



MODELADO DE LA ESTELA DE UN AEROGENERADOR EN PARQUE MARINO

Autor 1^[*] Manuel Antonio López de la Cera, Autor 2^[**] Carlos Santolaria Morros
[*] Alumno; [**] Tutor(es)
UO43591@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN.-

El proceso de modelado de la estela de un aerogenerador utilizando métodos de cálculo numérico computacionales, en nuestro trabajo Fluent, permite analizar el comportamiento de los campos de velocidad y presión en el entorno del rotor y aguas abajo a lo largo de la estela. Estos campos son esenciales en la decisión de ubicación de otras máquinas en un parque eólico.

La obtención de valores de fuerza y potencia proporciona una idea de la energía transferida por el viento, del comportamiento mecánico y aerodinámico de la turbina y, por supuesto, determinan su rendimiento.

A partir de la definición de una pala, utilizando un modelo de disco rotor, veremos las prestaciones y comportamiento en relación a las magnitudes referidas anteriormente.

ABSTRACT.-

The modeling process of wind turbine wakes, using numerical computational methods, as in our Fluent development, allow to analyze the behavior of velocity and pressure fields in the rotor and downstream along the wake. These are essential data to decide the location of the wind turbines in a wind farm.

Obtaining strength and power data provides an idea of the energy transferred by the wind and the mechanical and aerodynamic behavior of the wind turbine, and therefore determines the performance.

The purpose of this overview, from the particular definition of the blade and using a rotor disk model, is to describe the behavior of wind turbines in relation to the above variables.

INTRODUCCION.-

La energía eólica es una de las energías claves dentro de las renovables, y su desarrollo principal se ha realizado esencialmente mediante la implantación de parques eólicos *onshore*, siendo muy pocos los megavatios instalados en el mar. A medida que se agotan los lugares en tierra en los que el recurso eólico hace rentables las instalaciones es fundamental apoyarse en los complejos *offshore*. En este sentido, diversa bibliografía vienen asegurando que la energía marina es una de las fuentes energéticas necesarias para un abastecimiento futuro sostenible.

La transformación energética que se produce en una turbina de viento obliga a que cuando este se aleja de la máquina pierda una cierta cantidad de energía cinética que es entregada al rotor en forma de energía mecánica. El viento que sale del rotor, al que llamamos estela, se caracteriza por tener una velocidad reducida respecto al de entrada y por su mayor turbulencia.

La estela es una región espacial, en el entorno del aerogenerador, con una velocidad de viento menor y con un diámetro mayor que el del rotor en estudio.

Esta reducción de velocidad es la causa de una disminución en la potencia desarrollada por las turbinas situadas aguas abajo en un parque eólico. De otro lado, la turbulencia en el viento da lugar a que las turbinas aguas abajo estén sometidas a esfuerzos mecánicos adicionales que reducen su vida útil.

A fin de reducir el efecto de la estela, las turbinas deben de estar separadas en un parque entre 5 y 9 veces el diámetro del rotor las unas de las otras en la dirección incidente del viento y entre 3 y 5 veces en la perpendicular, distancias lo suficientemente importantes como para limitar el número de



máquinas a ubicar en un territorio determinado y condicionar la rentabilidad de un proyecto de implantación eólico.

Por otra parte, la tecnología eólica es compleja y costosa, esto hace que, desde el punto de vista de generación eléctrica solo suele ser rentable la agrupación de aeroturbinas en un parque ya sea terrestre o marino (offshore). En el diseño de parques eólicos es de sumo interés conocer la producción de energía eléctrica de las turbinas, así como las cargas que pueden sufrir las mismas y que limitan su vida útil. La producción de energía, por tanto, está ligada a la intensidad del viento incidente, y la vida útil de las aeroturbinas al grado de agitación turbulenta.

En los parques eólicos offshore, con una baja rugosidad superficial del mar, el efecto de la orografía inexistente y una mayor velocidad del viento, aparecen elementos diferenciadores en el comportamiento de la estela.

Con la baja rugosidad, la propagación de la turbulencia es mayor, por lo que el efecto provocado por la propia estela sobre el resto de las máquinas del parque es más importante en este medio que en tierra, lo que tienen repercusión en definir la separación entre máquinas dentro del parque y en la vida media del conjunto de las turbinas. Para evitar esto las máquinas requieren una mayor separación entre ellas, lo que implica un aumento de espacio necesario y de la inversión.

Los parques offshore requieren de una tecnología más avanzada que los terrestres. Deben soportar mayores cargas y adaptarse al ambiente marino y, por tanto protegidos frente a la corrosión y frente a las limitaciones operativas de acceso.

La orografía, por su parte, favorece una uniformidad de la corriente de aire en planos verticales. Esta uniformidad en la capa de cortadura, hace disminuir las cargas cíclicas a que se ven sometidas las palas en su giro.

La mayor velocidad del viento a medida que nos alejamos de la costa hace que la producción energética sea comparativamente mayor a lo largo de un periodo determinado.

En este trabajo, utilizaremos métodos numéricos de cálculo para modelar, en régimen estacionario, el comportamiento de la estela de un máquina construida a partir de un perfil NACA 4418 y bajo condiciones de optimo diseño en las que coeficiente de sustentación y ángulo de ataque permanecen como parámetros invariantes a lo largo de las estaciones de la pala, estudiaremos la evolución de los campos de velocidad, presión, fuerza y potencia, en las zonas de interés, próximas al rotor y estela, que van a permitir valorar las magnitudes de energía cinética transferida en el propio rotor y los efectos sobre la ubicación del resto de equipos integrantes del parque eólico offshore.

ESTADO DEL ARTE.-

El funcionamiento de una aeroturbina tiene como objetivo la conversión de la energía cinética del viento en energía mecánica (giro del rotor del aerogenerador), que a su vez se traduce en la generación de energía eléctrica, operando frente a un fluido (aire).

Para el estudio de cualquier máquina que opere sobre un fluido (véase un aerogenerador, o una máquina hidráulica), es necesario manejar el concepto de volumen de control, volumen que va a determinar donde se van a aplicar los teoremas de conservación de la mecánica de los medios continuos: Teorema de conservación de la cantidad de movimiento, y teorema de conservación del momento cinético.

En el caso de un aerogenerador el volumen de control lo va a constituir un tubo que separa el fluido que va a atravesar el rotor de la máquina del resto

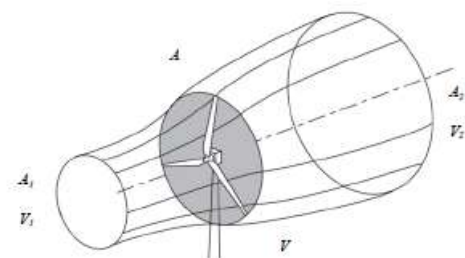


Figura 1.- Comportamiento del viento en torno al rotor

En la figura 1, V_1 representa la velocidad del viento aguas arriba. V_2 es la velocidad del



viento en el rotor y V_2 refleja la velocidad en la estela aguas abajo.

Las características de presión y velocidad del fluido que no atraviesa el rotor van a permanecer constantes, mientras que las características del fluido que sí atraviesa el rotor van a variar.

El gráfico muestra cómo el volumen de control se expande al atravesar el rotor de la aeroturbina, debido a que el viento disminuye su velocidad conforme se acerca al rotor, y para mantener el caudal, la sección que determina el fluido debe aumentar.

La presencia del rotor frena el fluido (el aire que constituye el viento), lo que provoca que el área de la sección que constituye el volumen de control aumente. El aire a su vez experimenta una caída de presión al atravesar el rotor, lo que provoca que el área de la sección del volumen de control aumente todavía más en lo que se denomina la 'estela' del aerogenerador. Esta zona del volumen de control es una zona en la que el fluido presenta una baja presión y una baja velocidad.

