emplean generalmente para saltos pequeños y caudales variables o grandes.

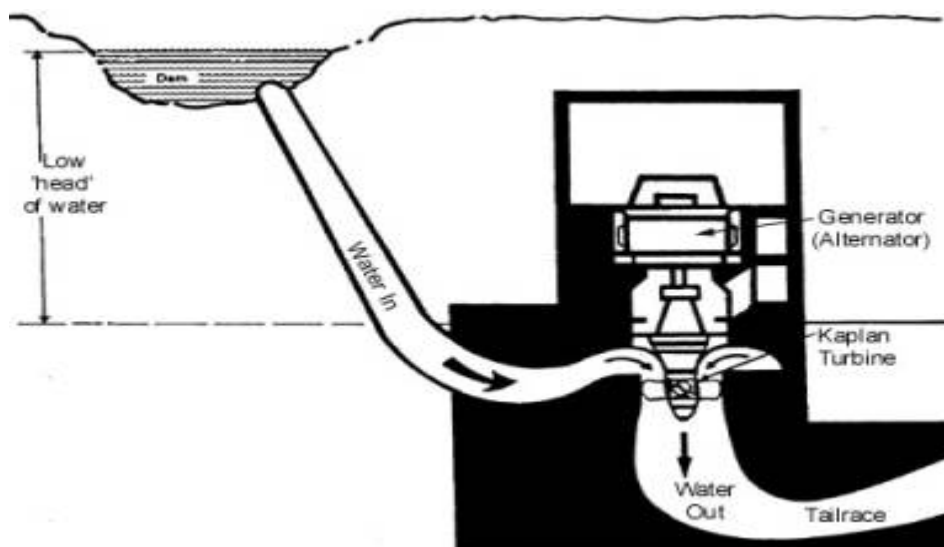


Figura 2. Esquema de funcionamiento de una turbina de reacción. (Krishna [2])

Un ejemplo de turbina de reacción es el tipo kaplan (ver Figura 3).

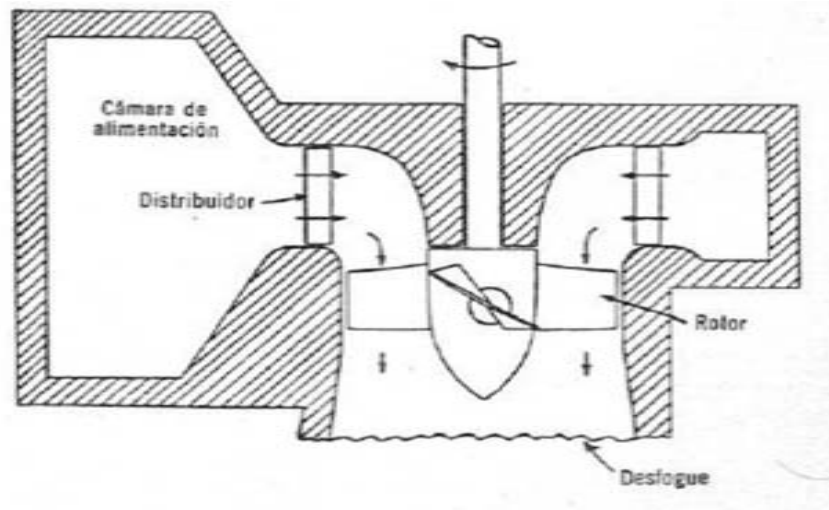


Figura 3. Esquema simplificado de una turbina tipo kaplan (Polo [1]).

2.3. Tipos de tubo difusor

Los tipos clásicos de tubos difusores son el acodado y el cónico vertical. Es este último, el vertical, el que permite una mayor recuperación de energía pero por motivos constructivos y topográficos, es el perfil acodado, el de mayor uso para recuperar energía en turbinas grandes.

El difusor acodado (ver Figura 4) transforma la sección de entrada, circular, en una de salida, rectangular, transcurriendo entre ambas secciones una transición progresiva con una sección más o menos elíptica. La divergencia entre las paredes del tramo horizontal ha de seguir un perfil especial para evitar la separación del fluido de los contornos, generando turbulencias que disminuyen el rendimiento. En este sentido hay que recordar que el perfil del difusor es función directa de la velocidad específica, de modo que está sujeto a los mismos elementos de diseño inicial de la turbina, como altura, gasto, potencia, etc.

El interés de este trabajo radica, a pesar de que como se ha dicho anteriormente el tubo acodado es el más utilizado, en estudiar el tubo cónico divergente como alternativa al acodado y ver en qué situaciones la simulación numérica nos recomienda su uso en lugar del acodado. Merece la pena aunque solo sea gráficamente repasar los tipos de tubos que hay disponibles en el mercado (ver Figura 4).

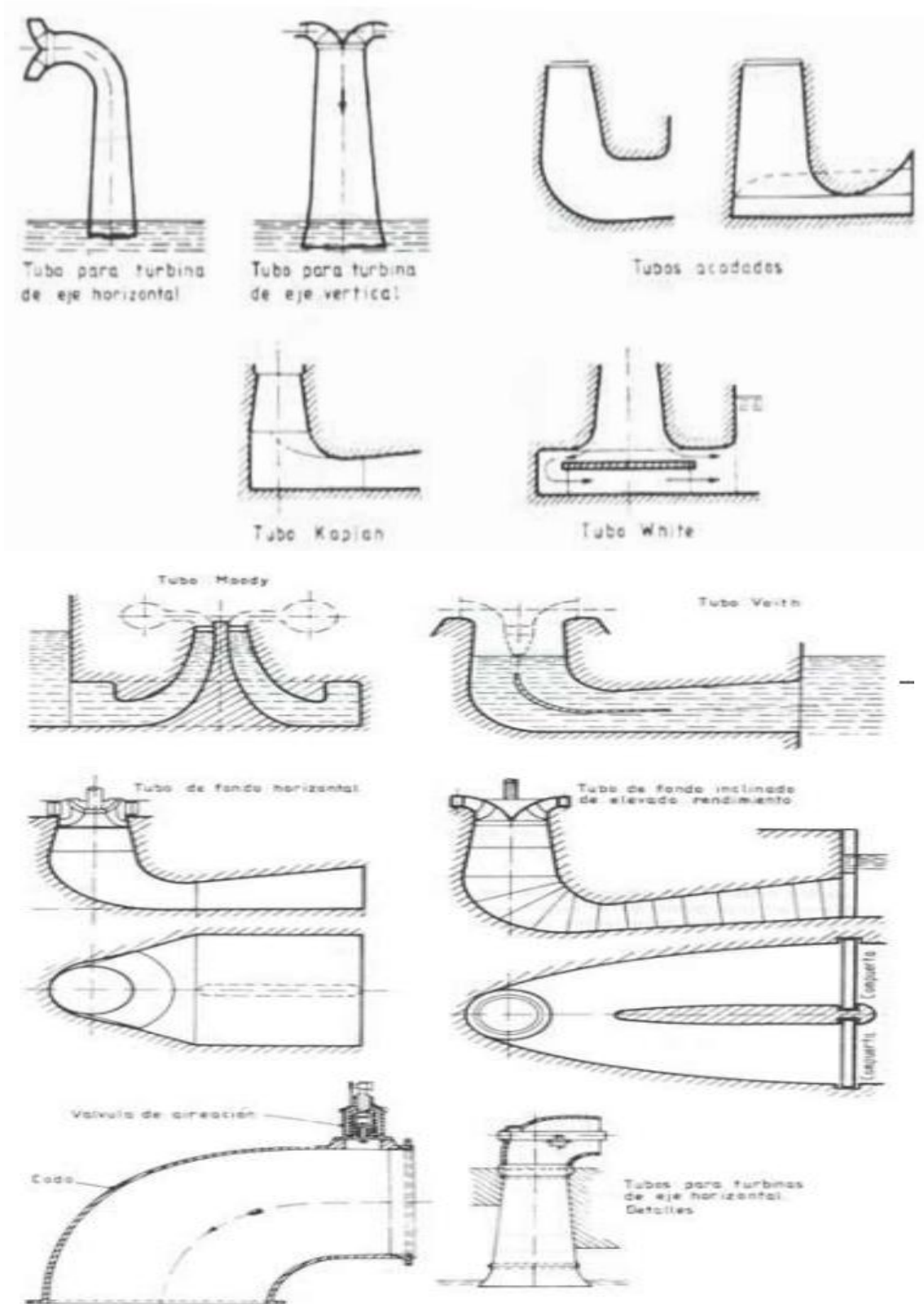


Figura 4. Tipos de tubos. Imágenes tomadas de ITCH Fuentes de Ahorro de Energía Electromecánica

2.4. Elementos de cálculo del tubo difusor

A pesar de que no se trata de calcular los valores de los parámetros que definen el tubo difusor, si no de hacer estimaciones numéricas de valores que pudieran resultar válidos para una mejora del rendimiento del tubo, se necesita un punto de partida orientativo para los valores iniciales a introducir en el modelo.

Así, para los primeros valores se han seguido las recomendaciones expuestas en Krishna [2] que provienen de fórmulas empíricas proporcionadas en la mayoría de los casos por los fabricantes. En concreto se han tomado las fórmulas empíricas necesarias establecidas para las turbinas tipo kaplan. Se detallan aquí únicamente las que se han utilizado para este trabajo.

El tamaño del rodete (**D**) y por tanto de la entrada del tubo difusor debe estar relacionado con el caudal (**Q**) de la siguiente manera:

$$D = \frac{Q^{0.5}}{2.72}$$

Establece también una relación entre el diámetro del rodete y el diámetro del bulbo (**d**):

$$\frac{d}{D} = 0.35 \sim 0.4$$

Para la longitud de la parte de aspiración del tubo difusor (**L**) propone:

$$\frac{L}{D} = 3 \sim 4$$

Para la longitud de la parte difusora del tubo (**h**) propone:

$$h = 0.8 D \sim 1.5 D$$

Para el ángulo (**θ**) que forma el tubo difusor con el eje axial del rodete sugiere:

$$2\theta = 12 \sim 16^\circ$$

3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO A TRAVÉS DEL TUBO DIFUSOR

3.1. Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD)

Las técnicas numéricas en ingeniería han experimentado un gran desarrollo en las últimas décadas y, en particular, la mecánica de fluidos ha sido una de las disciplinas científicas donde ha alcanzado una mayor repercusión. En la mayoría de los casos, las ecuaciones generales de la mecánica de fluidos no admiten soluciones analíticas. Por esta razón, su estudio se ha abordado desde diferentes puntos de vista, tales como la experimentación, el análisis dimensional o el análisis matemático simplificado. Para el estudio de las ecuaciones generales de comportamiento de los flujos se han desarrollado diversas técnicas y aproximaciones, siendo el método de los volúmenes finitos (VOF) el más utilizado hoy día gracias a su flexibilidad y particular adecuación para describir ecuaciones de conservación. Este método se complementa con la inclusión de modelos de turbulencia que permiten extender la simulación de los flujos al ámbito de la ingeniería de fluidos.

Con la evolución de los computadores desde mediados del siglo pasado, se ha añadido una nueva técnica de análisis: el estudio computacional de los flujos, comúnmente conocido como dinámica de fluidos computacional (CFD).

La CFD comprende un amplio abanico de disciplinas científicas, entre las que cabe destacar a las matemáticas, la programación, las ciencias físicas y la ingeniería, que deben aunarse para dar lugar al desarrollo de un código que sea capaz de resolver las ecuaciones del flujo de manera satisfactoria.

Por tanto, el objetivo final es la creación de un software (programa numérico) que proporcione el cálculo detallado del movimiento de los fluidos por medio del empleo del ordenador (capaz de ejecutar una gran cantidad de cálculos por unidad de tiempo) para la resolución de las ecuaciones matemáticas que expresan las leyes por las que se rigen los fluidos. En este trabajo, se ha seleccionado como software el paquete comercial **FLUENT versión 6.3.26** por su reconocido prestigio y validación con la experimentación como se pone de manifiesto en numerosas investigaciones publicadas. Para terminar con este punto introductorio cabe destacar las tres etapas que tienen lugar en una simulación con un código CFD, estas son: Pre-proceso, solución y post-proceso.

- Pre-proceso.

Es la parte previa, los preparativos antes de proceder a la solución de ecuaciones. En el pre-proceso deben distinguirse a su vez entre: definición de la geometría del dominio, mallado del dominio, elección de los modelos aplicables, especificación de las propiedades físicas del fluido, condiciones de contorno y establecer los criterios de convergencia.

- Solución.

Corresponde con la etapa de cálculo. Se lleva a cabo la resolución del problema planteado en el pre-proceso obteniendo así los valores de las variables relevantes.

- Post-proceso.

En esta fase se presentan los resultados para poder ser analizados y así poder sacar conclusiones del problema tratado.

3.2. Geometría del problema

La geometría y parámetros que se han considerado pueden verse en la Figura 5. Dicha geometría viene caracterizada por varios parámetros, algunos de ellos se corresponden con valores fijos, una vez observado a partir de las simulaciones su poca repercusión en el rendimiento del sistema, variando otros como la longitud del canal de drenaje, el ángulo del tubo de aspiración con el eje de la turbina, y el ángulo del tubo, ya que son estos últimos los que definen al tubo difusor, objeto de análisis de este trabajo. Los parámetros a tener en cuenta son:

- Diámetro del tubo de aspiración (D).
- Diámetro de salida del canal de drenaje ($D5$).
- Longitud del tubo de aspiración (L).
- Longitud del canal de drenaje (h).
- Longitud axial del hub (Hm).
- Diámetro del hub (d).
- Ángulo de la superficie del tubo de aspiración con el eje vertical (θ).

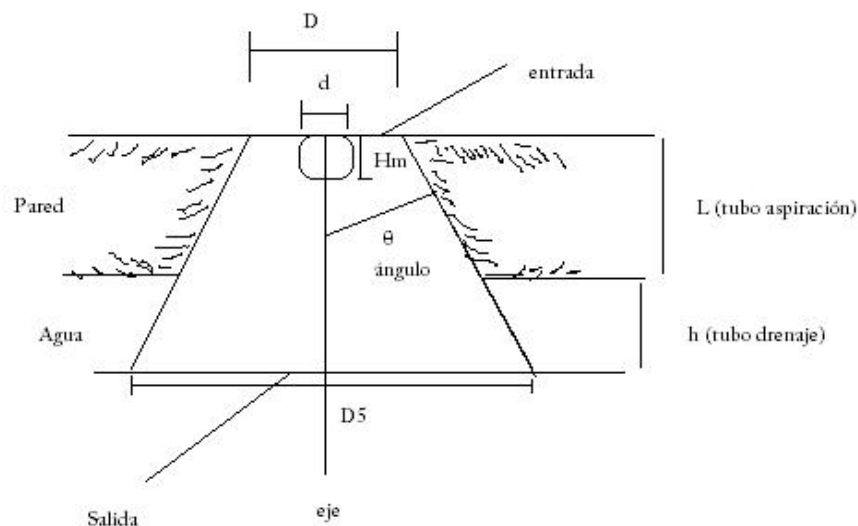


Figura 5. Esquema y parámetros

Se ha creado una hoja de cálculo en el programa Excel en la que introduciendo los valores de los parámetros que caracterizan la geometría devuelve las coordenadas de los puntos que posteriormente se exportarán a Gambit como archivo .jou para la creación de mallas. Para la elección de los valores de los parámetros se han elegido límites inferiores y superiores de los recomendados en la bibliografía, alternando estos entre sí. Sin perjuicio de que se sobrepasen dichos límites en algunas simulaciones para comprobar si efectivamente esos rangos son aplicables al modelo aquí propuesto.

Por ejemplo, para el diseño del canal de drenaje de un tubo difusor divergente tipo cónico, Krishna [2] recomienda el siguiente rango para la longitud del canal h : $h \in [0.8 D, 1.5 D]$. Así, una vez establecido el valor de D , los valores de h se tomaron inicialmente según el criterio anterior.

Como ejemplo se muestran las coordenadas de representación de la primera simulación.

El esquema de coordenadas se presenta en la Figura 6.

