



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

**Escuela de
Ingeniería de Minas, Energía y Materiales de Oviedo**

Máster en Ingeniería de Minas



Trabajo Fin de Máster

**“Análisis de un sistema OWC *twin turbines* con
turbinas radiales”**

Autor: Manuel García Díaz

Tutor: Mónica Galdo

Oviedo, Junio de 2016

Contenido

Nomenclatura:	7
Glosario:.....	9
Introducción.....	11
Funcionamiento	19
Estado Actual de las turbinas OWC	22
Turbinas bidireccionales	24
Turbina Wells:	24
Turbinas de impulso:	28
Twin Turbines.....	36
Cálculos Anteriores	39
Objetivo	40
Modelo numérico	40
Modelo Numérico	42
Descripción de la geometría:.....	43
Dominio computacional:	44
Discretización del Dominio:.....	46
Calidad del mallado:.....	48
Condiciones de Contorno:	49
Algoritmos:	52
Modelo de turbulencia:.....	54
Modelo de pared:	55
Factores de Subrelajación	56
Condiciones operativas y propiedades del flujo.....	57
Condiciones de contorno:.....	58
Resumen de las características del modelo numérico	59

Resultados	60
Datos obtenidos de las simulaciones:	61
Análisis estacionario:	63
Análisis no estacionario:	71
Conclusiones	75
Bibliografía.....	77

Figuras

Figura 1 – MIX ENERGÉTICO NACIONAL DE ENERO DE 2013 (WWF, 2013)	12
Figura 2 – Central de energía osmótica en tofte, Noruega (TECNOLOGY, S.F.)	13
Figura 3 – Central de la Rance, Francia (ENERGY, S.F.)	14
Figura 4– Proyecto Seagen en Strangford. (SEAGENERATION, S.F.)	15
Figura 5 – Colocación del pelamis en Orkney, Escocia (POWER, S.F.)	15
Figura 6 – Central OWC en Mutriku, Guipúzcoa, colocados en el espigón del puerto (Marinet, s.f.)	16
Figura 7 - Representación esquemática de una central owc on shore (Madrid, s.f.)	17
Figura 8 - Representación esquemática de una central owc off shore.....	21
Figura 9– Boya autónoma de navegación desarrollada por masuda (Takao, 2012).....	23
Figura 10– Esquema de una turbina tipo wells (Takao, 2012).....	24
Figura 11 - Triángulos de velocidad en una turbina wells (Pereiras, 2008)	25
Figura 12– Esquema de una turbina wells con corona directriz (Takao, 2012)...	26
Figura 13 - Esquema de una turbina wells con control del pitch (Takao, 2012) .	26
Figura 14 – Esquema de una turbina wells con doble rotor (Pereiras, 2008).....	27
Figura 15– Esquema de una turbina wells con doble rotor contracortante (Pereiras, 2008)	27
Figura 16– Rendimiento para varios tipos de turbinas wells (Pereiras, 2008)	28
Figura 17 - Representación tridimensional de una turbina de impulso axial (Sayigh, 2011).....	29
Figura 18– Esquema bidimensional de una turbina de impulso axial (Takao, 2012)	30
Figura 19– Comparación del rendimiento de una turbina wells con una de impulso axial (Pereiras, 2008)	31
Figura 20– Comparación del nivel sonoro LA y el rendimiento entre una turbina tipo Wells (izquierda) y una turbina de impulso (Derecha). (Pereiras, Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje, 2008).....	32
Figura 21 – Esquema de una turbina de impulso axial con directrices móviles (Takao, 2012)	33

Figura 22– Rendimiento comparado de las turbinas anteriores (Pereiras, 2008)	33
Figura 23 - Esquema de una turbina de mc cormick (Takao, 2012)	34
Figura 24– Esquema de una turbina de impulso radial (Pereiras, 2008)	35
Figura 25 – Esquema de una turbina de impulso radial con directrices orientables (Pereiras, 2008)	36
Figura 26 - esquema bidireccional de la configuración twin turbines (Takao, 2012)	37
Figura 27– Esquema tridimensional de la configuración twin turbines (Pereiras, CFD Analisis of a Unidirectional Axial Turbine For Twin Turbines Topology in OWC Plants, 2013)	38
Figura 28 - Geometría de la Turbina Centrípeta	40
Figura 29 - Geometría de la Turbina Centrífuga	41
Figura 30 - Dominio computacional	44
Figura 31 - Detalle de la malla en el rotor	46
Figura 32 - Detalle de la malla en las directrices	47
Figura 33 – Detalle de la malla del tubo interior	47
Figura 34 - Porcentaje de celdas según su calidad	48
Figura 35 - Boundary Conditions de las directrices	49
Figura 36 - Boundary Conditions del rotor	50
Figura 37 - Boundary Conditions del tubo interior	50
Figura 38 – Proceso iterativo del pbs (Fluent, s.f.)	52
Figura 39 - Secciones de los que se han obtenido los datos	61
Figura 40 - Gráfico de la diferencia de presión en sentido directo	65
Figura 41 - Gráfico de la diferencia de presión en sentido reverso	66
Figura 42 - Gráfico del par en sentido directo	67
Figura 43 - Gráfico del par en sentido reverso	67
Figura 44 – Rendimiento de la turbina	68
Figura 45 – Gráfico de CP frente a Φ	68
Figura 46 – Gráfico de CT frente a Φ	69
Figura 47 - Ángulo de entrada al rotor comparado con el de diseño	69
Figura 48 - Ángulo de salida del rotor comparado con el de diseño	70
Figura 49 – Perdidas en las directrices (azul), en el rotor (naranja) y en el conducto (gris)	70
Figura 50 – Gráfico de la entrada de flujo a las turbinas	71

Figura 51 - Reparto del caudal entre las turbinas ($\Phi=2$)	72
Figura 52 - Gráfico del momento a lo largo del ciclo ($\Phi=2$)	73
Figura 53 - Gráfico de la diferencia de presión a lo largo del ciclo ($\Phi=2$)	73
Figura 54 - Gráfico del rendimiento total del ciclo (azul) y del rendimiento de bloqueo del flujo (naranja) en función del coeficiente de caudal máximo de la sinusoide	74

Nomenclatura:

A_R	Sección de paso del rotor en la sección media del mismo (m^2)
C_A	Coefficiente de la Diferencia de Presión
C_T	Coefficiente del Par
D	Diámetro (m)
e	Espesor (m)
F	Fuerza (N)
l	Distancia entre puntas de los alabes (m)
N	Número de alabes
P	Presión (Pa)
ΔP	Diferencia de Presión entre la entrada y salida de la turbina (Pa)
Q	Caudal que atraviesa la turbina
r	Radio (m)
r_R	Distancia radial a la línea media del rotor (m)
t	Tiempo (s)
T	Par (N m) o Periodo (s)
U	Velocidad de arrastre del rotor (m/s)
U_r	Velocidad de arrastre en la sección media del rotor (m/s)
v	Velocidad absoluta del flujo (m/s)
v_r	Velocidad radial en la sección media del rotor (m/s)
v_a	Velocidad radial (m/s)
v_t	Velocidad tangencial (m/s)
w	Velocidad de giro de la turbina (rad/s) o velocidad relativa del flujo y el rotor (m/s)
W	Potencia generada por una turbina (W)
α	Ángulo del flujo absoluto ($^\circ$)
β	Angulo del flujo relativo ($^\circ$)

Φ	Coeficiente de Caudal
ρ	Densidad (kg/m ³)
η	Rendimiento

Glosario:

Ángulo de ataque El ángulo de ataque es el ángulo que forma la cuerda media del alabe con la dirección del flujo incidente. Este ángulo es de vital importancia ya que las fuerzas de arrastre y sustentación dependen directamente de este ángulo.

Ángulo de Pitch El ángulo de pitch es el ángulo que forma la espada con el rotor, pudiendo variarse en alguna turbina para cambiar el ángulo de ataque.

Coefficiente de flujo Coeficiente adimensional que define el caudal que atraviesa la turbina. Se define como:

$$\phi = \frac{v_r}{u_r}$$

Donde v_r es la velocidad radial en el radio que pasa por el centro del rotor (r_r) y u_r es la velocidad tangencial en el mismo radio.

$$v_r = \frac{Q}{2 * \pi * r_r * e}$$

$$u_r = w * r_r$$

Coefficiente de par Coeficiente adimensional que se calcula de la siguiente manera:

$$C_T = \frac{T}{\rho * w^2 * r_r^5}$$

Equiangle skew	Parámetro adimensional que mide el grado de torsión de una celda. Que este parámetro valga 0 se considera que los ángulos de la celda son 90° y según la celda es más picuda este parámetro se va acercando a uno.
----------------	---

Introducción

Debido al aumento de precio y al agotamiento de los combustibles fósiles durante los últimos años cada vez se han planteado más alternativas a este tipo de energía. Las alternativas ya asentadas como la energía eólica o la hidráulica ocupan un porcentaje ya importante del mix energético nacional (Figura 1). Mientras que otros tipos de energía como la solar, la cogeneración o la minihidráulica que son minoritarias están en periodo de desarrollo. Dentro de este grupo de energías se encuentra la energía marina que no representa ni un 1% sobre el total.

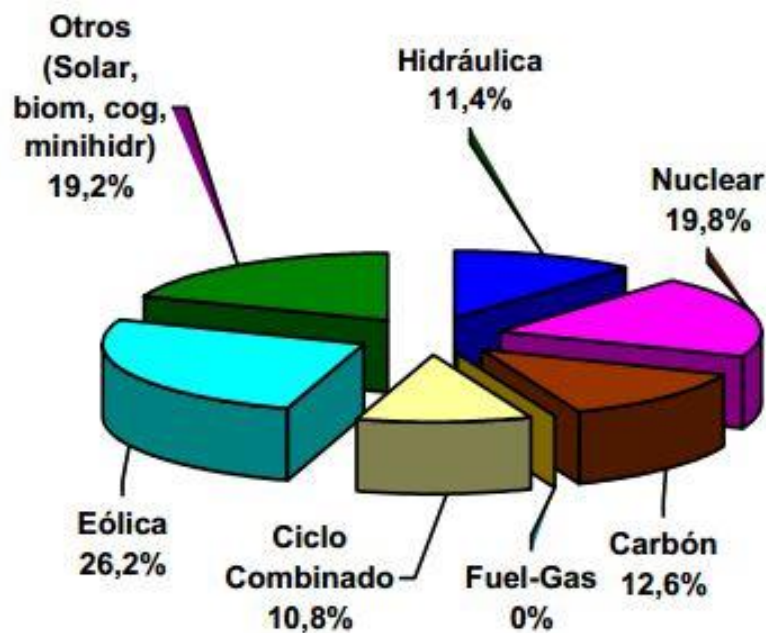


Figura 1 – MIX ENERGÉTICO NACIONAL DE ENERO DE 2013 (WWF, 2013)

La energía marina engloba todas las formas de energía que se encuentran en el océano. Estas formas de energía pueden ser cinco: por el gradiente de salinidad, por el gradiente de temperatura, la energía contenida en las mareas, la energía de las corrientes oceánicas y la contenida en las olas.

Dentro de estos tipos, el gradiente de salinidad o energía osmótica y el gradiente de temperatura o energía maremotérmica son tecnologías poco prometedoras. La energía osmótica busca mezclar agua salada y dulce para crear una diferencia de presión mediante una membrana osmótica. Esta diferencia de presión mueve una turbina que crea energía aprovechable. De esta tecnología existe una planta piloto en Tofte, Noruega (Figura 2).



Figura 2 – Central de energía osmótica en tofte, Noruega (TECNOLOGY, S.F.)

La energía maremotérmica aprovecha la diferencia de temperatura del agua marina en superficie y la temperatura del agua a una cierta profundidad. Esta diferencia de temperatura se puede aprovechar mediante la creación de un ciclo termodinámico. Se colocan dos intercambiadores de calor, uno en superficie y otro profundo, para que actúen como foco caliente y frío respectivamente. Estos se unen mediante un circuito con una bomba y una turbina, el cual es recorrido por un fluido con alto calor específico como puede ser el amoníaco. Este ciclo termodinámico genera una potencia que se convierte en electricidad. No obstante, al ser el salto térmico aprovechable tan pequeño se consiguen unos rendimientos muy bajos.

La energía mareomotriz o energía de las mareas es una de las más extendidas. Esta energía usa la diferencia de cota del mar entre la marea baja y la marea alta. Esto se consigue haciendo una presa en una ría o en una cala donde el mar pueda subir y bajar libremente, o un recinto cerrado si se quiere realizar mar adentro, donde se deja entrar el mar en la marea alta, se cierran las compuertas y se espera a la bajamar. Esta diferencia de niveles creada entre las mareas mueve una turbina produciendo energía eléctrica. La planta por excelencia de este tipo es La Rance en Francia. Esta central está ubicada en el estuario del río "La Rance" donde existe una diferencia de cota de 8 metros

entre las mareas. Esta central cuenta con 24 turbinas instaladas con una potencia total de 240 MW y genera energía para cubrir el 0,012% de la demanda de Francia. (Figura 3)



Figura 3 – Central de la Rance, Francia (ENERGY, S.F.)

La energía de las corrientes oceánicas es otro de los frentes abiertos en la investigación. Según un informe del departamento del interior de EEUU (EEUU, 2006), solamente la corriente del golfo, una de las más importantes que recorre la costa este de EEUU, mueve una masa de agua superior 50 veces superior a la de todos los ríos juntos. La tecnología de aprovechamiento se basa en colocar dispositivos que aprovechen las corrientes para generar energía. Uno de los proyectos en marcha actualmente es el SEAGEN, un dispositivo formado por dos turbinas de 16 metros de diámetro cada una y con una potencia de 1,2 MW. Este proyecto se ha colocado en Strangford, Irlanda del Norte.