Conforme el fluido se aleja del rotor, se entremezcla con el fluido que se encuentra fuera del volumen de control, produciéndose una recuperación energética y apareciendo fenómenos de turbulencia.

Existen diferentes teorías que han ayudado al estudio de los aerogeneradores desde el punto de vista de elemento captador de energía.

Teoría del momento axial.- Se ha venido aplicando en combinación con la denominada "Teoría del disco actuador", desarrollada por Rankine (1865) y Froude (1889).

La teoría del momento axial supone el comportamiento del viento incompresible. Utiliza el teorema de la conservación de la cantidad de movimiento para determinar el empuje que experimenta la turbina como consecuencia de la acción del viento. Este empuje es el que produce la generación de la energía captada por la aeroturbina.

El rotor se suple por un fino disco poroso denominado disco actuador que deja pasar el

viento a la vez que extrae energía cinética del mismo. Proceso de extracción que se concreta en una disminución de presión en la parte trasera del disco actuador.

El viento al acercarse al disco va disminuyendo su velocidad, y como consecuencia del teorema de Bernoulli, para mantener la presión total del fluido constante, debe expandirse (aumentando la sección de corriente). En la estela, como la velocidad del fluido es menor que la velocidad incidente, el área de la sección aumenta para seguir manteniendo la presión (estática y dinámica) del fluido constante.

El caudal de fluido se mantiene constante en todas las secciones del volumen de control:

$$= \rho A_1 V_1 = \rho A V = \rho A_2 V_2$$

Las expresiones de las velocidades se pone en función de un factor de inducción axial: a , de manera que:

$$V = V_1 (1 - a)$$

$$V_2 = V_1 (1 - 2a)$$

Expresiones que se obtienen aplicando las ecuaciones de Bernoulli entre los puntos aguas arriba, disco actuador y aguas abajo del rotor.

La expresión de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento para un elemento diferencial (en régimen estacionario) vendrá dada por:

$$dF = 4\pi\rho V_1^2 a(1-a)r dr$$

Integrando la ecuación obtenemos la fuerza ejercida por el viento en el disco actuador:

$$F = 2\rho A V_1^2 a (1-a)$$

De aquí se llega a la potencia desarrollada por el disco:

$$= 2\rho A V_1^2 a (1-a)^2$$

Definiendo un coeficiente adimensional de potencia como:

$$C_p = 4a (1-a)^2$$



Llagamos a la expresión de potencia:

$$= \frac{1}{2} \rho V_1^3 A C_p$$

Este C_p nos da la relación entre la potencia extraída por la turbina y la proporcionada por el viento en la frontal del disco y es una función del coeficiente a , presentando un máximo dado por:

$$C_{pMAX} = 16/27 = 0,5926$$

Expresión que se conoce como *límite de Betz* y pone de manifiesto que tan solo aproximadamente el 60% de la energía disponible en el viento es transformada en energía disponible en la turbina. Este óptimo se corresponde con un valor de transferencia de velocidad de $a = 1/3$.

Teoría del momento angular.- La teoría anterior del momento axial no ha tenido en cuenta la rotación que experimenta el aire una vez atraviesa el disco, momento en el cual se ejerce un par sobre este último provocando el giro, y por el principio de acción/reacción, también el aire experimente un giro en sentido opuesto al del disco. De acuerdo con Von Misses (1945) el flujo sufre un incremento instantáneo de la velocidad tangencial, desarrollando un par que calculamos mediante la ley de conservación del momento angular.

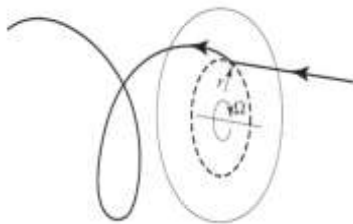


Figura 2.- Representación del momento angular

En este apartado, es necesario destacar también las aportaciones de Glauert (1937), quien inicia el estudio del rendimiento de una turbina eólica en función del parámetro adimensional λ , que establece la relación entre la velocidad del viento en el extremo del disco y la velocidad del viento incidente

$$\lambda = \Omega R / V_1$$

Donde R es el radio del disco y Ω es la velocidad angular en rad/seg.

La relación entre el λ y el C_p , ha permitido mostrar el comportamiento de los diferentes tipos de aerogenerador identificando las zonas de máxima eficiencia.

En la figura 3, vemos como el fluido giraría en sentido contrario a la rotación del disco Ω . Por otra parte la velocidad de rotación del aire varía desde un valor nulo frente al disco hasta un valor ωr detrás del mismo. Tomando un valor medio de rotación del aire como $\omega r/2$, se tiene que la velocidad de rotación del fluido relativa al disco es:

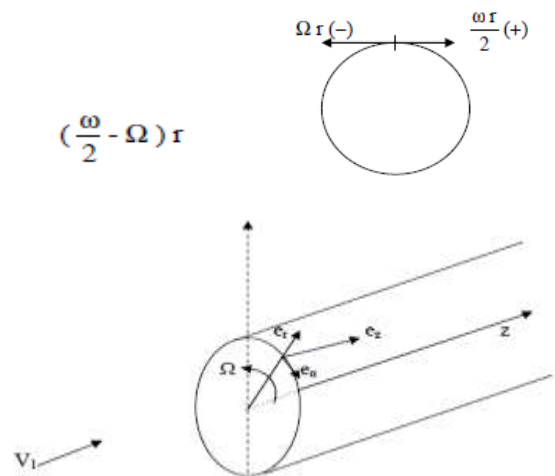


Figura 3.- Rotación del fluido y disco

Definimos un nuevo factor de inducción tangencial:

$$a' = \omega/2 / \Omega$$

A partir de aquí y tras un procedimiento de desarrollo análogo al empleado para calcular la fuerza de empuje (F) ejercida sobre el disco actuador, llegamos a una expresión para el par M :

$$dM = 2\pi \rho V_1 \Omega r a' (1-a) r^2 dr$$

Como la potencia es el producto del par por la velocidad angular, el diferencial de potencia que se genera en el disco es:

$$dP = dM \Omega$$

La integración a lo largo del disco daría el par y la potencia obtenidos. Sin embargo el desconocimiento de los valores de a y a' hace



que tengamos que recurrir a modelos más detallados.

Teoría del elemento diferencial de pala.- En los modelos anteriores no se ha considerado la incidencia de la geometría de la pala ni, por tanto, un análisis aerodinámico. El modelo del elemento pala permite este análisis ya que considera la existencia de palas con sus coeficientes aerodinámicos en la iteración con el fluido. Inicialmente desarrollada por Froude (1878) y Taylor (1893), consiste en una división del disco en múltiples palas que a su vez se divide en pequeñas secciones diferenciales en las que se calcula fuerzas tangenciales y normales al plano de giro. Posteriormente estas fuerzas se integran a lo largo de la pala para conocer las fuerzas producidas por el rotor.

En la figura 4 vemos los coeficientes aerodinámicos de sustentación y arrastre: C_L y C_D

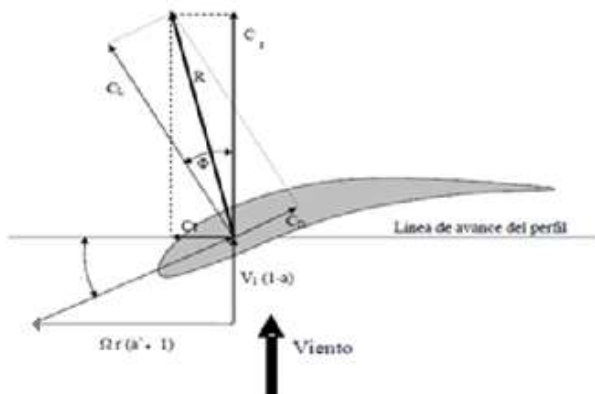


Figura 4.- Coeficientes de sustentación y arrastre

Que proyectados en la normal y tangencial al plano de giro toman los valores siguientes:

$$C_t = C_L \sin\phi - C_D \cos\phi$$

$$C_z = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi$$

De aquí se desprende que el empuje y el par que actúan sobre el elemento pala viene dado por:

$$dF = \frac{1}{2} \rho B c W^2 (C_L \cos\phi + C_D \sin\phi) dr$$

$$dM = \frac{1}{2} \rho B c W^2 r (C_L \sin\phi - C_D \cos\phi) dr$$

Modelo combinado (BEM).- Relaciona las dos teorías anteriores del momento axial y elemento pala, dando mayor profundidad para la elaboración de los parámetros de diseño de una turbina eólica.