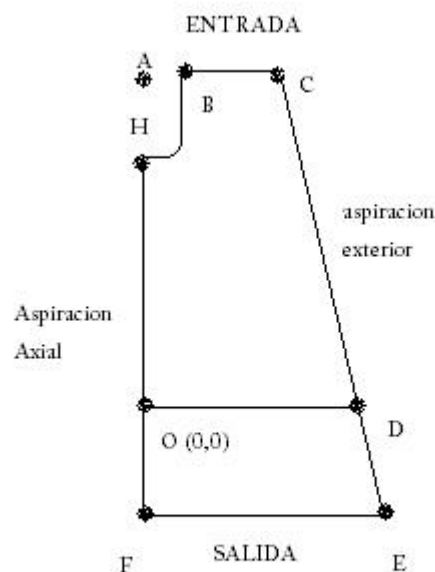


Figura 6. Esquema de coordenadas previo a la generación del tubo difusor como volumen de revolución

Simulación 1: (Aspiración longitud media, difusor medio, ángulo medio)

Parámetros

| | | |
|----------|-----------|------------|
| Hm | 0,61239 m | |
| L | 4,45748 m | |
| h | 1,27357 m | |
| θ | 7° | 0,1221 rad |
| D | 1,27357 m | |
| d | 0,47759 m | |

| | x | y |
|-----|-------|--------|
| A = | 0,000 | 4,457 |
| B = | 0,239 | 4,457 |
| C = | 0,637 | 4,457 |
| H = | 0,000 | 3,845 |
| O = | 0,000 | 0,000 |
| D = | 1,184 | 0,000 |
| E = | 0,000 | -1,274 |
| F = | 1,340 | -1,274 |

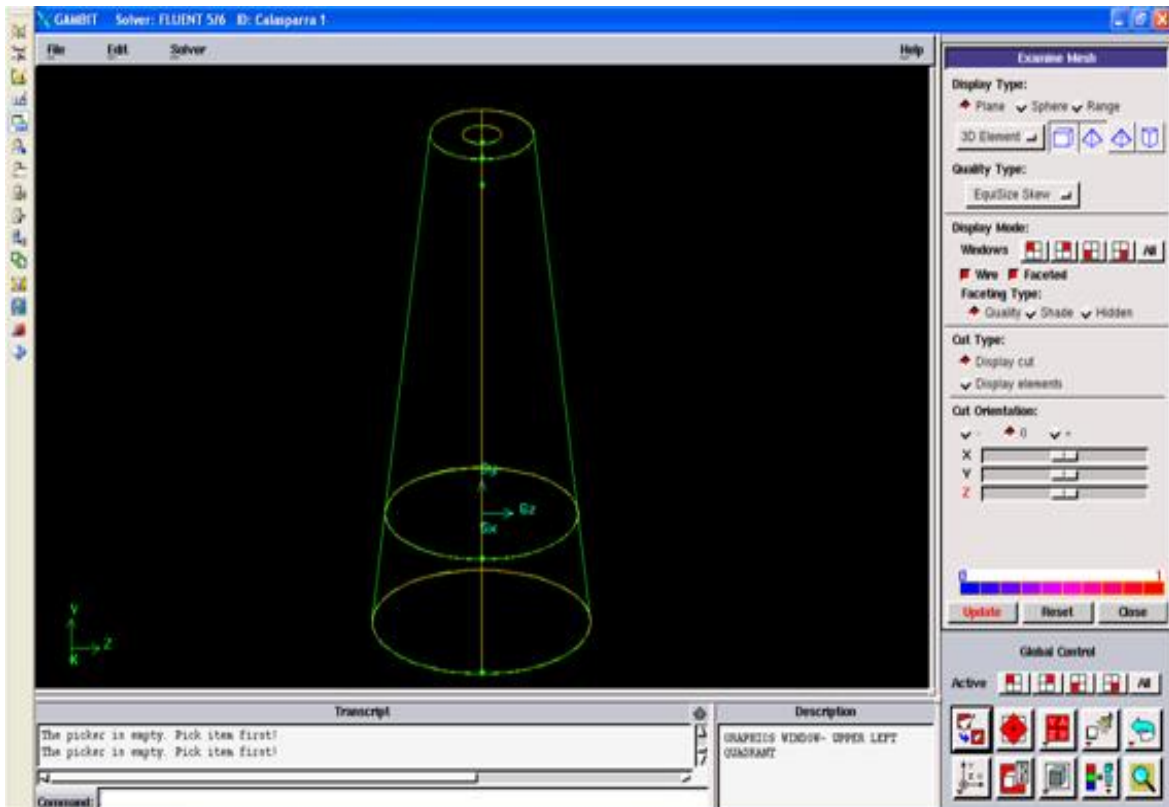


Figura 7. Vista general del volumen de revolución generado

3.2.1. Mallado mediante Gambit

Se genera a partir de la figura plana delimitada por los vértices anteriores el volumen de revolución, que puede verse en la Figura 7, al girar el alrededor del eje y, lo que llamamos en este trabajo ‘el tubo difusor’.

Según la mayoría de autores consultados, cuando las geometrías son complejas o el rango de longitudes de escala del flujo es grande, un mallado triangular/tetraédrico suele ser más apropiado, requiriendo un menor número de celdas que un mallado cuadrilátero/hexaédrico. Esto es debido a que las primeras permiten que las celdas sean agrupadas en regiones seleccionadas del dominio fluido, mientras que las mallas estructuradas pueden llegar a requerir un gran número de celdas en zonas donde no se necesitan. Así, el mallado se lleva a cabo definiendo una malla **no estructurada con elementos triangulares en las superficies y tetraédricos en el dominio del campo fluido**.

Para la creación de mallados se ha utilizado en este trabajo la figura del ‘tutor facilitador’ (ver Vicéns [15] y [16]). La figura del tutor facilitador tiene un papel relevante, enfatizando su vertiente de “facilitador”. Esta función facilitadora evita una inversión excesiva en tiempo y trabajo por parte del alumno. Por un lado impide el desplazamiento del esfuerzo del alumno hacia el aprendizaje meramente operativo de los programas, en detrimento de la finalidad buscada, su aplicación, y por el otro lado, disuade del uso de estas mismas herramientas como cajas negras que no mejoran las competencias del alumno. Con estas actuaciones se pretende fomentar en el alumno las competencias metacognitivas constructivistas, que conducen a la actitud investigadora. Con este fin, en este trabajo una vez que el alumno tiene las dimensiones de la geometría a mallar, el tipo de mallado en cada superficie (elementos tetraédricos, triangulares etc.), refinamientos de la malla en zonas cercanas a la pared etc., solicita del tutor facilitador la creación de una malla en esas condiciones.

A continuación se muestra una secuencia de ilustraciones que muestran los mallados realizados.

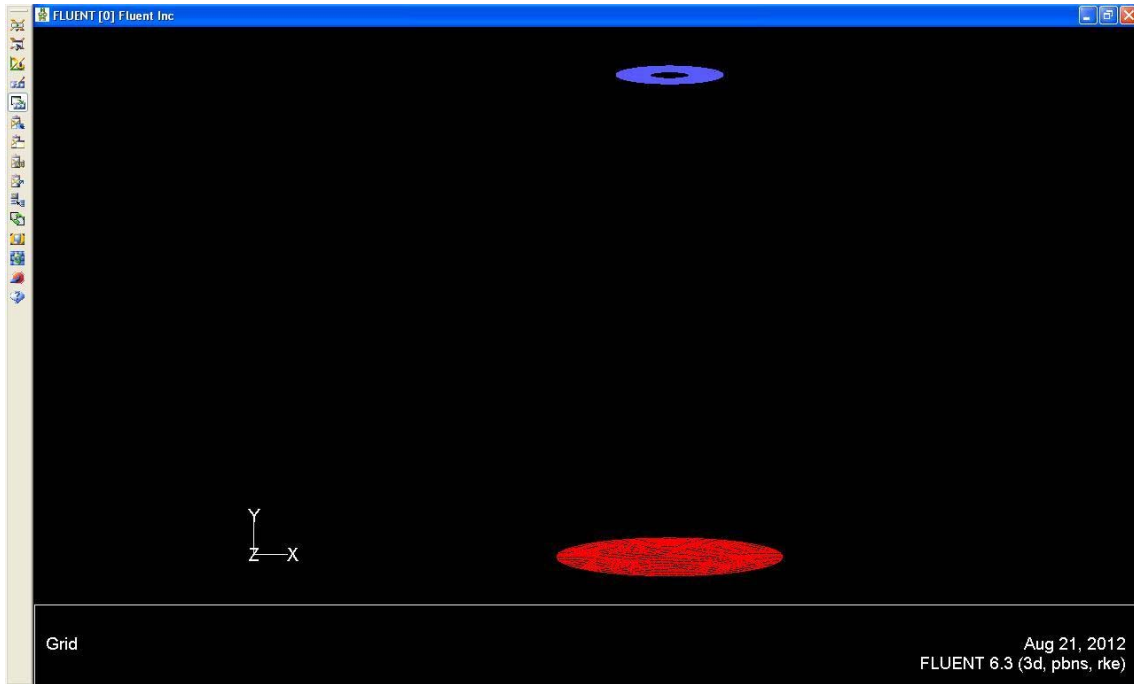


Figura 8. Entrada y Salida del fluido

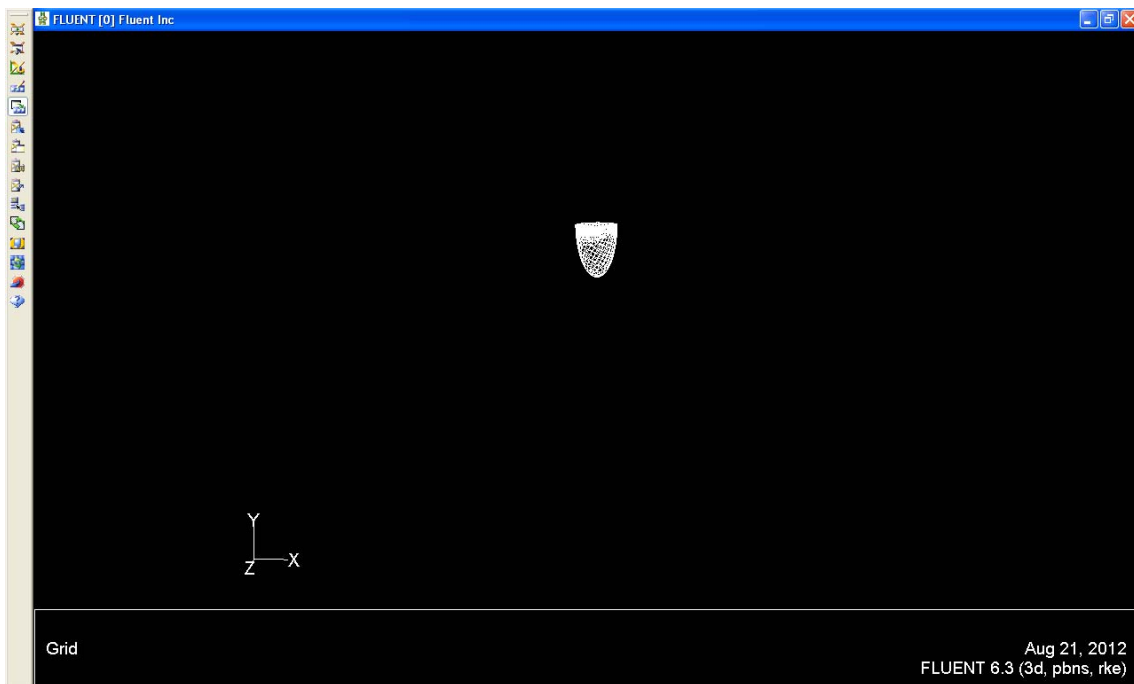


Figura 9. Bulbo (Hub)

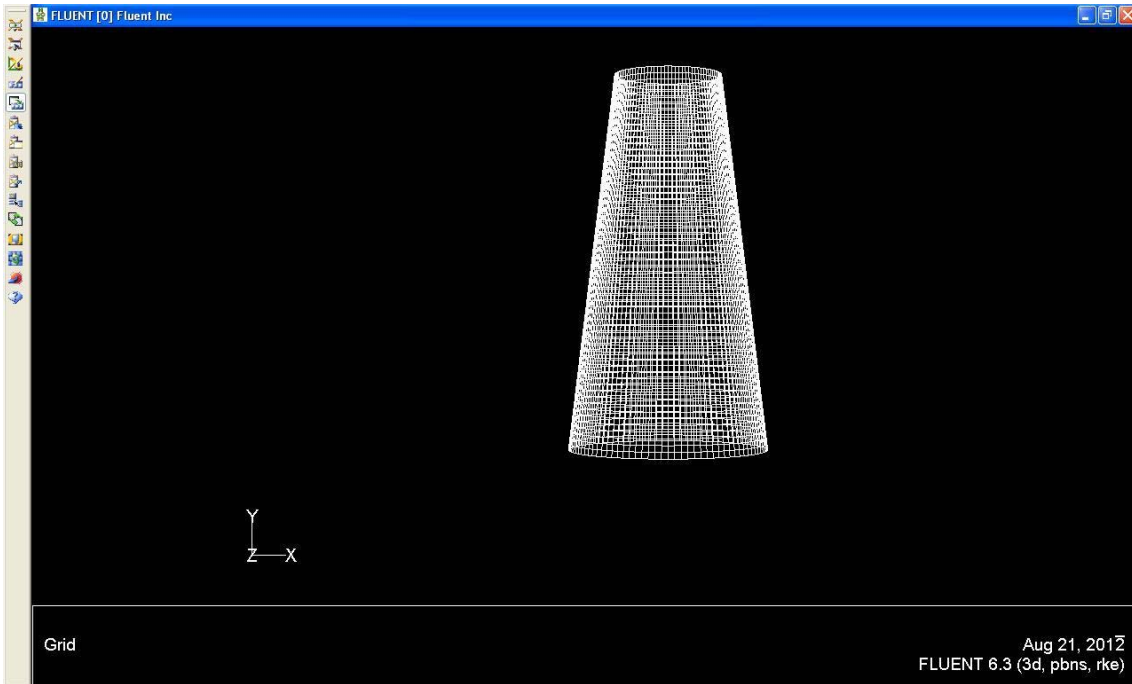


Figura 10. Tubo de Aspiración sin parte de drenaje

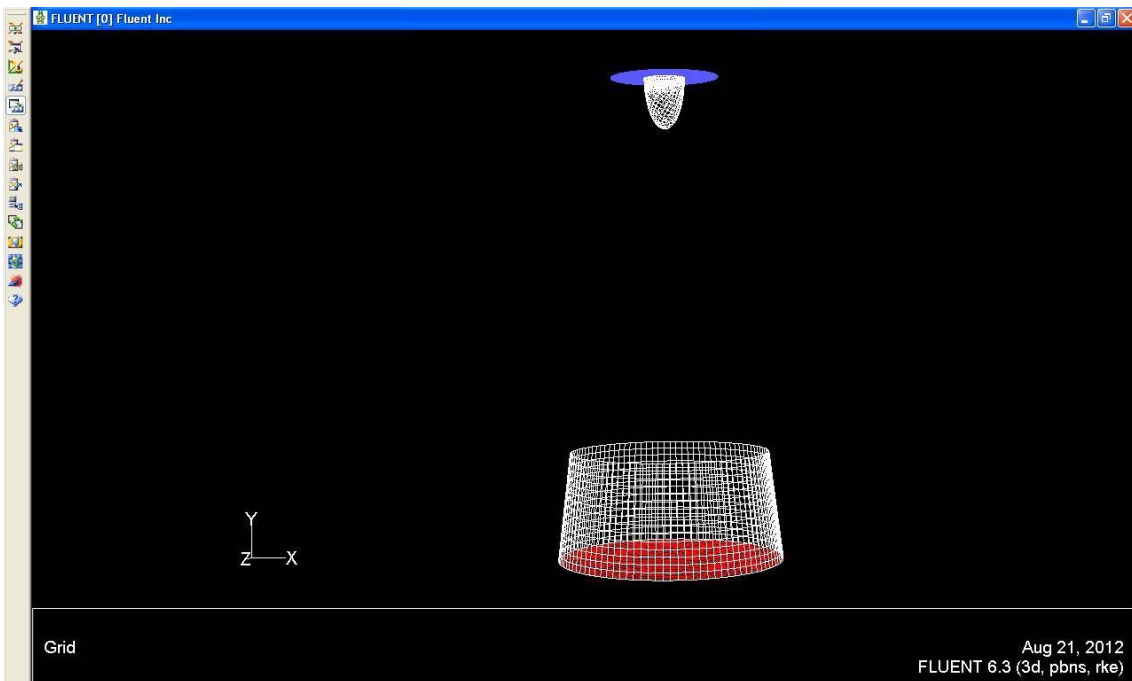


Figura 11. Entrada, Salida, Hub y Tubo de drenaje

3.2.2. Refinamiento de la malla. Consideraciones de Y+

El mallado de una geometría puede contribuir, durante el cálculo, a una de las fuentes de error dominantes en situaciones tridimensionales, la difusión numérica.

La mayoría de los algoritmos numéricos para la resolución de flujos de fluidos presentan el problema de la difusión numérica, debida a los errores de truncamiento derivados de la consideración de las ecuaciones del flujo en forma discreta. La difusión numérica está muy relacionada con la resolución de la malla. Así, mallas refinadas proporcionarán menor difusión numérica. La calidad de la malla juega un papel importantísimo en la estabilidad y exactitud de los cálculos numéricos. Algunas de las propiedades asociadas con la calidad de una malla son, por ejemplo, la densidad y distribución de los nodos, suavidad, esquinamiento, relación de aspecto, etc.

Como al mallar un modelo se define de forma discreta un recinto que en realidad es continuo, el grado de exactitud con el cual se resuelven las zonas más complejas del flujo (como zonas en las que se producen ondas de choque, zonas de mezcla, fuentes o sumideros...), dependerá de la densidad y distribución de los nodos de la malla en dichas zonas. Por ejemplo, la resolución de la malla en las zonas adyacentes a las paredes depende del modelo de pared usado.

En el caso tridimensional estamos además condicionados por aspectos como la memoria del ordenador usado para realizar la simulación. Naturalmente, conseguiremos mayor exactitud con mallas bien construidas y refinadas, pero a costa de mayores tiempos de cálculo y post-procesamiento de la solución.

Con la intención de verificar la influencia que el refinamiento del mallado tiene sobre los resultados al simular el tubo difusor, se han usado dos mallados diferentes, ambos correspondientes al mismo difusor.

Se pueden observar las diferencias mirando la parte izquierda (zona cercana a la pared) en las Figuras 12 y 13.