Por último la energía undimotriz o energía de las olas, aprovecha la energía potencial de las olas para generar energía eléctrica. Dentro de este tipo de energía existen multitud de dispositivos capaces de captar la energía de las olas y convertirla en energía eléctrica, si bien ninguna de todas ellas ha pasado a la fase comercial, existiendo de cada una unas pocas plantas piloto. Estas son construidas principalmente con propósitos de investigación, ya que actualmente son muy costosas y reportan pocos beneficios.



Figura 4– Proyecto Seagen en Strangford. (SEAGENERATION, S.F.)

Entre estos dispositivos los hay de lo más diverso, los hay que aprovechan el movimiento relativo de dos cuerpos como boyas que se mueven con la subida y bajada de las olas (Clement, 2002), hay dispositivos que aprovechan el cambio de presión que se produce al avanzar las olas u otros que aprovechan las olas para crear una corriente de aire. Uno de los dispositivos más conocidos es el Pelamis, creado por una empresa escocesa, que aprovecha el movimiento relativo entre sus cuerpos para bombear un fluido y turbinarlo.



Figura 5 – Colocación del pelamis en Orkney, Escocia (POWER, S.F.)

Dentro de toda la variedad de dispositivos, se ha seleccionado la tecnología conocida como "cámara OWC (Oscillating Water Column)", que probablemente sea considerada como la más prometedora en un futuro

cercano. Existen varios proyectos a lo largo del mundo, uno de ellos en España, concretamente en la localidad de Motrico o Mutriku (Guipúzcoa) donde se sitúa una central en el espigón del puerto con 16 turbinas y una potencia máxima de 296 kW (Figura 6).



Figura 6 – Central OWC en Mutriku, Guipúzcoa, colocados en el espigón del puerto (Marinet, s.f.)

Los dispositivos OWC cuentan con tres partes como se puede apreciar en la figura 7: la cámara propiamente dicha, que transforma la energía de la ola, en energía neumática. El chorro de aire portador de la energía neumática será bidireccional, debido al carácter oscilatorio de la ola generatriz. La turbina convierte esta energía neumática bidireccional en un par mecánico, la turbina debe estar diseñada para girar en el mismo sentido para cualquier sentido del flujo, bien sea por ser una turbina bidireccional o por llevar elementos externos que rectifiquen el flujo. Y por último un alternador que transforme la energía mecánica en energía eléctrica.

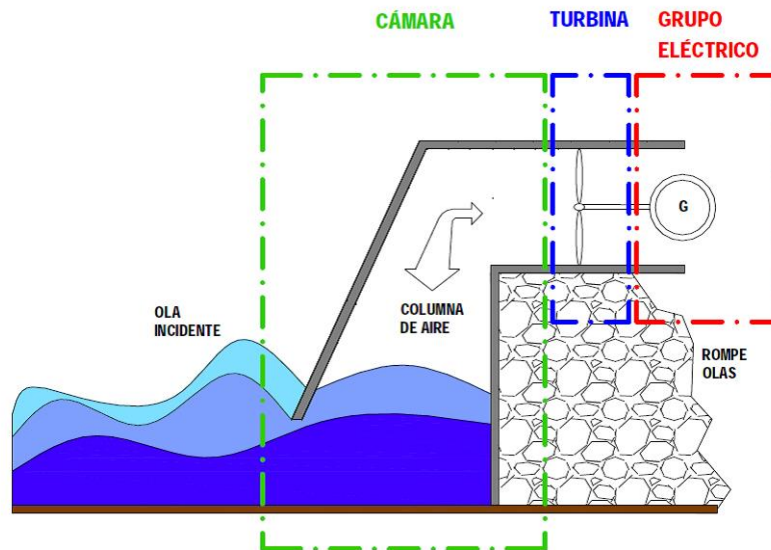


Figura 7 - Representación esquemática de una central owc on shore (Madrid, s.f.)

El empleo de turbinas bidireccionales no ha tenido el éxito esperado debido a varios motivos. El principal hándicap es que al no estar optimizadas para ningún sentido del flujo, el rendimiento general de la instalación es bajo y por tanto poco rentable. Como solución a la utilización de turbinas bidireccionales se plantea usar una configuración de turbinas llamado “*twin turbines*”. En esta configuración se usan dos turbinas unidireccionales en la misma cámara OWC. Cada una de estas turbinas funciona en un sentido del flujo, consiguiendo teóricamente un rendimiento mayor que una turbina bidireccional. Esta configuración donde las turbinas van montadas sobre un mismo eje, puede presentar otros inconvenientes como el propio hecho del mantenimiento de dos turbinas frente a una y el coste extra que esto acarrea.

Por tanto, el objetivo de este proyecto es el desarrollo de una configuración *twin turbines* basada en turbinas radiales. Esta configuración ya se ha probado con turbinas axiales, proporcionando unos buenos resultados, no obstante hasta la fecha nadie ha planteado siquiera la posibilidad de utilizar turbinas radiales. Se espera que este nuevo planteamiento pueda superar el rendimiento de lo ya existente. Dado que es algo novedosos se van a probar dos tipos de turbinas, tanto centrífuga como centrípeta buscando la configuración que aporte el mejor resultado.

Para esto se creará un modelo teórico mediante la ecuación de Euler que nos permitirá obtener una primera estimación de los datos geométricos de optimización de la turbina. Con estos se construirá la geometría, para después usar un modelo numérico generado con Fluent® del que podremos obtener los datos necesarios para estudiar el comportamiento de las turbinas. Estas turbinas se simularán en 2D para obtener unos resultados que permitan compararlas.

Funcionamiento

Las centrales OWC son unos de los dispositivos más simples para convertir la energía del mar en energía eléctrica. Su funcionamiento se basa en la subida y bajada de las olas. Para ello se construye una cámara semisumergida donde la superficie libre del agua puede subir y bajar libremente con las olas, al subir este nivel de agua empuja a la masa de aire que tiene encima creando una corriente de aire, análogamente al bajar la superficie libre del agua se crea una succión que induce otro chorro en la dirección contraria.

Este tipo de centrales son muy versátiles, pudiendo colocarse tanto en la costa (*on-shore*) como mar adentro (*off shore*), siendo en la costa la ubicación que más ventajas reporta debido a la accesibilidad aunque hay menos energía disponible en las olas.

Las centrales OWC están formadas por tres componentes claves que van transformando la energía hasta llegar a energía eléctrica desde la energía de la ola. Primero la cámara transforma la energía de la ola a una energía bidireccional neumática, luego una turbina transforma la energía neumática en mecánica y por último un alternador transforma la energía mecánica en eléctrica. Esta energía eléctrica no tiene la forma adecuada para ser enviada a red directamente por lo que existe una etapa intermedia de electrónica de potencia para permitir la inyección a la red.

El rendimiento de una central OWC depende en gran medida de la cámara OWC y de la turbina, estos elementos se deben de acoplar para maximizar la energía producida. La variación de presión en la cámara condiciona un punto de funcionamiento en la turbina y por tanto una curva característica óptima para esta.

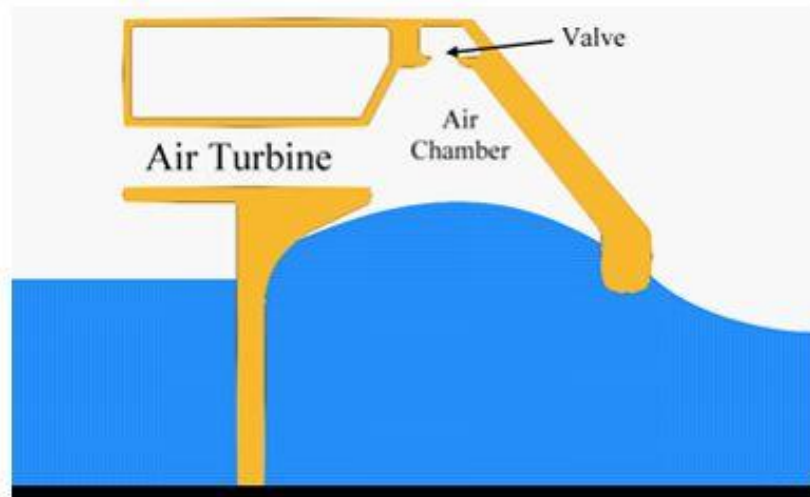


Figura 8 - Representación esquemática de una central owc off shore

Estas centrales tienen importantes ventajas sobre otros dispositivos de extracción de energía marina, la turbina al funcionar con una corriente de aire en vez de agua salada no se ve sometida a tanta corrosión por la salinidad. Esto mejora mucho las labores de mantenimiento. Las centrales *on-shore* son más resistentes a las adversidades climáticas que las *off shore*, además de que toda la electrónica necesaria para la regulación y rectificado de la energía eléctrica se puede colocar alejada del agua. Sin embargo, en las zonas costeras hay menos energía disponible que mar adentro.

Estado Actual de las turbinas OWC

El principal problema histórico y actual de las centrales OWC, ha sido el flujo bidireccional que, como se vio anteriormente, se debía al carácter oscilatorio de las olas. Durante años se han estudiado y se seguirán estudiando formas de minimizar el problema que ocasiona tener este tipo de flujo.

Uno de los primeros pasos en el desarrollo de esta tecnología y probablemente el más famoso fueron las boyas autónomas de navegación. Y. Masuda desarrolló un tipo de boyas de navegación que funcionaban con la energía de las olas. Para esto tenían dentro una pequeña cámara OWC y un sistema de válvulas antirretorno que rectificaban el flujo bidireccional, permitiendo utilizar una turbina unidireccional típica como una tipo Francis. Esta configuración con válvulas tiene el hándicap de que disminuyen la vida útil del equipo y dificultan su mantenimiento. Además el sistema de válvulas solo está permitido para pequeña escala, ya que utilizarlo en una central para la generación de energía daría lugar a válvulas muy grandes. No obstante miles de boyas se fabricaron siguiendo este modelo.

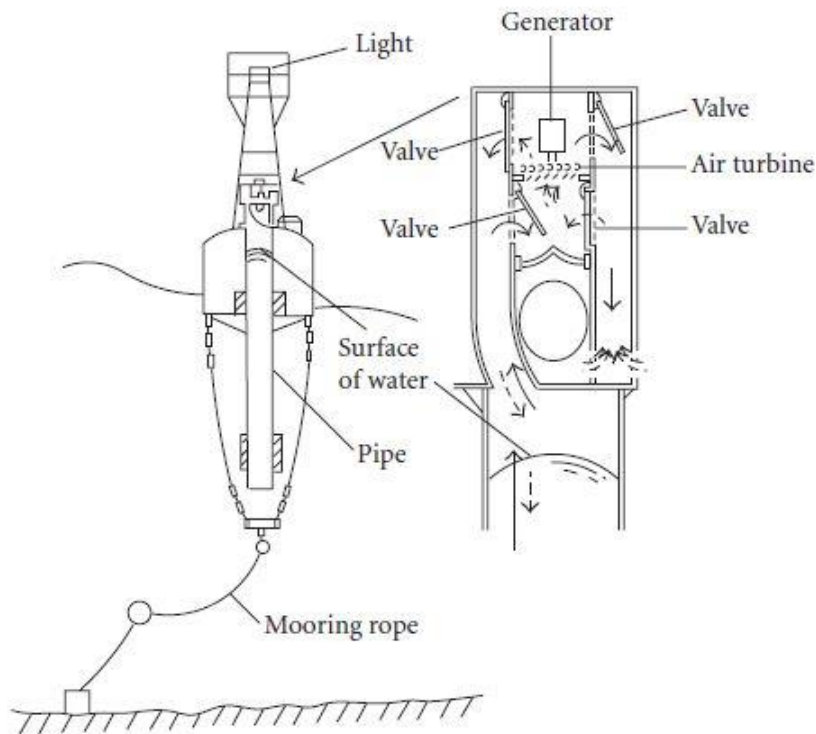


Figura 9– Boya autónoma de navegación desarrollada por masuda (Takao, 2012)

Turbinas bidireccionales

El siguiente paso en la evolución han sido las turbinas bidireccionales para el correcto aprovechamiento del flujo bidireccional. Estas son turbinas que giran en el mismo sentido sea cual sea la dirección del flujo. En este apartado se van a describir los tipos más importantes:

Turbina Wells:

La turbina tipo Wells es una turbina bidireccional cuyo rodete está formado por perfiles aerodinámicos simétricos colocados perpendiculares a la dirección del flujo como se aprecia en la figura 10. Este tipo de turbina es el más utilizado por las actuales centrales ya que es de fácil construcción y fácil diseño.

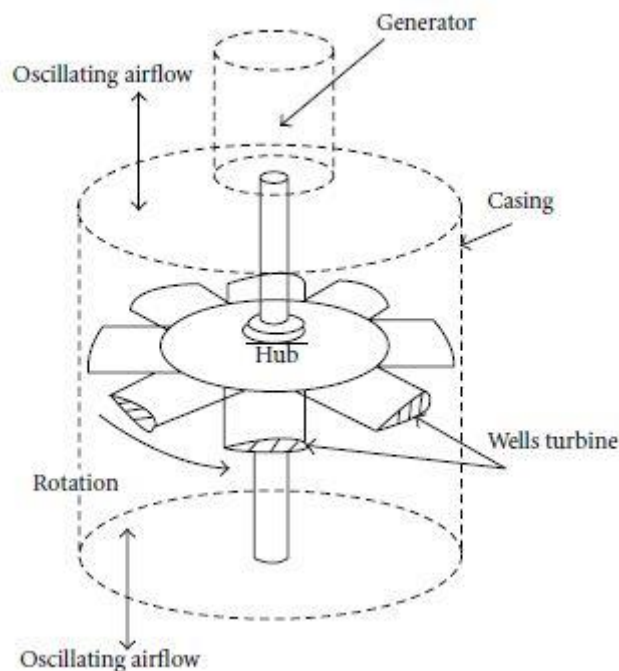


Figura 10– Esquema de una turbina tipo wells (Takao, 2012)

Esta turbina es perfecta para flujo bidireccional, ya que al tener alabes simétricos los triángulos de velocidades son iguales tanto en exhalación como en inhalación. Esto genera unas fuerzas de sustentación y arrastre que generan

un par siempre en la misma dirección, aunque también se genera una fuerza axial fluctuante, [figura 11](#).

