



TRABAJO FINAL DE GRADO

**Grado en Ingeniería Mecánica**

# OPTIMIZACIÓN DE UN DIFUSOR MEDIANTE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL



**Memoria**

**Autor:** Artem Shapoval  
**Director:** Alfredo Guardo, Zabaleta  
**Convocatoria:** Mayo 2017



## Resum

El present treball mostra el desenvolupament i l'anàlisi en tres dimensions d'un model de difusor amb pestanya, mitjançant fluidodinàmica computacional. Amb la finalitat d'utilitzar-ho en petits aerogeneradors eòlics augmentant la potència generada. La discretització espacial del model computacional i la seva anàlisi han estat confeccionats amb el mòdul FLUENT del paquet comercial ANSYS. L'estudi està enfocat en l'elaboració d'un model optimitzat de difusor, analitzant les variacions de l'acceleració del flux a l'interior de cada model.

La verificació del model mostra bons resultat en comparar-los amb els descrits en la literatura. La simulació numèrica manifesta com els vòrtex en el plànol posterior de la geometria creen zones de baixa pressió, augmentant el cabal màssic que passa a través del difusor. Els resultats indiquen que el difusor amb la pestanya recta, és el disseny que ha mostrat millors resultats. Atès que l'augment de les velocitats d'aquesta geometria és més alt en comparació d'altres geometries simulades, donant com resultat un increment de 5% en l'energia generada per una turbina eòlica.

## Resumen

El presente trabajo muestra el desarrollo y el análisis en tres dimensiones de un modelo de difusor con pestaña, mediante fluidodinámica computacional. Con la finalidad de utilizarlo en pequeños aerogeneradores eólicos aumentando la potencia generada. La discretización espacial del modelo computacional y su análisis han sido confeccionados con el módulo FLUENT del paquete comercial ANSYS. El estudio está enfocado en la elaboración de un modelo optimizado de difusor, analizando las variaciones de la aceleración del flujo en el interior de cada modelo.

La verificación del modelo muestra buenos resultado al compararlos con los descritos en la literatura. La simulación numérica manifiesta como los vórtices en el plano posterior de la geometría crean zonas de baja presión, aumentando el caudal másico que pasa a través del difusor. Los resultados indican que el difusor con la pestaña recta es el diseño que ha mostrado mejores resultados. Dado que el aumento de las velocidades de esta geometría es más alto en comparación con otras geometrías simuladas, como resultado se obtiene un incremento de 5% en la energía generada por una turbina eólica.

## **Abstract**

The present study shows a development and analysis of 3D CFD model of flanged diffuser. That was used as a casing for developed small wind turbines to increase the generated power. The spatial discretization of the computational model and its analysis has been made with the FLUENT module of the commercial software ANSYS. The study is focused on the elaboration of an optimized diffuser model, analyzing the variations of the acceleration of the flow inside each model.

The verification of the model indicates good results when compared with those described in the literature. The numerical simulation shows the created vortices behind flange that cause pressure drop which increases mass flow rate through the diffuser. The results indicate that the diffuser with the right flange, is a design that has found better results. Since the increased velocities of this geometry are higher compared to other simulated geometries, as a result a 5% increase in the power generated by a wind turbine



## Agradecimientos

*Quisiera expresar la más sincera gratitud a mi familia. Por su empeño al ofrecerme una buena educación y con ello la llave hacia un futuro mejor, sino difícilmente acabaría mis estudios universitarios.*

*A mi mujer que me ha brindado el soporte y me dio las fuerzas en los momentos de desánimo. Por estar siempre ahí, con la paciencia infinita.*

*Expresar mis agradecimientos a Alfredo Guardo Zabaleta, el tutor de este proyecto. Gracias por siempre disponer de tiempo para hablar y guiarme en este trabajo.*

*Y al resto del profesorado que me ayudado a llevar a cabo este proyecto final de carrera.*





## Glosario de términos y siglas

### NOMENCLATURA

$A$	Área barrida por el rotor	[m]
$C_\mu$	Parámetro para estimar la viscosidad turbulenta	--
$C_D$	Coefficiente de resistencia	--
$C_p$	Coefficiente de potencia	--
$C_f$	Coefficiente local de fricción	--
$D$	Diámetro	[m]
$D_e$	Diámetro de la entrada del difusor	[m]
$D_r$	Diametro del rotor	[m]
$D_s$	Diámetro de la salida del rotor	[m]
$h$	Altura de la pestaña del difusor	[m]
$L$	Longitud	[m]
$\dot{m}$	Caudal másico	[kg/s]
$m$	Massa	[kg]
$p$	Presión del aire	[Pa]
$R$	Radio del rotor	[m]
$Re$	Numero adimensional de Reynolds	--
$T$	Torque	[N]
$U$	Velocidad media	[m/s]
$u, v, w$	Componentes de la velocidad en la dirección x,y,z	[m/s]
$u'$	Velocidad Instantánea.	[m/s]
$u^+$	Velocidad de fricción con la pared	[m/s]
$\nu$	Velocidad cinemática del viento	[m/s]
$y$	Distancia de la pared al primer nodo computacional	[m]
$y^+$	Coefficiente adimensional	--

### SIMBOLOS GRIEGOS

$\alpha$	Angulo	[°]
$\delta$	Grosor de la capa limite	[m]
$\eta$	Rendimiento (mecánico, eléctrico)	[%]
$\mu$	Viscosidad dinámica	[Pa s]
$\mu^*$	Velocidad de fricción	--
$\rho$	Densidad	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	Numero de Prandtl para k y $\epsilon$	--

## ACRÓNIMOS:

*CAD – Computer Aided Design*

*CAE – Computer Aided Engineering*

*CFD – Computational Fluid Dynamics*

*DAWT – Diffuser Augmented Wind Turbine*

*DNS – Direct Numerical Simulation*

*HAWT – Horizontal Axis Wind Turbine*

*LES – Large Eddy Simulation*

*RANS – Reynolds Average Navier-Stokes*

*SWT – Small Wind Turbine*

*VAWT - Vertical Axis Wind Turbine*

# Index

<b>RESUM</b>	<b>I</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>III</b>
<b>AGRADECIMIENTOS</b>	<b>V</b>
<b>GLOSARIO DE TÉRMINOS Y SIGLAS</b>	<b>VII</b>
<b>1. PREFACIO</b>	<b>1</b>
1.2. Origen del proyecto .....	1
1.3. Motivación .....	1
<b>2. INTRODUCCIÓN</b>	<b>3</b>
2.1. Objetivos del trabajo.....	4
2.2. Alcance del trabajo .....	4
<b>3. MARCO TEÓRICO</b>	<b>5</b>
3.1. Concentradores de energía eólica.....	5
3.2. Estado del arte .....	6
3.3. Fluido Dinámica Computacional.....	7
3.3.1. Discretización espacio-temporal.....	8
3.3.2. Clasificación de mallas.....	8
3.3.3. Métodos de discretización espacial .....	9
3.4. Ecuaciones fundamentales .....	11
3.4.1. Ecuación de continuidad .....	11
3.4.2. Ecuaciones de Navier-Stokes .....	11
3.5. Turbulencia.....	12
3.5.1. Métodos de resolución de flujos mediante CFD.....	12
3.5.2. Modelo RANS.....	12
3.5.3. Modelos de turbulencia utilizados en el método RANS .....	14
3.5.4. La aproximación de Boussinesq .....	14
3.5.5. Modelo de turbulencia k-ε estándar .....	15
3.5.6. Modelo k-ε RNG .....	15
3.5.7. Resolución de flujos próximos a la pared .....	17
<b>4. MODELO COMPUTACIONAL</b>	<b>18</b>

4.1. Pre proceso .....	18
4.1.1. Geometrías.....	19
4.1.2. Parametrización de los modelos.....	19
4.1.3. Parámetros del dominio .....	20
4.1.4. Mallado .....	21
4.2. Condiciones de contorno.....	23
4.2.1. Método de solución .....	24
4.2.2. Monitores.....	24
4.3. Independencia de la malla.....	25
4.4. Resultados.....	26
<b>5. ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL _____</b>	<b>30</b>
<b>CONCLUSIONES _____</b>	<b>31</b>
<b>PRESUPUESTO DEL PROYECTO _____</b>	<b>33</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA _____</b>	<b>35</b>
Referencias bibliográficas.....	35

# 1. Prefacio

## 1.2. Origen del proyecto

Para definir el origen del proyecto hay que remontarse al tercer año de la carrera, cuando en la clase de ingeniería de fluido dinámica se estudiaba la capa límite y los flujos turbulentos. Es ahí donde apareció la inquietud de que si los flujos turbulentos, indeseados en la mayoría de los casos, podrían ser utilizados en beneficio de algo. Pero como suele pasar, en ese momento no profundice sobre el tema y no volví a él hasta que decidí el tema de mi proyecto final de grado. Quería que fuera un tema de interés personal, por eso, surgió la idea de combinar la experiencia de trabajo con programas CAD (Computer Aided Design ), CAE (Computer Aided Engineering) y algo relacionado con las energías renovables. Finalmente, escogí investigar sobre los efectos de los vórtices, para aumentar la potencia de un aerogenerador.

## 1.3. Motivación

A día de hoy, la combustión de hidrocarburos es la principal fuente de energía de nuestra sociedad. Sin embargo, no son inagotables y la disponibilidad es cada vez menor, por lo que es evidente que se deben tomar medidas alternativas para asegurar un futuro energético sostenible. Integrando fuentes de energía alternativas que sean accesibles, fiables y limpias.

Una realidad a tener en cuenta, es que más de la mitad de la población mundial vive en las ciudades. Estas áreas urbanas, solo representan un 2% del territorio del planeta, pero son responsables de consumir el 75% de los recursos generados a nivel mundial [17].

Por esta razón, las energías renovables juegan un papel clave, tienen potencial energético y pueden ser integradas en la estructura de la red eléctrica central. Para así disminuir la necesidad de recurrir a las energías contaminantes o generadoras de residuos radiactivos.

Por lo que, creo que la investigación y el desarrollo en el campo de energías renovables juegan un papel esencial para el desarrollo sostenible de nuestra sociedad.



## 2. Introducción

Las energías renovables desempeñan un papel fundamental en la transición hacia un sistema energético más eficiente y sostenible. La búsqueda de energía eólica con un precio competitivo, ha impulsado a la industria a desarrollar turbinas eólicas hasta la etapa actual. Las últimas cinco décadas han sido testigos de grandes avances en términos de innovación y el incesante aumento en el tamaño y la potencia de los aerogeneradores modernos. Actualmente, el aerogenerador más utilizado del mercado es el tripala de eje horizontal, por su alto rendimiento y un coste competitivo de la energía que produce. La potencia de este tipo de aeroturbinas para la producción de energía, se mueve en torno de uno a ocho Megawatts.

En cuanto a la energía eólica a pequeña escala (hasta 100 kW), también está en pleno auge. Cada vez más fabricantes de aerogeneradores SWT (Small Wind Turbine), entran en un mercado en expansión [35]. En sus orígenes se han utilizado en zonas rurales y otros lugares aislados donde no llegaba la red eléctrica. En cambio, hoy en día están impulsados por nuevas tecnologías e ideas de ciudades inteligentes (SmartCity). Pero a diferencia de aeroturbinas de gran potencia, han de coexistir con altas turbulencias debido a bajas alturas en las que se instalan, y que repercute negativamente en su rendimiento. Esto explica, el continuo surgimiento de diseños innovadores que traen soluciones inteligentes y tienen como finalidad conseguir el máximo rendimiento del aerogenerador.