A partir de las expresiones de fuerza de empuje y par (dF y dM) en ambos modelos, se generan distintas ecuaciones y relaciones que nos llevan a poder calcular el diseño de pala óptimo a través de un proceso iterativo que requiere sean conocidos los valores del *radio de pala, velocidad de giro de pala, velocidad del viento aguas arriba, el número de palas y los coeficientes de sustentación (C_L) arrastre (C_D) del perfil elegido*. El proceso se inicia con valores de a y a' supuestos, toda vez que habitualmente son desconocidos, y finaliza cuando convergen.

DEFINICION DE LA MAQUINA.-

El trabajo se lleva a cabo sobre una turbina con la siguiente caracterización:

Rotor y geometría de pala.-

Tabla 1.- Datos rotor y pala

Número de palas	3 palas
Diámetro	61,1 metros
Velocidad rotor	22,36 rpm
Radio de pala	30,46 metros
Cuerda mínima	0,90 metros

El perfil de partida es un NACA 4418 con los valores de coeficiente de sustentación y empuje en función del ángulo de ataque siguientes:

Tabla 2.- Ángulo ataque y coeficientes C_L y C_D

alfa	C_L	C_D	C_L/C_D
-2,0	0,1778	0,0740	2,4027
0,0	0,3833	0,0070	54,7571
4,0	0,7944	0,0077	103,1688
6,0	1,0000	0,0090	111,1111
8,0	1,1750	0,0115	102,1739
10,0	1,3500	0,0140	96,4286
12,0	1,4500	0,0180	80,5556
13,0	1,5000	0,0320	46,8750
14,0	1,5000	0,0460	32,6087



Fijamos una velocidad de viento incidente de 8,94 m/s. La de giro del rotor según los datos anteriores es de 2,3415 rad/seg (22,36 rpm).

Conocemos λ , dado que:

$$\lambda = \Omega R / V_1$$

La velocidad específica λ viento definida por el cociente entre la velocidad en punta de pala y la velocidad del viento incidente. Esta relación da un valor a λ de 8 (adimensional).

Los parámetros que determinan el diseño del rotor son: el número de palas, la velocidad en punta de pala y el ratio CL/CD en cada estación radial. En nuestros caso trabajamos con un rotor de tres palas, conocemos la velocidad en punta de pala: ΩR , que vale 71,5 m/s y sabemos que cuanto mayor sea el ratio sustentación empuje, mayor será la potencia y el rendimiento del equipo.

En la tabla siguiente se reproducen los valores de diseño para la configuración de pala para un rotor optimo de tres palas a una velocidad específica $\lambda = 8$

Tabla 3.- Valores de configuración óptima de pala

r	cCL /R	ϕ
30,55	0,0000	4,000
29,02	0,0290	4,468
27,50	0,0316	5,036
25,97	0,0337	5,464
24,44	0,0358	5,866
22,91	0,0381	6,282
21,39	0,0407	6,737
19,86	0,0436	7,251
18,33	0,0471	7,843
16,80	0,0510	8,535
15,28	0,0557	9,357
13,75	0,0613	10,349
12,22	0,0681	11,569
10,69	0,0763	13,103
9,16	0,0865	15,080
7,64	0,0993	17,710
6,11	0,1148	21,337
4,58	0,1324	26,537
3,05	0,1452	34,207
1,53	0,1263	43,172

En la columna de r vemos las 20 estaciones en las que hemos dividido el radio de la pala. El producto de la cuerda (c) por el CL determina la carga aerodinámica y ϕ es el ángulo que forma la velocidad relativa del viento con el plano de giro del rotor.

Existe un número infinito de posibles variaciones para cCL, seleccionamos como condición de partida de diseño aquella que maximiza la relación CL/CD por ser la de máxima potencia. Condición que mantendremos constante a lo largo de toda la pala.

En la tabla 2 se observa que la relación máxima CL/CD ocurre para CL=1 y un ángulo de ataque α de 6 grados. En consecuencia, tomamos estos valores constantes en todas las estaciones en las que dividimos la pala.

Una vez que tenemos el valor de CL podemos calcular el óptimo de diseño de cuerda ya que son conocidos R, CL y la relación cCL/R. Del mismo modo, determinamos el ángulo de torsión de pala para el diseño restando el valor constante del ángulo de ataque del ángulo de incidencia del viento en cada estación. Los resultados los vemos en la tabla 4.

Tabla 4.- Valores óptimos para c y β

r	c (cuerda)	β (Torsión Pala)
30,55	0,0000	-2,000
29,02	0,8860	-1,532
27,50	0,9654	-0,964
25,97	1,0295	-0,536
24,44	1,0937	-0,134
22,91	1,1640	0,282
21,39	1,2434	0,737
19,86	1,3320	1,251
18,33	1,4389	1,843
16,80	1,5581	2,535
15,28	1,7016	3,357
13,75	1,8727	4,349
12,22	2,0805	5,569
10,69	2,3310	7,103
9,16	2,6426	9,080
7,64	3,0336	11,710
6,11	3,5071	15,337
4,58	4,0448	20,537
3,05	4,4359	28,207
1,53	3,8585	37,172



En este momento tenemos los valores de geometría de diseño: cuerda y ángulo de torsión de pala. También los coeficientes CL y CD en función del ángulo de ataque, de acuerdo con los datos del perfil NACA 4418.

Para incorporar al algoritmo de procesamiento, primeramente hemos de establecer las relaciones siguientes:

- Cuerda en función del radio
- Angulo de torsión en función del radio
- CL en función el ángulo de ataque
- CD dependiendo del ángulo de ataque

En los dos primeros casos llevamos a cabo un ajuste polinomio de orden 6, sobre los datos de la tabla 4, utilizando el programa Matlab. Obtenemos los resultados:

Tabla 5.- Coeficientes ajuste para c y β

Termino	Coefficiente para c	Coefficiente para β
x^6	-6,16E-07	4,32E-08
x^5	6,09E-05	-1,35E-05
x^4	-2,37E-03	1,11E-03
x^3	4,54E-02	-4,24E-02
x^2	-4,33E-01	8,59E-01
x^1	1,63E+00	-9,56E+00
Constante	2,28E+00	5,01E+01

Representando en abscisas el radio y en ordenadas la cuerda la forma del grafico que relaciona ambos parámetros es:

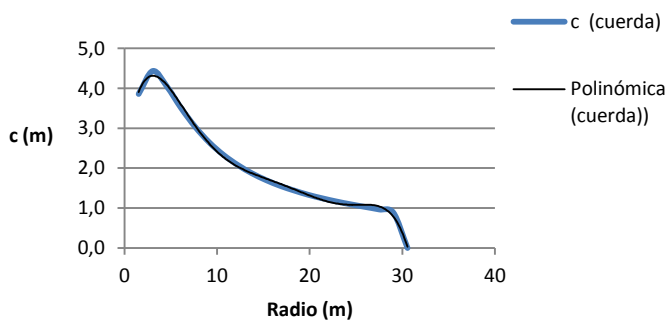


Figura 5.- Representación de la cuerda

Para el ángulo de torsión el grafico queda:

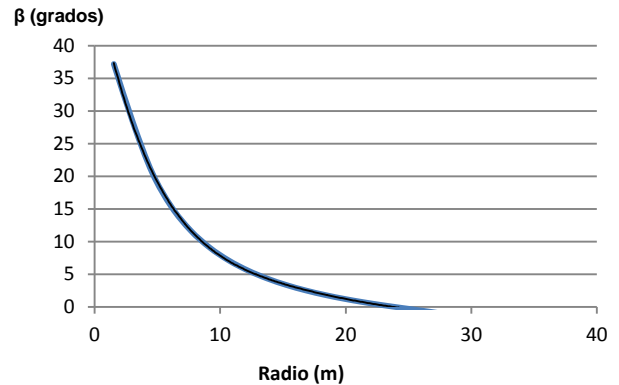


Figura 6.- Representación del ángulo de torsión

Se han comparan los valores del óptimo con los resultantes del ajuste polinomio para la cuerda y el ángulo de torsión respectivamente. La función polinómica representa con precisión la relación que existe entre cuerda y radio, en un caso, y torsión y radio en el otro. Los valores comparativos del diseño y ajuste polinómico se pueden ver en el Apéndice - Tabla 1.- "Valores de diseño y de ajuste para c" y Tabla 2.- "Valores de diseño y de ajuste para β "

Para los coeficientes de sustentación y empuje, se ha procedido con un ajuste polinómico de orden 8, con los resultados que se plasman en la tabla6

Tabla 6.- Coeficientes ajuste para CL y CD

Termino	Coefficiente para CL	Coefficiente para CD
x^8	6,88E-13	-7,26E-14
x^7	-2,50E-10	2,85E-11
x^6	3,70E-08	-4,59E-09
x^5	-2,83E-06	3,86E-07
x^4	1,18E-04	-1,79E-05
x^3	-2,52E-03	4,32E-04
x^2	2,06E-02	-4,16E-03
x^1	5,04E-02	1,32E-02
Constante	3,82E-01	5,52E-03

Representando en abscisas el ángulo de ataque y en ordenadas el coeficiente CL la forma del grafico que relaciona ambos parámetros es:

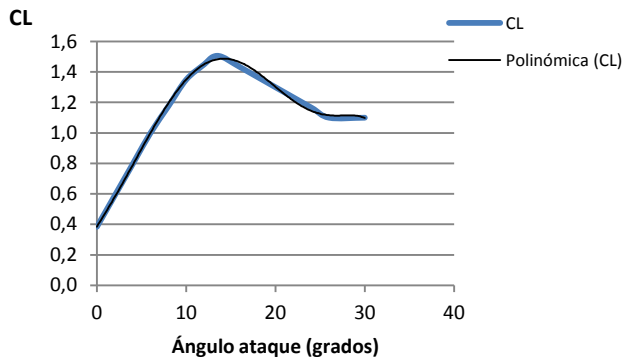


Figura 7.- Representación de sustentación

Para el coeficiente CD, el gráfico es:

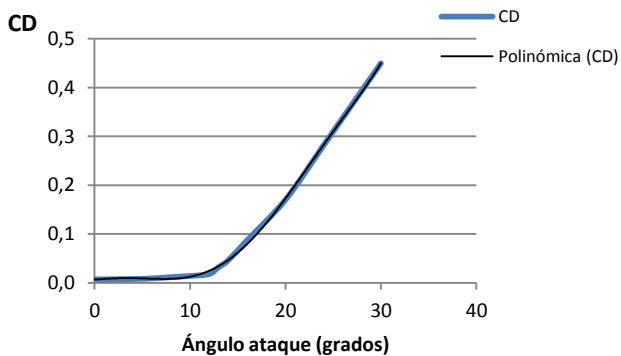


Figura 8.- Representación de empuje

En el Apéndice - Tablas 3 y 4 se comparan los valores del óptimo con los resultantes del ajuste polinomio para ambos coeficientes

MODELO NUMÉRICO.-

Para realizar el estudio aerodinámico de un aerogenerador, y concretamente el modelado de la estela, existen varios caminos: estudios de campo, modelos empíricos y modelos que utilizan las ecuaciones de Navier-Stokes resueltas mediante métodos numéricos.

De los métodos citados, el más fiable es el de las mediciones de campo, pero al mismo tiempo es más costoso y complejo. Esto hace que usemos habitualmente la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para resolver de forma rápida y menos costosa.

Para la elaboración del modelo numérico haremos uso del programa comercial Fluent con licencia de uso en el Area de Mecánica de Fluidos de la Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón. Como ya hemos

avanzado, CFD usa metodos numéricos para resolver y analizar problemas que involucran el flujo de un fluido. Es imprescindible el uso de ordenadores potentes para resolver los miles de ecuaciones requeridas en la simulación de la iteración del fluido con las superficies. En este trabajo se han empleado cuatro equipos Intel Core2 Quad CPU 2.40 GHz y 4 GB de RAM

En la resolución de un problema en CFD hemos de seguir básicamente tres etapas: pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento.

En el pre-procesamiento definiremos el dominio o geometría de las superficies por las que circula o interactúa el fluido, el mallado o división del campo del flujo en elementos discretos y las caras del volumen que previamente y la identificación de las condiciones de contorno.

Para nuestro modelo, hemos creado la geometría y el mallado con el programa GAMBIT. El resultado es un dominio que está compuesto por dos volúmenes: un prisma de base rectangular, representando todo el volumen de control por donde circula el fluido, y un cilindro representativo del rotor. En cuanto a medidas:

Cilindro: 30,46 metros de radio y 6 metros de profundidad (eje z). Las dimensiones del disco-rotor.

Prisma: Partiendo de la ubicación del disco dentro del prisma, a lo largo del eje z, tenemos 213,22 metros hasta la cara de entrada del fluido (7 veces el radio), 609,2 metros a la cara posterior o de salida del fluido (20 veces el radio). En cuanto a las dimensiones a lo largo de x e y, en ambos casos tenemos 152,3 metros desde el centro geométrico para cada lado (5 veces el radio)

En el mallado, se ha trabajado con elementos hexaédricos diferenciando volúmenes para garantizar un mallado de calidad. Así identificamos inicialmente 4 zonas que se pueden apreciar en la imagen 1:

- Prisma antes del rotor
- Rotor
- Prisma que envuelve el rotor



- Prisma posterior al rotor

A su vez, el prisma que envuelve el rotor se subdivide en 4 nuevos volúmenes que mallamos radialmente.

Se aplica un mallado radial tratando de que las celdas sean más pequeñas en el entorno de la zona de la punta de pala, donde nos interesa mayor calidad en los cálculos de velocidad y presión.

En el mallado del rotor tratamos la zona del buje, de radio: $0,10 R$, como una pared (wall) por donde no circula fluido. Previamente se dividió el disco en 4 partes para mayor calidad de mallado radial con celdas también hexaédricas. Queda un disco, en cada cuadrante, *troceado* por 10 secciones circulares con distintos radios desde el centro al borde exterior y 18 líneas radiales que cortan transversalmente las secciones.

Intentando reflejar con la mayor precisión el comportamiento del aire en el entorno del disco y con la pretensión de conseguir una información detallada de lo que ocurre en la estela, se incorporan 2 nuevos volúmenes con forma de tronco de cono. Uno de ellos entre la cara de entrada del fluido y el rotor y el otro desde el rotor hasta la cara de salida

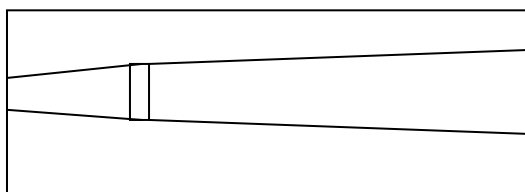


Figura 10.- Perfil de volúmenes tronco de cono

El radio del primero en la zona de entrada del fluido es $0,8$ veces el radio del rotor mientras que el radio del segundo en la zona de salida del fluido es $1,4$ veces el del rotor.