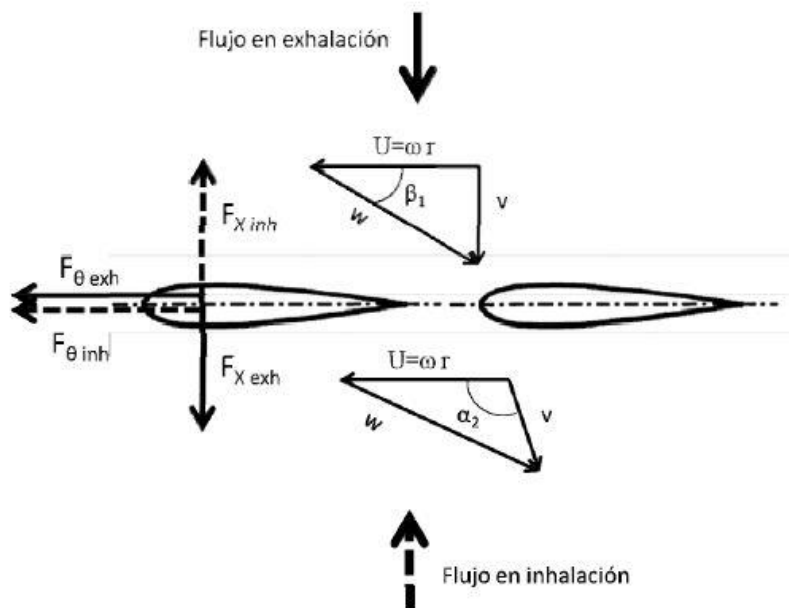


Figura 11 - Triángulos de velocidad en una turbina wells (Pereiras, 2008)

Como el par generado por el flujo siempre es en el mismo sentido no requiere de ningún sistema de rectificación que dificulte el mantenimiento de la instalación.

Existen varios tipos de centrales con turbinas Wells, pueden incorporar directrices "Guide Vanes", que introduzcan el flujo con un determinado ángulo de ataque, [figura 12](#). Existen centrales donde los alabes de la turbina tienen un dispositivo que permite el cambio del pitch según el sentido del flujo, esto ayuda a optimizar el ángulo de ataque del flujo, [figura 13](#). Como último hay turbinas de Wells de doble rotor, que puede ser que los dos giren en la misma dirección, como en la [figura 14](#) o que sean contrarrotantes como en la [figura 15](#).

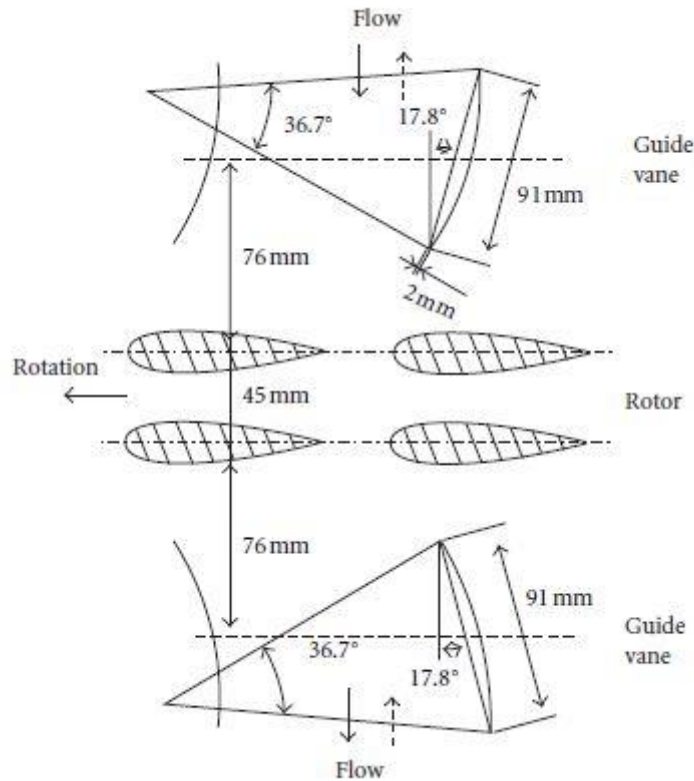


Figura 14 – Esquema de una turbina wells con doble rotor (Pereiras, 2008)

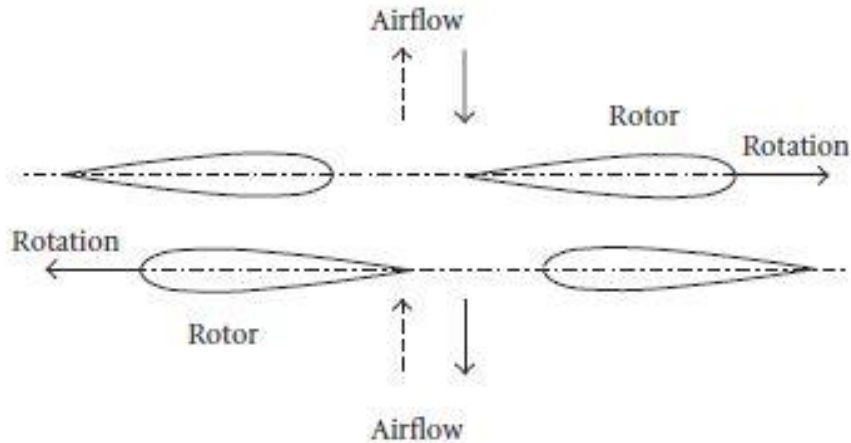


Figura 15– Esquema de una turbina wells con doble rotor contracortante (Pereiras, 2008)

Las principales desventajas de la turbina Wells es su bajo rendimiento medio, debido a varios motivos.

Su rango de funcionamiento a alto rendimiento es muy estrecho como se aprecia en la figura 16, esto es debido a que a medida que aumenta la velocidad del flujo, el ángulo de ataque aumenta, condicionando que llegado a un punto el álabe entre en pérdida y el momento generado sobre el rotor

decrezca abruptamente, para prevenir esto se pueden instalar controladores del pitch, que mantengan el ángulo de ataque en el óptimo.

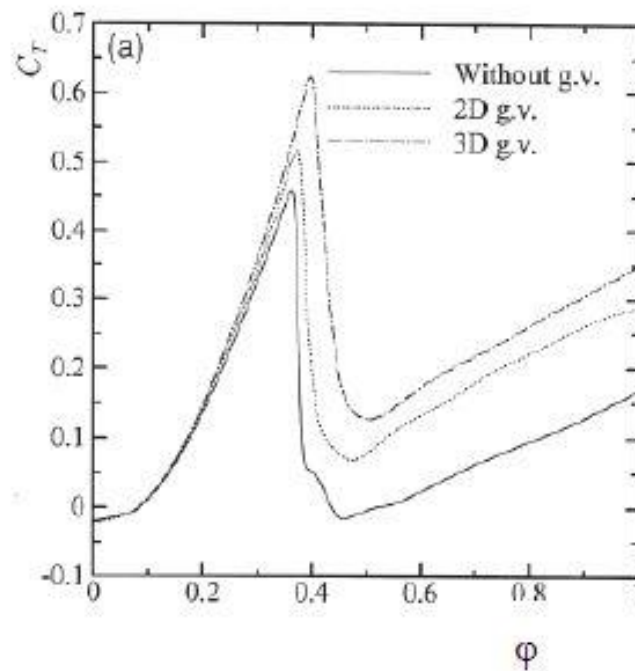


Figura 16– Rendimiento para varios tipos de turbinas wells (Pereiras, 2008)

Otro de sus problemas es la fuerza axial fluctuante que se comentó anteriormente. Esta fuerza genera un problema de tipo mecánico, ya que esta fuerza es fluctuante hacia ambos sentidos, eso genera un esfuerzo a fatiga que genera problemas en la vida útil la máquina.

Además, esta turbina está pensada para funcionar a muy altas revoluciones de giro lo que provoca vibraciones y mucho ruido.

Turbinas de impulso:

Las turbinas de impulso son, dentro de las turbinas bidireccionales, la alternativa al uso de turbinas Wells, no obstante, éstas no han sido tan utilizadas. Estas turbinas pueden ser tanto axiales como radiales.

En las turbinas de impulso axiales el flujo entra y sale paralelo al eje de giro. Este tipo de turbinas tienen un rodete simétrico y normalmente dos coronas

de directrices fijas, esto hace que en cualquier sentido del flujo los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida sean iguales aunque invertidos.

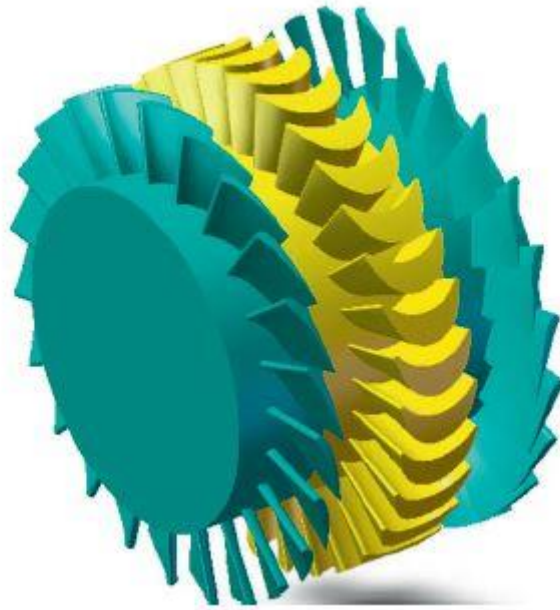


Figura 17 - Representación tridimensional de una turbina de impulso axial (Sayigh, 2011)

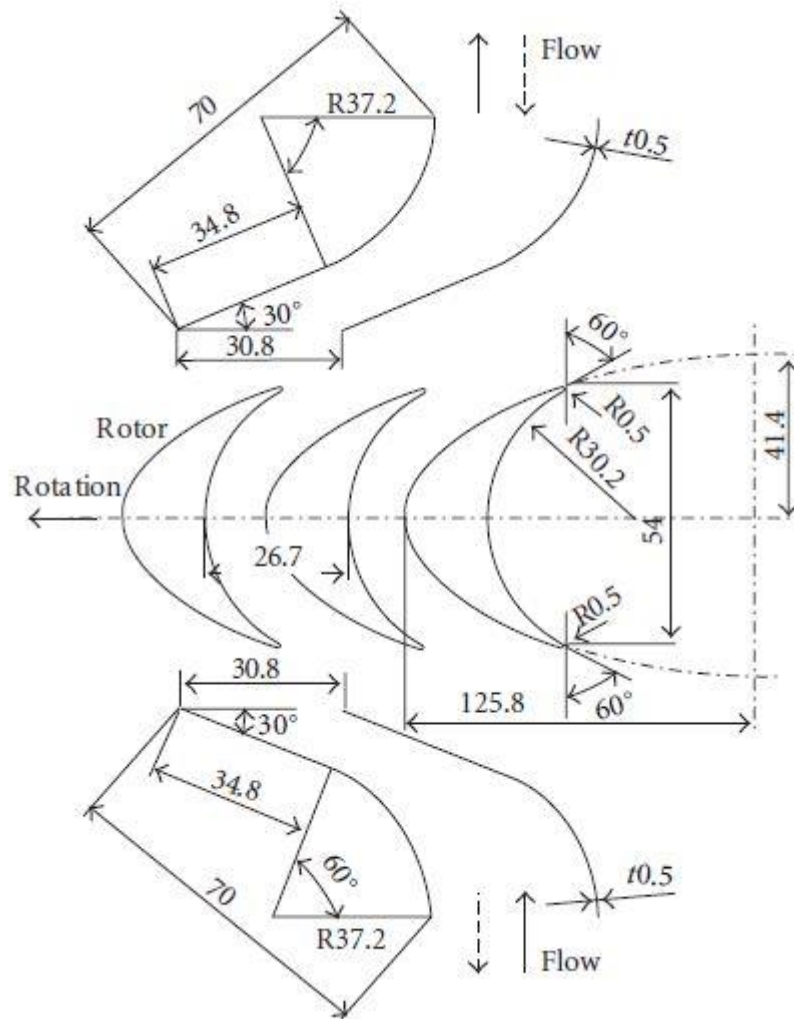


Figura 18– Esquema bidimensional de una turbina de impulso axial (Takao, 2012)

Esta configuración con dos coronas de directrices fijas presenta un problema principal, si bien una de las coronas, la que se encuentra aguas arriba del rodete, conduce el flujo, re-direccionándolo en la dirección óptima para el aprovechamiento de la energía, la corona situada aguas abajo del rodete actúa como impedimento a la salida del flujo. Por tanto, hay que llegar a una solución de compromiso en el diseño de este tipo de turbinas donde la corona conduzca de manera eficiente el flujo y lo perturbe lo menos posible a su salida.

El rendimiento máximo de este tipo de turbinas es sensiblemente inferior al de una turbina de tipo Wells, alrededor de un 15%, figura 19. No obstante el rango de caudales en el que una turbina de impulso axial funciona con un rendimiento aceptable, es muchísimo más amplio que una turbina Wells, figura 19, cuyos alabes entraban en pérdida y por tanto tenían un rendimiento muy

alto, pero en un rango muy pequeño. Esto quiere decir que en una zona donde el caudal que mueve la cámara OWC no es muy variable es mejor utilizar una turbina Wells, no obstante, si el rango de caudales es muy variable, o lo que es lo mismo cambia mucho el estado de la mar, Es recomendable usar una turbina de impulso.