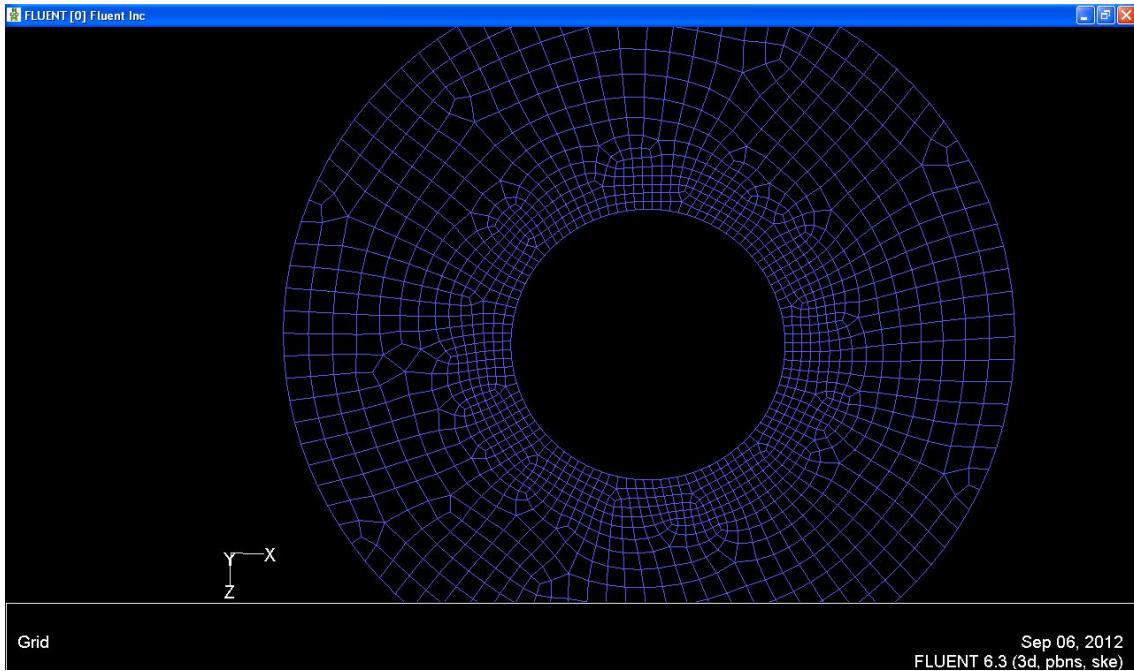


Figura 12. Malla inicial de la entrada del tubo difusor. Zona izquierda de la pared con menor número de celdas

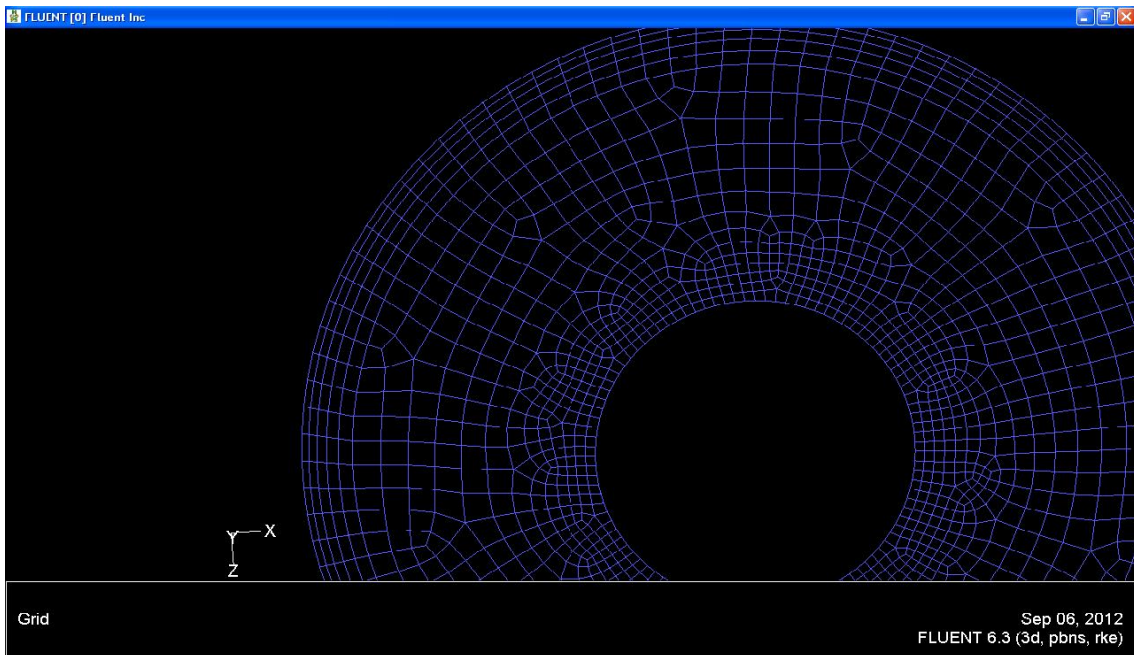


Figura 13. Malla refinada de la entrada del tubo difusor. Zona izquierda de la pared con mayor número de celdas

Para la comparación de los mallados anteriores se utilizó el parámetro adimensional y^+ que proporciona una manera de conocer si una malla es adecuada o no en zonas cerca de la pared. El parámetro viene dado por:

$$y^+ = \frac{u_t}{\nu} y_1$$

donde,

y_1 = Distancia desde la pared al centro de la celda adyacente.

u_t = Velocidad de agitación turbulenta.

ν = Viscosidad cinemática del fluido.

En flujos turbulentos en presencia de paredes, no se pueden despreciar desde el principio los términos viscosos asociados al movimiento medio. El flujo puede dividirse en dos partes: la capa límite y el flujo exterior a la misma. En la figura 14 se presenta el perfil universal de velocidades en la capa límite turbulenta que relaciona el parámetro y^+ descrito anteriormente y el parámetro u^+ dado por:

$$u^+ = \frac{u}{u_t}$$

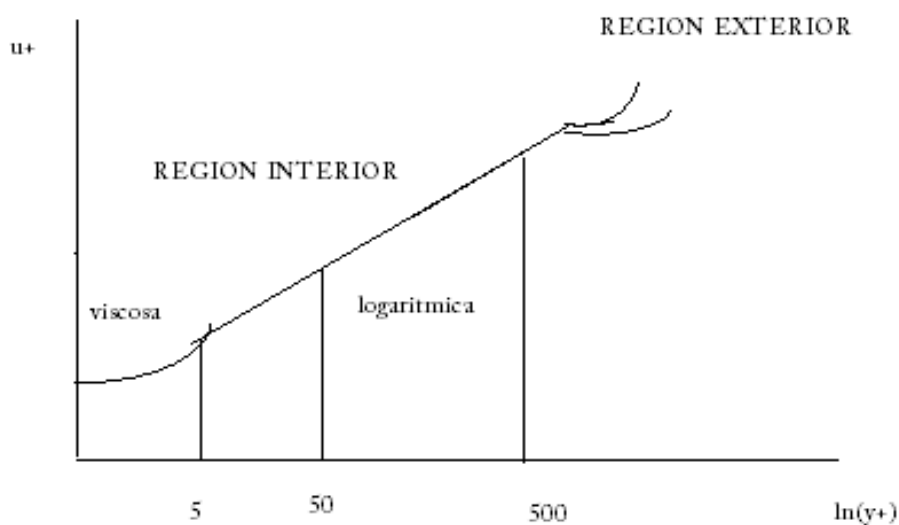


Figura 14. Perfil universal de velocidades en la capa límite turbulenta

A pesar de los refinamientos realizados que consiguen un decrecimiento considerable del parámetro y^+ , no se consiguen a posteriori diferencias significativas en las soluciones obtenidas y por tanto, por temas de ahorro computacional, se concluyó que en el modelo que se presenta en este trabajo no influye de manera significativa el refinamiento de la malla en la zona cercana a la pared.

Además de lo anterior, cabe destacar, como se verá en el apartado 4 de validación de resultados, que se consiguen con este tipo de mallado resultados casi idénticos a los que se presentan en Khare [12], en donde se presenta una simulación de un tubo difusor con valores de y^+ de 200.

3.3. El modelo numérico

3.3.1. Ecuaciones de gobierno

Las fluctuaciones de las variables en régimen turbulento pueden ser de pequeña escala y alta frecuencia por lo que puede resultar muy laborioso desde el punto de vista computacional intentar la simulación numérica directa (DNS) de dichas ecuaciones.

Además para la mayoría de los propósitos de ingeniería no es necesario resolver los detalles de las fluctuaciones turbulentas. Normalmente sólo se buscan los efectos de la turbulencia en el flujo medio.

Ante esta dificultad se utilizan las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S) promediadas o ecuaciones de Reynolds que se introducen a continuación.

Partiendo de la hipótesis de un fluido incompresible de viscosidad y conductividad constantes, como es el agua, se obtienen las ecuaciones N-S para el campo fluido. Siendo \mathbf{v} , el vector velocidad, y P , T y e la presión, temperatura y energía interna, respectivamente. Las ecuaciones son respectivamente, la ecuación de continuidad (3.1), cantidad de movimiento (3 ecuaciones) (3.2), y la de conservación de la energía (3.3):

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla(\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \vec{v} + \vec{f}_m \quad (3.2)$$

$$\rho \frac{De}{Dt} = \rho \left[\frac{\partial e}{\partial t} + \vec{v} \nabla e \right] = \Phi_v + k \Delta T + Q, \quad (3.3)$$

con

$$\tau'_{ij} = 2\mu\gamma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\Phi_v = \tau'_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = 2\mu\gamma_{ij}\gamma_{ij}$$

y

siendo τ'_{ij} el tensor de esfuerzos viscosos, y Φ_v la potencia de deformación de los esfuerzos viscosos.

Además habría que añadir las ecuaciones de estado para líquidos como es el caso,

$$e = c \cdot T \text{ con } c = \text{cte.}$$

y,

$$\rho = \text{cte.}$$

3.3.2. Modelos de turbulencia

3.3.2.1. Introducción

Según Zamora [4], “no existe una definición clara de flujo turbulento. Habitualmente, este tipo de flujo se ha descrito por las características particulares que presenta, tales como la aparición de altos números de Reynolds, el aumento en el intercambio de las propiedades fluidas respecto del flujo laminar, el aumento de los fenómenos de difusión de las propiedades del flujo, la tridimensionalidad etc.”

Los flujos turbulentos producen cambios constantes en cantidades transportadas tales como cantidad de movimiento, energía, concentración de especies, etc. debido a las fluctuaciones y aleatoriedad que sufren los campos de velocidades.

Estas fluctuaciones hacen que el fenómeno sea muy costoso de simular computacionalmente y hacen necesaria la inclusión de simplificaciones en el modelo para reducir los tiempos de cálculo. Las ecuaciones manipuladas contienen variables desconocidas que necesitan de modelos de turbulencia para determinar éstas en términos de cantidades conocidas.

Según se ha podido extraer de la bibliografía, y como resalta el propio FLUENT [10], “no existe un modelo de turbulencia que sea universalmente aceptado como el mejor para toda clase de problemas. La elección del modelo de turbulencia dependerá de

consideraciones tales como los recursos computacionales de que se disponga, la cantidad de tiempo disponible, el nivel de detalle que se desea alcanzar, etc.”

Suponiendo que todo valor instantáneo para una variable general Φ se puede descomponer en un valor medio y la fluctuación respecto a él, tenemos:

$$\phi(\vec{x}, t) = \bar{\phi}(\vec{x}, t) + \phi'(\vec{x}, t) \quad (3.4)$$

Así, podemos descomponer las variables presentes en el anterior sistema de ecuaciones; presión, velocidad y temperatura como se muestra a continuación:

$$\vec{v} = \bar{U} + \vec{v}'; \quad p = \bar{p} + p'; \quad T = \bar{T} + T' \quad (3.5)$$

Aplicando esto y teniendo en cuenta que el valor medio de las fluctuaciones es nulo, obtenemos las ecuaciones del movimiento medio turbulento que se muestran a continuación:

$$\nabla \cdot \bar{U} = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{U}\bar{U}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \bar{U} - \nabla \cdot \overline{u'u'} + \vec{f}_m \quad (3.7)$$

$$\rho c \left[\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{U} \nabla T \right] = k \Delta \bar{T} + \Phi_{\bar{v}} + \Phi_{u'} - \rho c \nabla \cdot \overline{u'T'} + Q_r \quad (3.8)$$

Tenemos así un sistema de cinco ecuaciones y ocho incógnitas, U, p y T además de:

- El tensor de esfuerzos aparentes de Reynolds: $-\overline{u'u'}$.

- El vector transporte turbulento de calor: $-\overline{u'T'}$.

$$\Phi_{ii} = \mu \overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)^2}.$$

- La disipación viscosa por fluctuaciones turbulentas:

Al tener este sistema más incógnitas que ecuaciones, las ecuaciones de Reynolds no se pueden resolver por sí mismas, planteándose lo que se conoce como problema de cierre de la turbulencia.

Una de las teorías clásicas para el cierre de la ecuación de cantidad de movimiento (3.7) es la conocida como concepto de viscosidad turbulenta de Boussinesq. Esta teoría propone expresar los esfuerzos turbulentos de modo análogo a los viscosos mediante una cierta viscosidad turbulenta en la forma:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho \kappa + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3.9)$$

La hipótesis de Boussinesq se va a utilizar en los modelos κ - ϵ y κ - ω presentados en este trabajo.

La ventaja de esta aproximación es el bajo coste computacional asociado al cálculo de la viscosidad turbulenta, μ_t .

Existen modelos como el Spalart-Allmaras donde solo se resuelve una ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta. Sin embargo, en los modelos κ - ϵ y κ - ω , se resuelven dos ecuaciones de transporte adicionales (para la energía cinética turbulenta, κ , y otra para la velocidad de disipación turbulenta, ϵ , o la velocidad de disipación específica, ω) y la μ_t se calcula como función de κ y ϵ .

La desventaja de la hipótesis de Boussinesq es que asume que la viscosidad turbulenta es un escalar isotrópico (no es uniforme en todo el campo fluido), lo cual no es estrictamente cierto. Respecto a esto último cabe señalar que en ocasiones se ha introducido otra expresión para la viscosidad turbulenta (Zamora [4]),

$$\mu_t = C \rho U_m L_m \quad (3.10)$$

donde C es una constante que depende del tipo de flujo y U_m y L_m son los valores característicos de la escala turbulenta (tamaño característico y velocidad asociada al mismo de los torbellinos presentes en un flujo).

Así, los modelos de turbulencia que se han utilizado en este trabajo se engloban dentro del conjunto de los modelos de turbulencia de ecuaciones promediadas de Reynolds.

3.3.2.2. El modelo k-épsilon

El modelo k-épsilon supuso la implantación de la CFD en aplicaciones de ingeniería. Como dice Zamora [4], “su robustez, economía y precisión razonable para un amplio rango de flujos turbulentos explica su popularidad en simulaciones de flujos y transmisión de calor”.

La primera versión, el denominado modelo k-épsilon estándar es el modelo más simple de los modelos de turbulencia de dos ecuaciones de transporte.

Con el objetivo de potenciar algunas deficiencias de este modelo, a partir de él se han derivado dos modelos de turbulencia, estos son, el modelo k-épsilon RNG y el modelo k-épsilon realizable.

Después de una revisión detallada de la bibliografía referente a simulaciones numéricas del tubo difusor de una turbina hidráulica se llegó a la conclusión de que debe ser este último modelo, el k-épsilon realizable el que se utilice en este trabajo. Así, nos centraremos únicamente en el análisis de éste.

Modelo k-épsilon realizable

Este modelo ha sido desarrollado recientemente. Incluye una formulación alternativa para la viscosidad turbulenta y hay una nueva ecuación del transporte para el ratio de disipación, ϵ .

El beneficio inmediato del modelo realizable es que tiene una resolución superior para flujos que incluyen rotación, capas límite bajo gradientes de presión fuertes y adversos, separación y recirculación.

Además, el modelo realizable presenta avances notables cuando las características del flujo incluyen fuertes curvaturas, vórtices y rotaciones. Como el modelo es relativamente nuevo, no está claro cuándo el modelo realizable supera al RNG, aunque en estudios iniciales se haya demostrado que da mejores resultados y comportamiento frente a otras versiones de modelos k-épsilon en el caso de flujos separados y flujos secundarios complejos.

Las ecuaciones de transporte para k y ε se detallan a continuación.

Ecuación para k:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.15)$$

Ecuación para ε:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (3.16)$$

donde

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.17)$$

G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad promediados, G_b representa la generación de energía cinética turbulenta debida a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante, C_2 y $C_{1\epsilon}$ son constantes. σ_k y σ_ϵ son los números de Prandtl turbulentos para k y ε, respectivamente. Finalmente, S_k y S_ϵ son términos fuente. Para mayor detalle puede consultarse FLUENT [10].

3.3.2.3. El modelo k-omega

Este fue el primer modelo de turbulencia de dos ecuaciones de transporte. Fue propuesto por inicialmente por Kolmogorov en 1942. En 2002, Wilcox incluye una extensión para la simulación de la turbulencia junto a la pared (modelo para bajos números de Reynolds). Con las nuevas adaptaciones del modelo puede decirse que el modelo k-omega es computacionalmente estable y convergente. Además, simula de manera satisfactoria la transición de flujo laminar a turbulento y esto hace por tanto que no sea necesario el cálculo de distancias a la pared.

De igual modo que ocurrió con la selección del modelo k-epsilon realizable en el punto 3.2.2.2, después de una revisión de la bibliografía actual se ha decidido realizar las simulaciones de este trabajo con el modelo más avanzado de los k-omega, el modelo k-omega Shear-Stress Transport (SST).

Modelo k-omega SST

Este modelo fue desarrollado y descrito por Menter en 1994 en la revista americana AIAA (The American Institute of Aeronautics and Astronautics). El modelo trata de conseguir una mezcla entre la precisa y robusta formulación del modelo k-omega en la zona cercana a la pared y los buenos resultados que da el modelo k-epsilon en la zona interior del campo fluido.

Las ecuaciones de transporte para k y ω se detallan a continuación.

Ecuación para k:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \bar{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.18)$$

Ecuación para ω :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.19)$$

donde

G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad promediados, G_ω representa la generación de ω , Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω , Y_k e Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia, y finalmente, S_k y S_ω son términos fuente. Para mayor detalle puede consultarse FLUENT [10].

3.3.3. Esquemas de discretización

FLUENT utiliza la técnica de los volúmenes finitos para convertir las ecuaciones de conservación en ecuaciones algebraicas que puedan ser resueltas numéricamente. Esta técnica del volumen de control consiste en integrar las ecuaciones de conservación sobre cada volumen de control obteniendo, de esta manera, ecuaciones discretas que conservan cada cantidad de la propiedad en un volumen de control base.

FLUENT guarda, por defecto, los valores discretos de las propiedad escalares en los centroides de los volúmenes de control.

Para la interpolación de los valores recogidos en los centroides y del resto del elemento FLUENT dispone de varios esquemas, como son, 'Upwind de primer orden', 'Upwind de segundo orden', 'QUICK' o 'MUSCL'.