En cuanto a volúmenes de las celdas de mallado, en el refinado, la más pequeña es de $0,15175 \text{ m}^3$ y la de mayor dimensión de $2.461,48 \text{ m}^3$. En total se han generado 254.700 celdas.

Veamos a continuación distintas imágenes

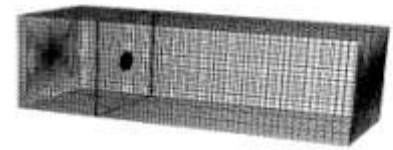


Imagen 1.- Vista en perspectiva de volúmenes

La imagen 1 representa una perspectiva de conjunto, apreciando la dimensión relativa del disco respecto al resto del dominio. Vemos los volúmenes de celda diferentes más grandes en la zona próxima a la cara de salida y menores en el disco y en la zona de la estela.

La imagen 2, muestra una vista longitudinal del dominio de trabajo. Se percibe un refinado mayor de celda en la zona de la estela, la existencia de celdas de menor volumen en la zona anterior al disco que simula el rotor y mucho mayores en la salida del flujo.



Imagen 2.- Mallado longitudinal

La imagen 3, presenta la perspectiva del rotor apreciándose el área ocupada por el buje como pared sin mallar, al no circular el flujo a su través. El prisma que envuelve el rotor se ha dividido en cuatro volúmenes iguales para darle posteriormente un mallado radial.

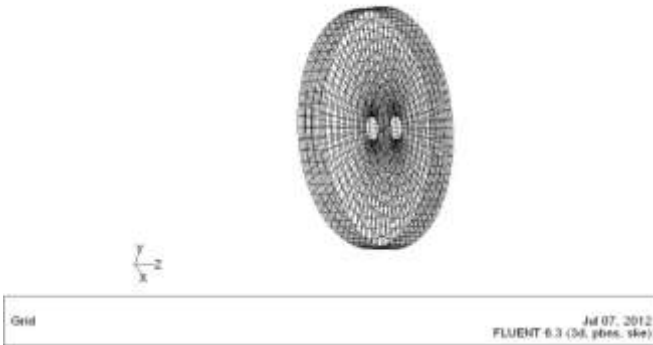


Imagen 3.- Vista mallado en el rotor

En la imagen 4 tenemos una visión frontal del rotor. A parte del mallado radial, se percibe la división del disco en 10 secciones circulares de menor a mayor radio desde el buje y 18 líneas radiales que parten del centro atravesando estas secciones circulares.

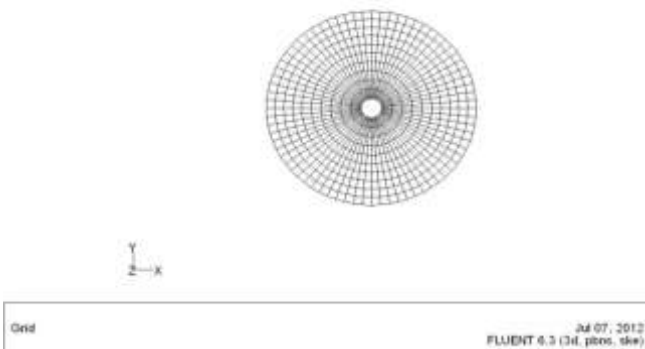


Imagen 4.- Vista frontal del rotor

A continuación el tipo de mallado realizado en las caras de entrada y salida del flujo representada en las imagen 5.

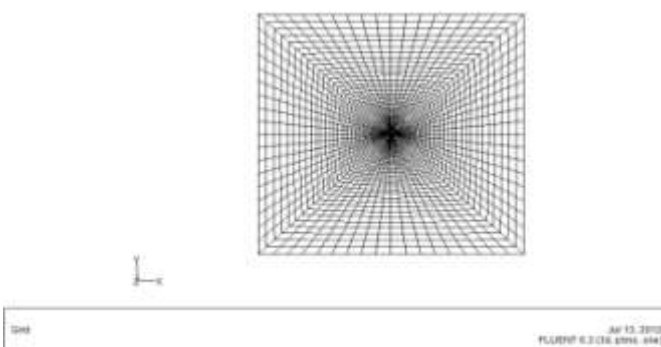


Imagen 5.- Mallado en entrada y salida del fluido

Respecto a las condiciones de contorno, tenemos las 4 caras del prisma definidas como symmetry, planos de simetría que simulan superficies de corriente a modo de paredes sin rozamiento. La cara de entrada del fluido se define como velocity-inlet fijando la velocidad de entrada por este plano. La cara posterior de salida del flujo será pressure-outlet fijando en este plano una presión de salida relativa igual a 0.

En el procesamiento, utilizando Fluent definimos el modelo que guiará los cálculos posteriores. Destacamos que este modelo va a ser estacionario, resolverá utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes (excepto la ecuación de la energía) y como modelo de turbulencia elegimos el k-ε estándar por ser uno de los que mejor se adapta al flujo de un fluido, además está entre los más usados dada su robustez y economía de recursos computacionales.

Forman parte esencial del modelo los términos fuente (UDFs) ya que proporcionan valores de fuerza por unidad de volumen a lo largo del disco. Estas fuerzas actúan sobre el fluido afectando a la velocidad y presión calculada por Fluent en las diferentes celdas.

Es importante evidenciar que en las UDFs el rotor es tratado como un disco con infinitas palas.

Generamos tres términos fuente de acuerdo con las tres direcciones cartesianas que toma la fuerza resultante en cada celda. El detalle de cada término figura en el Apéndice

Se incorporan como valores constantes:

- Ω = Velocidad de giro: 2,3415 rad/seg
- R = Radio de pala: 30,46 metros
- B = Numero de palas: 3
- e = Espesor del disco: 6 metros
- ρ = Densidad aire: 1,225 Kg/m³

Las variables que se declaran van referidas a vectores de velocidad y posición que integran el triángulo de velocidad

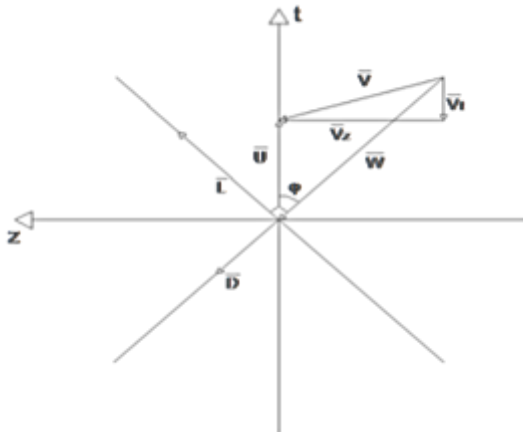


Figura 11.- Triangulo de velocidades

A partir del triangulo de velocidades vemos que:

$$\mathbf{V} = \mathbf{W} + \mathbf{U}$$

- \mathbf{V} = Vector velocidad absoluta
- \mathbf{W} = Vector velocidad relativa
- \mathbf{U} = Vector velocidad de arrastre

Además

$$\mathbf{U} = \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}$$

- $\boldsymbol{\Omega}$ = Vector velocidad angular
- \mathbf{r} = Vector radio

De la figura 12, gráficamente vemos los vectores unitarios en la dirección de sustentación y empuje:



Figura 12.- Vectores Unitarios

$$\begin{aligned} \hat{U}_D &= \mathbf{W} / |\mathbf{W}| \\ \hat{U}_r &= \mathbf{r} / |\mathbf{r}| \\ \hat{U}_L &= \hat{U}_D \times \hat{U}_r \end{aligned}$$