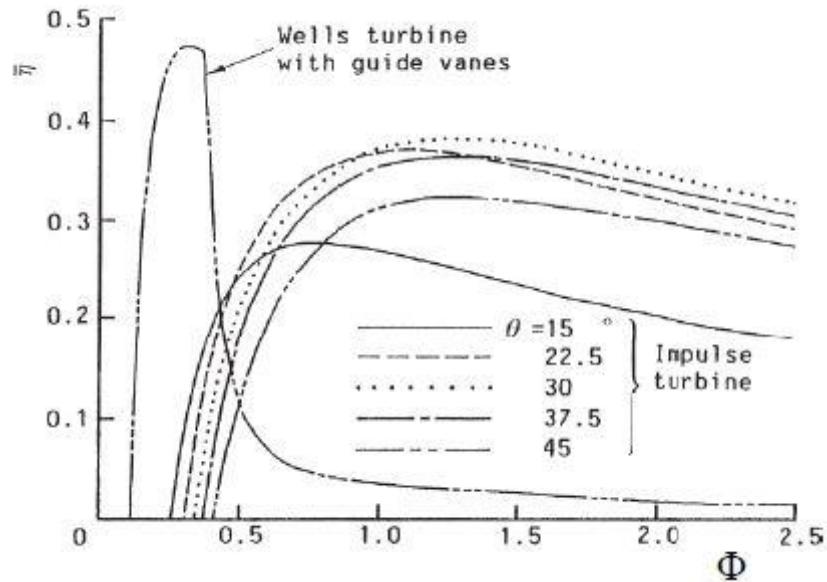


Figura 19– Comparación del rendimiento de una turbina wells con una de impulso axial (Pereiras, 2008)

La velocidad de giro de estas turbinas es bastante más reducida que en una Wells, por tanto el desgaste de los elementos como rodamientos también se reduce mejorando el mantenimiento y por tanto saliendo más barato, además emiten menos ruido, la comparación entre una turbina de tipo Wells y una turbina de impulso se puede ver en la figura 20.

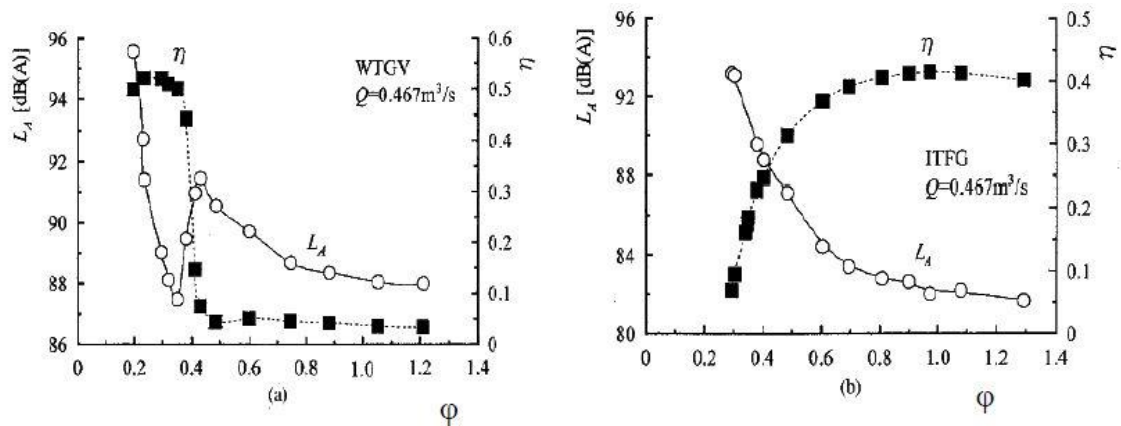


Figura 20– Comparación del nivel sonoro L_A y el rendimiento entre una turbina tipo Wells (izquierda) y una turbina de impulso (Derecha). (Pereiras, Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje, 2008)

Existen otras variantes de las turbinas de impulso axial como puede ser la turbina de impulso axial con las aletas directrices orientables. Como se describió anteriormente la necesidad de adaptarse al flujo bidireccional impone tener dos coronas de aletas directrices, no obstante dependiendo del sentido del flujo una de las dos impide la salida de este, complicando su diseño y la salida del flujo. Las aletas directrices orientables reducen este defecto, haciendo que según sea el sentido del flujo las directrices cambien su orientación, llevando el flujo al ángulo óptimo en la entrada e intentando librar el mayor espacio posible a la salida para no bloquearlo.

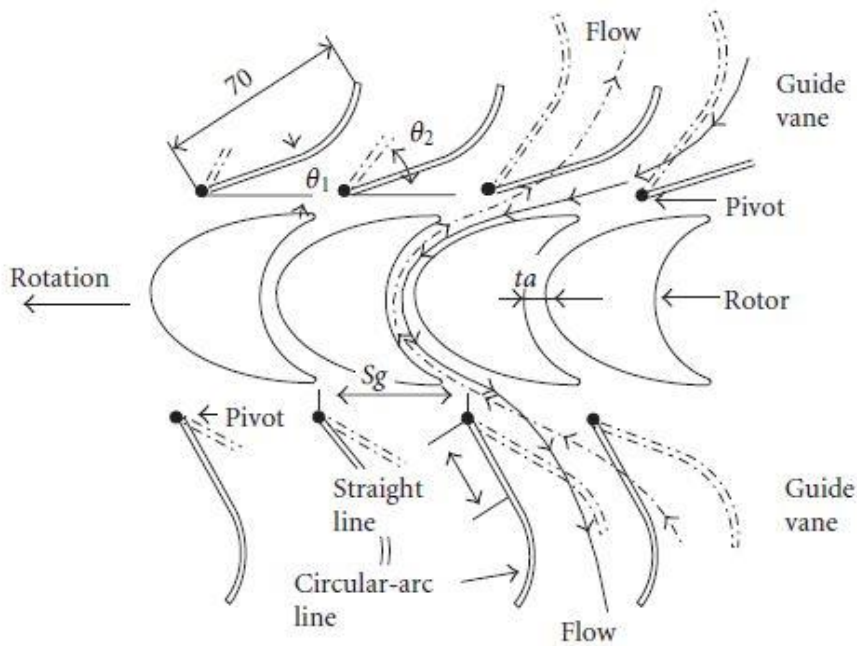


Figura 21 – Esquema de una turbina de impulso axial con directrices móviles (Takao, 2012)

Esta configuración de aletas directrices consigue que la turbina alcance rendimientos máximos superiores a una turbina Wells, y en rangos muy amplios, no obstante tener dos coronas de aletas cambiando de posición 2 veces en cada ciclo de una ola, complica enormemente el mantenimiento de la turbina, además de ser muy compleja su construcción.

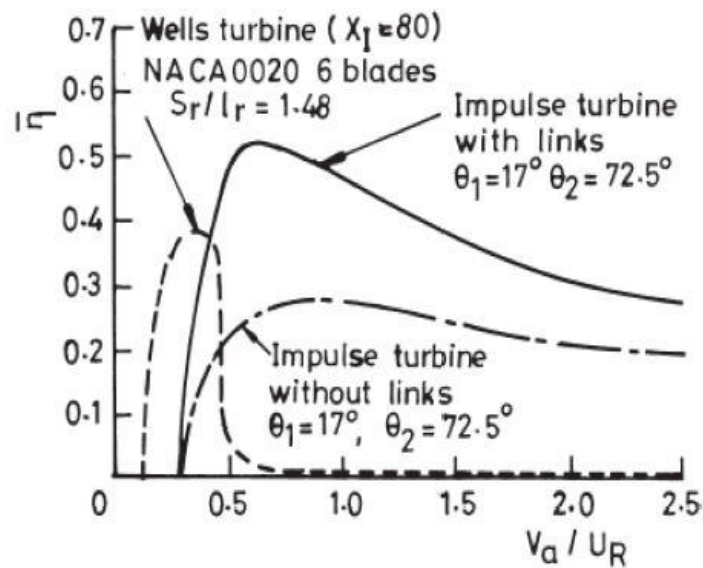


Figura 22– Rendimiento comparado de las turbinas anteriores (Pereiras, 2008)

Otra variante de la turbina de impulso axial es la turbina de impulso contracortante de Mc Cormick, sobre esta turbina no se tienen muchos datos aunque se encuentra que su rendimiento global es de un 36%, no obstante presenta muchas desventajas desde el plano mecánico. Ambos rodets trabajan en direcciones de giro opuestas necesitando por tanto un acoplamiento mecánico. Además este acoplamiento debe tener una tercera salida para el alternador. Todo esto además del complejo problema del diseño de esta turbina al tener los rodets y dos coronas directrices la convierten en una alternativa poco viable.

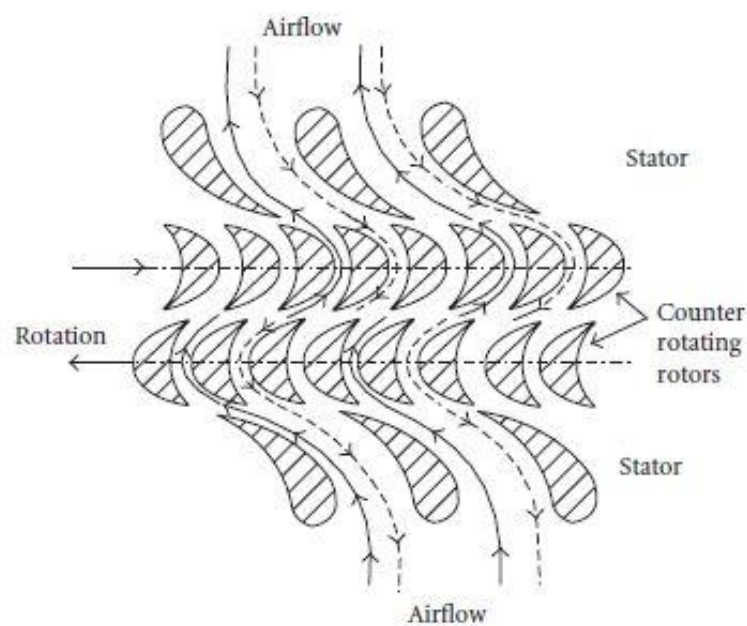


Figura 23 - Esquema de una turbina de mc cormick (Takao, 2012)

También existen turbinas de impulso de tipo radial. En estas turbinas el flujo, en la entrada o en la salida, viaja en sentido perpendicular al eje de giro. Según por donde entre o salga el flujo se pueden hablar de dos fases. Si el flujo entra en el sentido del eje de giro estamos en la fase de exhalación y se dice que la turbina trabaja en modo centrífugo, no obstante, si ocurre al revés y el flujo sale en la dirección del eje de giro estamos en inhalación y la turbina está trabajando en modo centrípeto.

Este tipo de turbina consta al igual que la turbina de impulso axial, de dos coronas de directrices fijas y un rodete. No obstante, presenta el mismo

inconveniente que las turbinas de impulso axial, cuando una corona guía el flujo, la otra lo está entorpeciendo.

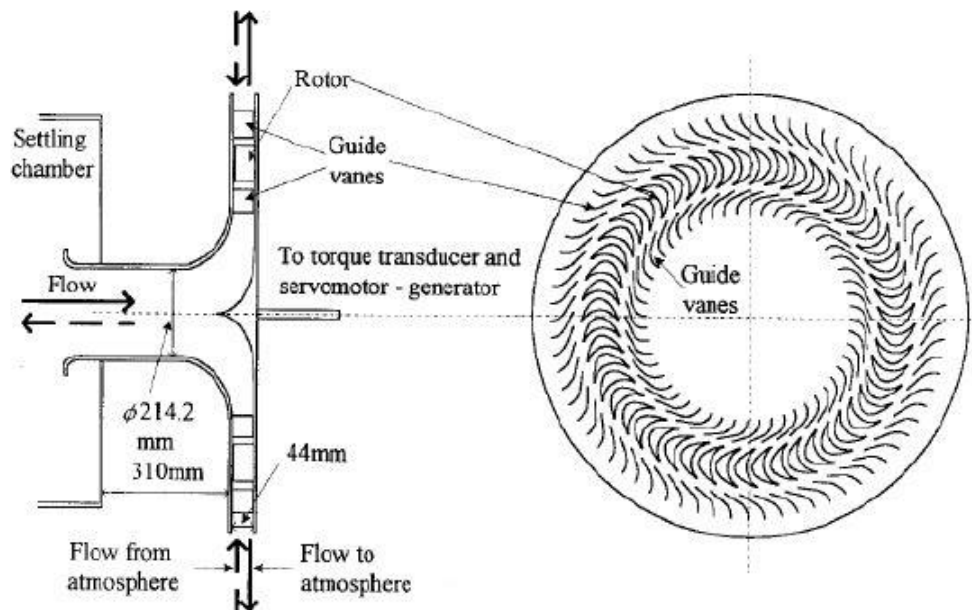


Figura 24– Esquema de una turbina de impulso radial (Pereiras, 2008)

Según los estudios realizados sobre este tipo de turbinas se pueden llegar a obtener muy buenos rendimientos, no llegando a otros tipos de turbina, pero siendo competitivos igualmente.

Al igual que en las turbinas axiales existe una versión de esta turbina con las coronas directrices móviles, para tanto en exhalación como en inhalación buscar los ángulos óptimos que maximicen el rendimiento, esto aumenta el rendimiento medio de esta turbina un 10%, no obstante la complejidad del mecanismo y el mantenimiento de este son los grandes hándicaps de esta turbina.