De entre los anteriores y después de analizar los resultados con uno y otro esquema se decidió, puesto que los resultados con el esquema de primer orden eran satisfactorios y no hacía falta recurrir al segundo orden, utilizar para las simulaciones de este trabajo, el esquema 'Upwind de primer orden' y así ahorrar tiempo computacional.

En esquemas con una precisión de primer orden, los valores de las variables en las caras de las celdas se obtienen suponiendo que los valores del centro de la celda, o centroide, para todas las magnitudes fluidas representan el valor medio de la celda, es decir, los valores de las magnitudes en las caras de la celda ϕ_f se toman iguales a los de la celda ϕ que se encuentra aguas arriba de ella. La técnica de discretización detallada del esquema upwind puede consultarse en Zamora [4].

Para finalizar, cabe destacar y ha de tenerse en cuenta que los esquemas numéricos derivados del 'upwind' pueden fallar en situaciones en las que el flujo incide de modo diagonal a las direcciones principales de la malla, este problema es conocido como *difusión numérica*.

En resumen, cuando el flujo se encuentra alineado con la malla, emplear una discretización de primer orden puede ser aceptable. Sin embargo, si esto no es así, una discretización de primer orden en los términos convectivos incrementa el error numérico de discretización. Para mallas triangulares y tetraédricas, dado que el flujo no se encuentra alineado con la malla, se obtendrán mejores resultados si se emplea una discretización de segundo orden. Para mallas cuadrangulares y hexaédricas, también se obtendrán resultados más precisos, especialmente, en casos de flujos complejos.

3.3.4. Algoritmo de solución

FLUENT tiene implementados dos métodos de resolución de las ecuaciones algebraicas, uno basado en la presión y otro basado en la densidad. Los dos métodos numéricos emplean el mismo proceso de discretización de volúmenes finitos pero difieren en el método de linealización y resolución.

Para la simulación de las turbomáquinas hidráulicas se utiliza el algoritmo **basado en la presión**, debido a la naturaleza incompresible del agua.

FLUENT ofrece dos modelos de soluciones basadas en la presión, un algoritmo acoplado y un algoritmo segregado. Hay tres opciones disponibles: Coupled-Implicit, Coupled-Explicit, o Segregated-Implicit.

Después de revisar la literatura, la totalidad de autores coinciden en este punto, indicando que el más adecuado es el **modelo segregado** y por tanto al utilizar FLUENT para las simulaciones debe ser **implícito**.

3.3.5. Acoplamiento presión-velocidad

El solver segregado descrito en el punto anterior resuelve las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento secuencialmente. En este proceso secuencial, la ecuación de continuidad se usa como medio para obtener el valor de la presión. Sin embargo, la presión no aparece explícitamente en la ecuación para flujos incompresibles, ya que la densidad no está directamente relacionada con la presión. Existen algoritmos, como la familia de algoritmos Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE), que sirven para introducir el término de la presión dentro de la ecuación de continuidad.

Según Zamora [4], “la solución al problema de acoplamiento entre las ecuaciones de continuidad y de la cantidad de movimiento a través de la presión, consiste en que en cada punto la presión debe ser tal que , una vez sustituida en la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento, el campo de velocidad satisfaga la ecuación de continuidad.”

FLUENT posee tres algoritmos de acoplamiento presión-velocidad para el modelo de solución basado en la presión: SIMPLE, SIMPLEC, PISO.

Una vez consultada la literatura, entre otros a Iaccarino [7], en una de sus publicaciones en la prestigiosa revista ASME Journal of Fluids Engineering, teniendo en cuenta que FLUENT lo selecciona por defecto y a la vista de los buenos resultados obtenidos en las primeras simulaciones realizadas con este algoritmo, se ha elegido para las simulaciones de este trabajo el algoritmo **SIMPLE**.

3.3.6. Condiciones de contorno

Las superficies que delimitan el dominio computacional, como puede verse en la Figura 7 son:

- Entrada al tubo.

En la entrada del tubo y aunque no se tratan en este trabajo los demás elementos que componen junto al tubo difusor una turbomáquina hidráulica, si que se ha tenido presente, sobre todo a la vista de futuras extensiones de este trabajo, a las demás partes de la turbina. Así, a la hora de definir la velocidad de entrada se ha hecho de forma similar a como lo hace en una turbina tipo kaplan, en la que debido al diseño de los álabes del rodete proporcionan al flujo una dirección de entrada al tubo donde la componente radial es 0 (o despreciable).

A propósito de lo anterior pero ya centrándonos en el objetivo de este trabajo, se han ido variando diversos caudales en la entrada con el fin de averiguar cuales de éstos son los más adecuados para la mejor eficiencia del modelo.

Para introducir la velocidad se ha elegido la opción 'components', 'Local Cylindrical' con el fin de introducir una velocidad axial que obtenemos a partir del caudal elegido y la velocidad angular, estimada a partir del diámetro de entrada mediante fórmulas empíricas obtenidas de la bibliografía (Krishna [2] entre otros).

- Salida del tubo.

Esta condición viene dada por el gradiente de presión a la salida del fluido.

Para la simulación se emplea una condición de contorno de tipo **pressure outlet**. Además se tiene en cuenta y se introduce el gauge de presión a la salida (recuérdese que salida del tubo se encuentra sumergida en el agua paralelamente a la superficie)

- Default-Interior.

Se define como el volumen interior por donde circula el fluido.

- Fluido.

El fluido es **agua**.

- Paredes.

Son tres partes: bulbo o 'hub', parte de aspiración y parte difusora.

Son las partes adyacentes al fluido y se definen como tipo 'Wall', fijas (sin movimiento), se suponen sin fricción y con un coeficiente de rugosidad de 0.5.

En la última parte de este trabajo, como se verá más adelante, se incluye una novedad respecto a los modelos que vienen siendo usados habitualmente en simulación del tubo difusor de una turbomáquina hidráulica y consiste en hacer girar el hub en dirección opuesta a como lo hace el fluido, intentando de esta manera evitar la formación de flujos secundarios y por consiguiente aumentar el rendimiento. Para esta simulación se cambiará la parte estacionaria de la definición de la pared en el hub.

3.3.7. Criterio de convergencia

A la diferencia entre el valor de la solución nueva y la anterior se le llama residuo.

Una solución se considera convergida cuando el residuo correspondiente alcanza un valor suficientemente bajo y previamente establecido.

Para que los residuos tengan valores significativos, independientes de las magnitudes de las variables se utilizan residuos escalados.

El **criterio de convergencia** de este trabajo está fijado por defecto en **0.001**. De este modo, el proceso iterativo se detiene el cuando los residuos escalados de todas las variables han caído tres órdenes de magnitud.

Algunos autores consultados consideran para la mayoría de las simulaciones, y para obtener buenas soluciones hay que bajarlo a 0.00001.

En las simulaciones iniciales de este trabajo se utilizaron criterios de convergencia del orden de 10^{-3} y 10^{-5} obteniendo resultados casi idénticos. Por otro lado observando el gráfico de los residuos, después de unas primeras oscilaciones, los residuos disminuyen de forma gradual y se aprecia como las pendientes de éstos son cada vez más acusadas a partir de cierta iteración. Así, y con el ánimo de ahorrar tiempo computacional se utilizará para las simulaciones el criterio establecido arriba.

3.4. Simulaciones numéricas realizadas

Como se ha ido exponiendo a lo largo del trabajo, las simulaciones del flujo a través del tubo difusor han sido llevadas a cabo con el código ANSYS-FLUENT v. 6.3.26.

Se han realizado un total de 105 simulaciones entre los dos modelos propuestos, $k-\epsilon$ realizable y $k-\omega$ SST, incluyendo las simulaciones con los primeros mallados más ‘groseros’ y con los posteriores refinamientos para estudiar la influencia de Y^+ en las zonas cercanas a la pared, así como los efectos de considerar esquemas de interpolación para los términos convectivos tipo ‘upwind’ de primer orden y de segundo orden, y las realizadas cambiando el algoritmo SIMPLE por SIMPLEC. En el desarrollo de las simulaciones se fijaron parámetros como el diámetro del rotor (**D**), la longitud de la parte denominada de aspiración (**L**) y el ángulo del tubo difusor (**θ**) y, a partir de ahí se lanzaron simulaciones variando el caudal (**Q**) y la longitud de la parte difusora (**h**). Esta parte de los parámetros será tratada en mayor detalle en el apartado 4.2.

A continuación se muestran gráficamente algunas de las diferentes distribuciones de presión y velocidad que se han obtenido a partir de la aplicación de los modelos $k-\epsilon$ realizable y $k-\omega$ SST:

3.4.1. Simulaciones con $k-\varepsilon$ realizable

En las figuras 14 y 15 se muestran las distribuciones de presiones en la zona de la pared del tubo difusor y bulbo mediante el modelo $k-\varepsilon$ realizable. Las unidades de la columna de la izquierda vienen dadas en atmósferas (atm.). Por ejemplo, en la figura 14 la presión en la zona cercana a la entrada es aproximadamente de 2,68 atm., mientras que en la salida es de 0,143 atm.

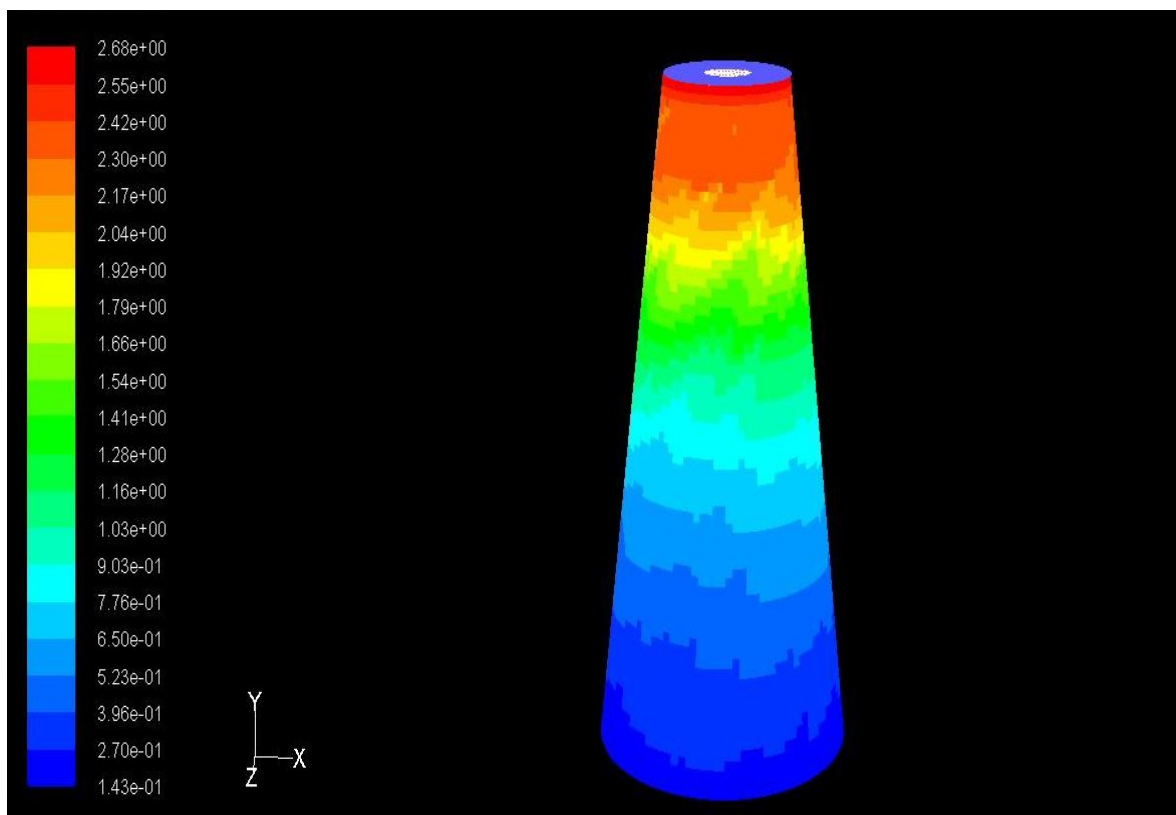


Figura 14. Distribución de presiones en las paredes del tubo difusor mediante modelo $k-\varepsilon$ realizable

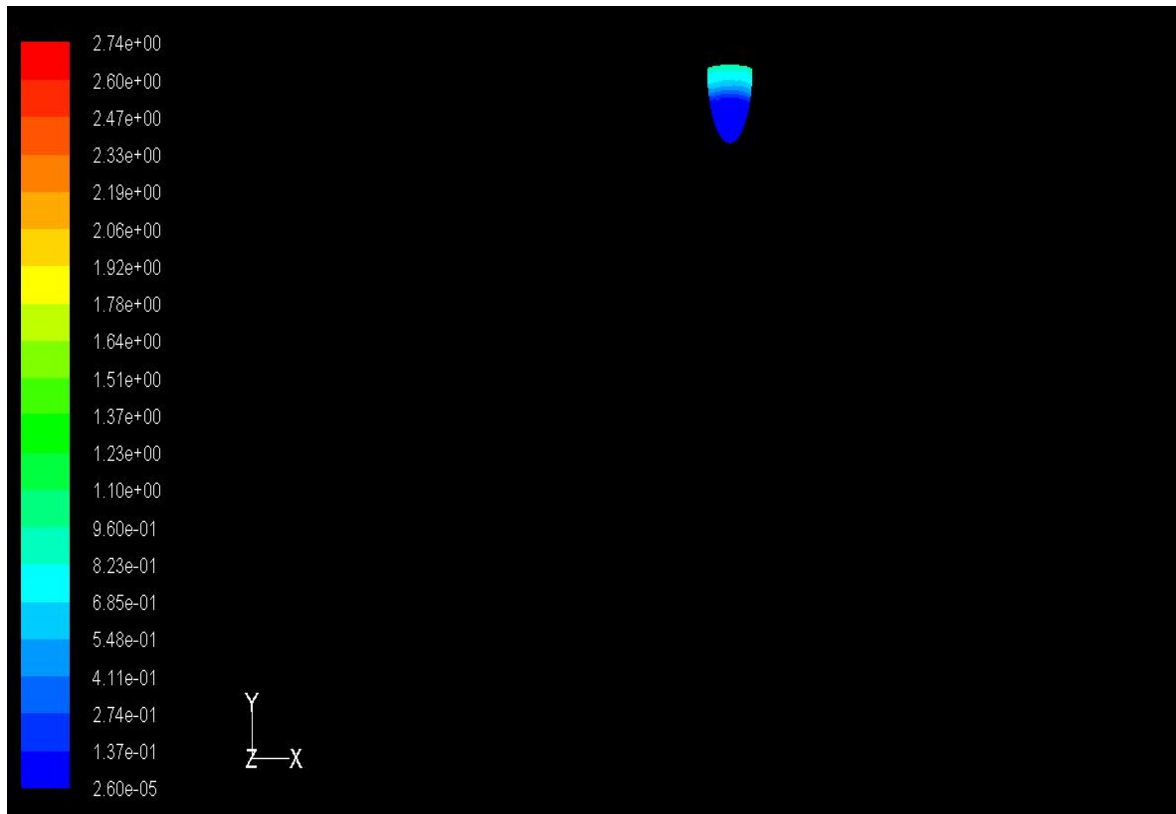


Figura 15. Distribución de presiones en el bulbo mediante modelo $k-\varepsilon$ realizable

En la figura 16 se muestran de igual forma la distribución de presiones pero ahora en el interior del tubo difusor, en particular en el plano meridional, que pasa por el eje del rotor y del difusor.

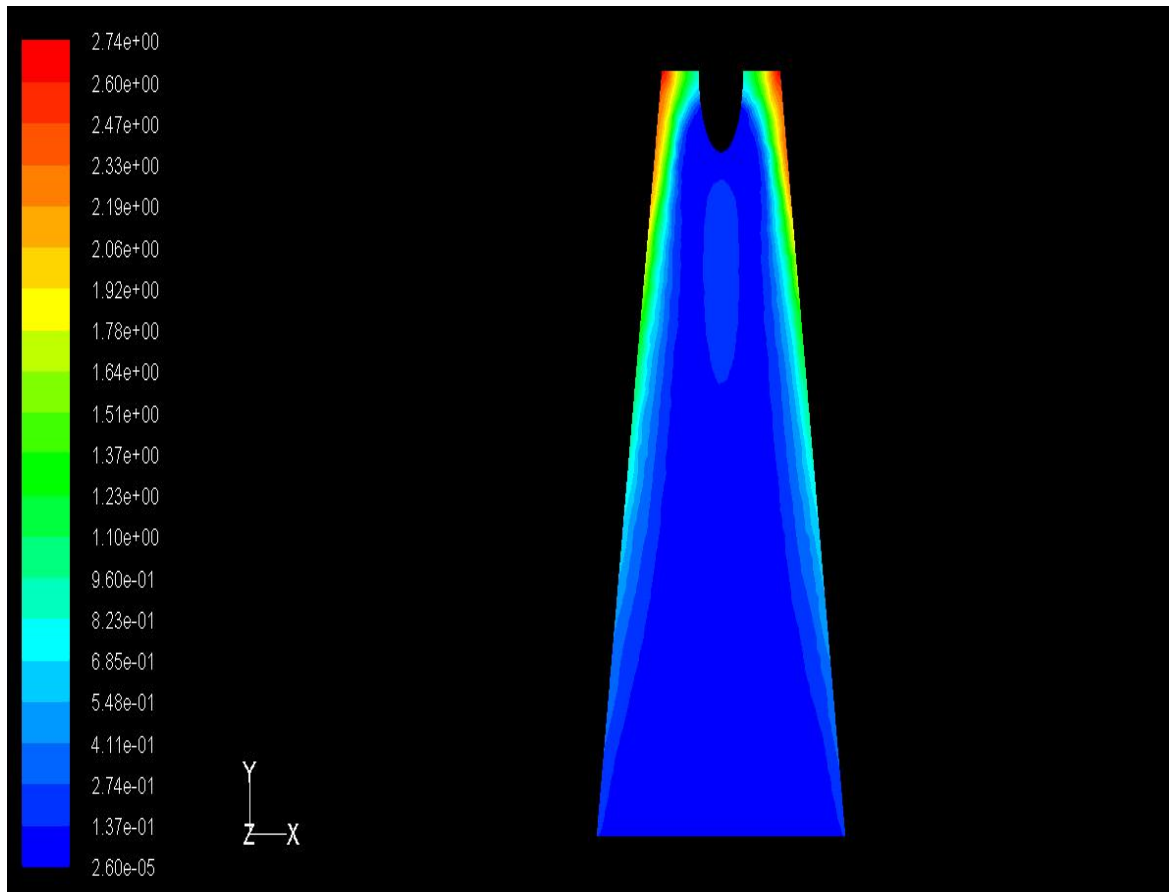


Figura 16. Distribución de presiones en el plano meridional mediante modelo $k-\varepsilon$ realizable

La figura 17 muestra la distribución de velocidades (m/s.) del campo fluido en el plano meridional expuesto anteriormente. Puede observarse como cerca de la entrada y la zona cercana a la pared se obtienen unos mayores valores de la velocidad, en torno a 23,8 m/s. que van descendiendo hasta llegar a los valores de aproximadamente 3 m/s. Por otro lado, se puede apreciar como las direcciones del flujo representadas por vectores advierten la existencia de recirculaciones en el interior, aunque con velocidades no muy altas de en torno a 2 m/s.