Para realizar el estudio de los nuevos diseños de aerogeneradores existen tres caminos posibles: estudios experimentales, modelos semi-empíricos y simulación numérica. De estos métodos el más fiable y exacto son los estudios experimentales, pero al mismo tiempo resulta costoso y muchas veces muy complejo. Esto ha hecho que aumente la utilización de la fluidodinámica computacional (CFD) para resolver estos problemas de una forma rápida y menos costosa.

Por esta razón, el presente trabajo de investigación utiliza modelos computacionales de varios tipos de difusores, para determinar la geometría óptima que consiga aumentar la potencia a un aerogenerador convencional.

## 2.1. Objetivos del trabajo

- Determinar la geometría optima que mejora el rendimiento de un difusor.

### Objetivos específicos

- Diseñar mediante un software CAD cuatro geometrías diferentes de difusor.
- Analizar las geometrías con un programa de fluidodinámica computacional.
- Validar los resultados de las simulaciones con los datos experimentales encontrados en la literatura.

## 2.2. Alcance del trabajo

El alcance del proyecto consiste en realizar una simulación numérica mediante un programa CFD, para analizar el paso del flujo a través de un difusor con pestaña.

En una primera fase del proyecto se valida el diseño de un difusor prototipo, y el mallado utilizado para obtener los datos experimentales. Para realizar la validación del modelo se compararán los resultados experimentales con los datos experimentales obtenidos mediante la revisión bibliográfica.

En la segunda fase se diseñan y se analizan otros tres modelos de difusor con geometrías diferentes. Para analizar en qué medida cambian las variables de interés

Finalmente, mediante la comparativa entre los datos de todas las simulaciones, se determina el modelo geométrico más optimizado.



### 3. Marco teórico

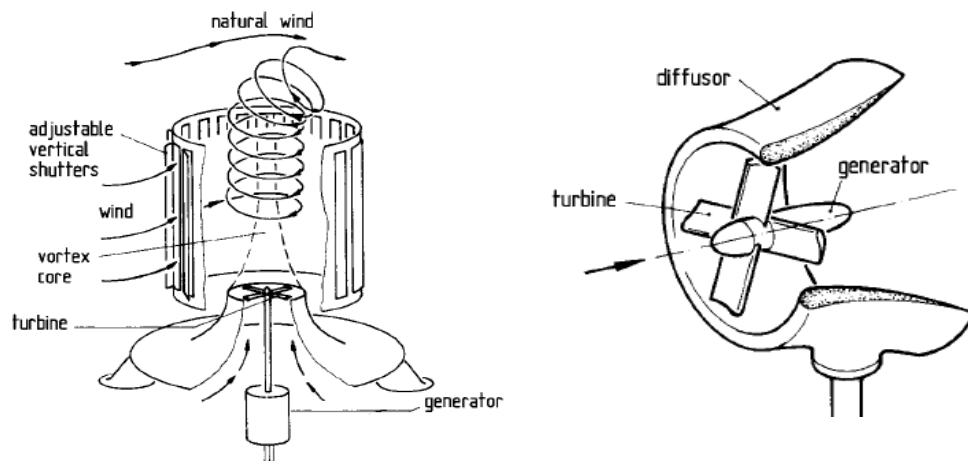
#### 3.1. Concentradores de energía eólica

La tendencia general de la última década sobre la utilización de SWT, es de crecimiento continuo como señalan los datos recogidos en [35]. Los SWT engloban todos los aerogeneradores que se encuentran en el rango  $0 < P < 100$  kW de potencia.

Las pequeñas aeroturbinas se instalan a abajas alturas y en los entornos que por lo general presentan muchos obstáculos, afectando de forma importante la intensidad y la dirección del viento [20]. Por eso, se está innovando para operar en estas condiciones y así aprovechar ciertos fenómenos físicos para aumentar su rendimiento.

Un grupo de estos diseños, son los concentradores de energía eólica [10]. La idea básica común que tienen este tipo de generadores eólicos, es el aumento del rendimiento energético en relación al área barrida por el rotor, apartado (3.2). Este aumento se puede lograr concentrando los vórtices, de manera que el campo de velocidades de estos tenga un efecto de accionamiento adicional sobre el rotor (Fig.3.1)

Otra forma de conseguir el aumento del rendimiento es añadiendo una estructura estática no rotacional “estator”, que induce una aceleración de flujo que pasa a través del plano del rotor (Fig.3.1). Este concepto de aerogenerador es también conocido como DAWT (Diffuser Augmented Wind Turbine)



(Fig.3. 1) A la izquierda “Tornado Tower” un tipo de concentrador de vórtices. A la derecha aerogenerador con difusor [10]

La intención de estos diseños es lograr una reducción drástica en el tamaño del rotor, consiguiendo un aumento en el rendimiento, comparado con un generador clásico de mismas dimensiones. Mientras que al mismo tiempo, la estructura necesaria para la concentración del flujo no sea muy costosa.

### 3.2. Estado del arte

La idea de utilizar un difusor para aumentar la potencia de una máquina eólica no es reciente, ya en los años 20, A.Betz en su trabajo [23] concluyó que el uso del estator no era una solución viable debido al coste económico adicional. Esto desalentó a los investigadores de la época, hasta que en la segunda mitad de la década de los 50, G.M.Lilley basándose en los trabajos de científicos japoneses, publicó en su trabajo teórico [16] que el coeficiente de expansión de la geometría del difusor y el coeficiente de presión negativo en la salida del mismo, son los factores que pueden mejorar el rendimiento de una turbina convencional hasta un 65%. Al mismo tiempo, A.Kogan realizó una serie de experimentos en los que analizó diferentes parámetros geométricos del difusor en forma de campana [14],[15].

La investigación sobre DAWT se reactivó, después de la crisis del petróleo del 1973, fue entonces cuando O. Igra experimentó con un difusor construido a partir de un perfil NACA, añadiéndole un flap en forma de anillo para controlar la separación del flujo[11],[12]. Infiere que su diseño probado en un túnel de viento, producía 2 veces más de potencia a comparación con una turbina ideal sin difusor. A finales de los 80 principios de los 90, B.L Gilbert, K.M. Foreman y R.A. Oman publican un reporte técnico y varios trabajos [24],[7] en los que analizan varias geometrías de difusores con gran ángulo de apertura y control de la capa límite. Las pruebas experimentales señalan como resultado un incremento de potencia de un 4,25 veces, comparado con una turbina convencional sin difusor. Señalan que este aumento de potencia es debido a la conversión de la energía cinética de estela en una subida de presión dentro del difusor, y el efecto de la turbulencia del flujo externo, produce presiones subatmosféricas en la salida del difusor. Así mismo, analizaron aspectos económicos de la aplicación de DAWT, [8] indicando que el uso de difusor podría ser viable para SWT, en cambio su utilización en grandes turbinas eólicas aumentaría significativamente su coste.

A lo largo de las últimas dos décadas, los avances en el campo computacional han permitido que los científicos utilicen la simulación como herramienta de investigación. El trabajo de varios años llevado a cabo por científicos neozelandeses que analizaron de forma teórica, numérica y experimental tres generaciones de generadores con difusor Vortec 7 [25]. Donde se pudo comprobar la validez de los resultados obtenidos mediante CFD comparando los con los obtenidos experimentalmente.

También, los trabajos de Hansen [9] y M.Shives [31] ponen de manifiesto el enorme potencial de la simulación numérica, validando sus investigaciones y contrastándolos con datos experimentales. Asimismo, los trabajos de K. Abe y Y. Ohya, [2],[1] en los que examinan los campos de flujos alrededor

del difusor mediante simulación numérica para el desarrollar un modelo de SWT. Los resultados son comparados con los obtenidos experimentalmente, y muestran que las herramientas CFD tienen la capacidad para predecir de forma razonable los flujos turbulentos.

En los trabajos recientes de Y. Ohya [21],[22], ha desarrollado un difusor con una pestaña que demostró ser un acelerador de flujo efectivo. Este sistema genera bajas presiones en la parte posterior del rotor, aumentando la capacidad del aerogenerador para producir energía. Ha obtenido una aceleración de flujo de 1,6-2,4 veces la velocidad de viento incidente. Constató un aumento de potencia de 4 a 5 veces que en una turbina convencional.

En resumen, varios estudios anteriormente citados, concluyen que el uso del difusor en SWT mejora su rendimiento. Además, la utilización de CFD como herramienta para el análisis y validación de sus estudios.

### **3.3. Fluido Dinámica Computacional**

El punto de partida de todo modelo numérico, es un modelo matemático de un fenómeno físico utilizado en el estudio. Y generalmente es expresado en forma de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales o ecuaciones integro diferenciales junto con las condiciones de contorno. Estas ecuaciones, son difíciles de resolver de forma analítica excepto en los casos concretos de poco interés práctico. Para obtener la solución aproximada de forma numérica, es necesario discretizar las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas que serán resueltas mediante algoritmos apropiados ejecutados por el ordenador.

Una de las mayores ventajas que ofrece CFD, es el bajo coste que presentan las simulaciones de prototipos en comparación con ensayos de modelos a escala real o reducida. Otras ventajas son la posibilidad de imposición de condiciones de contorno y obtención de la información de todas las variables en diferentes puntos del espacio, que es algo impensable en los ensayos.

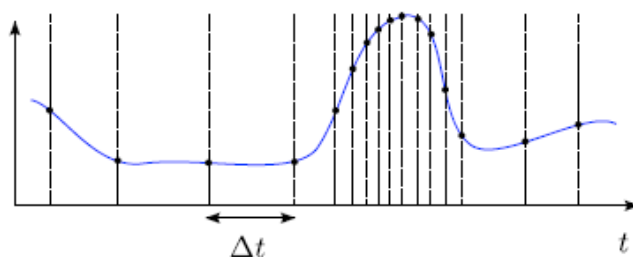
Uno de los inconvenientes más importantes de los programas CFD, es lo dificultoso que puede resultar resolver todas las escalas de las ecuaciones de Navier-Stokes cuando el flujo se encuentra en régimen turbulento. Esto obliga a reducir el tamaño de la simulación, usando modelos y ecuaciones que pueden dar lugar a soluciones tanto cualitativa como cuantitativamente incorrectas.

En el caso de CFD se utilizan las ecuaciones de Navier-Stokes o sus simplificaciones. El ordenador es una máquina finita y no puede manejar ecuaciones en derivadas parciales con variables continuas en el espacio y tiempo. Por eso, una vez definido el problema matemático que se quiere resolver, el siguiente paso es discretización del espacio y tiempo, transformando las ecuaciones diferenciales en

algebraicas. La solución que se obtiene no es continua sino que vendrá dada por una serie discreta de valores tanto en el espacio como en el tiempo.

### 3.3.1. Discretización espacio-temporal

En el caso de flujo no estacionario, se debe discretizar la coordenada temporal. La solución se obtiene en puntos discretos del tiempo, donde el tiempo transcurrido entre dos instantes define el paso de tiempo  $\Delta t$ . Un aspecto fundamental a la hora de designar  $\Delta t$  es que este, ha de ser de un tamaño temporal, que permita captar los cambios rápidos de la solución (Fig.3. 2).