En la figura 13, tenemos representadas las velocidades tangencial y radial cumpliéndose las relaciones, según la figura:

$$\begin{aligned} V_t &= \mathbf{V} \cdot \hat{U}_t \\ V_r &= \mathbf{V} \cdot \hat{U}_r \end{aligned}$$

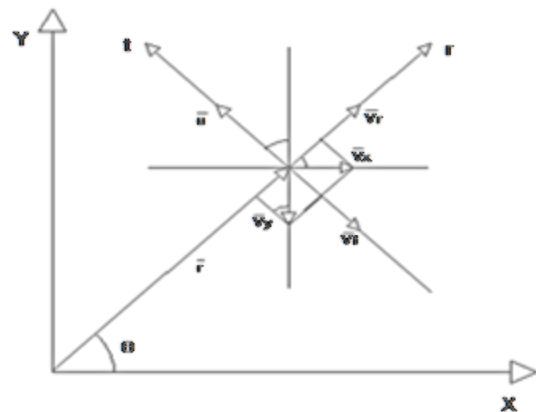


Figura 13.- Velocidades plano tangencial y radial

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_t &= V_t \hat{U}_t \\ \mathbf{V}_r &= V_r \hat{U}_r \end{aligned}$$

La UDF recibe unos valores de velocidad absoluta (V) y de posición identificativa de la celda (x, y, z). A partir de aquí, en el término fuente se calcula un vector de posición radial que multiplicado por el vector velocidad angular nos da el valor de la velocidad de arrastre tangencial (\mathbf{U}). Se puede ver en la figura 14

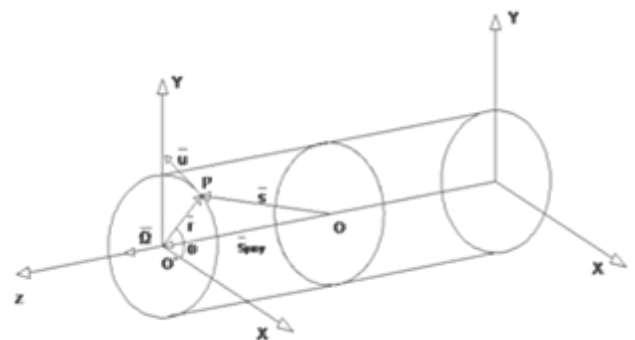


Figura 14.- Posicionamiento de celdas y velocidades

Una vez conocemos, por Fluent, la \mathbf{V} y calculado el valor de \mathbf{U} , tenemos la velocidad relativa \mathbf{W} por diferencia.

$$\mathbf{V} = \mathbf{W} + \mathbf{U}$$



A partir de aquí, de acuerdo con la representación del triángulo de velocidades estamos en disposición del calcular el ángulo ϕ , que forma la velocidad relativa con el plano de rotación, toda vez que el producto escalar de \mathbf{U} por \mathbf{W} es igual a un vector unitario en la dirección de \mathbf{U} , por el unitario en la dirección de \mathbf{W} , multiplicado por el coseno de ϕ .

El ángulo de torsión de pala, β lo tenemos definido como una función (grado 6) dependiente del radio. También el valor de cuerda está definido como función dependiente del radio. Los coeficientes de sustentación y empuje (C_L y C_D) se estiman en función del ángulo de ataque.

Conocidas las magnitudes anteriores el término fuente calcula las fuerzas de sustentación y empuje que, en su forma diferencial, se expresan:

$$dF_L = \frac{1}{2} \rho B c W^2 C_L dr$$

$$dF_D = \frac{1}{2} \rho B c W^2 C_D dr$$

Y en forma vectorial tal como se usa en la UDF, en N/m:

$$\mathbf{F}_L = \frac{1}{2} \rho B c W^2 C_L \hat{\mathbf{U}}_L$$

$$\mathbf{F}_D = \frac{1}{2} \rho B c W^2 C_D \hat{\mathbf{U}}_D$$

Como suma de ambas fuerzas obtenemos una \mathbf{F} resultante que proyectada en las tres direcciones cartesianas (x, y, z) va a dar un valor de fuerza en cada dirección y para cada termino fuente (UDF).

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_L + \mathbf{F}_D \quad [\text{N/m}] \quad (F_x, F_y, F_z)$$

Valor que está expresado como fuerza volumétrica o término fuente, por lo que es preciso dividir por el volumen:

$$S_x = F_x / e 2\pi r \quad [\text{N/m}^3]$$

$$S_y = F_y / e 2\pi r \quad [\text{N/m}^3]$$

$$S_z = F_z / e 2\pi r \quad [\text{N/m}^3]$$

Que serán los datos de fuerza que cada UDF facilita al procesamiento de Fluent para la obtención de nuevos valores de velocidad y presión a los largo del disco-rotor

RESULTADOS.-

Una vez llevados a cabo todos los cálculos de la fase de procesamiento, se llega a los resultados que se exponen a continuación.

a) Campo de velocidad.

Perspectiva longitudinal.- En la imagen 7 vemos la evolución de la velocidad axial, según el eje z de coordenadas, apreciando una reducción de la velocidad desde los 8,94 m/s aguas arriba hasta la proximidad del disco rotor. Claramente se percibe la aparición de la estela posterior al rotor y una caída de velocidad importante detrás del buje.

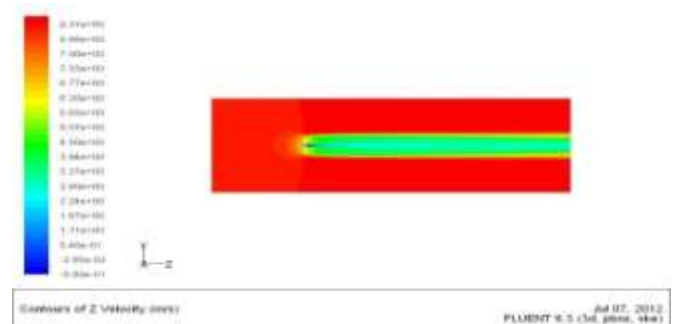


Imagen 7. Variación de velocidad axial

Perspectiva transversal.- Centrando las evoluciones que se producen a lo largo del plano (x, y)

Zona de rotor.- A la entrada del rotor, según la imagen 8, la velocidad se reduce en torno a los 6,50 m/s. Mayor caída en la zona circundante al buje por tratarse de una pared.

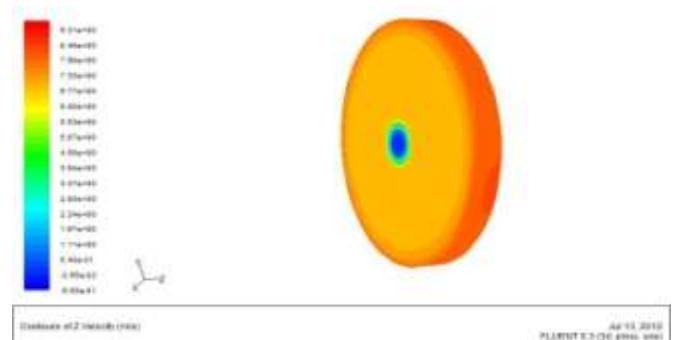


Imagen 8. Velocidad axial a la entrada del rotor

En la cara posterior del rotor, según la imagen 9, existe un descenso importante de la velocidad.