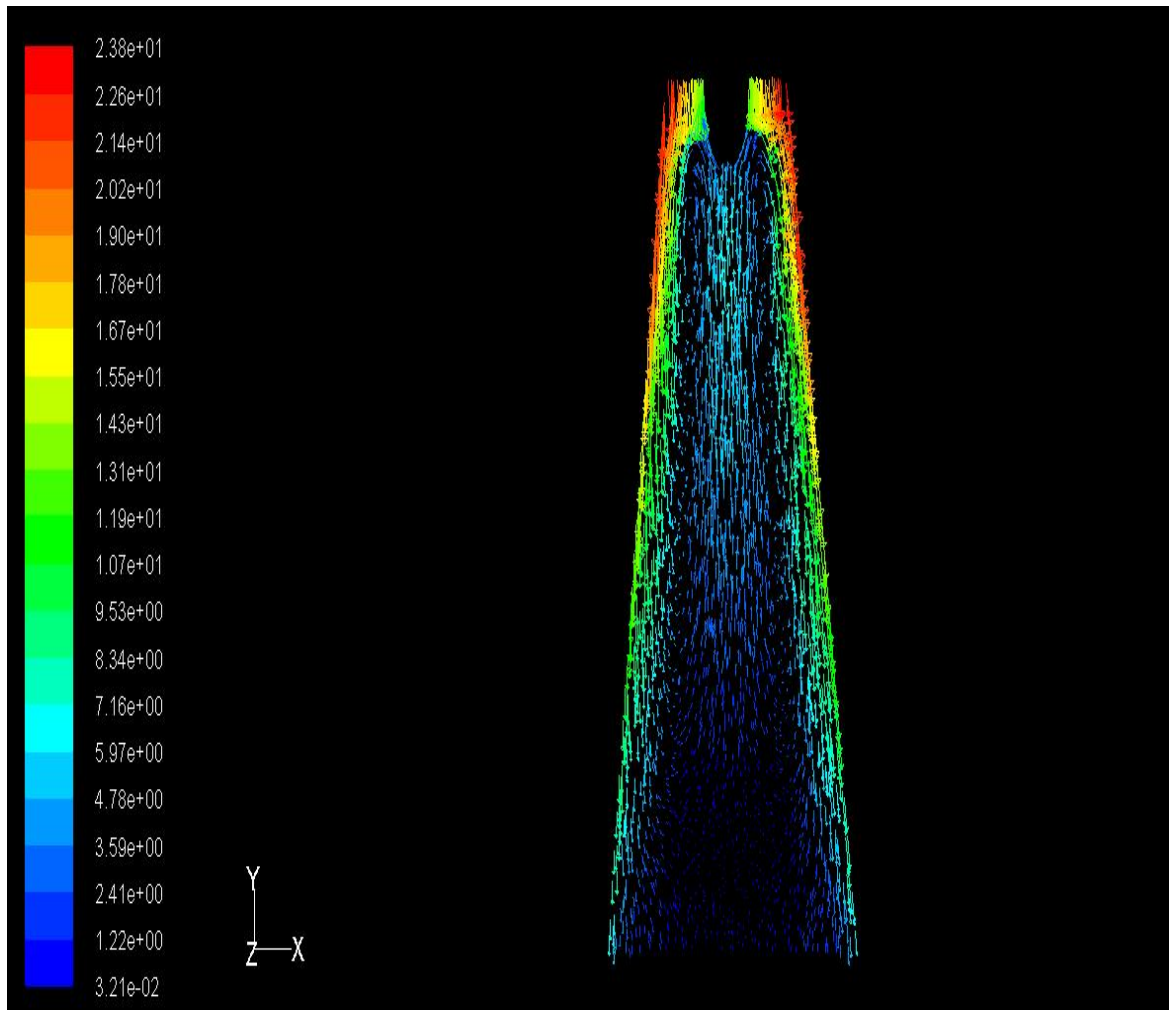


Figura 17. Distribución de velocidades en plano meridional mediante el modelo $k-\varepsilon$ realizable

La figura 18 muestra flujo del agua desde la entrada y visto desde la salida del tubo difusor. Puede verse como el fluido se desplaza con una componente giratoria muy acusada, generando un vacío en el interior que contribuirá a la existencia de flujos secundarios o recirculaciones que influyen de manera negativa en el rendimiento del sistema.

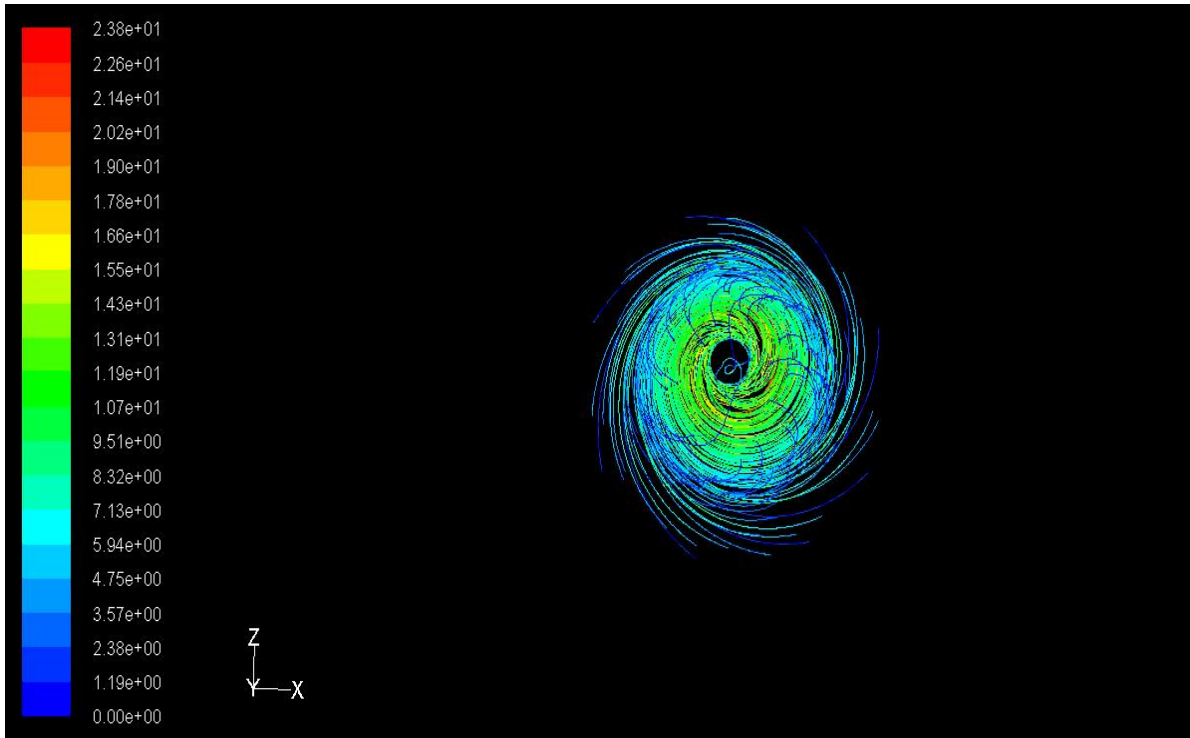


Figura 18. Líneas de corriente en el interior del tubo difusor vistas desde la salida mediante modelo $k-\epsilon$ realizable

La figura 19 muestra la dirección del flujo a su salida del tubo difusor.

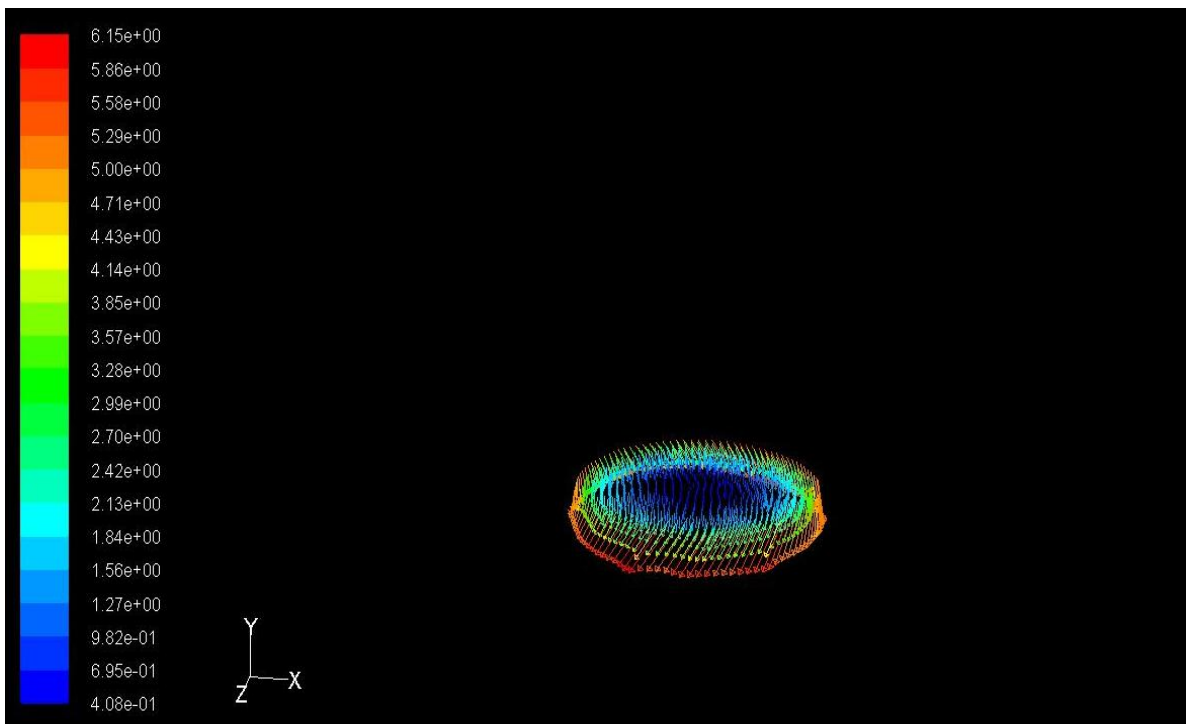


Figura 19. Dirección del flujo a la salida del tubo difusor mediante modelo $k-\epsilon$ realizable

Como se ha mencionado brevemente en el párrafo anterior, en el interior del tubo difusor aparecen una serie de flujos secundarios que interfieren en el flujo principal, influyendo de manera negativa en el rendimiento del sistema. Estos flujos o recirculaciones pueden verse en Fluent mediante la opción *reverse*; esta opción permite observar, seleccionando el punto de partida en este caso la salida del tubo difusor, el comportamiento del flujo en dirección a la entrada.

En la figura 20 se aprecia como en ocasiones los flujos secundarios llegan a impactar en la entrada del tubo difusor interfiriendo en el flujo principal.

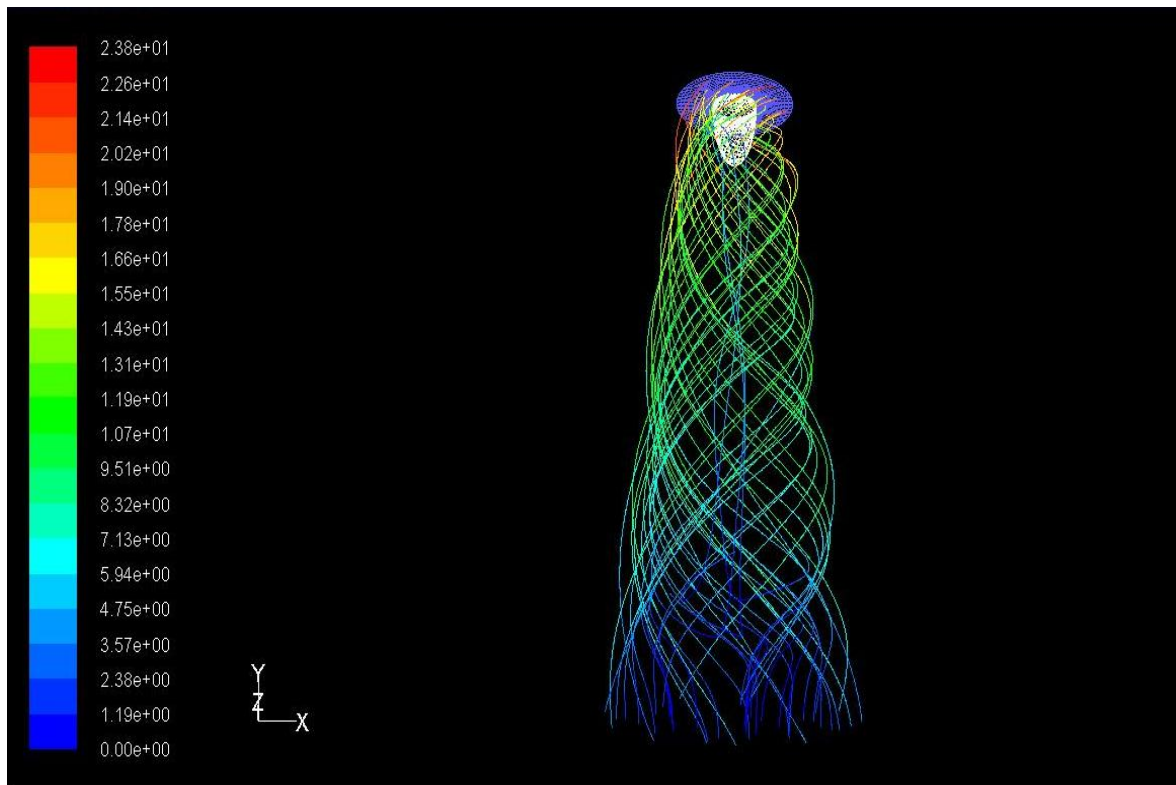


Figura 20. Recirculaciones presentes en la zona interior del tubo difusor mediante modelo $k-\varepsilon$ realizable

3.4.2. Simulaciones con $k-\omega$ SST

Las interpretaciones de las imágenes mostradas a continuación es la misma que la planteada en el modelo $k-\varepsilon$ realizable.