(Fig.3. 2) El paso de tiempo en la discretización temporal [3]

Tanto en flujos estacionarios como no estacionarios, se ha de discretizar el espacio para obtener la solución numérica. Las posiciones discretas en las que las variables son calculadas están definidas por la malla numérica, que es esencialmente la representación discreta del dominio geométrico del problema. La malla divide el dominio en un número finito de subdominios (elementos, nodos, volúmenes de control...). El mallado espacial presenta tres dificultades: una es debido a que tenemos tres dimensiones espaciales, otra porque el dominio puede ser de una geometría compleja y además es difícil predecir de antemano en qué lugar se requiere una malla más fina.

### 3.3.2. Clasificación de mallas

#### ➤ Mallas estructuradas

Aquellas mallas formadas por un conjunto de volúmenes de control con nodos que pueden ser identificados de forma única mediante un grupo de índices ordenados  $(i, j)$  para el caso de 2D, y  $(i, j, k)$  para un caso en 3D. Es un tipo de malla más simple y es equivalente a una malla cartesiana, en la que cada nodo  $P$  de la malla tiene 4 vecinos para el caso en 2D y 6 para el caso en 3D a los cuales se llega variando los índices  $(i, j, k)$  de  $P$  en  $\pm 1$ . Es utilizada en dominios con geometrías simples y hay que tener especial cuidado en generación de esta malla con nodos acumulados en los lugares que no son de interés.

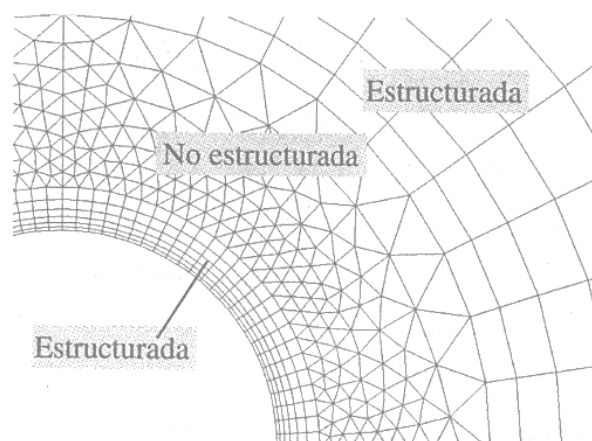
A su vez este tipo de malla se divide en tres subgrupos, de tipo C, O y tipo H según la deformación que sufre la malla cartesiana estándar para obtener dichos subtipos de malla.

➤ Mallas no estructuradas

Este tipo de malla es más flexible y es apropiada para discretizar geometrías complejas ya que se adaptan de forma arbitraria al dominio. Puede ser utilizada con cualquier esquema de discretización espacial, pero en la práctica los más utilizados son los métodos de volumen de control y elementos finitos. Los elementos del volumen de control pueden tener cualquier forma, sin restricciones en cuanto al número de nodos ni de elementos vecinos. Las mallas para casos de 2D, se construyen mediante la utilización de triángulos o cuadriláteros y para el caso en 3D se utilizan tetraedros o hexaedros. Las ventajas de su flexibilidad se contrarrestan con la estructura irregular de los datos que produce y la necesidad de usar algoritmos más complejos y caros a nivel computacional ya que las matrices que hay que resolver están llenas.

➤ Mallas híbridas

Hay casos en los que es necesario combinar diferentes tipos de mallado para captar todas las variaciones de las magnitudes necesarias para la obtención de resultados fiables. Hay que prestar atención al acoplamiento entre diferente tipo de mallas.



(Fig.3. 3) Ejemplo de una malla híbrida [19]

### 3.3.3. Métodos de discretización espacial

Los principales métodos de discretización espacial están asociados a las diferentes formulaciones del problema matemático.

➤ Método de diferencias finitas.

Utiliza la formulación diferencial de las ecuaciones. El dominio es discretizado mediante los puntos llamados nodos en los cuales la ecuación es aproximada, remplazando las derivadas parciales por aproximaciones en términos de los valores nodales de la función. Utilizando para ello, el sentido físico de la pendiente de una curva en un punto, se sustituye la derivada por diferencia entre el valor de la función en el nodo. Es un método muy efectivo cuando se utiliza una malla estructurada y es fácil obtener un esquema de alto orden. Los inconvenientes que presenta este método son, su aplicación limitada en los dominios de geometrías irregulares y que la conservación de momento y masa no está garantizada si no se tiene especial cuidado en su aplicación.

➤ Método de volúmenes de control.

Utiliza la formulación integral de las ecuaciones. El dominio discretiza las ecuaciones en cada uno de los poliedros del dominio. La integral de superficie que aparece en el término de la derecha en la ecuación de Navier-Stokes completa y en su forma integral, es aproximada por la suma de los flujos que atraviesan cada una de las caras del poliedro. Este método se basa en la discretización directa del espacio físico del problema, por lo que no requiere la transformación entre sistemas de coordenadas como en el método de diferencias finitas. Es un método muy flexible y se puede usar cómodamente tanto con una malla estructurada como no estructurada. Es un método conservativo por construcción y todos los términos aproximados tienen un sentido físico claro. Entre sus inconvenientes se encuentra la dificultad de obtener esquemas de alto orden, sobre todo en estudios en 3D, debido a que requiere tres niveles de aproximación: interpolación, diferenciación e integración. Es el método utilizado por la mayoría de programas de Fluido Dinámica Computacional.

➤ Método de elementos finitos.

En este método se utiliza la formulación débil. La ecuación diferencial es multiplicada por unas funciones llamadas pesos y posteriormente integrada. El dominio se divide en elementos triangulares o tetraédricos, en cada uno de ellos la solución es aproximada generalmente de forma lineal, utilizando los valores exactos de la función en los vértices del elemento. Esta aproximación es sustituida en la ecuación integral y se impone que la derivada de dicha integral con respecto al valor en cada nodo sea cero. El método es apropiado para geometrías complejas y fáciles de analizar matemáticamente. Sin embargo, cuando el método es matemáticamente equivalente al método de volúmenes finitos, su esfuerzo matemático es mucho mayor, el hecho que explica la popularidad del método de volúmenes finitos.

### 3.4. Ecuaciones fundamentales

Cuando se analizan los flujos de fluidos en tres dimensiones, en los que los cambios en la densidad y la temperatura son insignificantes, se tienen cuatro incógnitas. Tres componentes de la velocidad  $u, v, w$  y la presión. Y cuatro ecuaciones para resolverlas: ecuación de continuidad y las tres ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones están acopladas entre ellas, esto significa que alguna de las cuatro variables aparece en las ecuaciones a resolver. Para cerrar el problema se tienen que especificar las condiciones de frontera en todo el dominio para las variables.

#### 3.4.1. Ecuación de continuidad

El principio de conservación de la masa, es un principio fundamental que impone la restricción de que la tasa de compresión o expansión de un fluido debe de ser siempre cero, para cualquier volumen finito de flujo.

Para el flujo estacionario, incompresible como el que se analiza en este trabajo, la ecuación de continuidad es:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \text{div } \mathbf{u} = 0 \quad (\text{Ec.3. 1})$$

#### 3.4.2. Ecuaciones de Navier-Stokes

La segunda ley de Newton lleva a las llamadas ecuaciones de Navier-Stokes, que rigen la mecánica de fluidos. En el sistema de coordenadas cartesianas donde el vector velocidad es  $\vec{u} = u, v, w$  las ecuaciones quedan definidas como:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(u\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \text{div}(\text{grad}(u)) \quad (\text{Ec.3. 2})$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(v\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \text{div}(\text{grad}(v)) \quad (\text{Ec.3. 3})$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \text{div}(\text{grad}(w)) \quad (\text{Ec.3. 4})$$

Estas ecuaciones son deterministas, esto quiere decir que para unas condiciones iniciales ofrecen una única solución. No obstante, no son fáciles de resolver debido a que son ecuaciones diferenciales parciales de segundo orden, no lineales y no estacionarias.

## 3.5. Turbulencia

### 3.5.1. Métodos de resolución de flujos mediante CFD

En fluido dinámica computacional la resolución de las ecuaciones de Navier – Stokes pueden ser abordados mediante tres maneras diferentes. Una de ellas es la técnica DNS (Direct Numerical Simulation), el modelo RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes Model) y la técnica LES ( Large- Eddy Simulations).

La técnica DNS resuelve de forma numérica las ecuaciones de Navier-Stokes sin utilizar ningún modelo de turbulencia. Esto significa que toda la gama de escalas espaciales y temporales de turbulencia deben ser resueltos. La exigencia de recursos computacionales crece rápidamente con el número de Reynolds y requiere de una gran cantidad de memoria. Por lo que, su uso queda limitado a geometrías sencillas y Reynolds bajos.

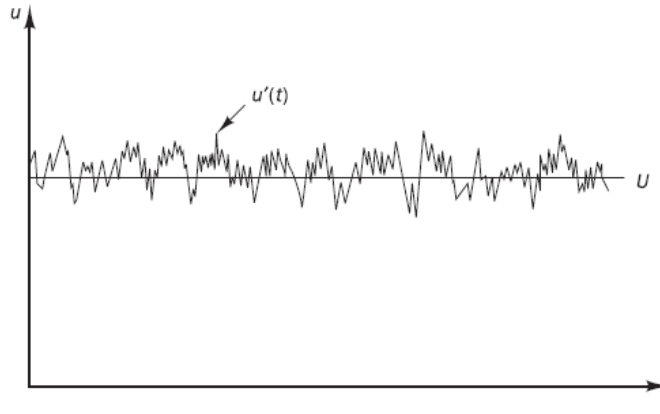
Dentro del rango de las escalas espaciales y temporales de los flujos turbulentos, son las escalas grandes las más efectivas en el transporte de propiedades. Mientras que, las escalas más pequeñas son las más débiles y su capacidad de transporte es menor, pero muy costoso en términos computacionales si se quieren resolver. Por lo tanto, la idea principal de LES es reducir el coste computacional de la simulación ignorando las escalas más pequeñas (escala de Kolmogórov), y las resuelve promediándolas tanto en el espacio temporal como espacial. Consiguiendo de esta forma eficaz, la sustitución de la información a pequeña escala de la solución numérica. A medida que aumenta la potencia de los ordenadores, es un método a tener en cuenta para su aplicación en diferentes ámbitos de ingeniería [26],[29].

El tipo de aproximación ampliamente utilizado en aplicaciones ingenieriles para predecir flujos turbulentos, es el basado en el promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes o de forma abreviada RANS. Es el modelo que se ha utilizado en las simulaciones del presente trabajo.

### 3.5.2. Modelo RANS

En la mayoría de las aplicaciones de ingeniería, son más significativos los efectos que tienen los flujos medios que los detalles de las fluctuaciones. Por lo que, se adopta una aproximación estadística, promediando las ecuaciones de conservación ‘time-averaging’ (Fig.3.1) durante un periodo de tiempo mucho más grande que el periodo característico de las fluctuaciones turbulentas.





(Fig.3. 4) Descomposición de Reynolds de la componente fluctuante  $u'(t)$  en un valor medio  $U$  [4]

Para ilustrar el proceso que utiliza el modelo en cuestión para resolver flujos turbulentos.

Consideremos la ecuación de continuidad (Ec.3.1). Primeramente, se define  $\overline{\text{div } \mathbf{u}} = \text{div } \mathbf{U}$ , entonces la ecuación de continuidad para flujo medio será:

$$\text{div } \mathbf{U} = 0 \quad (\text{Ec.3. 5})$$

Ahora de forma similar se define los términos promedio de tiempo de los términos individuales de la ecuación (Ec.3.2), que se puede reescribir de la siguiente forma. Para simplificar la explicación solo se considerará la ecuación en dirección de la coordenada x.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}(U\mathbf{U}) + \text{div}(\overline{u'u'}) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \text{div}(\text{grad}(U)) \quad (\text{Ec.3. 6})$$

(I)            (II)            (III)            (IV)            (V)

Cabe destacar que los términos (I), (II), (III) y (IV) también aparece en la ecuación instantánea (Ec.3.2), pero el proceso de promediado ha introducido un término nuevo (III) en la ecuación resultante. Que implica productos de fluctuación de velocidades que están asociadas con transferencia de momento convectivo debido a la turbulencia. Esta ecuación, se denomina la ecuación de Reynolds.