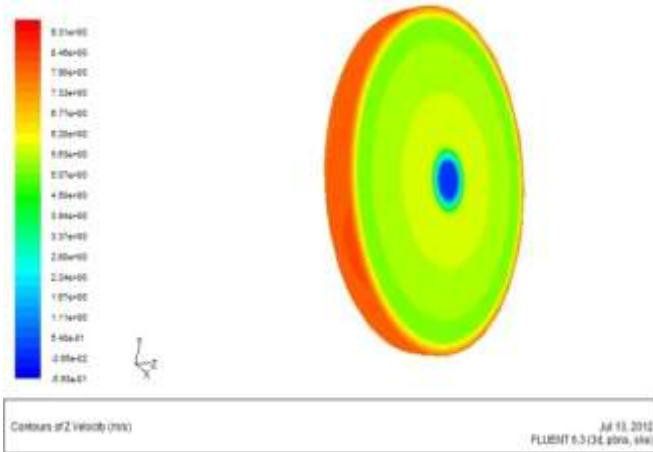


Imagen 9.- Velocidad axial a la salida del rotor

Zona final.- Al final del volumen de control, situados a una distancia del rotor equivalente a 10 veces su diámetro, vemos por la imagen 10, que el viento recupera la velocidad inicial próxima a los 9 m/s

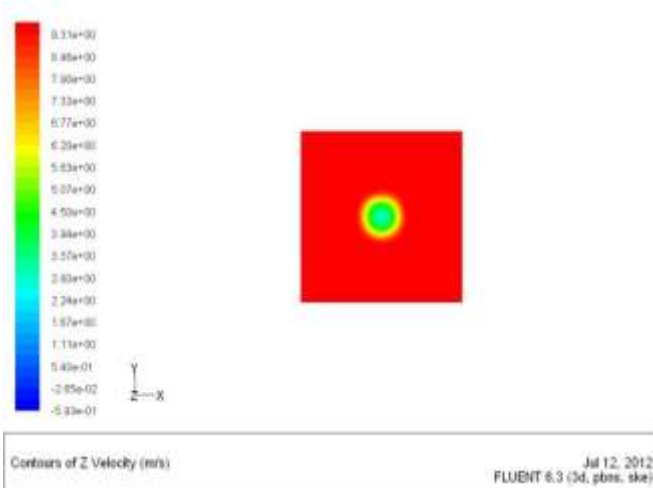


Imagen 10.- Velocidad axial en zona final

b) Campo de presión.

Perspectiva longitudinal.-

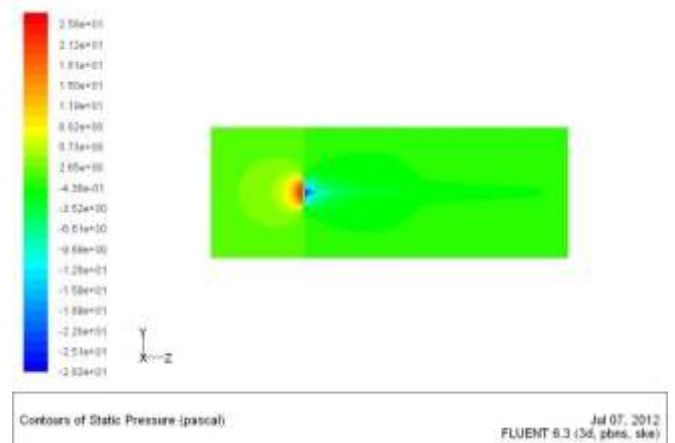


Imagen 11.- Presión estática longitudinal

A medida que el flujo se aproxima al disco rotor aumenta la presión estática hasta alcanzar valores cercanos a los 24 pascal justo antes del rotor. En la cara posterior al rotor se produce una depresión significativa, con cifras van desde los -10 a los -16 pascal.

Si nos fijamos en la imagen 12, vemos la evolución en la presión total, el descenso general en la estela, mas acusado en el entorno del buje, y como la estela recupera presión a medida que nos alejamos del rotor.

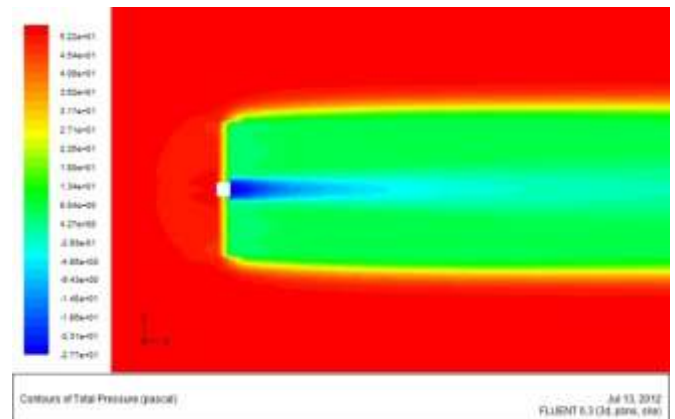


Imagen 12.- Presión total longitudinal

Perspectiva transversal.- Presiones a entrada y salida del rotor en las imágenes 13 y 14, evidenciando la caída que se da una vez el flujo supera el disco.

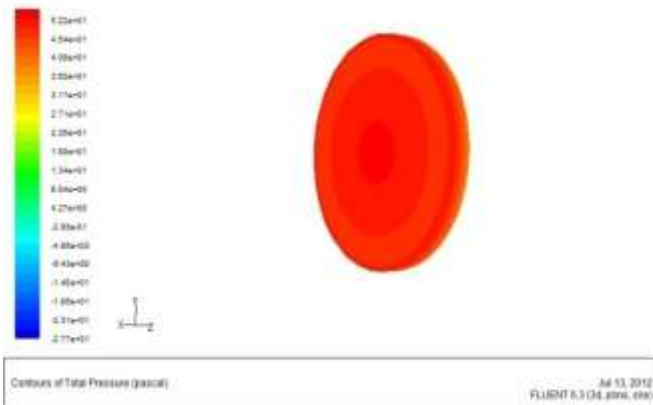


Imagen 13.- Presión total entrada rotor

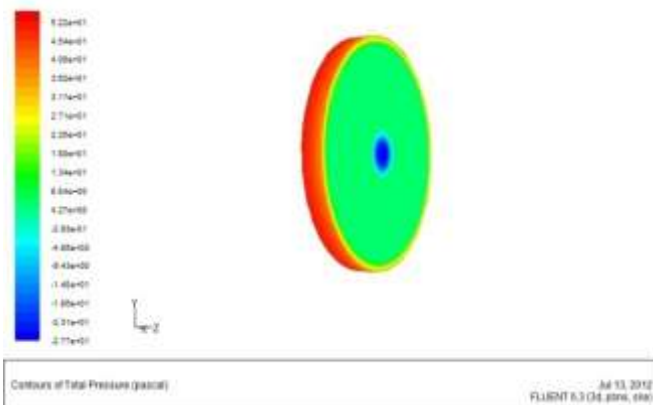


Imagen 14.- Presión total salida rotor

La imagen 15, representando la presión total a la salida del volumen de control tiene una figura muy parecida a la velocidad al final, debido al efecto de la velocidad sobre la presión dinámica que comentábamos en la imagen anterior.

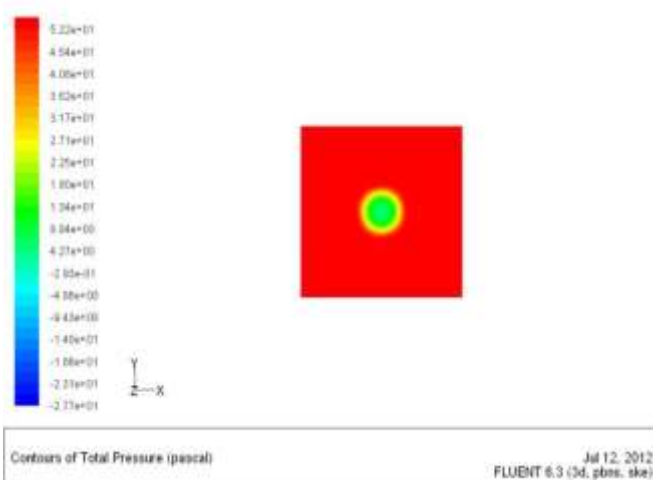


Imagen 15.- Presión total final

c) Potencia

Realizamos los cálculos para estimar el valor de la potencia desarrollada en la turbina diseñada siguiendo dos caminos alternativos: el del momento cinético y por diferencia de presión total.