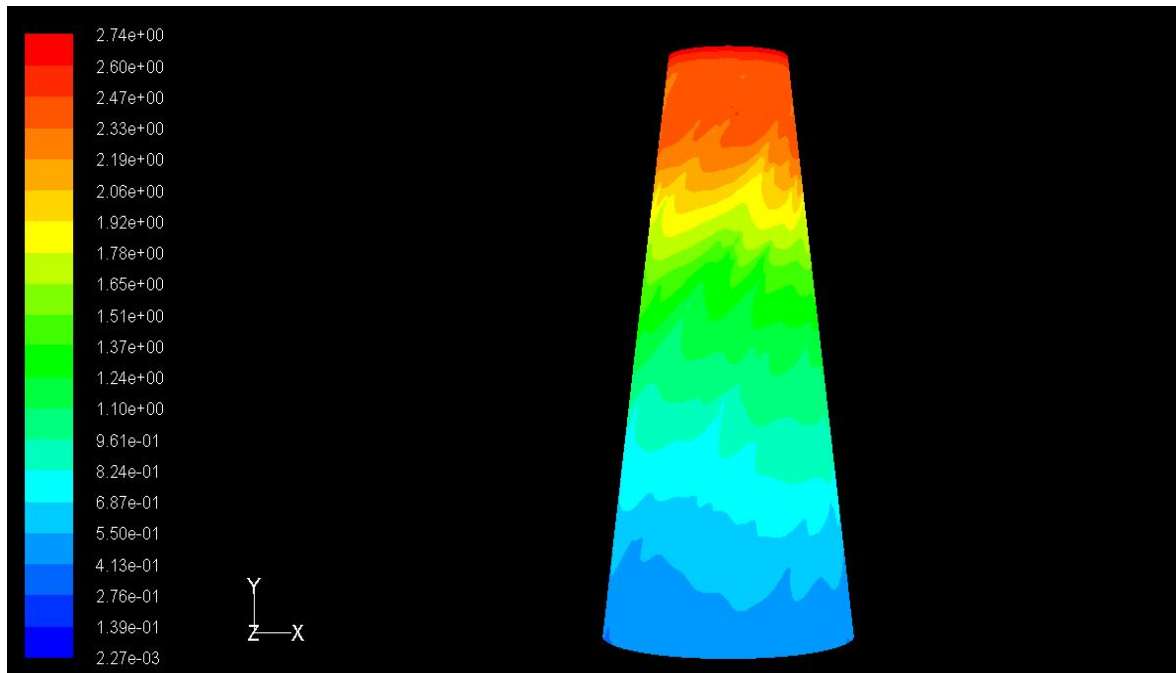


Figura 21. Distribución de presiones en las paredes del tubo difusor mediante modelo $k-\omega$ SST

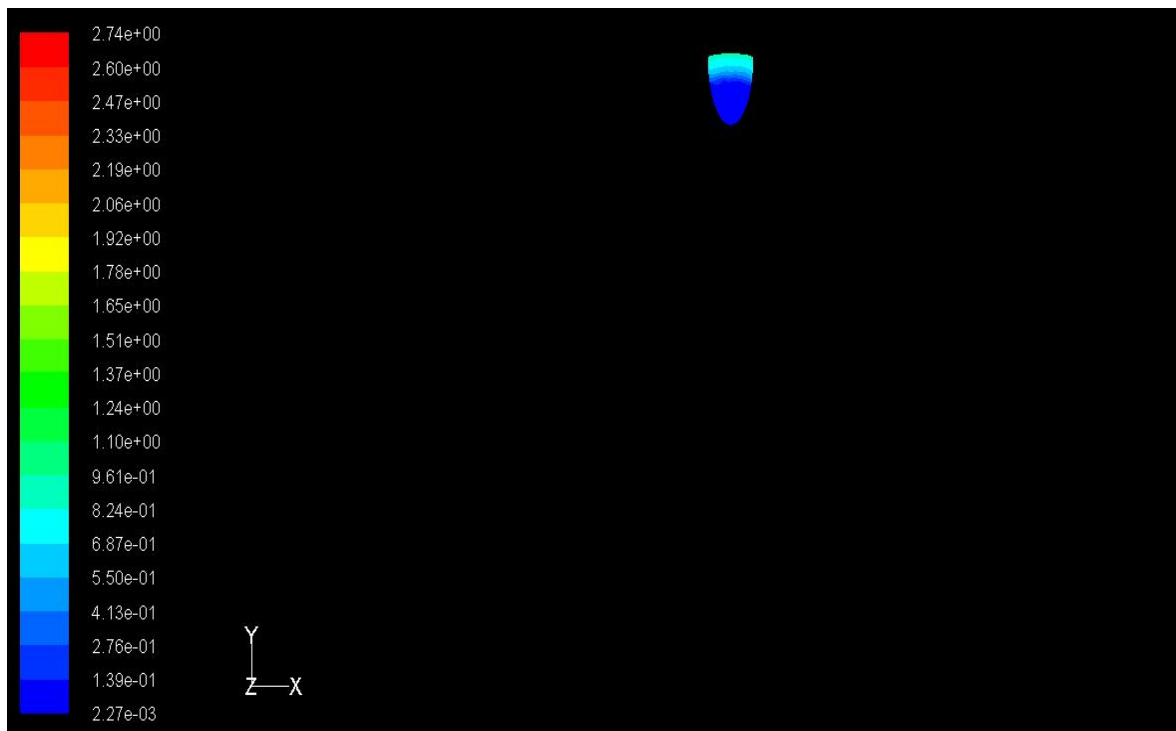


Figura 22. Distribución de presiones en el hub mediante modelo $k-\omega$ SST

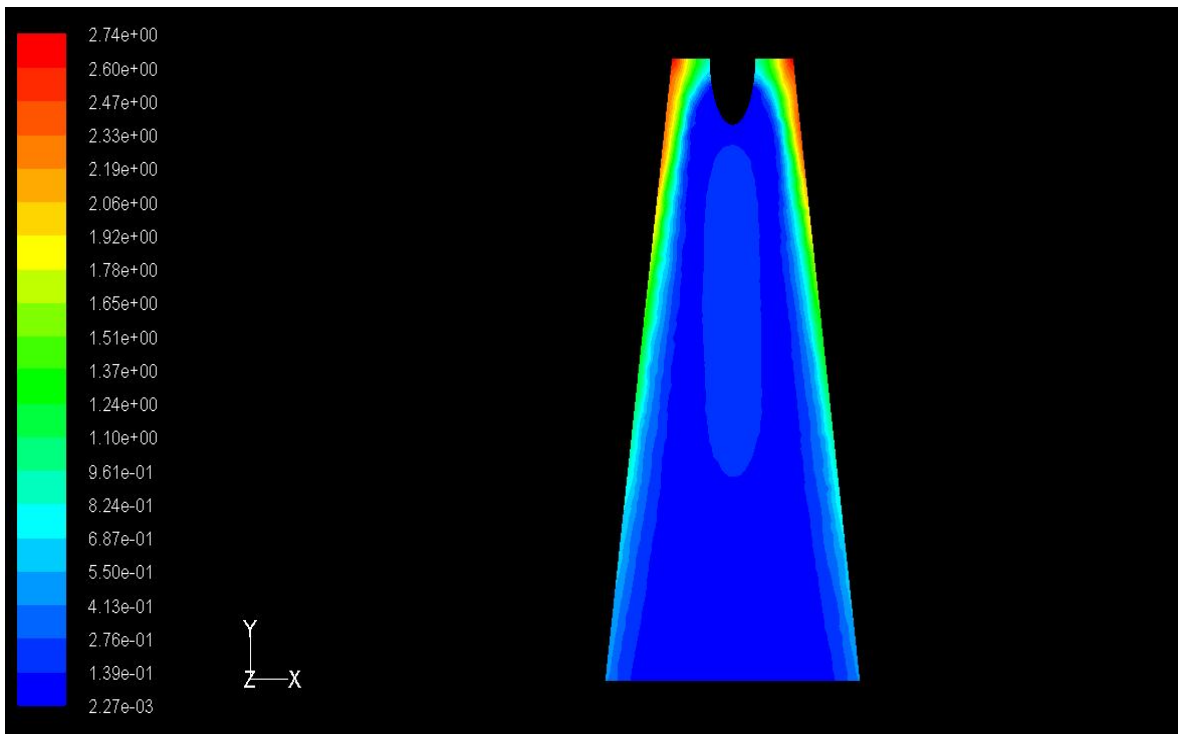


Figura 23. Distribución de presiones en el plano meridiano mediante modelo $k-\omega$ SST

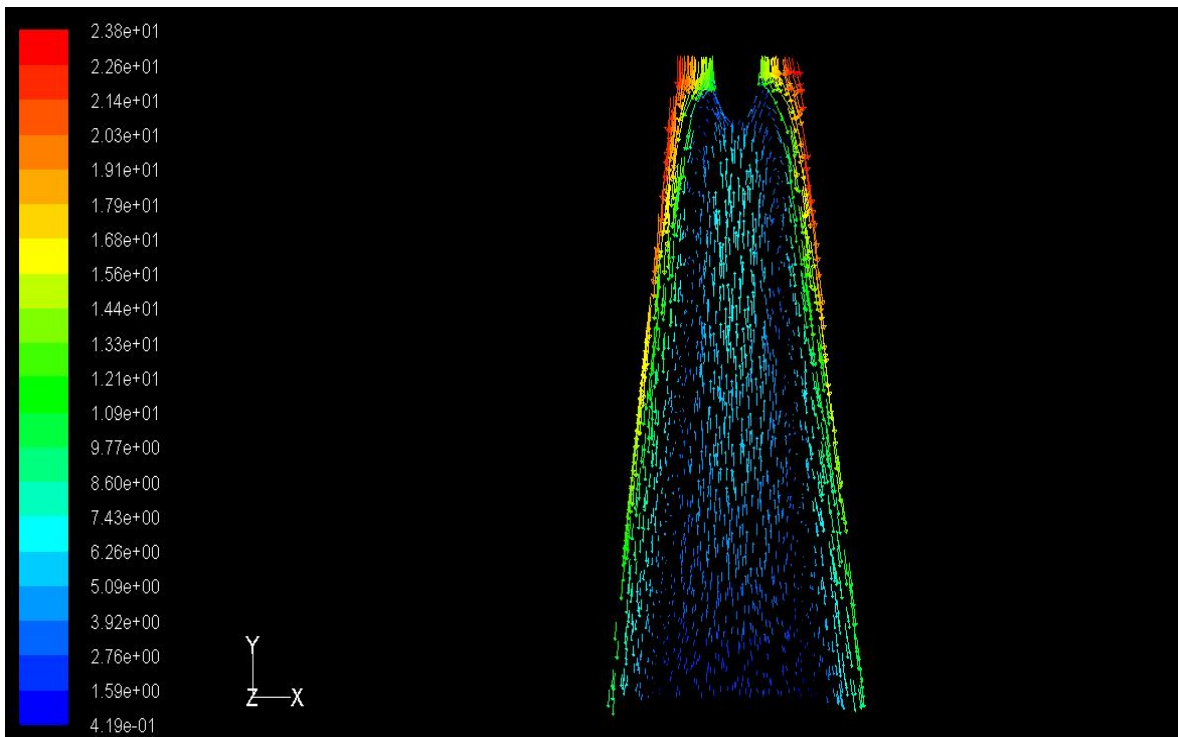


Figura 24. Distribución de velocidades en el interior del tubo difusor mediante modelo $k-\omega$ SST

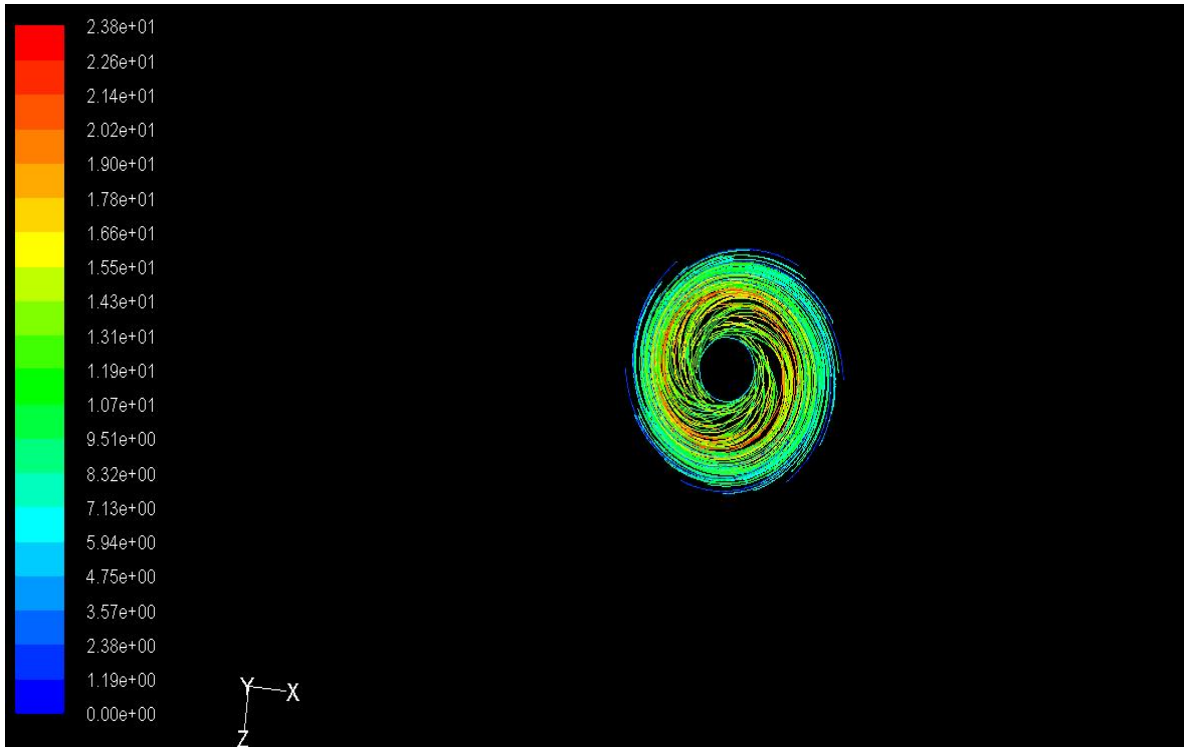


Figura 25. Líneas de corriente en el interior del tubo difusor vistas desde la salida mediante el modelo $k-\omega$ SST

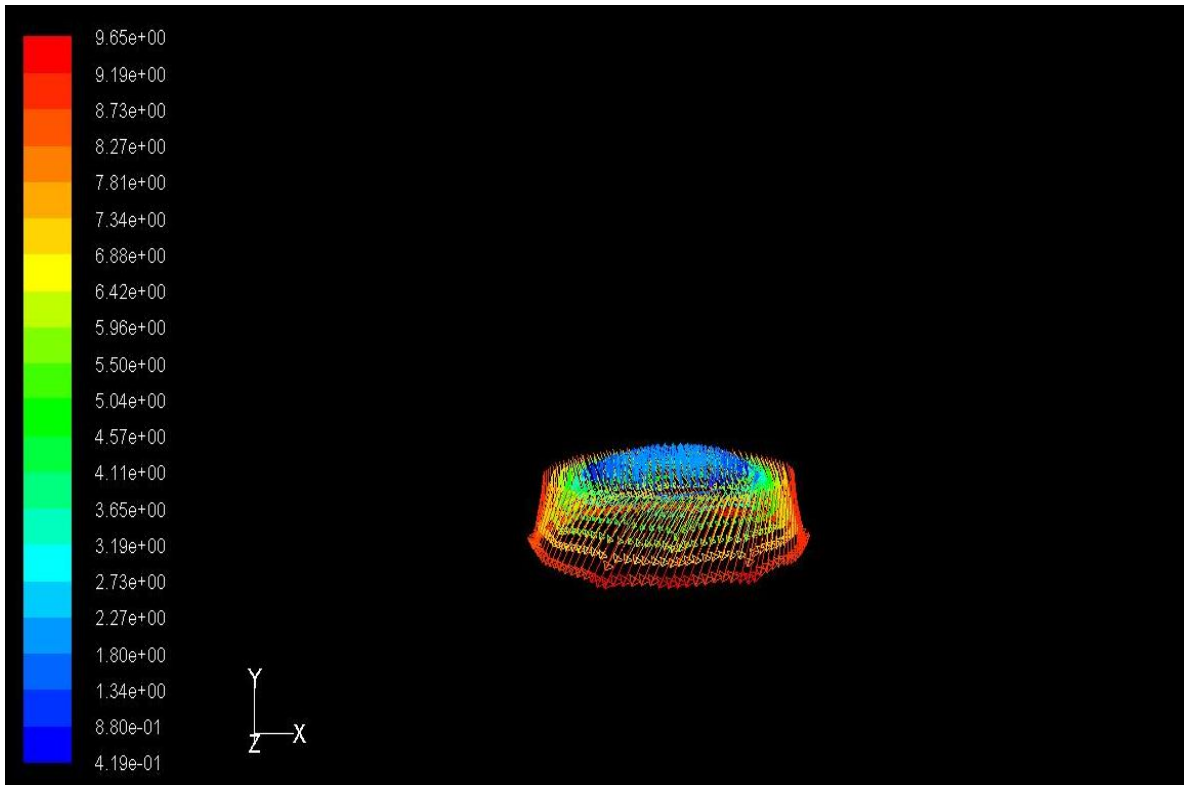


Figura 26. Dirección del flujo a la salida del tubo difusor mediante modelo $k-\omega$ SST

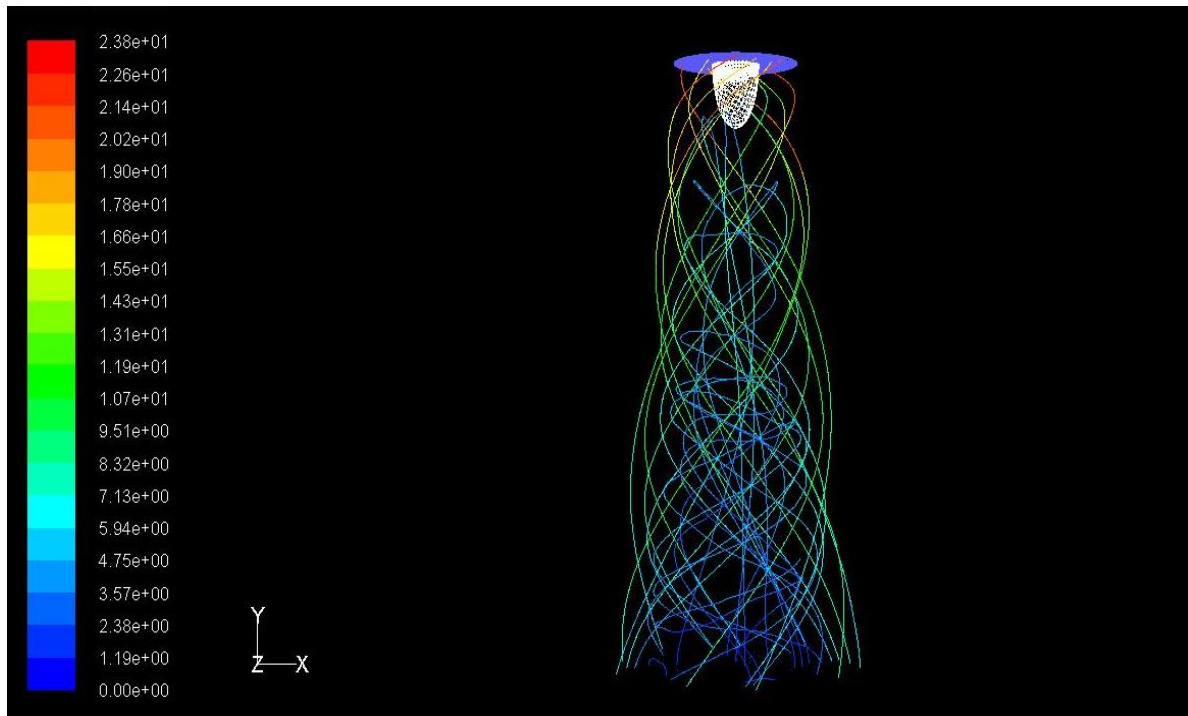


Figura 27. Recirculaciones presentes en la zona interior del tubo difusor mediante modelo $k-\omega$ SST

3.4.3. Comparación de los modelos obtenidos con ambos modelos de turbulencia

En general los dos modelos presentan unas distribuciones de los campos de presiones y velocidades muy similares como muestran los valores numéricos representados en las figuras anteriores.