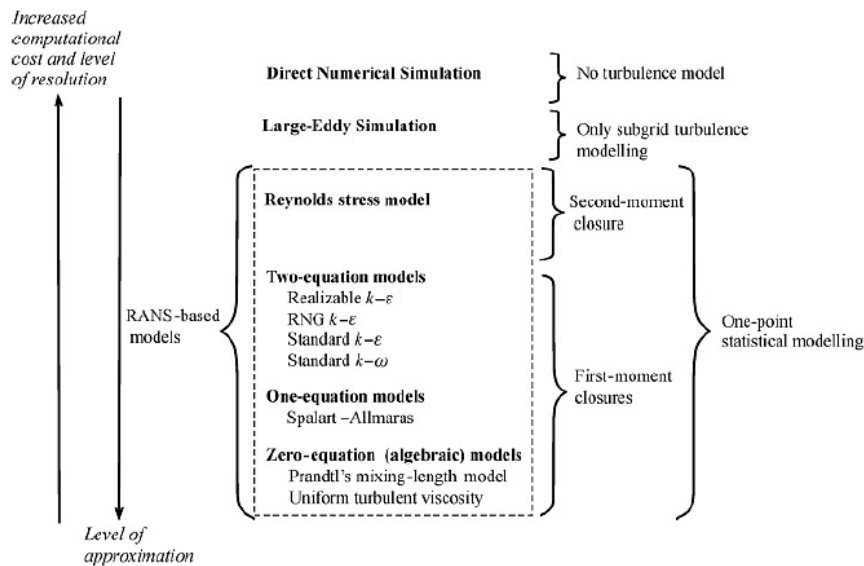
Es conveniente reescribir esta ecuación pasando el termino (III) a la parte derecha para reflejar su rol como tensiones turbulentas adicionales sobre las componentes de la velocidad media U,V y W.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}(U\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \text{div}(\text{grad}(U)) + \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial(-\rho \overline{u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] \quad (\text{Ec.3. 7})$$

Debido al término adicional aparecen 6 tensiones adicionales (para un caso tridimensional) denominadas las tensiones de Reynolds. Para poder resolver este sistema de ecuaciones tenemos que relacionar las seis nuevas incógnitas con las ya existentes. Para ello, necesitamos un modelo de turbulencia.

### 3.5.3. Modelos de turbulencia utilizados en el método RANS

Como se ha visto en el apartado anterior en el modelo RANS, las componentes fluctuantes de las variables de flujo se expresan por su valor promedio a través del tensor de Reynolds, añadiendo incógnitas adicionales al sistema de ecuaciones. Para permitir la resolución del sistema se utilizan diferentes modelos de turbulencia (Fig.3.5).



(Fig.3. 5) Modelos de turbulencia [4]

Los métodos de modelado más utilizados para resolver las incógnitas que aportan los tensores de esfuerzos de Reynolds son la aproximación de Boussinesq y los modelos de transporte de Reynold. En el aparatado siguiente se introduce la aproximación de Boussinesq.

### 3.5.4. La aproximación de Boussinesq

En 1897, Boussinesq propuso una solución para cerrar el sistema de ecuaciones del modelo RANS [32]. Similar a la ley de fricción de Newton, la suposición de Boussinesq une las tenciones de Reynolds con los gradientes de velocidad media y dos variables desconocidas: *viscosidad turbulenta*  $\mu_t$  y *energía cinética turbulenta*  $k$ .

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{Ec.3. 8})$$

El segundo término del lado derecho de la ecuación, utiliza la delta de Kronecker para asegurar que la ecuación resuelva de forma correcta los tensores normales de Reynolds.

Sin embargo, Bossinesq asume la viscosidad turbulenta como un escalar isotrópico que no es estrictamente cierto. Y requiere de ecuaciones adicionales para poder resolver los flujos turbulentos. Estas ecuaciones son proporcionadas por los modelos turbulentos

### 3.5.5. Modelo de turbulencia k-ε estándar

Para la resolución de la viscosidad turbulenta existen diferentes modelos (Fig.3.5). Uno de los más utilizados es el modelo k-ε estándar [32], que ha sido introducido por (Launder & Spalding,1974). Se trata de un modelo semiempírico y se describe mediante dos ecuaciones de transporte: una para la energía cinética turbulenta (k) y otra para el ratio de disipación (ε) que se presentan a continuación.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (\text{Ec.3. 9})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{Ec.3. 10})$$

Las ecuaciones introducen 5 constantes  $C_{\mu}$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{1\varepsilon}$  y  $C_{2\varepsilon}$  que han sido determinadas de forma experimental analizando flujos turbulentos fundamentales.

### 3.5.6. Modelo k-ε RNG

Una consecuencia del modelo k-ε es el modelo RNG [36], que deriva de una técnica estadística llamada teoría del grupo de renormalización. Este modelo añade varios refinamientos al modelo k-ε estándar. Así los términos adicionales en la ecuación ε mejoran la precisión en la predicción de flujos rápidamente deformados. Como también se añade el efecto de los flujos rotacionales en la turbulencia mejorando la precisión de los mismos. Este método, proporciona una formula diferencial derivada analíticamente para la viscosidad efectiva que tiene en cuenta los efectos en los flujos con bajo número de Reynolds. Las características que hacen que este modelo sea apropiado para modelizar gran cantidad de flujos. Las ecuaciones de transporte del modelo RNG están definidas de la forma siguiente [5].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div}[\alpha_k \mu_{eff} \text{grad } k] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (\text{Ec.3. 11})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div}[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \text{grad } \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (\text{Ec.3. 12})$$

Donde  $G_k$  representa la generación de la energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media. Los valores de  $\alpha_\varepsilon$  y  $\alpha_k$  son inversos de número de Prantl efectivos. Los términos  $S_k$  y  $S_\varepsilon$  son definidos por el usuario.

Para obtener una descripción precisa de como el transporte turbulento efectivo varia con el número de Reynolds bajos se integra la ecuación diferencial para la viscosidad turbulenta (Ec.3.13).

$$d \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon k}} = 1,72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (\text{Ec.3. 13})$$

Donde  $\hat{v} = 1,72 \frac{\mu_{eff}}{\mu}$  y  $C_v \approx 100$

Para elevados números de Reynolds, la ecuación (Ec.3.13) se convierte en la ecuación (Ec.3.14) que esta seleccionada por defecto en ANSYS Fluent.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{Ec.3. 14})$$

Con  $C_\mu = 0,0845$ , que es un valor próximo a la constante del modelo k-ε estándar.

Una de las diferencias principales con el modelo k-ε estándar, está en el término adicional de la ecuación de disipación de energía ε (Ec.3.12).

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3 k} \quad (\text{Ec.3. 15})$$

Donde  $\eta \equiv \frac{S_k}{\varepsilon}$ ;  $\eta_0 = 4,38$  y  $\beta = 0,012$ ;

Reordenando la (Ec.3.12) con (Ec.3.15) se obtiene:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho\varepsilon\mathbf{U}) = \text{div}[\alpha_k \mu_{eff} \text{grad } \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{Ec.3. 16})$$

Con,

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (\text{Ec.3. 17})$$

Para las regiones de gran deformación es decir  $\eta > \eta_0$ , el termino  $R_\varepsilon$  contribuye negativamente, haciendo que el termino  $C_{2\varepsilon}^*$  sea menor que el termino  $C_{2\varepsilon}$  ayudando a computar mejor los flujos turbulentos.

Las constantes del modelo (Ec.3.12) son  $C_{1\varepsilon} = 1,42$  y  $C_{2\varepsilon} = 1,68$

En definitiva, el método RNG al contener muy pocas variables deducidas empíricamente proporciona mejores resultados para mayor rango de fluidos. Es el modelo que se utilizará en el presente trabajo.

### 3.5.7. Resolución de flujos próximos a la pared

Los modelos turbulentos descritos en los apartados anteriores son válidos para  $Re \gg 1$ . Pero las paredes solidas han de cumplir la condición de no deslizamiento, que implica que en las proximidades de las superficies los números de Reynolds sean especialmente pequeños. A su vez, en esta zona se desarrollan los mayores gradientes de las variables del flujo y donde ocurre el principal transporte de momento. Por lo que, es necesaria una buena representación de flujos en esta zona.

El modelo k- $\epsilon$  RNG utilizado en este trabajo, admite la opción de *Non-equilibrium Wall Treatment* que resuelve los flujos complejos cercanos a la pared. Para ello, se tiene que refinar la malla cerca de la pared asegurando una  $y^+ \sim 1$ , y con ello la distancia que ha de tener el primer nodo de la malla.

Para determinar la distancia entre la pared y el primer nodo, se sigue el procedimiento siguiente:

En primer lugar, se calcula el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (\text{Ec.3. 18})$$

En segundo lugar, se calcula el coeficiente local de fricción.

$$C_f = \frac{0,027}{Re_x^{1/7}} \quad (\text{Ec.3. 19})$$

A continuación, se calcula la tensión cortante en la pared

$$\tau_w = C_f \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (\text{Ec.3. 20})$$

Seguidamente, calculamos una cantidad adimensional denominada la velocidad de fricción

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{Ec.3. 21})$$

Finalmente se obtiene la distancia a la pared

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_*} \quad (\text{Ec.3. 22})$$

El grosor de la capa limite se obtiene como sigue

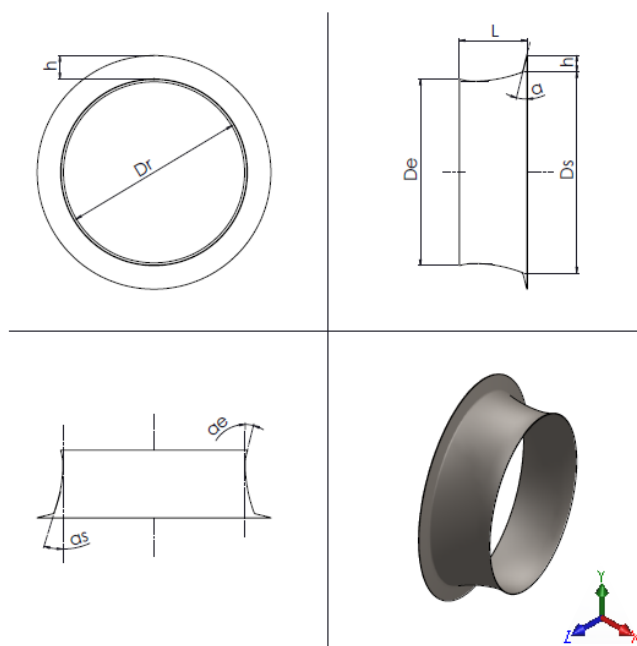
$$\delta \cong \frac{0,16 \cdot x}{Re_x^{1/7}} \quad (\text{Ec.3. 23})$$

## 4. Modelo computacional

Para el diseño y optimización de las geometrías se ha utilizado el software SolidWorks. El formato de compatibilidad para importar las geometrías al simulador Fluent del paquete CAE ANSYS fue parasolid.