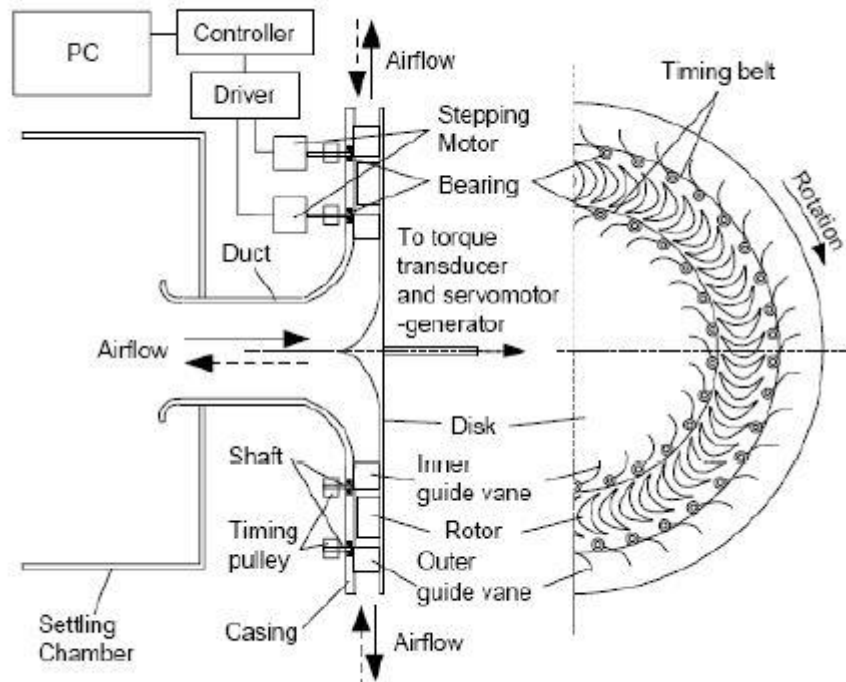


Figura 25 – Esquema de una turbina de impulso radial con directrices orientables (Pereiras, 2008)

Twin Turbines

Como se ha visto hasta ahora el flujo bidireccional es el principal inconveniente de los sistemas OWC. Para solucionar este problema se ha intentado tanto usar turbinas bidireccionales, con el inconveniente del descenso del rendimiento. Introducir elementos adicionales que rectifiquen el flujo, como válvulas antirretorno, disminuye la vida útil del sistema. No obstante con rectificadores externos del flujo se pueden usar turbinas unidireccionales con mayor rendimiento que una turbina bidireccional. Por tanto la evolución lógica de los sistemas OWC tiende a buscar una configuración con turbinas unidireccionales y con un rectificado del flujo que no implique elementos externos que compliquen el mantenimiento del sistema, es decir coger lo mejor de cada uno.

La configuración de turbinas gemelas o "Twin Turbines" podría ser el futuro de estos sistemas, ya que busca solucionar los dos problemas. Esta configuración usa dos turbinas iguales acopladas a una misma cámara OWC, estas turbinas pueden ser tanto radiales como axiales pero deben ser

unidireccionales. Se busca que cada turbina funcione en un sentido del flujo, una en inhalación y la otra en la exhalación, consiguiendo un rendimiento mucho más alto que el de una turbina bidireccional y una de las turbinas actúa como rectificador sin usar elementos externos que compliquen el mantenimiento.

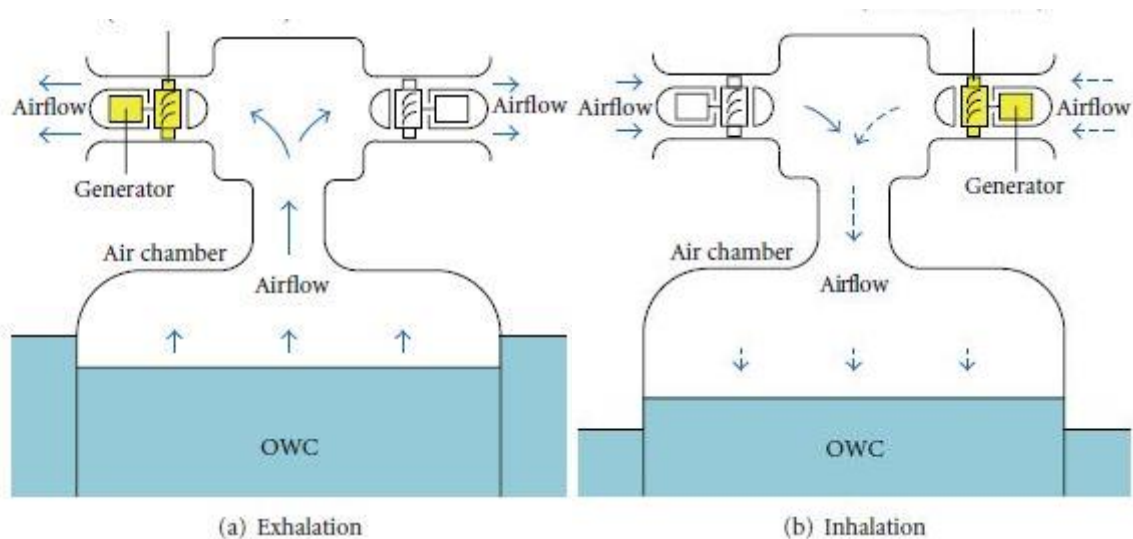


Figura 26 - esquema bidireccional de la configuración twin turbines (Takao, 2012)

No obstante es imposible rectificar el flujo perfectamente para que solo pase por la turbina que funciona en sentido directo, sin algún elemento adicional, por tanto en el diseño de las turbinas se debe tener en cuenta. Las turbinas deben de funcionar bien en el sentido directo, que es donde se obtiene el par que mueve el alternador, pero debe procurarse a su vez que dificulten lo máximo posible el paso del flujo a su través en el sentido reverso. Debido a esto su rendimiento no es tan fácil de predecir, dado que una parte del caudal se fuga por la turbina que se encuentra rectificando el flujo, creando un par negativo que hay que descontar.

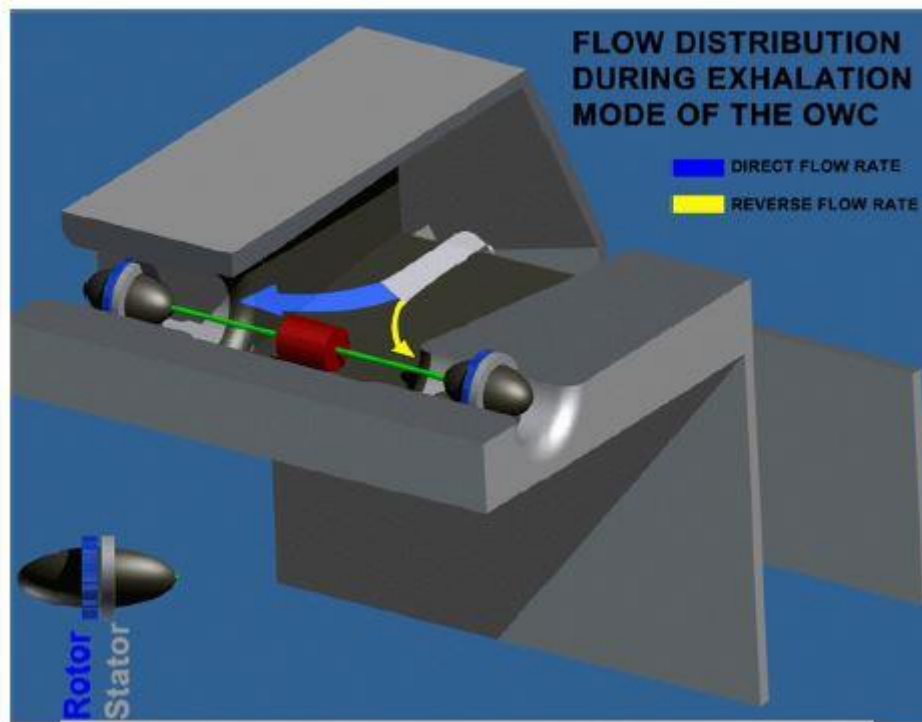


Figura 27– Esquema tridimensional de la configuración twin turbines (Pereiras, *CFD Analysis of a Unidirectional Axial Turbine For Twin Turbines Topology in OWC Plants*, 2013)

Además del coste adicional, tener dos turbinas siempre causa más problemas de mantenimiento ya que son el doble de equipos. Estos son problemas que si bien no son determinantes sí que deben tenerse en cuenta.

El objetivo de este trabajo finalmente es diseñar un primer boceto de un sistema *Twin Turbines* radiales para evaluar su rendimiento y ver si es competitivo con lo ya existente en el mercado.

Cálculos Anteriores

Previo al objetivo del presente trabajo se han realizado multitud de cálculos, sin los que este estudio no tendría sentido. Este capítulo es un resumen de todos estos con el fin de que los siguientes capítulos se entiendan y a su vez servir de base a los cálculos posteriores.

Objetivo

El objetivo del trabajo anterior fue el diseño y la selección posterior de dos turbinas radiales. Cada turbina es de un tipo, una centrífuga y otra centrípeta. Se seleccionó la que mejor se ajustó al sistema "Twin Turbines" comparando sus rendimientos. La turbina seleccionada se ha simulado en 3D en el presente trabajo.

Modelo numérico

Para comenzar se desarrolló un modelo unidimensional basándose en la ecuación de Euler, que predice el par de una turbomáquina cualquiera, sea bomba o turbina, según los triángulos de velocidades. A partir de este modelo se crearon las geometrías de ambas turbinas.

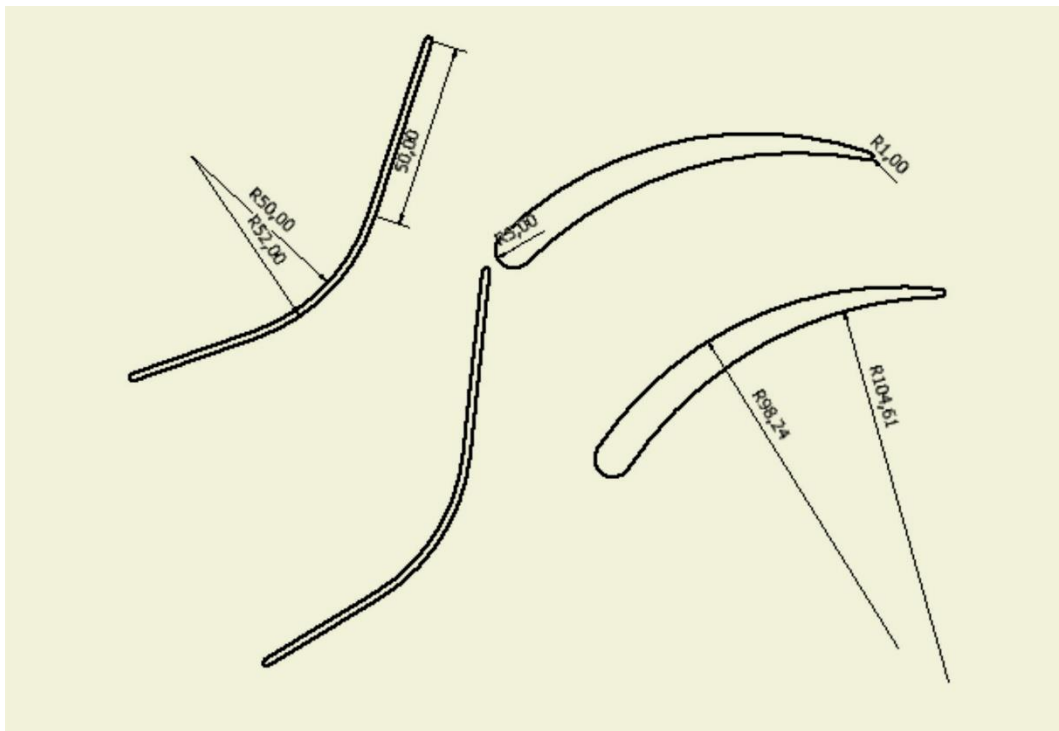


Figura 28 - Geometría de la Turbina Centrípeta

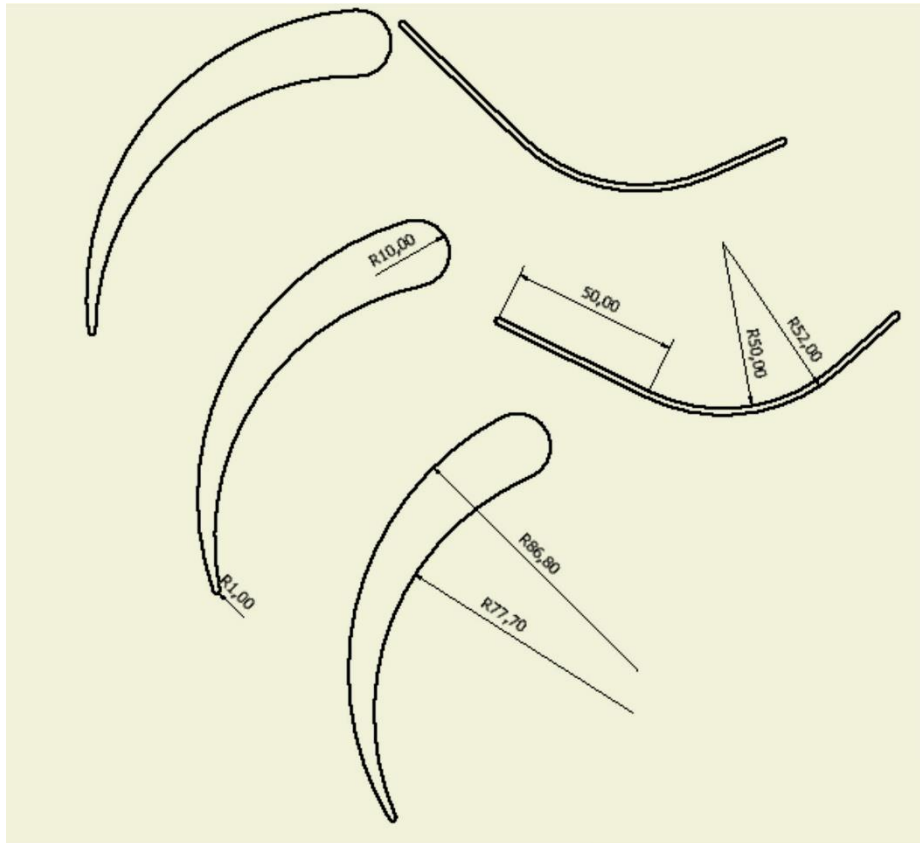


Figura 29 - Geometría de la Turbina Centrífuga

Estas geometrías se simularon en 2 dimensiones mediante técnicas CFD para evaluar el rendimiento no estacionario si se colocasen en un dispositivo OWC.