Las diferencias principales se observan en el patrón de flujo; en concreto, se aprecia un flujo secundario mas intenso en sentido inverso (flujo reverso) en el modelo $k-\epsilon$ realizable, mientras que el modelo $k-\omega$ SST intenta simular de manera más precisa las características del flujo en las zonas cercanas a la pared, que son zonas de generación de vorticidad (ver figuras 20 y 27).

La convergencia es mucho más rápida en el modelo $k-\omega$ SST. A modo de ejemplo, el mismo escenario simulado con el modelo $k-\epsilon$ realizable converge en 210 iteraciones mientras que con el modelo $k-\omega$ SST lo hace en 168. Y en general, los modelos $k-\epsilon$ realizable tienen una media de 220 iteraciones mientras que en el modelo $k-\omega$ SST la media es de 140. Notar que el número de iteraciones es relativamente bajo en ambos

modelos debido al razonamiento expuesto en el apartado 3.3.7 acerca del criterio de convergencia.

Las eficiencias obtenidas a partir de la metodología descrita en el apartado 2.4 que presentan uno y otro modelo también son distintas. En todos los casos son mayores cuando se simula con el modelo $k-\omega$ SST. En algunos supuestos ambos modelos presentan eficiencias por debajo del 20%, como son los casos de grandes caudales aplicados a tubos difusores de pequeñas dimensiones, pero aun siendo ineficientes los modelos el modelo $k-\omega$ SST siempre presenta un mayor porcentaje de eficiencia. Esto puede deberse a la aparición de un mayor número de recirculaciones en los modelos con $k-\epsilon$ realizable como se ha apuntado anteriormente.

4. VALIDACIÓN DE RESULTADOS Y PARÁMETROS RELEVANTES

4.1 Comparación con resultados de otros autores

En Khare [12] se presentan resultados similares a los obtenidos aquí para el tubo difusor de gran longitud, allí se concluye que el tubo difusor divergente de tipo cónico debe cumplir una relación entre diámetro del rotor (**D**) y la longitud del tubo (**L**) para que el modelo resulte eficiente, estableciendo la relación como $L = 19 \cdot D$. En esa publicación suponen validados sus resultados porque lo han comprobado mediante experimentos de otros autores, que por otro lado no citan. Se hace así difícil la validación del modelo aquí propuesto a menos que se den por validados con lo establecido en Khare [12] *.

A continuación se presentan algunos gráficos comparativos de los resultados publicados por Khare [12] y los obtenidos en este trabajo donde puede comprobarse la similitud de los resultados numéricos en uno y otro trabajo.

A pesar de lo anterior, para otro tipo de dimensiones, como se detalla en el apartado siguiente, el modelo propuesto en este trabajo indica que un ratio de 8.8 entre **L** y **D** también da resultados satisfactorios en términos de eficiencia del sistema.

* En Khare [12] no se cita de donde se ha obtenido la validación experimental aunque se afirma que se ha comparado.

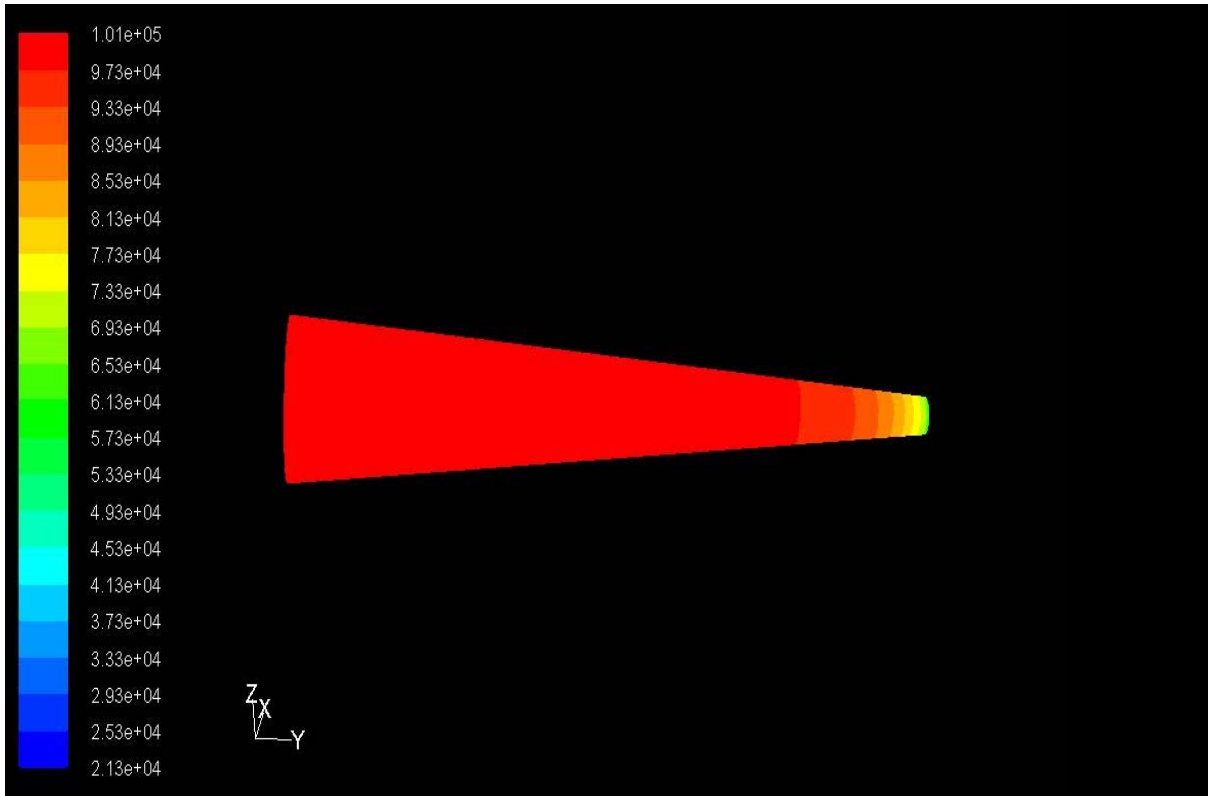


Figura 30. Distribución de presiones en las paredes del tubo difusor obtenidas en este trabajo

Por comparar los resultados con los obtenidos de Khare [12] en esta ocasión se presenta el campo de presiones de la figura 30 en Pascales (Pa.). Así, las presiones en la zona de la entrada según las figuras 30 y 31 son de aproximadamente 61.300 Pa. Por otro lado en la salida se pueden observar en la figura 30 valores de aproximadamente 101.000 Pa., mientras que en la figura 31 se mueven alrededor de 100.471 Pa.

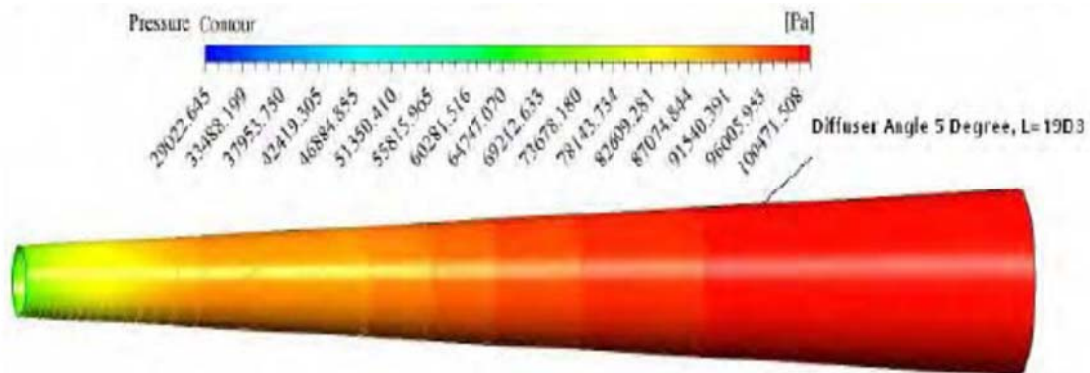


Figura 31. Distribución de presiones en las paredes del tubo difusor. Imagen obtenida de Khare [12]

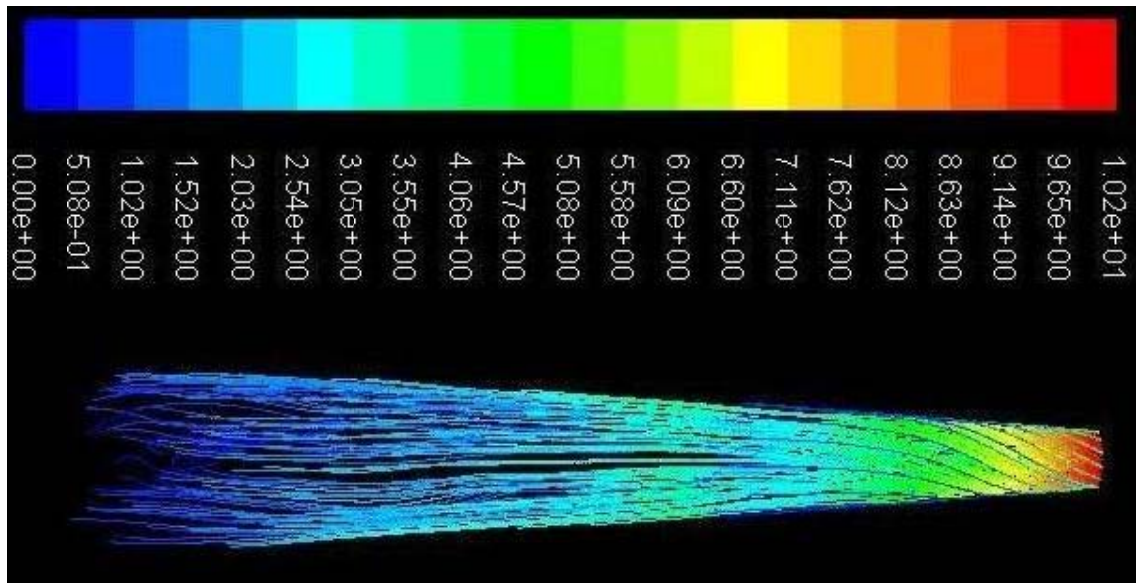


Figura 32. Líneas de corriente en el interior del tubo difusor obtenidas en este trabajo

En cuanto a la comparación de las distribuciones de velocidades, cabe destacar que a pesar de que en la simulación de las líneas de corriente mostrada en Khare [12] parece haber más vorticidad en el flujo, los datos cuantitativos promediados de la velocidad si coinciden. La escala de colores y valores en la parte superior de la figura es la misma en una y otra imagen (figuras 32 y 33 respectivamente). Los valores promediados de la velocidad, siempre en m/s., van desde 10,2 m/s. en la zona de la entrada hasta valores cercanos a 0 m/s. en la salida, siendo hacia la mitad del tubo coincidentes en torno a los 5 m/s.

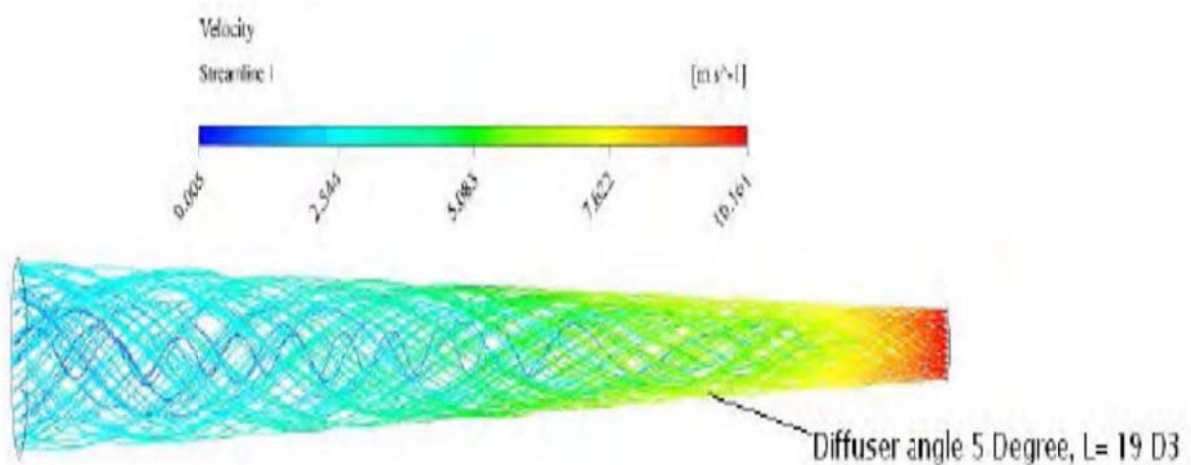


Figura 32. Líneas de corriente en el interior del tubo difusor. Imagen obtenida de Khare [12]

4.2 Influencia de los parámetros geométricos del tubo difusor

Una vez seleccionado el esquema numérico de trabajo ($k-\omega$ SST, 'Upwind de primer orden', SIMPLE, algoritmo de solución basado en la presión segregado e implícito) se realizaron simulaciones variando sustancialmente los parámetros para tratar de encontrar cuáles de ellos afectaban de manera directa al rendimiento del sistema. Se escogieron D y θ como parámetros fijos, por el pequeño rango en el que se mueven sus valores. Por ejemplo, la media del diámetro del rotor de una turbina de reacción tipo kaplan que se utilizan en la actualidad viene dada por aproximadamente 1,5 metros; los márgenes que los fabricantes aconsejan para los ángulos del tubo difusor θ se mueven entre los extremos 5 y 7°. Sin embargo los parámetros L , para la parte de aspiración y h , para la parte difusora, admiten toda la extensión que se les quiera dar o que el enclave físico donde se vaya a situar el tubo difusor permita, así como el caudal Q , ya que existen mecanismos de ingeniería, como la creación de presas entre otros, para reducir caudales grandes.

A partir del examen de los datos numéricos obtenidos con el modelo utilizado en este trabajo, se puede concluir que el único parámetro que modificado sustancialmente influye en el rendimiento del sistema es la longitud total del tubo difusor ($L+h$), que llamaremos en adelante, L , sin pérdida de generalidad. Para el caudal Q no se ha encontrado ninguna relación con los demás parámetros que influya en la mejora del rendimiento del sistema.

La única relación entre parámetros que se ha encontrado que parece tener influencia en la eficiencia del sistema ha sido entre el diámetro del rodete D y la longitud del tubo difusor L .

Por ejemplo, para caudales 'pequeños' de aprox. 1 m³/s. y un diámetro de rodete de 0,2 m. la longitud del tubo para que el modelo tenga una eficiencia superior al 80% debe ser de 1,75 m. Evidentemente este ejemplo, debido a las dimensiones que se manejan corresponden más bien con una maqueta de laboratorio que con un escenario real pero sirve para corroborar las relaciones entre los parámetros a estudio.

Así, para situaciones más realistas que la anterior, y donde se busca una eficiencia del 80%, se encontró que para un diámetro de 1,6 m. y un caudal de 18 m³/s., el tubo difusor debe ser de aproximadamente 15 m.

No obstante lo anterior, en ocasiones, debido a los costes que puede generar la instalación de un tubo difusor, puede preferirse rebajar la eficiencia del tubo difusor e instalar un tubo más corto.

4.2.1 Relaciones entre parámetros

Influencia del diámetro del tubo difusor

A continuación se muestra gráficamente algunas de las relaciones obtenidas entre los parámetros anteriores. En las primeras tres gráficas (figuras 33, 34 y 35) se observa la eficiencia del tubo difusor en función de la longitud del tubo difusor para unos valores del diámetro de entrada, **D**, y grado de abertura, **θ**, fijos.