### 4.1. Pre proceso

De la revisión bibliográfica se ha visto que el rendimiento de un difusor es altamente dependiente de la geometría. En este trabajo, se ha partido de una geometría del difusor prototipo (SP), del cual derivarán otros tres diseños optimizados. Las medidas generales se han diseñado para poder alojar un aerogenerador con un rotor de diámetro  $D_r$  de hasta 1m. Para el modelo prototipo, se ha adoptado una geometría con una curvatura basada en la proporción aurea con una pestaña en la parte posterior. La pestaña tiene una altura  $h=0,1D_r$  de la revisión bibliográfica [22]. En la (Fig.4.1) se muestran los principales parámetros geométricos que se han tenido en cuenta para el diseño de los modelos.



(Fig.4. 1) Definición de los principales parámetros geométricos

Donde los parámetros de la geometría son:

$h$  – altura de la pestaña

$D_s$  – diámetro de la salida

$\alpha_s$  – ángulo de la salida

$D_r$  – diámetro del rotor

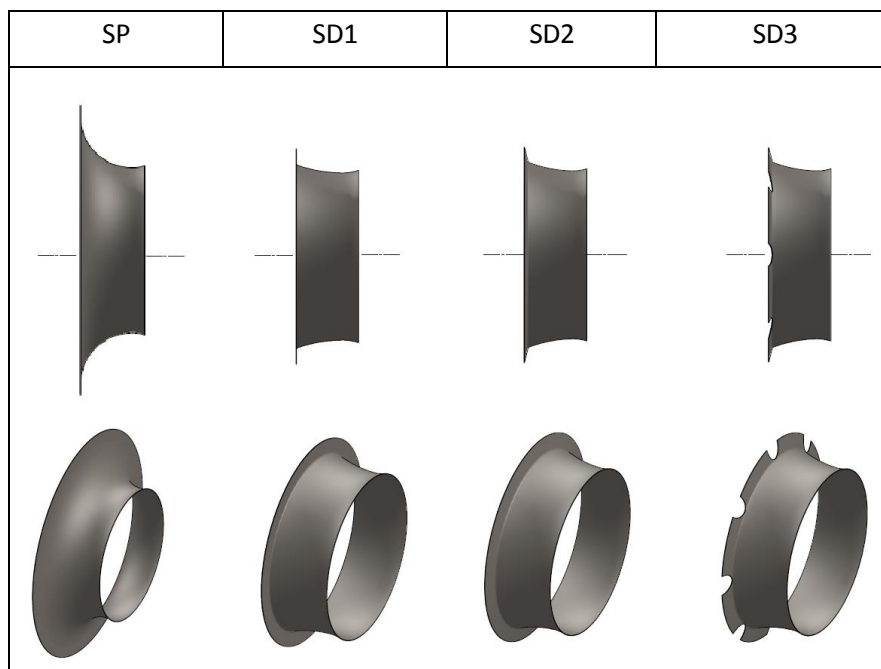
$\alpha$  – ángulo de la pestaña

$D_e$  – diámetro de la entrada

$\alpha_e$  – ángulo de la entrada

#### 4.1.1. Geometrías

Para el siguiente estudio se simularon cuatro geometrías diferentes. La forma de cada una de ellas se detalla en la (Tab.4.1)



(Tab.4.1) Representación de las geometrías simuladas

#### 4.1.2. Parametrización de los modelos

Para modelar la geometría SD1 se ha reducido el arco del perfil. Para hacer una forma más compacta que el diseño original SP, los diámetros  $D_e$  y  $D_r$  son iguales para todas las geometrías. Debido a la diferencia de la curvatura, el modelo SP tiene mayor diámetro de salida  $D_e = 1,80m$ . En el modelo SD1 y SD2 la pestaña tiene una inclinación de  $15^\circ$ , además en el último modelo se han practicado ocho aberturas en forma parabólica aleatoria de  $0,11m$  de arco en el borde de la pestaña. Los parámetros para cada geometría están tabulados en la (Tab.4. 2) Parámetros geométricos de las los modelos. Donde la relación de longitud está definida como  $L/D_r$  y la relación de área  $\mu = D_s/D_e$

	SP	SD1	SD2	SD3
L (m)	0,385	0,385	0,385	0,385
h (m)	0,100	0,100	0,100	0,100
De (m)	1,050	1,050	1,050	1,050
Dr (m)	1,026	1,026	1,026	1,026
Ds (m)	1,600	1,220	1,220	1,220
$\alpha$ (°)	-	-	15	15
$\alpha_e$ (°)	14	14	14	14
$\alpha_s$ (°)	17	17	17	17
L/Dr	0,375	0,375	0,375	0,375
$\mu$	1,523	1,162	1,162	1,162

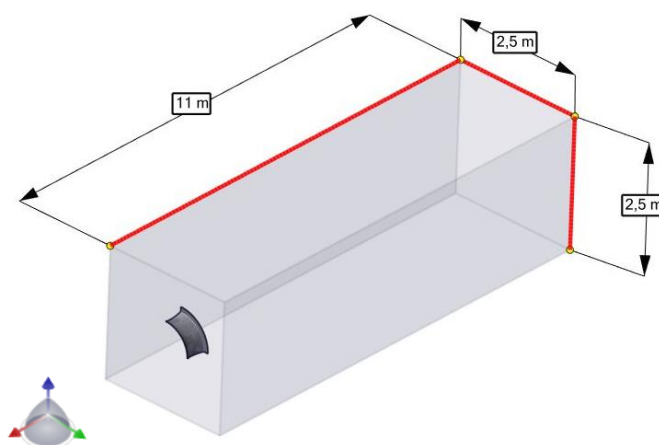
(Tab.4. 2) Parámetros geométricos de las los modelos

#### 4.1.3. Parámetros del dominio

El dominio de la simulación tiene la forma de un prisma rectangular, con una longitud de 11m de los cuales 9m son definidos en la parte posterior del difusor para evitar reflujos a través del OUTLET. Ya que la estela turbulenta que genera el difusor se extiende varios metros.

Debido a que las geometrías tienen dos planos de simetría, ver apartado (4.1.1), se ha decidido realizar una simulación en tres dimensiones. Como resultado la geometría y el dominio son reducido a una cuarta parte, que representa una optimización significativa en términos de horas de simulación.

Las simulaciones se han realizado en un ordenador portátil, por lo que se ha optimizado al máximo el volumen del dominio. Las dimensiones se indican en la (Fig.4. 2).

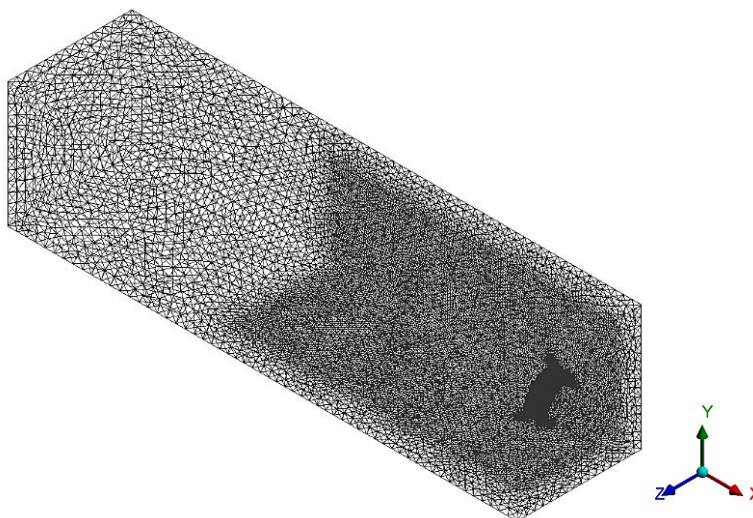


(Fig.4. 2) Dimensiones del dominio de la simulación



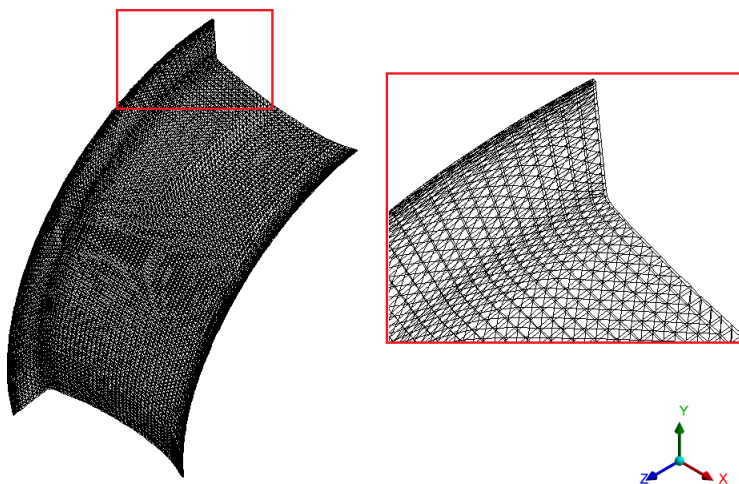
#### 4.1.4. Mallado

El espacio geométrico ha sido discretizado mediante una malla híbrida apartado (3.3.1). Para el mallado del volumen de control se ha utilizado una malla tetraédrica, refinada a 0,04 m en las proximidades de la geometría.



(Fig.4. 3) Vista general de la malla del volumen de control

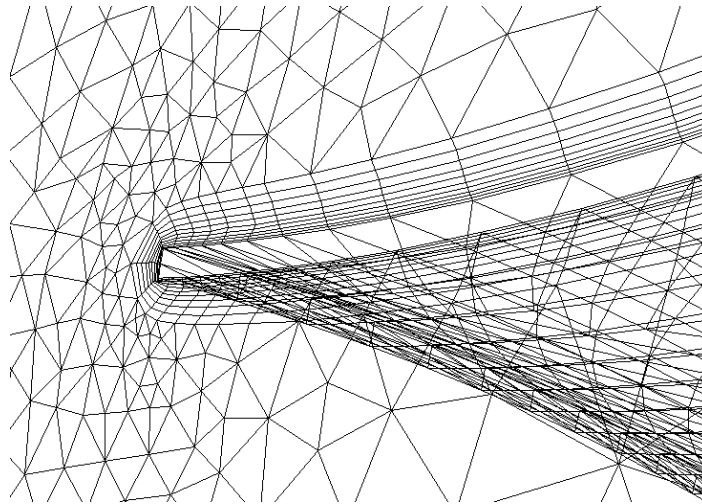
La superficie de la geometría se ha discretizado utilizando una malla de prismas triangulares, consiguiendo un mallado uniforme en toda la geometría del difusor.



(Fig.4. 4) Mallado de la superficie del difusor.