En vista de los resultados arrojados por las simulaciones se seleccionó la turbina centrípeta para realizar el análisis 3D. Ya que ofrecía un rendimiento superior al de la turbina centrífuga.

Modelo Numérico

Descripción de la geometría:

La geometría de la turbina de impulso se ha generado directamente del modelo 2D anterior, para lo cual se ha utilizado un programa de diseño de CAD.

La turbina consta de un rodete con los alabes asimétricos, ya que se trata de una turbina unidireccional, y de una sola corona de directrices por el mismo motivo. Estas directrices son exteriores al rodete ya que el sentido de funcionamiento de la turbina así lo requiere. Los álabes del rotor están constituidos por arcos de circunferencia, tanto su cara de alta como de baja presión. La geometría del álabe queda definida por el ángulo de entrada de 65° y el de salida de 55° .

Las directrices están formadas por dos tramos rectos unidos por trozo de circunferencia. Estos tramos tienen todos un espesor constante. Las directrices forman un ángulo de 26 grados sexagesimales con la dirección tangencial en la parte más cercana al rotor, en la parte más alejada están completamente alineadas en la dirección radial.

En la parte más interior se encuentra el tubo de salida del flujo, paralelo al eje de giro de la turbomáquina. Este es un sector de corona circular extruido una longitud suficiente con respecto a la escala de la turbomáquina.

Dominio computacional:

El dominio numérico pretende reproducir la turbina lo más fielmente posible. Ya que esta cuenta con simetría radial, solo se ha modelado una parte de la turbina, correspondiente a 1/30, un alabe y una directriz. Con esto se reduce el dominio y por tanto se puede conseguir más resolución en el mallado.

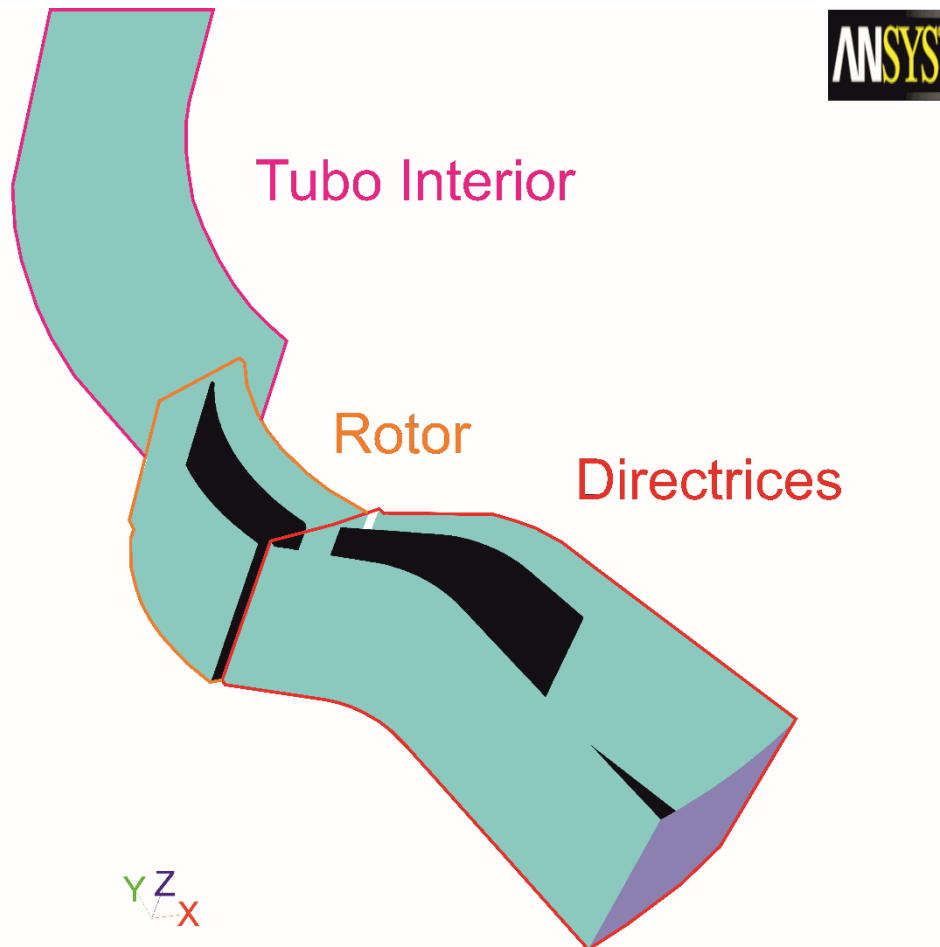


Figura 30 - Dominio computacional

El modelo está delimitado por aristas periódicas que permiten extrapolar los datos obtenidos a una máquina completa. Estas aristas se han creado de manera que no corten ni al rotor ni a las directrices, pasando por los huecos entre los elementos sólidos del dominio. Esto complica el proceso de mallado, pero según experiencias previas la interacción entre las superficies periódicas y las paredes sólidas puede resultar perjudicial para la estabilidad del modelo.

(Pereiras, Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje, 2008)

La geometría de los dominios se ha creado con Autodesk Inventor 13 ®. Dividiéndolo en varias partes para que resulte más fácil su mallado. Para este se ha utilizado Gambit® y la solución del problema se ha realizado con Fluent 12®.

Discretización del Dominio:

Debido a que el software Fluent® utiliza el método de los volúmenes finitos para la resolución del modelo, se requiere de una discretización o mallado del dominio.

Al ser una turbina, la geometría del modelo es altamente compleja, por tanto, el proceso se basa en intentar dividir el dominio en partes más simples. En las zonas más simples se puede utilizar una malla estructurada, que aporta mejores resultados y por lo general menos error, mientras que en las zonas más complejas se utiliza un mallado no estructurado, que, aunque aporta peor resolución, es más flexible y se pueden mallar con él superficies más complejas.

Se ha intentado realizar una discretización lo más regular posible a fin de facilitar los cálculos posteriores. Para esto se ha dividido el dominio en 3 zonas: interior, GV y Rotor, a fin de resultar superficies más simples y por tanto más fáciles de mallar.

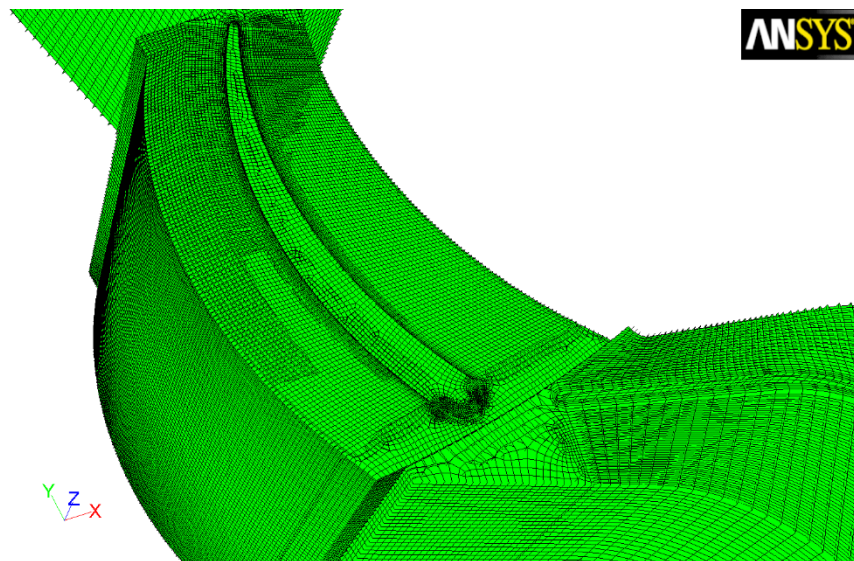


Figura 31 - Detalle de la malla en el rotor

Los volúmenes exterior e Interior al no tener zonas sólidas se han discretizado con una malla regular, apiñando las celdas en los lados más cercanos al rotor o a las directrices respectivamente.

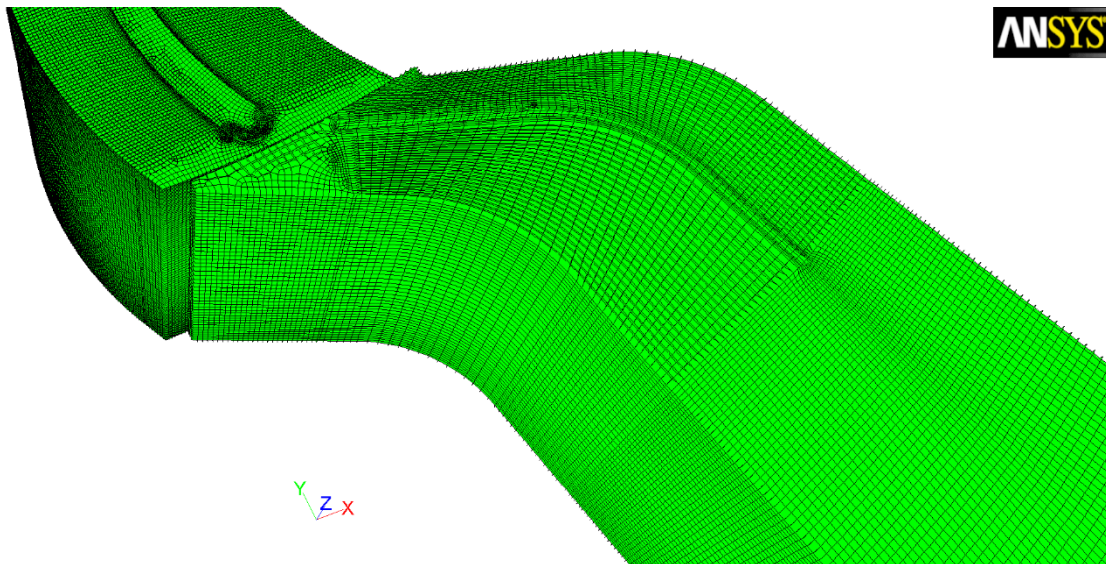


Figura 32 - Detalle de la malla en las directrices

El volumen de las directrices se ha dividido a su vez en volúmenes menores, consiguiendo realizar un mallado estructurado y bastante regular en toda la superficie. En esta zona el mallado se aglomera más en las zonas cercanas a las directrices debido a que se producen los fenómenos de capa límite y el desprendimiento de vórtices, por eso se necesita más resolución en estas zonas.

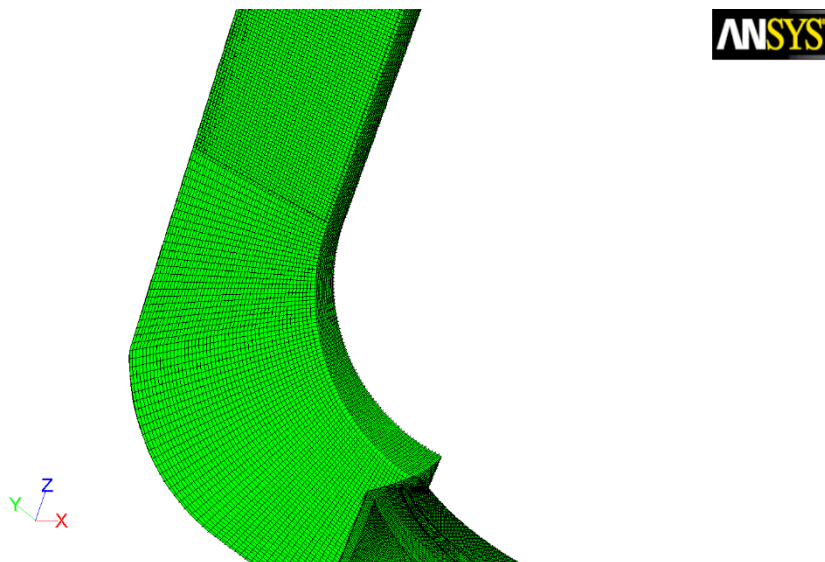


Figura 33 - Detalle de la malla del tubo interior

En el rotor se ha utilizado la misma técnica que en las directrices con la salvedad de que en la punta del alabe se ha utilizado un mallado no estructurado, debido a la complejidad de la superficie.

Calidad del mallado:

La calidad del mallado es un parámetro importante de cara a la resolución del problema, puede afectar tanto a los datos obtenidos como a la propia estabilidad del cálculo. Por tanto se debe conseguir que la calidad del mallado sea la más alta posible.

El parámetro que mide la calidad de las celdas es el *equiangle skew*. La valoración de este parámetro es el siguiente: Entre 0 y 0.25 la celda se considera excelente, entre 0.25 y 0.5 se consideran buenas, entre 0.5 y 0.6 se consideran aceptables y no se recomienda pasar de 0.6 ya que puede influir en el proceso de cálculo y generar problemas en los resultados. (Pereiras, Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje, 2008).

Los dominios usados se han mallado utilizando celdas hexaédricas exclusivamente y solamente un 0.1% supera el valor 0.6 de *equiangle skew*, Además la mayoría de las celdas están en valores próximos al 0.