Momento cinético.- El momento cinético se expresa como:

$$M = \int r \rho V_t (V_z dA) \quad [Nm]$$

Obtenemos un valor de *potencia mecánica en el eje*:

$$P = M \Omega \quad [W]$$

Operamos con los valores en cada sección circular, 10 en total, en que hemos dividido el rotor a la hora de hacer el mallado, nos centramos en el dato de momento a la salida del disco:

$$\text{Momento Salida} = 275.348,8 \quad [Nm]$$

La potencia será igual al momento calculado multiplicado por la velocidad angular (2,3415 rad/seg). En total: 644,73 [Kw]

Diferencia presión total.- Por otra parte, podemos expresar la potencia por diferencia de energía para ver la *potencia aerodinámica*, según la expresión:

$$P = (P_T A V_Z)_{\text{salida}} - (P_T A V_Z)_{\text{entrada}}$$

Así calculado el valor final de potencia, que podemos ver en detalle en el apéndice, asciende a: 722,44 [Kw]

La diferencia por uno y otro camino es de 77,71 [Kw], un 10,75 %. Esta podría deberse a que, en la potencia aerodinámica, Fluent considera la velocidad radial del viento que en el momento no se tienen en cuenta, a que no tenemos en cuenta el factor de corrección de potencia por pérdidas de punta de pala y a las pérdidas propiamente.

Si la potencia del viento aguas arriba se expresa como:

$$P = \frac{1}{2} \rho V_1^3 A$$



El valor resultante es: 1.261,28 [Kw]

El límite de Betz nos dice que tan solo aproximadamente el 60% de la energía disponible en el viento es transformada en energía disponible en la turbina. El coeficiente de potencia óptimo de diseño es 54,8% (Lissaman et al., 1976). En este caso de la potencia aerodinámica lograríamos el 57,30%. Teniendo en cuenta el valor de la potencia mecánica logramos captar el 51,12%.

d) Empuje

Para el cálculo del valor de la fuerza de empuje, seguimos dos caminos:

La expresión que nos relacione la variación de presión, estática más dinámica, por la superficie a la entrada y a la salida del disco rotor:

$$F = (P_E A + 1/2 \rho V_Z)_{\text{salida}} - (P_E A + 1/2 \rho V_Z)_{\text{entrada}}$$

Donde ρ es el flujo másico.

De acuerdo con los datos del apéndice, llegamos a un valor de fuerza de: 113.978,39 N.

El otro camino utiliza el dato extraído de Fluent de presión total a la entrada y a la salida que por el área del rotor nos da la diferencia de fuerza:

$$F = (P_T A)_{\text{salida}} - (P_T A)_{\text{entrada}}$$

En este caso, el valor de F es de 112.494,6 N

CONCLUSIONES.-

Teniendo en consideración tanto de la fase de elaboración de este trabajo como los resultados finales obtenidos se extraen las conclusiones siguientes:

- Partiendo de la idea de disco actuador, utilizando métodos numéricos de cálculo, el diseño de un dominio adecuado para un perfil y geometría de pala concreto, podemos llegar a obtener valores de *potencia y fuerza de la máquina y simular el comportamiento de la estela de la turbina definida.*

- Se ha estimado la potencia generada por dos métodos, el del *momento cinético* (644,73 Kw) y el de *diferencia de presión total* (722,44 Kw). La diferencia se debería al efecto de considerar la velocidad radial, al factor de pérdidas en punta de pala y a otras pérdidas en general
- Los resultados numéricos y de simulación van a permitir llevar a cabo un análisis respecto a los valores y premisas teóricas: *límite de Betz, velocidad y presión del fluido y simulación de la estela*, entre otros. Existen *limitaciones* en las conclusiones, dado que no contamos con datos experimentales de contrastación.
- La potencia aerodinámica calculada toma un valor porcentual próximo al del límite de Betz, 57,30%. En el caso de potencia mecánica este porcentaje es del 51,12%. Ambos valores se encuentran próximos al de diseño (54,8%).
- Particularmente interesante percibir la propagación de los valores de velocidad y presión en la estela de cara a la ubicación de otras máquinas aguas abajo en un parque eólico *offshore*.
- Podemos ver y comparar la presión y velocidad en el disco rotor. Advirtiendo una caída importante de ambas magnitudes en la cara posterior, de acuerdo con lo que señala la teoría del disco actuador.
- La estela sigue un dibujo en consonancia con lo que predice la teoría del *"tubo de corriente"*, con ensanchamiento una vez atraviesa el rotor hasta su desaparición.

NOMENCLATURA.-

A	Area del disco
A ₁	Area del tubo corriente aguas arriba
A ₂	Area del tubo corriente aguas abajo
B	Numero de palas de rotor
a	Factor de inducción axial
a'	Factor de inducción tangencial
c	Cuerda de la pala
C _D	Coefficiente de arrastre/empuje
C _L	Coefficiente de sustentación
C _P	Coefficiente de potencia
C _t	Coefficiente resultante en dirección tangencial
C _n	Coefficiente resultante en dirección normal
e	Espesor del disco rotor
F	Fuerza de empuje
	Caudal másico



M	Momento cinético
P_E	Presión estática
P_T	Presión total
Q	Par sobre el elemento pala
R	Radio total de la pala
r	Radio de una estación de pala
V	Velocidad absoluta del viento en el rotor
V_1	Velocidad del viento aguas arriba del rotor
V_2	Velocidad del viento aguas abajo del rotor
V_t	Componente tangencial de la velocidad absoluta
V_z	Componente axial de la velocidad absoluta
U	Velocidad de arrastre
\hat{U}_D	Vector unitario en la dirección de arrastre
\hat{U}_L	Vector unitario en la dirección de sustentación
\hat{U}_r	Vector unitario en la dirección radial
W	Velocidad relativa del viento
ρ	Densidad del aire
\dot{W}	Potencia
λ	Velocidad específica
Ω	Velocidad angular de giro de pala

turbulencia en la estela de una aeroturbina mediante un modelo de simulación de grandes escalas. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.

- [8] José Félix Funes Ruiz (2009) *Análisis simplificado de la respuesta estructural de una pala de aerogeneradores*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid
- [9] Katia Argüelles Díaz. Apuntes de la asignatura: *Avances en centrales hidráulicas, eólicas y marinas*. Máster Universitario en Ingeniería Energética de la Universidad de Oviedo. Curso 2011-2012.

AGRADECIMIENTOS.-

Como alumno quiero agradecer al profesor Carlos Santolaria Morros, Catedrático del Area de Mecánica de Fluidos y tutor de este trabajo, la dirección y ayuda mostrada en la confección del mismo.

Agradecer también al profesor Pedro García Regodeseves su inestimable apoyo, los conocimientos adquiridos, la paciencia y dedicación a lo largo de muchas tardes de trabajo

BIBLIOGRAFIA.-

- [1] Robert E. Wilson, Petre B.S. Lissaman, Stel N. Walker (1976) *Aerodynamic performance of wind turbines*.
- [2] B. Sanderse (2009) *Aerodynamics of wind turbine wakes*.
- [3] Robert Mikkelsen (2003) *Actuator Disc Methods Applied to Wind Turbines*
- [4] Søren Gundtoft (2009) *Wind Turbines*
- [5] Stefan S.A. Ivanell (2009) *Numerical Computations of wind turbine wakes*.
- [6] María Dolores Esteban Pérez (2009) *Propuesta de una metodología para la implantación de parques eólicos offshore*. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.
- [7] Ángel Jiménez Alvarado (2007) *Caracterización numérica de la*