Para captar las variaciones de la velocidad próximas a las superficies del difusor se ha de asegurar que el valor del coeficiente  $y^+ \approx 1$  según [6]. Para ello se calcula la distancia que ha de tener el primer nodo de la malla. Siguiendo el procedimiento descrito en el apartado (3.5.7). Para fluido, aire en condiciones estándar y una velocidad inicial de 5 m/s se obtiene una distancia de  $y = 0,000064\text{m}$

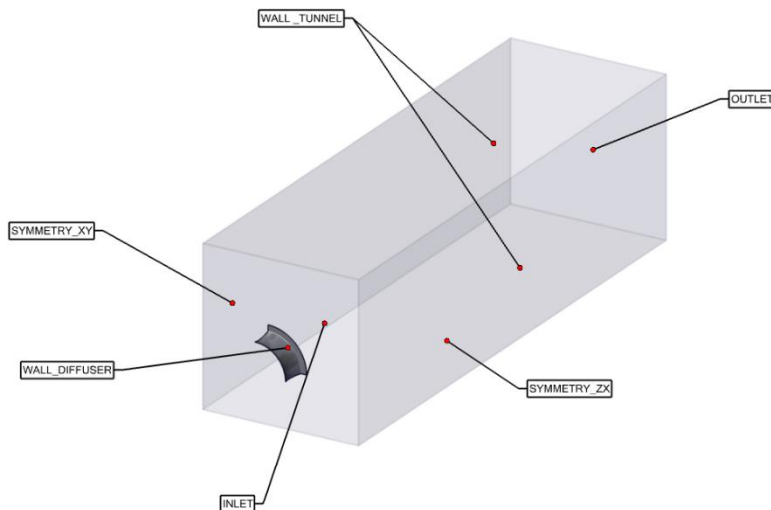
Se realiza una malla de 10 capas en todas las superficies del difusor (Fig.4. 5)



(Fig.4. 5) Mallado para la resolución de flujo cercano a la pared

## 4.2. Condiciones de contorno

Las simulaciones de los modelos, se realizaron en estado *estacionario* con *Pressure-Based Solver*. Las superficies de control se detallan en la (Fig.4. 6)



(Fig.4. 6) Definición de las superficies de control

Las condiciones de contorno se recogen en la (Tab.4. 3)

Condición de contorno	Tipo/valor
Fluido	Aire (condiciones estándar)
INLET	Velocidad constante, 5m/s
Intensidad turbulenta INLET	5%
Outlet	Presión relativa 0 Pa
Intensidad turbulenta OUTLET	5%
SYMMETRY_XY/SYMMETRY_ZX	Planos de simetría
WALL TUNNEL/WALL DIFFUSER	Condición no deslizamiento

(Tab.4. 3) Parámetros de las condiciones de contorno

#### 4.2.1. Método de solución

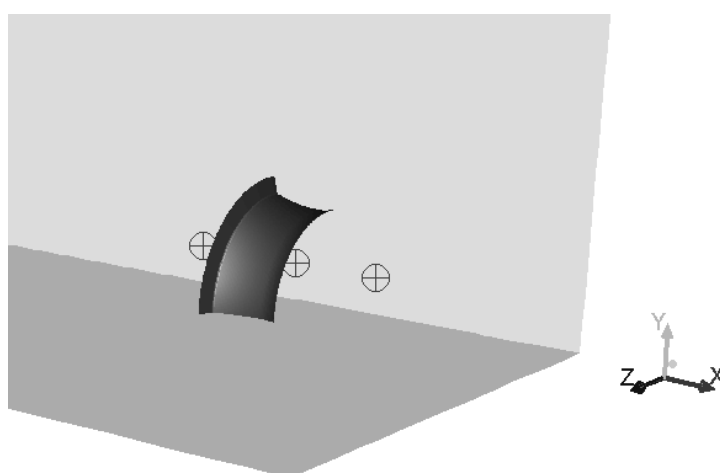
El método utilizado para analizar el flujo externo turbulento se detalla en la tabla (Tab.4. 4) Parámetros de la simulación, las ecuaciones que gobiernan el modelo y las consideraciones sobre el mismo se detallan en el apartado (3.5.6)

Condición	Tipo/valor
Modelo	k- $\epsilon$ , RNG
Resolución de flujos cercanos a las paredes	Non-Equilibrium Wall Functions
Esquema acoplamiento Presión-Velocidad	SIMPLE (Spatial Discretization 2nd.Order)
<b>Under-Relaxation Factors</b>	
Pressure	0,3
Density, Body Forces	1
Momentum	0,5
k and $\epsilon$	0,7
Turbulent Viscosity	0,95

(Tab.4. 4) Parámetros de la simulación

#### 4.2.2. Monitores

Para asegurar la convergencia de la simulación, se crean tres monitores a lo largo del centro de la geometría tal como se muestran en la (Fig.4. 7). Cada uno de los monitores, graficará el valor de las variables presión y velocidad.



(Fig.4. 7) Monitores de convergencia.

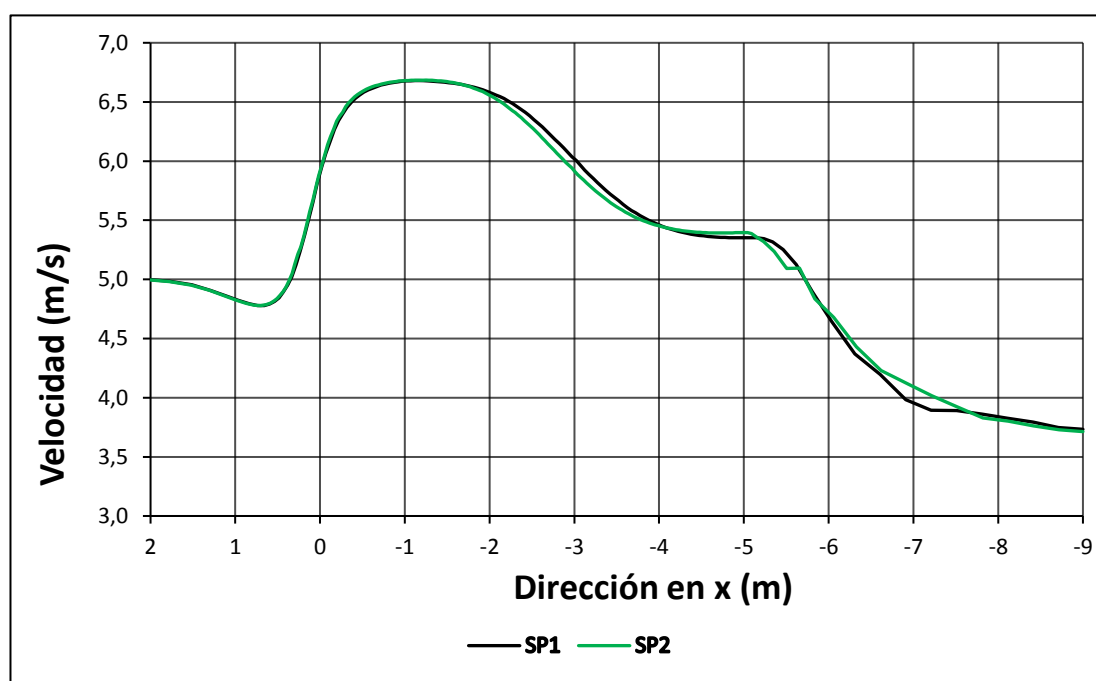
### 4.3. Independencia de la malla

Se han realizado dos simulaciones de la geometría prototipo, simulación SP1 (simulación prototipo uno) y SP2 en la cual se ha refinado el mallado de Body Sizing respecto a la simulación P1. Parámetros del refinamiento se recogen en la (Fig.4. 8)

Simulación	Tipo refinamiento	Valor (m)	Número de celdas	Número de nodos	Criterio de convergencia
SP1	Body Sizing	0,05	2380031	535426	$\sim 1 \cdot 10^{-4}$
SP2	Body Sizing	0,035	5329657	1035140	$\sim 1 \cdot 10^{-4}$

(Fig.4. 8) Parámetros utilizados en las simulaciones para comprobar la independencia de la malla

Para comprobar que los datos obtenidos son independientes del tamaño de la malla, se han computado los valores de la velocidad de ambas simulaciones a lo largo de una línea que pasa por el centro del difusor (Fig.4.9).

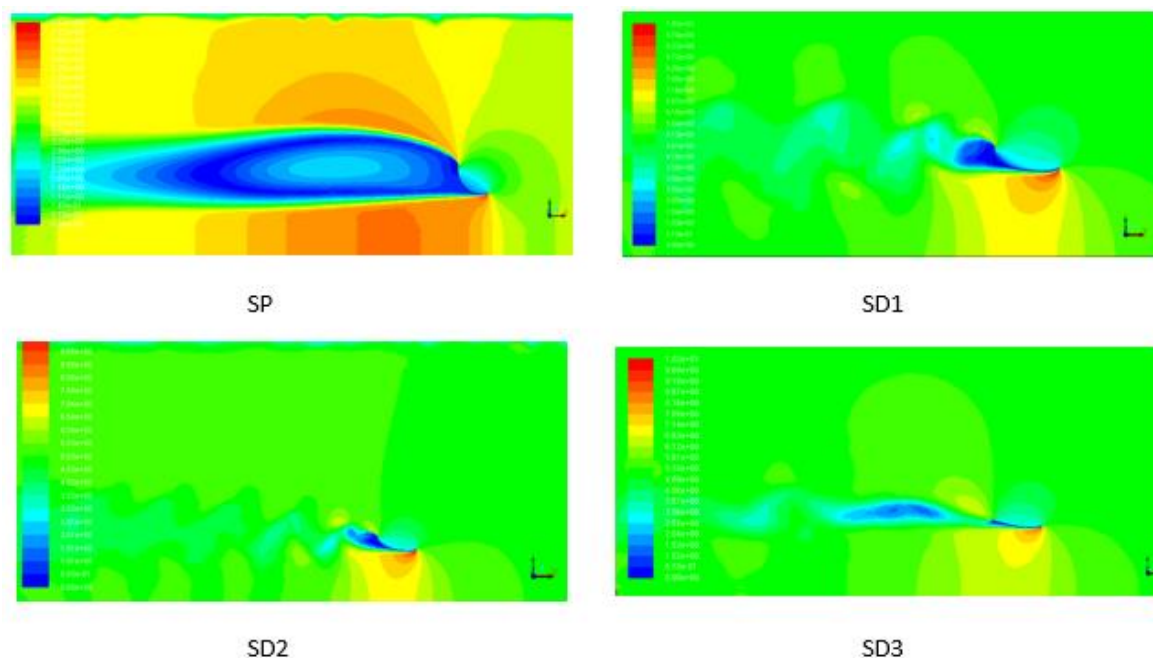


(Fig.4.9) Comprobación de la independencia entre los resultados y la malla generada

Mediante este análisis, se ha determinado que los parámetros utilizados para discretizar el espacio, son buenos y no influyen en los resultados numéricos de la simulación. Por lo que, para el mallado de los modelos SD1, SD2 y SD3 se han utilizado los mismos parámetros y un BodySizing=0,04m, para el refinamiento de la malla en la zona próxima a la geometría.