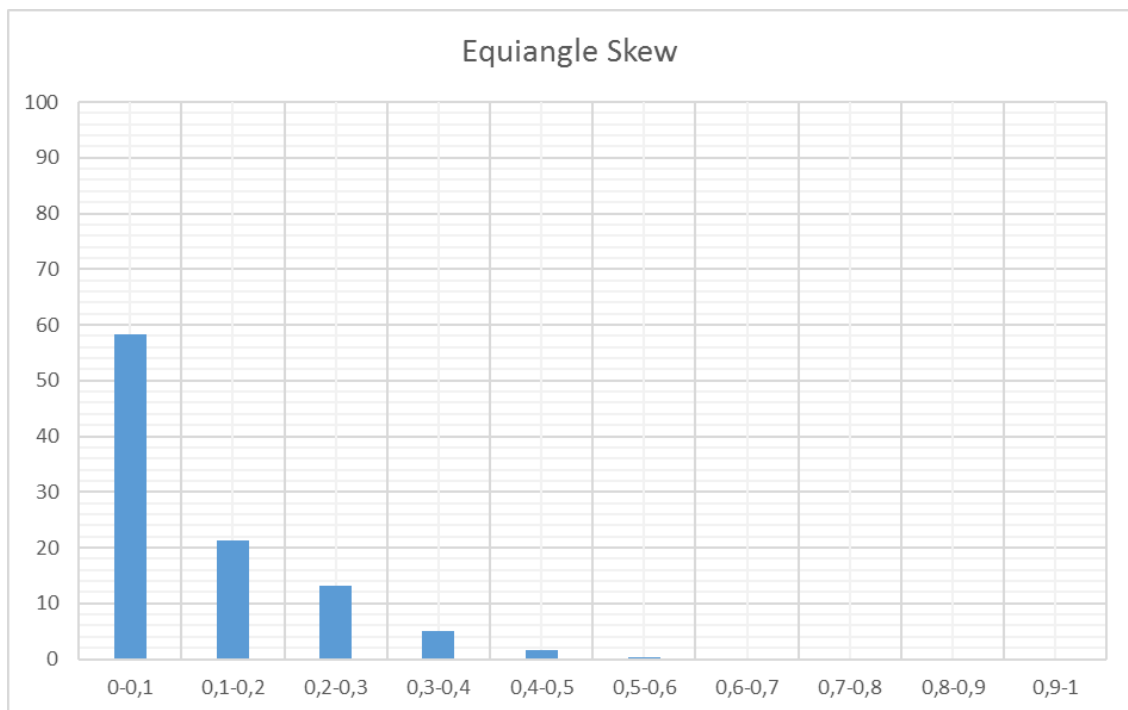


Figura 34 - Porcentaje de celdas según su calidad

Condiciones de Contorno:

La turbina se simula en condiciones estacionarias, a pesar de que en su funcionamiento en realidad funciona en condiciones no estacionarias, pero asumiendo la hipótesis de cuasi-estacionariedad, a partir de los estudios en condiciones estacionarias, se puede realizar el estudio no estacionario. Para los estudios estacionarios se han definido unas condiciones de entrada salida fijas.

Como se mencionó anteriormente, solo se simulará un trozo de la turbina, ya que cuenta con simetría radial, esto hace que las aristas laterales de los dominios estén denominadas como periódicas. Para guardar esta periodicidad todas las áreas tienen una amplitud igual, en nuestro caso $360^\circ/30=12^\circ$.

En la simulación, el rotor debe moverse para que la simulación sea correcta, por tanto, las aristas interiores que delimitan el área del rotor y sus homologas en las áreas circundantes se denominan como Interfaces. Así el Fluent® permite el deslizamiento del rotor. Este deslizamiento se simula mediante la opción Sliding Moving Mesh, en la cual Fluent® en cada *time step*, mueve el rotor un ángulo igual a la velocidad de rotación por el tiempo que el usuario imponga para cada *time step*.

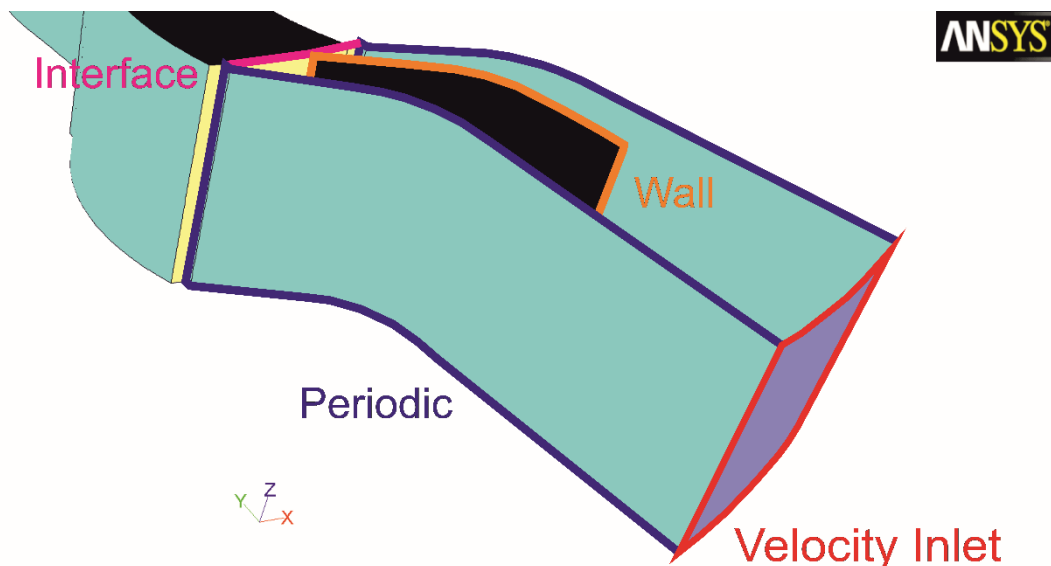


Figura 35 - Boundary Conditions de las directrices

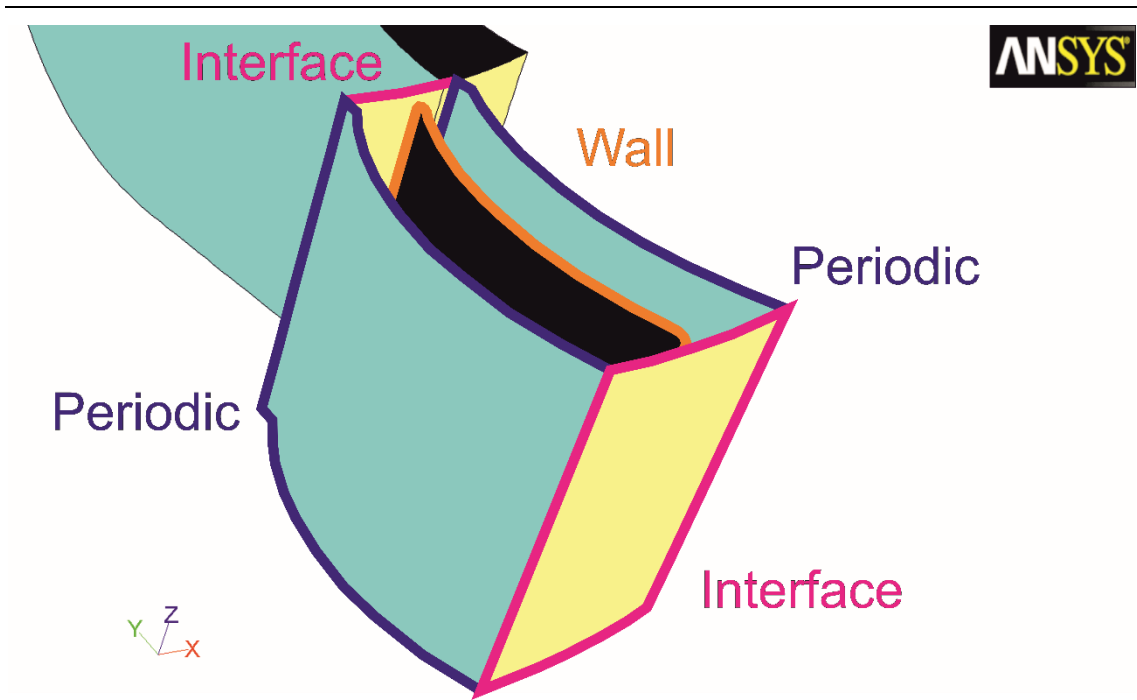


Figura 36 - Boundary Conditions del rotor

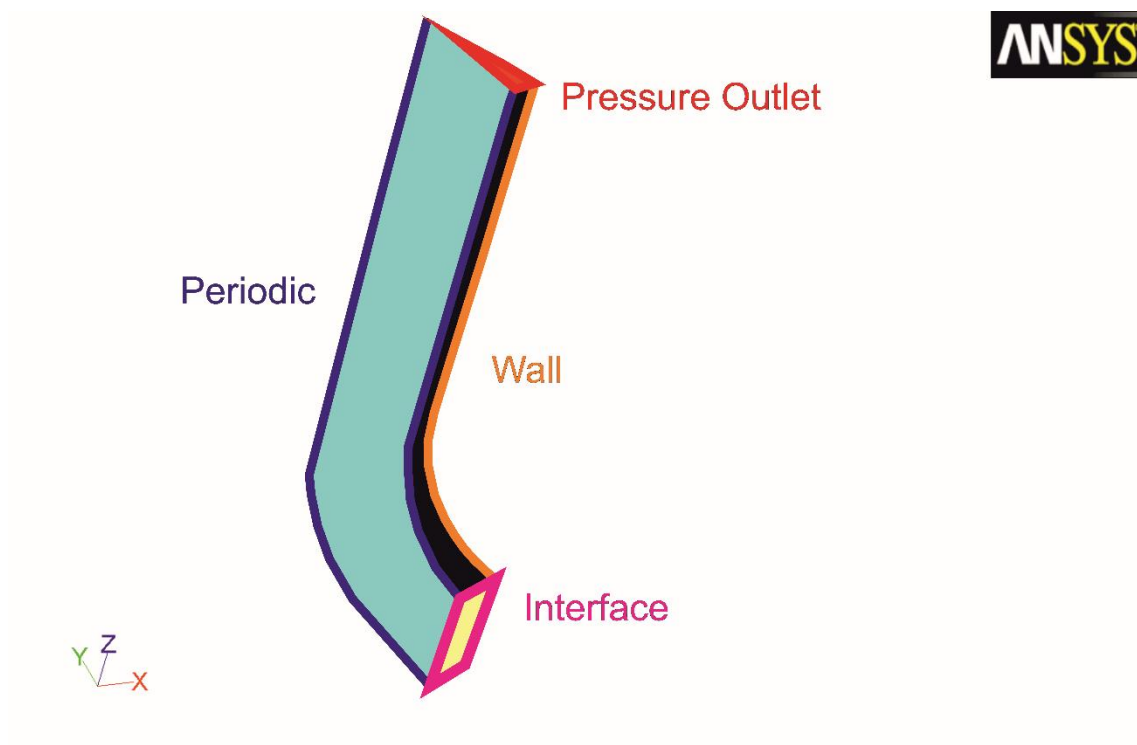


Figura 37 - Boundary Conditions del tubo interior

Todas las superficies sólidas, directrices y alabes, se han denominado como Wall y sobre ellas se aplican las condiciones de no deslizamiento.

Por último, la entrada y la salida de la turbomáquina se han denominado como velocity inlet y pressure outlet respectivamente en sentido directo, en el sentido reverso se han denominado al contrario. Se han hecho 7 simulaciones. 4 de ellas en sentido directo y 3 en sentido reverso, cada una de ellas coincidiendo con un valor definido de coeficiente de flujo. Los valores de coeficiente para los que se ha probado las turbinas son: -1, -0.7, -0.5, 0.5, 0.7, 1, 1.5.

Algoritmos:

Para realizar las simulaciones se ha utilizado el software de CFD Fluent®, este es un programa comercial de ANSYS que permite resolver las ecuaciones de la Mecánica de Fluidos. Estas ecuaciones son las ecuaciones básicas de la Mecánica de Fluidos o de Navier-Stokes: continuidad, cantidad de movimiento y energía. Para realizar una simulación Fluent® utiliza el método de los volúmenes finitos, es decir, resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes para cada celda del dominio computacional.

Fluent® permite resolver estas ecuaciones por dos métodos: El *Pressure-Based Solver* (PBS) y el *Density-Based Coupled Solver* (DBCS).

El DBCS calcula todas las ecuaciones simultáneamente y se recomienda cuando las diferentes variables están interrelacionadas fuertemente unas con otras.

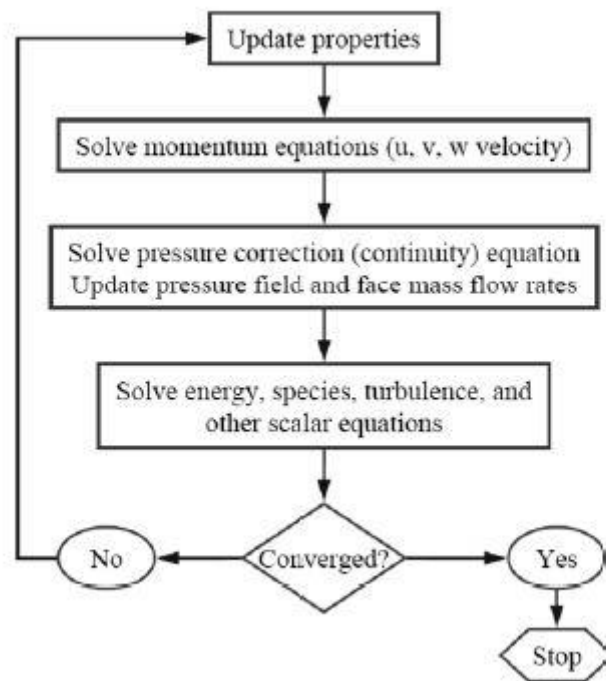


Figura 38 – Proceso iterativo del pbs (Fluent, s.f.)

El PBS por su parte calcula el campo de presiones, a partir del cual, con la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, calcula el campo de velocidades. Esta es la técnica de solución más flexible y la que se ha

utilizado en este proyecto. El PBS utiliza un proceso iterativo conocido como Gauss Sneidel combinado con un método multigrid AMG.