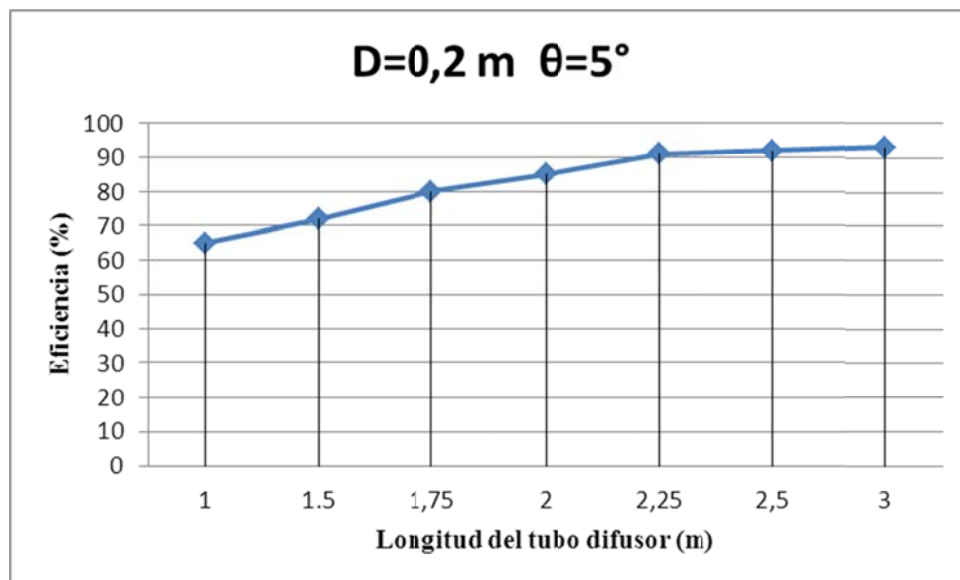


Figura 33. Variación de la eficiencia (%) para distintas longitudes del tubo difusor

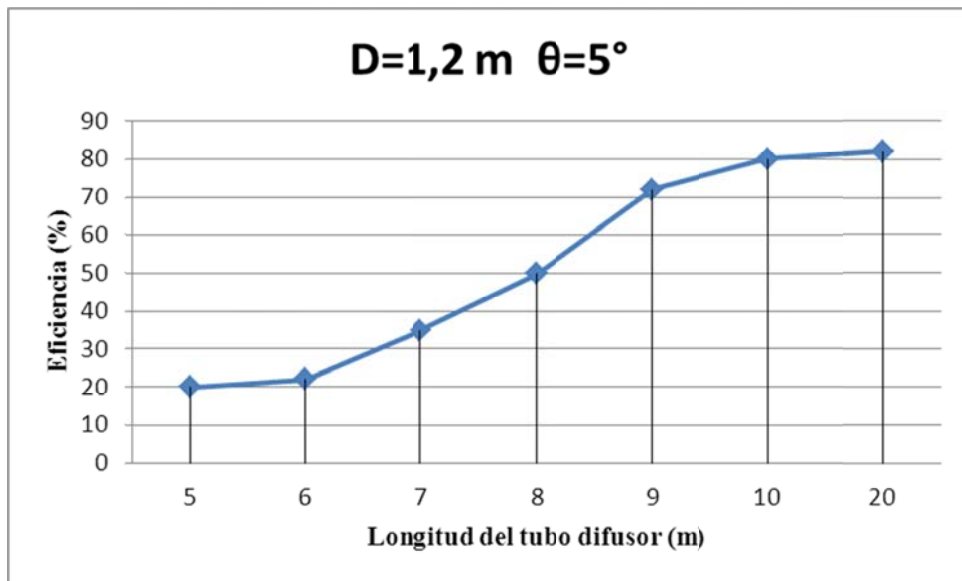


Figura 34. Variación de la eficiencia (%) para distintas longitudes del tubo difusor

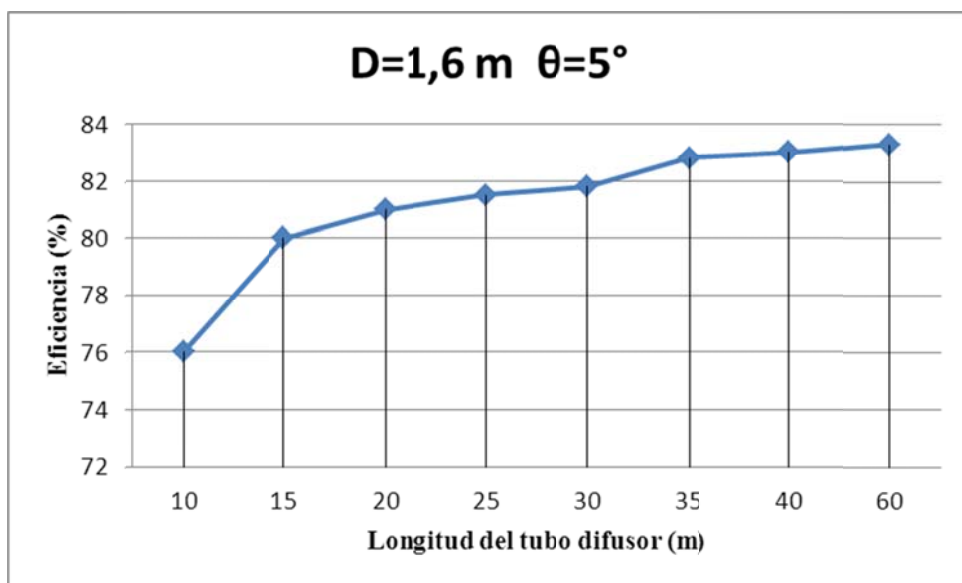


Figura 35. Variación de la eficiencia (%) para distintas longitudes del tubo difusor

Influencia de la relación de aspecto del tubo difusor

Para terminar, puede observarse en las tres gráficas siguientes que a partir de una eficiencia deseada, por ejemplo del 80%, los valores del ratio o relación de aspecto (L/D) para los tres diámetros del rodete seleccionados tienen valores de 8,75 para $D= 0,2$ m, de 8.33 para $D= 1,2$ m y de 8.82 para $D= 1,6$ m. Por tanto, esto da una idea de que la relación de aspecto que tendría que haber entre el diámetro del rodete y la longitud del tubo para una eficiencia de al menos el 80%, debe ser en torno a 8.8.

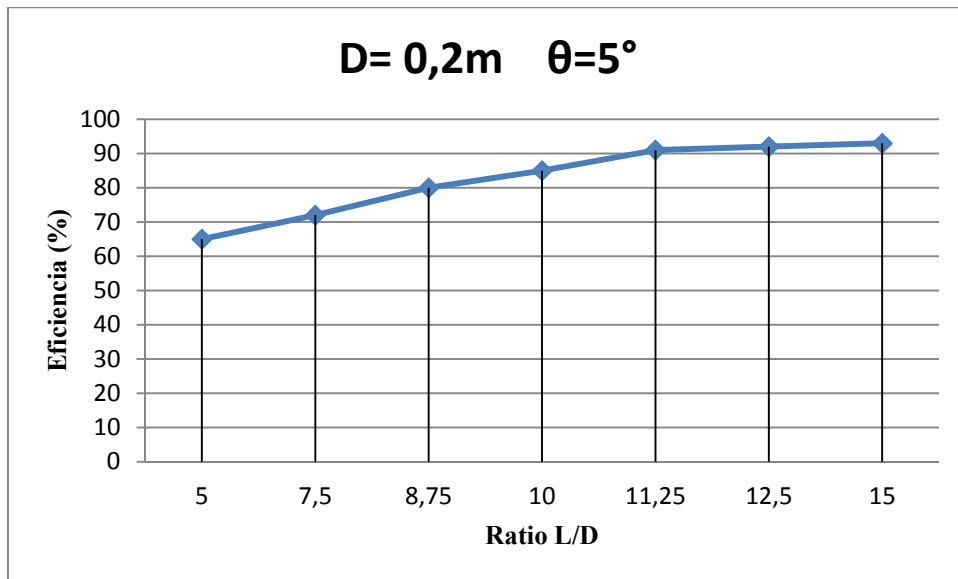


Figura 36. Relación entre la eficiencia y el ratio L/D con $D=0,2$ m

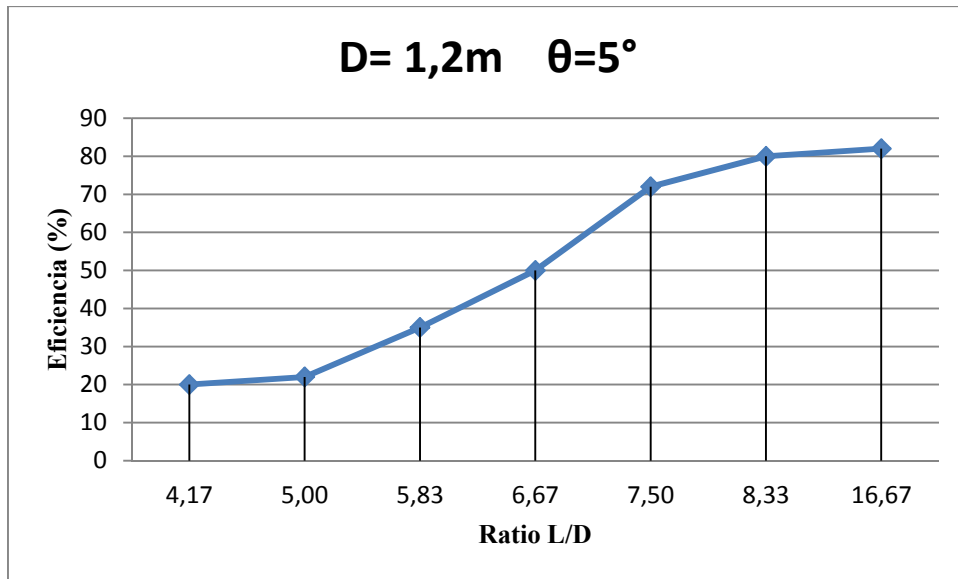


Figura 37. Relación entre la eficiencia y el ratio L/D con D=1,2 m

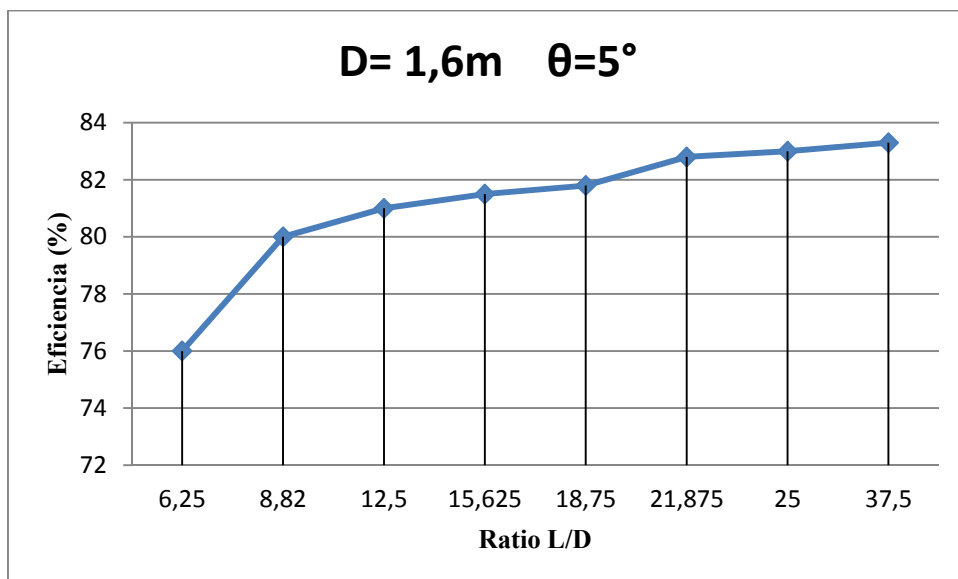


Figura 38. Relación entre la eficiencia y el ratio L/D con D=1,6 m

4.3 Mecanismos para la mejora del rendimiento

Simulación con Hub en movimiento

En la revisión de la bibliografía relativa a simulación numérica del flujo a través del tubo difusor se encontró un estudio reciente, ver Cervantes [14], sobre la inclusión de una parte giratoria en la simulación del flujo, en concreto lo que aquí se ha denominado ‘hub’. El método consiste en hacer girar el hub en sentido contrario al flujo y así tratar de evitar las recirculaciones producidas en la parte interior central del tubo con la consiguiente mejora en la eficiencia del sistema (ver Figura 28).

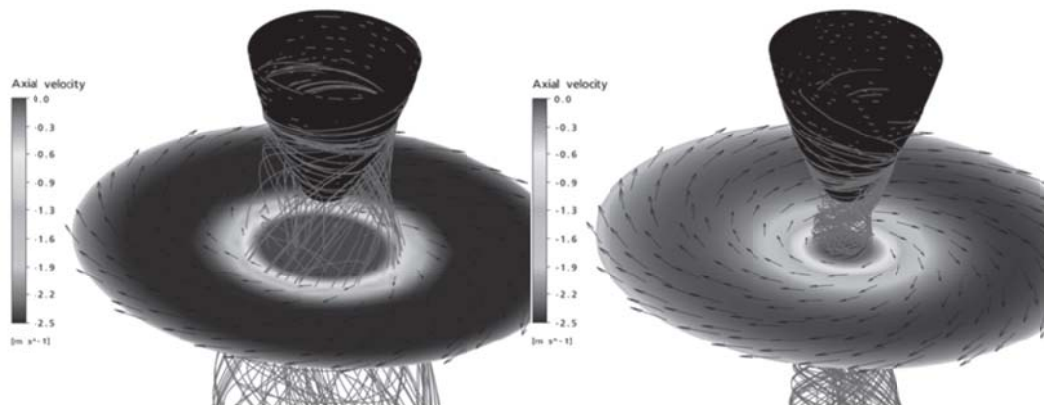


Figura 28. Existencia de recirculaciones debajo del hub (izquierda). Mejor reconducción de recirculaciones (derecha). Imagen extraída de Cervantes [14]

Simulación con inyecciones de líquido

En relación con lo anterior, cabe mencionar a otro grupo de investigadores de Timisoara (Rumanía), ver Muntean [13], que con el mismo objetivo de evitar las recirculaciones del flujo introducen una corriente de líquido aguas abajo en la parte del hub para conseguir el mismo objetivo que con el hub giratorio (ver Figura 29).

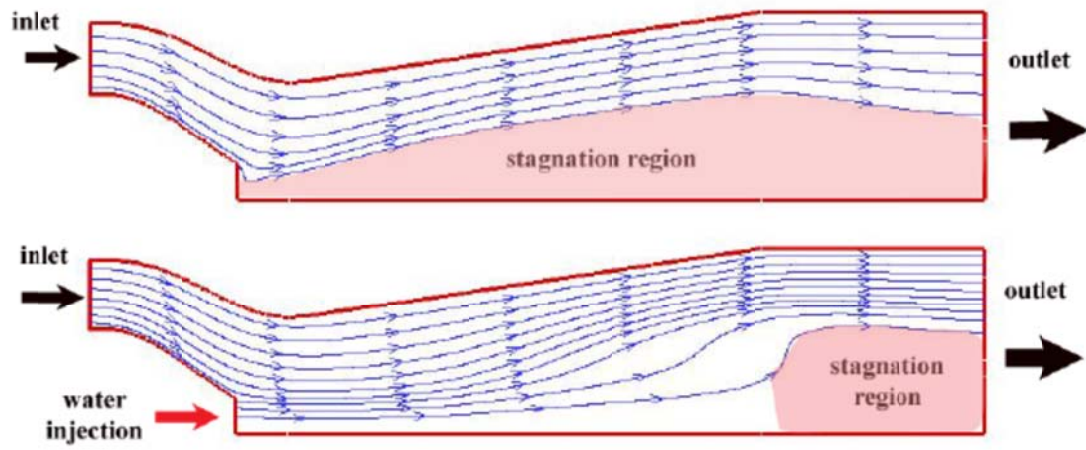


Figura 29. Inyección de agua debajo del hub para la reconducción de recirculaciones. Imagen extraída de Muntean [13]

5. CONCLUSIONES

En cuanto al modelo numérico:

- El modelo de turbulencia $k-\omega$ SST presenta una mejor eficiencia del tubo difusor que el modelo $k-\epsilon$ realizable, además de una mayor rapidez de convergencia.
- Los refinamientos de la malla en zonas cercanas a la pared no muestran diferencias significativas a los resultados obtenidos con mallas más groseras, pero si aumentan los tiempos de cálculo. Esto puede deberse a la homogeneidad que presenta el flujo en este tipo de tubo difusor divergente, sin codos o zonas en esquina que alteren el flujo principal.
- El esquema de discretización 'Upwind de primer orden', el algoritmo de solución SIMPLE se comportan de manera satisfactoria en este tipo de escenarios y no precisan de órdenes superiores.
- En general el modelo describe de forma satisfactoria el patrón de flujo a través del tubo difusor bajo distintas condiciones de este componente como muestra la comparación con los resultados mostrados en Khare [12].

En cuanto a los parámetros:

- No se ha encontrado ninguna relación entre el caudal Q y ningún otro parámetro que indique una influencia directa en la eficiencia del tubo difusor. Se extrae de los resultados que el único parámetro que influye en la eficiencia del tubo difusor es la longitud del tubo L .
- El modelo presenta resultados que muestran que para una eficiencia del sistema en torno al 80% la relación de aspecto entre el diámetro del rodete y la longitud del tubo difusor debe ser $L/D = 8.8$.
- En ocasiones y debido al coste económico que puede ocasionar la instalación de un tubo difusor divergente debe considerarse si conviene obtener una menor eficiencia y por tanto un tubo de menores dimensiones o por el contrario debe considerarse la utilización de otro tipo de tubo.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Polo Encinas, M., *Turbomáquinas hidráulicas. Principios fundamentales*, Limusa, 1975.
- [2] Radha Krishna, H.C., *Hydraulic design of hydraulic machinery*, Avebury, 1997.
- [3] Zoppetti Júdez, G., *Centrales hidroeléctricas: su estudio, montaje, regulación y ensayo*, Gustavo Gili S.A., 1982.
- [4] Zamora, B., *Notas sobre Simulación Numérica de Flujos de Fluidos*, UPCT. 2010.
- [5] Tu, J.Y., Yeoh, G. H. and Liu, C. Q., *Computational fluid dynamics. A practical approach*, Elsevier Science Limited, 2008.
- [6] Prasad, V., Gahlot, V. K., Krishnamachar, P., *CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine*, Indian Journal of Engineering and Materials Sciences, Vol. 16, 2009, pp. 229-236.
- [7] Iaccarino, G, *Predictions of a Turbulent Separated Flow Using Commercial CFD Codes*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, 2001.
- [8] Ciocan, G. D., Iliescu M. S., Vu, T. C., Avellan F., *Experimental Study and Unsteady Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex Rope*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 129, 2007.
- [9] Kirschner, O., Ruprecht, A., *Vortex Rope Measurement in a Simplified Draft Tube*, 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, 24-26 October 2007.
- [10] Fluent Inc., *Fluent 6.3 user's guide*, 2006.
- [11] Ansys Fluent web site, www.ansys.com.
- [12] Khare, R., Prasad, V., Verma, M., *Design Optimisation of conical draft tube of hydraulic turbine*, IJAEST International Journal of Advances in Engineering, Science and Technology, Vol. 2, 2012.
- [13] Muntean, S., Susan-Resiga, F., Bosioc, A., *Numerical investigation of the jet control method for swirling flow with precessing vortex rope*, 3rd IAHR International Meeting of the workgroup on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems, Brno, Czech Republic, October 2009.

- [14] Cervantes, M. J., *Counter rotating runner cone in a kaplan elbow draft tube for increased efficiency*, 3rd IAHR International Meeting of the workgroup on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems, Brno, Czech Republic, October 2009.
- [15] Vicéns, J.L., *Una modalidad de Tutor-Facilitador en la Enseñanza de la Ingeniería*, XV Congreso Nacional y V Iberoamericano de Pedagogía “Entre generaciones: Educación, Herencia y Promesas”, Burgos, Julio 2012.
- [16] Vicéns, J.L., Zamora, B., *A Teaching-Learning Method Based on CFD Assisted With Matlab Programming for Hydraulic Machinery Courses*, Computer Applications in Engineering Education, 2012.