## 4.4. Resultados

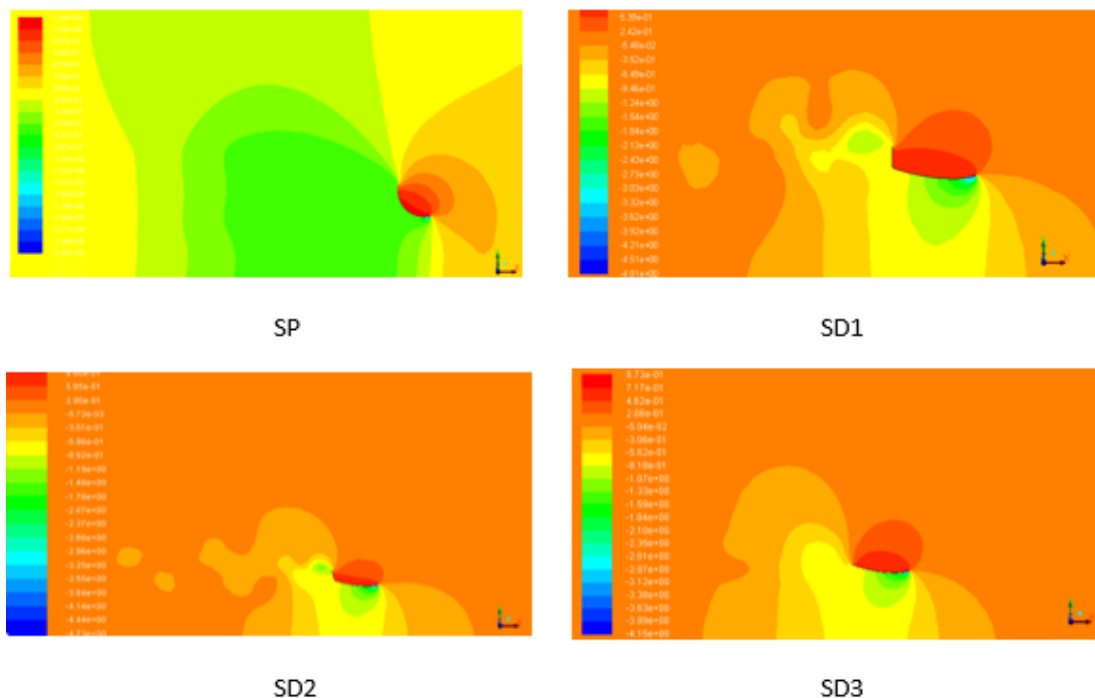
Después de realizar la simulación de cada caso se han obtenido lo siguientes campos de velocidades.



(Fig.4. 10) Campo de velocidades de las simulaciones

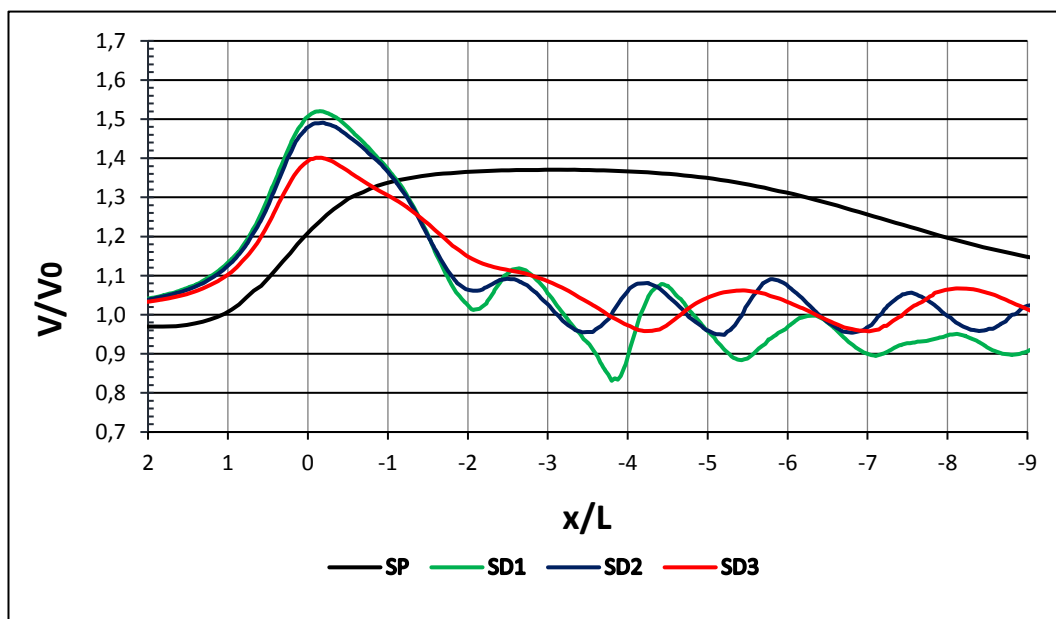
Se puede observar la formación de estela en cada uno de los modelos simulados, como consecuencia de colocar un obstáculo al paso del flujo, un difusor con una pestaña de  $h=0,1$  m. También se puede ver, la aceleración del flujo dentro del difusor debido al estrechamiento y a las presiones negativas en el plano posterior del difusor.

Las siguientes ilustraciones muestran el campo de presiones de las cuatro geometrías analizadas en el trabajo.



(Fig.4. 11) Perfil de presiones da las simulaciones

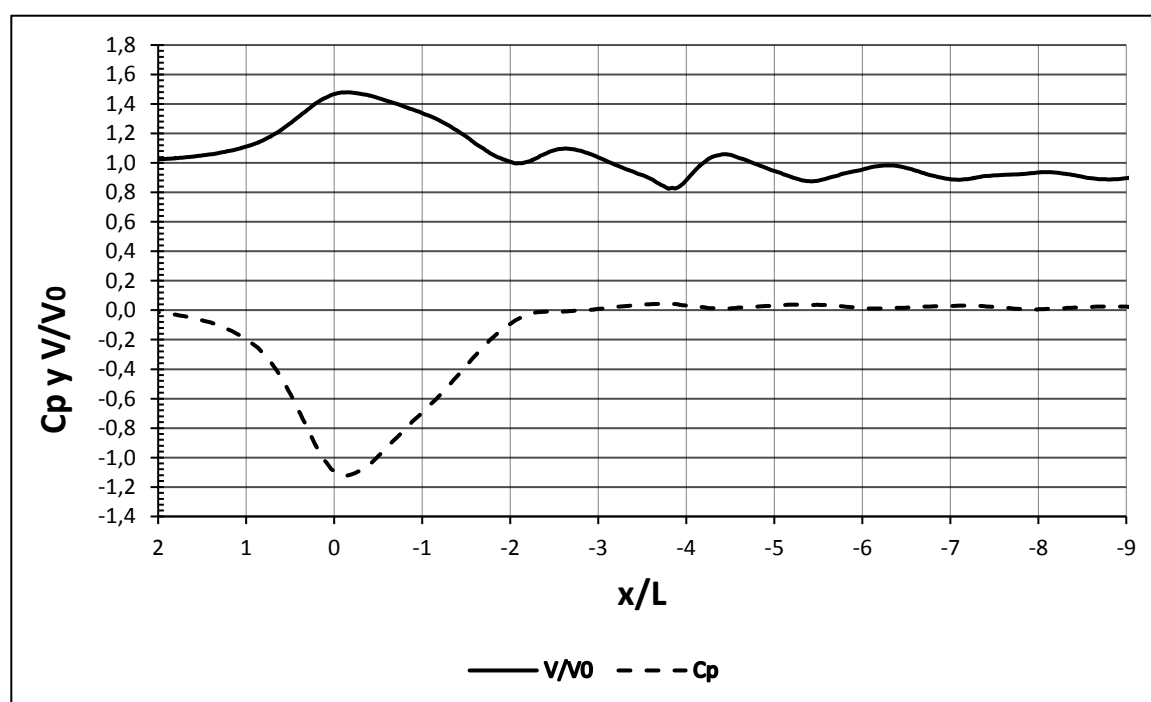
Para determinar en qué medida el flujo es acelerado, se obtendrán las velocidades a lo largo del eje central del difusor. Para comparar los valores de las velocidades de las cuatro geometrías, se representarán los datos en un mismo gráfico (Fig.4. 12)



(Fig.4. 12) Velocidad de corriente a lo largo de eje central de cada una de las geometrías.

Según los datos obtenidos, la geometría SD1 acelera el flujo en mayor medida que el resto de las geometrías analizadas. En los casos de SD1, SD2 y SD3 la curva de la velocidad-posición son muy similares, variando en su valor máximo en aproximadamente en  $x/L = -0,1$  que representa el valor muy próximo al plano del rotor (Fig.4. 1). Esto se debe, a que estas tres geometrías tienen el mismo perfil. Y la variación de los máximos alcanzados, se debe al cambio en la inclinación de la pestaña en el caso SD2 y SD3, que además tiene 8 aberturas en forma parabólica en la pestaña. Sin embargo, la curva obtenida para en el caso SP es totalmente distinta, debido a que la geometría del perfil es diferente al resto. La pronunciada curvatura genera una gran zona de bajas presiones (Fig.4. 11), pero también hace que se produzca el desprendimiento de la capa límite inmediatamente después de que el flujo entre al difusor. Este efecto en la zona del rotor es indeseado[25], y es una de las razones por la que los valores de las velocidades sean más bajas a lo largo del eje central de la geometría.

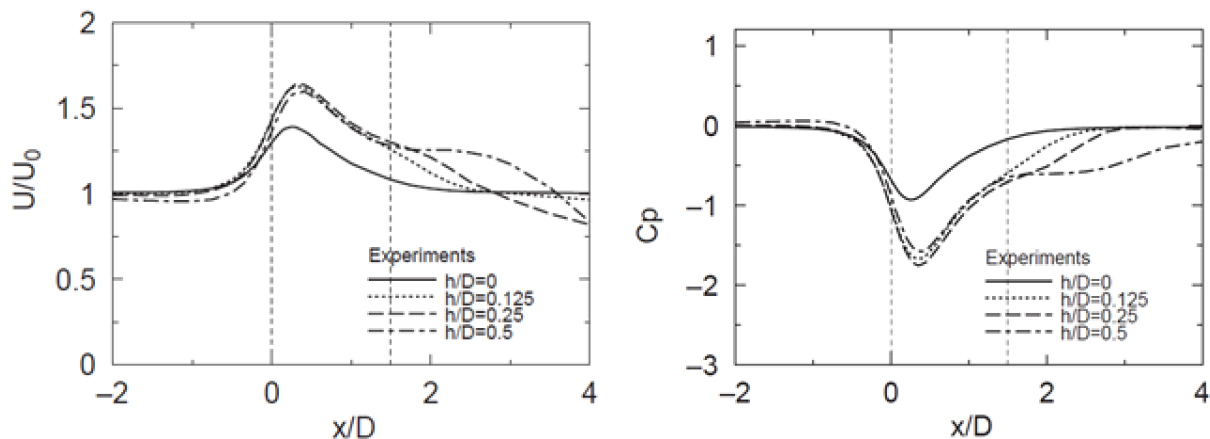
Del análisis se deduce que de los cuatro casos analizados, la geometría óptima es la SD1, para ver los resultados con más detalle se representa el coeficiente de presión ( $C_p$ ) y la razón de la velocidad  $V/V_0$  a lo largo del eje central.



(Fig.4. 13) Datos de razón de velocidad y coeficiente de presión para la geometría SD1

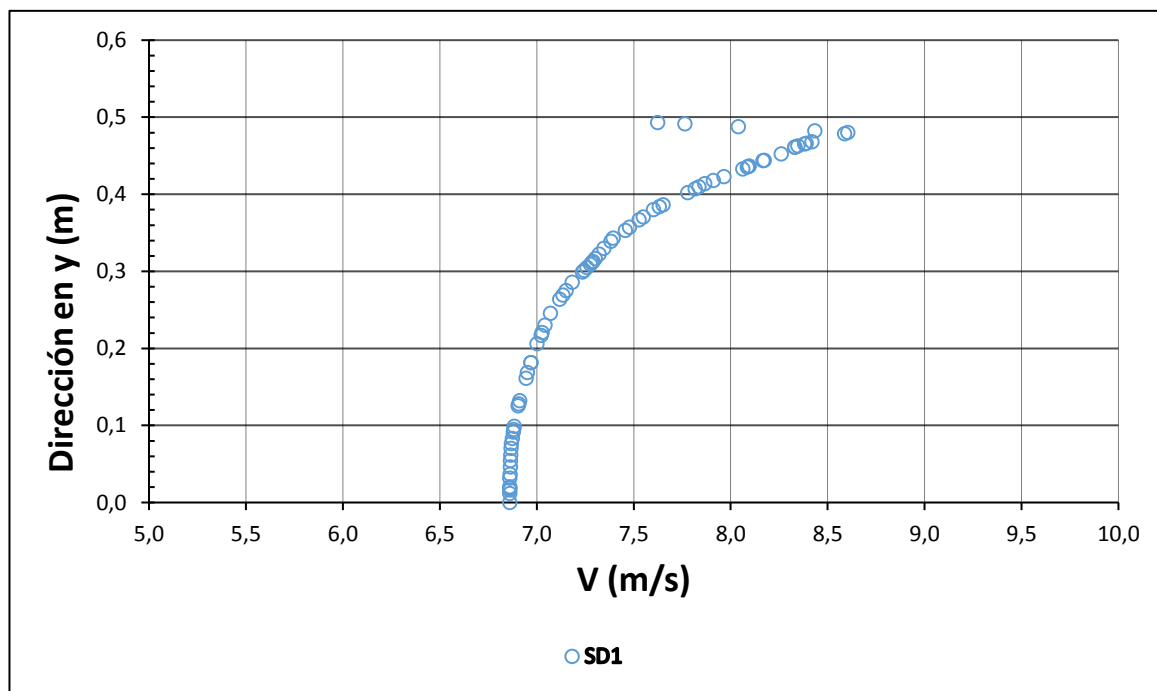
Los valores máximos obtenidos mediante la simulación del caso SD1 son similares a los obtenidos experimentalmente por K.Abe y Y.Ohaya [2]. Estos resultados son mostrados en la (Fig.4. 14)





(Fig.4. 14) Datos experimentales obtenidos por K.Abe y Y.Ohaya [2]

Las velocidades en el plano del rotor son representadas en la (Fig.4. 15)



(Fig.4. 15) Perfil de velocidad en el plano del rotor

Se observa que la velocidad aumenta a medida que se aproxima a la pared del difusor desde el eje central. Es un dato a tener en cuenta, si se dispone de un rotor las velocidades máximas serán en la punta de los alabes.

## 5. Análisis medioambiental

Al tratarse de un estudio de simulación el impacto medioambiental es escaso. Este hecho se debe a que el proceso de simulación no utiliza ni genera recursos contaminantes.

Los consumos eléctricos necesarios para realizar la simulación son derivados de: acondicionamiento adecuado del lugar de trabajo (iluminación temperatura. etc.), y el consumo del ordenador que es la principal herramienta de trabajo en este caso. Como consecuencia, el gasto energético es mucho menor, a que si tuviéramos que realizar el mismo análisis en un túnel de viento.

En conclusión, el análisis mediante CFD genera un ahorro energético a comparación con un estudio experimental equivalente.

## Conclusiones

El presente trabajo de simulación numérica utiliza el software FLUENT para analizar el paso del flujo alrededor de cuatro geometrías diferentes de difusores con pestaña, y se ha llegado a las siguientes conclusiones.

- Se consigue una buena aproximación de los resultados obtenidos mediante la simulación computacional y los datos experimentales.
- El presente trabajo valida la presencia de los vórtices en el plano posterior del rotor que causan las presiones negativas en la región, y en consecuencia aumenta la velocidad dentro del difusor.
- El difusor demostró ser un elemento acelerador de flujo, capaz de incrementar la potencia generada por una turbina convencional en un 3-5 %
- La geometría del difusor con la pestaña recta es la geometría óptima de las analizadas en el trabajo, porque el incremento en la velocidad dentro del difusor es mayor que en el resto de las geometrías.
- El difusor con aperturas en la pestaña inclinada demostró ser menos efectivo que el mismo difusor con pestaña entera.



## Presupuesto del proyecto

En esta sección se determina el presupuesto de ejecución de este proyecto.

➤ Costes de recursos humanos:

Descripción	Unidades de tiempo (h)	Precio (€)	Coste (€)
1 Ingeniero de diseño		20(€/h)	
Generación de las geometrías	90		
<b>SUBTOTAL:</b>	<b>90</b>		<b>1800,00</b>
1 Ingeniero de simulación		20(€/h)	
Generación de malla	120		
Análisis y resultados	60		
Preparación de la simulación	24		
<b>SUBTOTAL:</b>	<b>204</b>		<b>4080,00</b>
<b>TOTAL:</b>			<b>5880,00</b>

➤ Costes de recursos materiales:

Descripción	Precio (€)	Consumo	Coste (€)
<b>Hardware</b>			
1 Ordenador portátil	800,00		800,00
Material de oficina	20,00		20,00
<b>Licencias Software</b>			
ANSYS 16.2	26000,00	3 meses	6500,00
Microsoft Office 2013	80,00		80,00
SolidWorks 2014	3100,00	3 meses	775,00
<b>Otros gastos</b>			
4 Simulaciones (2núcleos)	0,05 (€/h/núcleo)		38,400
<b>TOTAL:</b>			<b>8213,40</b>

➤ Presupuesto total del proyecto:

<b>Descripción</b>	<b>Coste (€)</b>
Coste de los recursos humanos	5880,00
Coste de los recursos materiales	8213,40
Beneficio (15%)	2114,01
IVA (21%)	443,94
<b>TOTAL:</b>	<b>16651,35</b>

El presupuesto total del proyecto es de 16651,35€ con IVA incluido.

## Bibliografía

### Referencias bibliográficas

- [1] ABE, K., et al. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2005, vol. 93, no 12, p. 951-970.
- [2] ABE, KEN-ICHI; OHYA, YUJI. An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD. *Journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, 2004, vol. 92, no 3, p. 315-330.
- [3] ADRIÁN LOZANO DURÁN. 2015. *Apuntes sobre Dinámica de Fluidos Computacional Rev.0.6.0*.
- [4] BENGT ANDERSSON. 2012. *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Cambridge. Cambridge University Press. ISBN 978-1-107-01185-2
- [5] EGHLEMI, A.; KOUZOUBOV, A.; FLETCHER, C. A. J. 1997. A new RNG-based two-equation model for predicting turbulent gas-particle flows. Proceedings of the First International Conference on CFD in Mineral & Metal Processing and Power Generation Industries, Melbourne, Australia.
- [6] FLUENT, A. 2013. ANSYS fluent theory guide 15.0. *Inc, Canonsburg, PA*,
- [7] GILBERT, B. L.; FOREMAN, K. M. 1983. Experiments with a diffuser-augmented model wind turbine. *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 105, no 1, p. 46-53.
- [8] GILBERT, B. L.; OMAN, R. A.; FOREMAN, K. M. 1978. Fluid dynamics of diffuser-augmented wind turbines. *Journal of Energy*, vol. 2, no 6, p. 368-374.
- [9] HANSEN, MARTIN OTTO LAVER; SØRENSEN, NIELS N.; FLAY, R. G. J. 2000. Effect of placing a diffuser around a wind turbine. *Wind Energy*, vol. 3, no 4, p. 207-213.
- [10] HAU, E. 2013. *Wind turbines: Fundamentals, technologies, application, economics*. 2nd. ed. Berlin. Springer. ISBN 9783642271519.
- [11] IGRA, OZER. 1977. Compact shrouds for wind turbines. *Energy conversion*, vol. 16, no 4, p. 149-157.
- [12] IGRA, OZER. 1977. The shrouded aerogenerator. *Energy*, vol. 2, no 4, p. 429-439.

- [13] IGRA, OZER. 1981. Research and development for shrouded wind turbines. *Energy Conversion and Management*, vol. 21, no 1, p. 13-48.
- [14] KOGAN, ABRAHAM; NISSIM, E.; SEGNER, ARNAN. 1961. *Shrouded Aerogenerator Design Study*. Technion Research and Development Foundation.
- [15] KOGAN, ABRAHAM; SEGNER, ARNAN. 1963. *Shrouded Aerogenerator Design Study: II. Axisymmetrical Shroud Performance*. Technion-Israel Institute of Technology, Department of Aeronautical Engineering.
- [16] LILLEY, G. M.; RAINBIRD, W. J. 1956. *A preliminary report on the design and performance of ducted windmills*. College of Aeronautics Cranfield.
- [17] MADLENER, REINHARD; SUNAK, YASIN. 2011. Impacts of urbanization on urban structures and energy demand: What can we learn for urban energy planning and urbanization management?. *Sustainable Cities and Society*, vol. 1, no 1, p. 45-53.
- [18] MATSUSHIMA, TOSHIO; TAKAGI, SHINYA; MUROYAMA, SEIICHI. 2006. Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a diffuser. *Renewable Energy*, vol. 31, no 9, p. 1343-1354.
- [19] YUNUS A. CENGEL. 2013. *Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones*. McGrawHill. Segunda edición ISBN 978-607-15-0779-2
- [20] MIGUEL VILLARRUBIA LÓPEZ. 2012. *Ingeniería de la Energía Eólica*. Barcelona. Marcombo. ISBN 978-84-267-1580-7
- [21] OHYA, YUJI, et al. 2008. Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, vol. 96, no 5, p. 524-539
- [22] OHYA, YUJI; KARASUDANI, TAKASHI. 2010, A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology. *Energies*, vol. 3, no 4, p. 634-649.
- [23] OKULOV, VALERY L.; VAN KUIK, GIJS AM. 2012 *The Betz–Joukowski limit: on the contribution to rotor aerodynamics by the British, German and Russian scientific schools*. *Wind Energy*, vol. 15, no 2, p. 335-344.
- [24] OMAN, R. A.; FOREMAN, K. M.; GILBERT, B. L. 1977. Investigation of Diffuser-Augmented Wind Turbines. Part I and II. *New York*, vol. 118.



- [25] PHILLIPS, DEREK GRANT, et al. 2003. *An investigation on diffuser augmented wind turbine design*. Tesis Doctoral. ResearchSpace. Auckland.
- [26] POPE, STEPHEN B. 2004. Ten questions concerning the large-eddy simulation of turbulent flows. *New journal of Physics*, , vol. 6, no 1, p. 35.
- [27] POPE. S.B. 2000. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press. ISBN 0-521-59886-9.
- [28] RAJ, ULLAS INNOCENT; NAIR, ANITHA S. 2010. Development of 3D CFD model of a shrouded wind turbine.
- [29] SAGAUT, P. 2006. *Large eddy simulation for incompressible flows: an introduction*. Springer Science & Business Media, ISBN 978-3-642-06580-4.
- [30] SHIH, T. H. 1994. A New k-e Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows— Model Development and Validation. *Institute for computational mechanics in propulsion and center of modeling of turbulence and transition*.
- [31] SHIVES, M.; CRAWFORD, C. 2010. Computational analysis of ducted turbine performance. *3rd International Conference on Ocean Energy*.
- [32] VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. 2007. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd. Ed. Harlow. Prentice Hall. ISBN 978 0 13 127498 3
- [33] WANG, F., et al. 2008. The methodology for aerodynamic study on a small domestic wind turbine with scoop. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, no 1, p. 1-24.
- [34] WILSON,R.E.; LISSMAN,P.B.S AND WALKER,S.N. 1976. *Aerodynamic Performance of Wind Turbines*. Energy Research and Development Administration, ERDA/NSF/04014-76/1
- [35] WORLD WIND ENERGY ASSOCIATION, et al. 2015. Small Wind World Report 2015. *Bonn, Germany: WWEA*.
- [36] YAKHOT, VSASTBCG, et al. 1992, Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, vol. 4, no 7, p. 1510-1520.