Dentro de este proceso se requiere de un algoritmo de acoplado de la velocidad y la presión. Existen 4 tipos de algoritmos: El método SIMPLE, que ofrece una gran robustez y es el algoritmo más simple. El SIMPLEC es una mejora del SIMPLE que converge en un tiempo menor y por tanto requiere de menos carga de procesamiento. El algoritmo PISO, añade una corrección adicional basándose en las celdas vecinas y el Coupled discretiza el gradiente de presión, pero solo se recomienda para ciertos problemas. En este trabajo se ha utilizado el algoritmo SIMPLE debido a su robustez, para las 20 simulaciones.

Fluent® utiliza un método de resolución conocido como método de los volúmenes finitos centrados en la celda. Esto quiere decir que este software guarda los datos del centro de la celda correspondiente, no obstante para aplicar las ecuaciones de Navier-Stokes se necesitan los datos de las caras. Por esto Fluent® usa diferentes esquemas de interpolación. Para los términos convectivos existen las siguientes posibilidades: *first order upwind*, *second order upwind*, *power law*, *QUICK* y *Third Order MUSCL*. De todos se ha seleccionado el *Third Order MUSCL* dado que aunque es el más complejo ya que utiliza una interpolación de tercer orden es el que reporta resultados más exactos. En cuanto a la interpolación de la presión: *standard*, *PRESTO*, *linear*, *second order* y *Body Force Weighted*. Análogamente se ha seleccionado este último por dar resultados más exactos.

Modelo de turbulencia:

La turbulencia es un fenómeno altamente complejo que tiene gran relevancia en las turbinas, debido a sus condiciones de alta velocidad del flujo por ciertas zonas, desprendimientos en los álabes y en las directrices etc...

Al ser este fenómeno tan complejo es necesario una potencia de cálculo muy elevada para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, aunque esto no es necesario, ya que solo se necesita conocer el comportamiento global de la turbulencia. Estas ecuaciones se simplifican con las ecuaciones RANS (*Reynolds Average Navier-Stokes*), no obstante con esta simplificación aparece un término desconocido que es necesario modelizar. Fluent® trae programadas varios modelos de turbulencia, que difieren entre ellos en el número de ecuaciones con el que se sustituye. Para este trabajo se ha utilizado el modelo $k-\epsilon$, este es un modelo de 2 ecuaciones que reporta buenos resultados con una potencia de cálculo reducida.

Este modelo a su vez cuenta con tres variantes: *standard*, *RNG* y *realizable*. De las cuales se ha escogido la *realizable*, debido a que es la más completa de las 3 y se puede usar en más situaciones.

Modelo de pared:

En las turbomáquinas se producen fenómenos de interacción entre el flujo y las paredes sólidas, bien sea las paredes, directrices o álabes. Esta interacción se presenta en forma de fenómenos de capa límite, donde predomina el flujo de transferencia entre laminar y turbulento.

Para conseguir unos resultados realistas se requiere de un correcto modelizado de la turbulencia cerca de las paredes. Dentro del modelo $k-\varepsilon$, esta modelización se denomina *Near Wall Treatment* y ofrece tres posibilidades en función del parámetro del mallado y^+ . Este parámetro depende directamente del alto de la primera celda pegada a las paredes. Si la malla es muy fina con un y^+ del orden de 1 se recomienda usar el *Enhanced Wall Treatment*, para una malla menos fina, y^+ entre 5 y 30, se recomienda *Non-Equilibrium Wall Functions* y para unas celdas ya mayores, y^+ mayor de 30, se usa el *Standard Wall Functions*. Fluent® da una cuarta opción donde el usuario puede programar su propio método, no obstante esto está orientado a gente profesional del CFD y esta opción se obviará.

Como el mallado es suficientemente fino cerca de las paredes se optó por el modelo *Non-Equilibrium Wall Function*.

Factores de Subrelajación

Los valores de subrelajación que se programan en Fluent® controlan el proceso de actualización de las variables entre cada iteración. Estos factores ayudan en gran parte a la convergencia de la simulación.

Pressure	0.3
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.7
Turbulent Kinetic Energy	0.8
Turbulent Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	1

Condiciones operativas y propiedades del flujo

En la siguiente tabla se recogen las condiciones operativas de las simulaciones:

Presión de referencia	101325 Pa
Gravedad en el eje x	0 m/s ²
Gravedad en el eje y	0 m/s ²

Las condiciones del flujo son las siguientes:

Fluido	Aire	
Densidad	1.225 kg/m ³	Constante
Viscosidad	1.7894*10 ⁻⁵ kg/(m*s)	Constante

Condiciones de contorno:

En la siguiente tabla se recogen las condiciones de velocidad de las 6 simulaciones, como se comentó anteriormente las velocidades de entrada se han obtenido para unos coeficientes de flujo concretos:

Turbina en directo				
Φ	0.5	0.7	1	1.5
v(m/s)	1.90	2.66	3.80	5.70

Turbina en reverso			
Φ	0.5	0.7	1
v(m/s)	589.04	824.66	1178.09

Resumen de las características del modelo numérico

En este apartado se resumen las principales características del modelo numérico:

Generación de la geometría	Inventor 13®
Geometría	Periódica Sector de 1/30 del rotor
Programa de mallado	Gambit 2.4®
Mallado	No estructurado Hexaedros
Programa de resolución	Fluent 12.1.4®
Solver	PBS. No estacionario
Condiciones de contorno	Periodicidad Velocity Inlet/Pressure Outlet Dos Interfaces Rotor Móvil (SSM) a 300 rpm Condición de no deslizamiento en paredes
Turbulencia	Modelo k- ϵ realizable Modelo de pared <i>Non-Equilibrium</i>
Time step	10 ⁻⁴ s
Discretización	Término temporal: <i>Second order implicit</i> Término convectivo: <i>Third Order MUSCL</i>
Acoplamiento Presión Velocidad	SIMPLE
Residuales	10 ⁻⁵

Resultados

Datos obtenidos de las simulaciones:

De las simulaciones se han obtenido una serie de datos de cara a analizar el comportamiento de la turbina. Para ello se han programado unos monitores en Fluent® que en cada *time step* guardan el valor de la variable en cuestión. Se han programado varios monitores en cada simulación, que guardan los datos de velocidades, presiones, caudal másico y momento sobre los álabes.

Fluent® en cada *time step* tiene los datos de presión de todas las celdas de una superficie, este tiene que hacer una media para ofrecer un único valor. La forma en que se realiza esa media se puede configurar *Report type*, en este se ha escogido *Mass Weighted Average*, dado que realiza una media ponderada no solo por el tamaño de la celda, sino por la cantidad de masa que contiene.

Se han determinado 5 lugares donde es interesante obtener los datos: llamando a cada una de ellas con una letra A,B,C,D,E. Para cada uno de estos lugares se han obtenido los datos de velocidades tanto radial como tangencial y de presiones tanto estática como total.

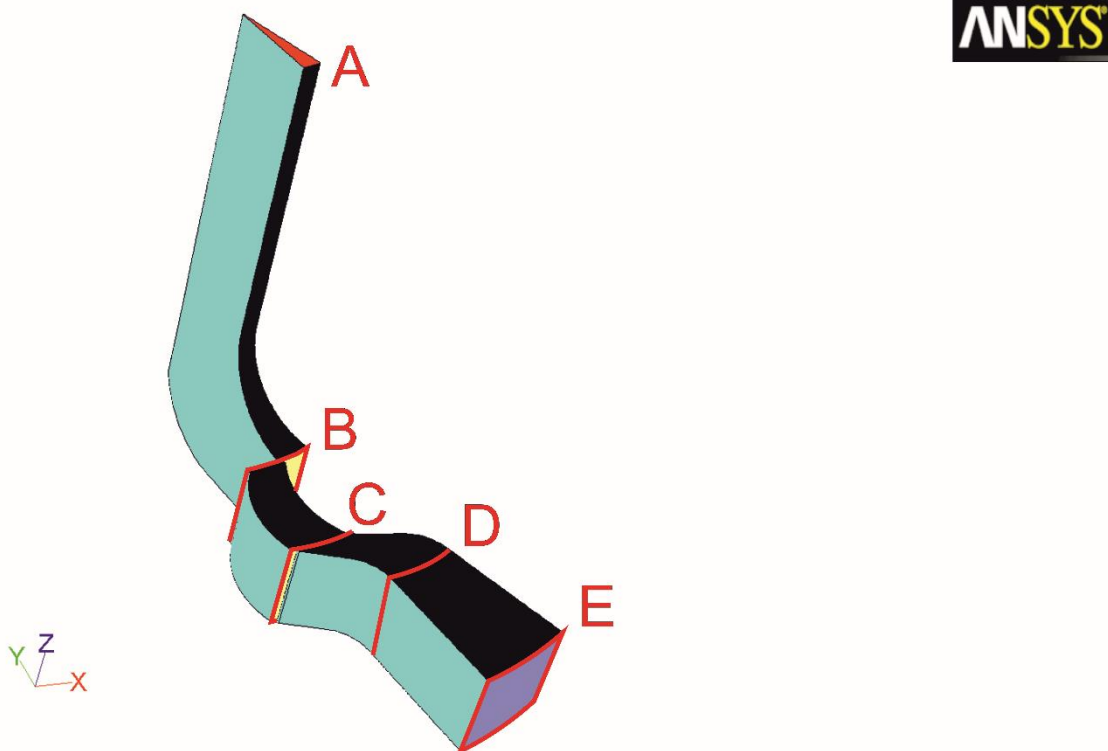


Figura 39 - Secciones de los que se han obtenido los datos

Dado que para simular el movimiento del rotor, Fluent® va moviendo el mallado, estos datos van cambiando para cada time step, por tanto el último dato no es representativo. Con el programa Matlab® se han leído los monitores creados con Fluent® y se ha hecho la media de los últimos 50 *time steps*, para evitar errores.

Análisis estacionario:

El primer estudio que se realiza de la turbina es un análisis estacionario, donde por la turbina pasa un caudal fijo. Este análisis es la base para realizar luego un análisis no-estacionario donde por la turbina pasa un caudal variable.

Para este estudio a partir de los datos obtenidos se calculan la diferencia de presión entre la entrada y la salida. Para ellos se utilizarán las ecuaciones 1 y 2.

Ecuación 1 – Cálculo de la diferencia de presión en sentido directo

$$\Delta P_{directo} = P_{entrada} - P_{T\ salida} = P_{entrada} - (P_{salida} + \frac{1}{2} * \rho * v^2)$$

Ecuación 2 – Cálculo de la diferencia de presión en sentido reverso

$$\Delta P_{reverso} = P_{salida} - P_{T\ entrada} = P_{salida} - (P_{entrada} + \frac{1}{2} * \rho * v^2)$$

En la salida del flujo siempre se debe tomar la presión total, debido a que toda la presión que tienes al inicio de la turbina se va transformando en parte en velocidad, además esta es energía que no se aprovecha, por tanto, hay que tenerla en cuenta.

Como la potencia total del flujo se puede calcular como la diferencia de presión por el caudal, se calcula éste con la Ecuación 3.

Ecuación 3 – Cálculo del caudal

$$Q = \Phi * \omega * 2 * \pi * r^2 * e$$

Para el cálculo del rendimiento de la turbina solo se necesita desadimensionalizar el momento. Fluent® nos reporta un coeficiente adimensional llamado C_m , ecuación 4. Este coeficiente permite calcular el par por metro de ancho de la máquina, ya que este no es el mismo para diferentes anchos de la máquina, además a la hora de configurar su monitor se le ha pedido al Fluent® que sea el momento sobre un solo álabe, por tanto, se debe multiplicar por 30, para tener el del rodete completo.

Ecuación 4 – Cálculo de C_m

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2} * \rho * v^2 * D^3}$$

Con todos estos datos se han graficado los distintos parámetros en función del coeficiente de flujo, buscando una relación polinómica aproximada que modelice el comportamiento de las turbinas. Con estas relaciones se puede obtener el rendimiento de la turbina en el dominio.

Además, se han obtenido los coeficientes adimensionales del par y de la diferencia de presión para posteriores trabajos que intenten mejorar los resultados presentes. Ecuaciones 5 y 6.

Ecuación 5 – Cálculo del coeficiente adimensional del par C_T

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} * \rho * (u_r^2 + v_r^2) * r_R * A_R}$$

Ecuación 6 – Cálculo del coeficiente adimensional de la diferencia de presión C_P

$$C_P = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} * \rho * (u_r^2 + v_r^2)}$$

Con vistas a mejorar el diseño de la turbina en un futuro se han obtenido las gráficas de pérdidas para los dos cuerpos de la turbomáquina, directrices y rotor. Con esto se puede ver donde se disipa más energía e intentar mejorar su diseño y con ello el rendimiento de la turbina. Ecuaciones 7 y 8.

Ecuación 7 – Cálculo de las pérdidas en el rotor

$$\mathbf{Pérdidas}_{Rotor} = (\Delta P_{Rotor} * Q) - (\omega * T)$$

Ecuación 8 – Cálculo de las pérdidas en las directrices

$$\mathbf{Pérdidas}_{Directrices} = (\Delta P_{Directrices} * Q)$$

Por último se ha obtenido el ángulo de entrada y salida del rotor a fin de comprobar si lo obtenido en modelo teórico se cumple en el modelo

numérico. Además, se puede visualizar así si es necesario cambiar estos ángulos a fin de optimizar la geometría, ecuación 9 y 10.

Ecuación 9 – Cálculo del ángulo de entrada al rotor

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{v_r}{v_t - u_r}$$

Ecuación 10 – Cálculo del ángulo de salida del rotor

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{v_r}{v_t}$$

Estos dos ángulos no son constantes para cualquier coeficiente de flujo, ya que los triángulos de velocidad cambian para los distintos caudales. Por tanto, al graficarlos deben coincidir con los ángulos de diseño para un coeficiente cercano al 0.7, que era nuestra condición de diseño. Además, el rendimiento de la turbina debería ser máximo para un coeficiente de flujo similar.

A continuación, se muestran estos parámetros:

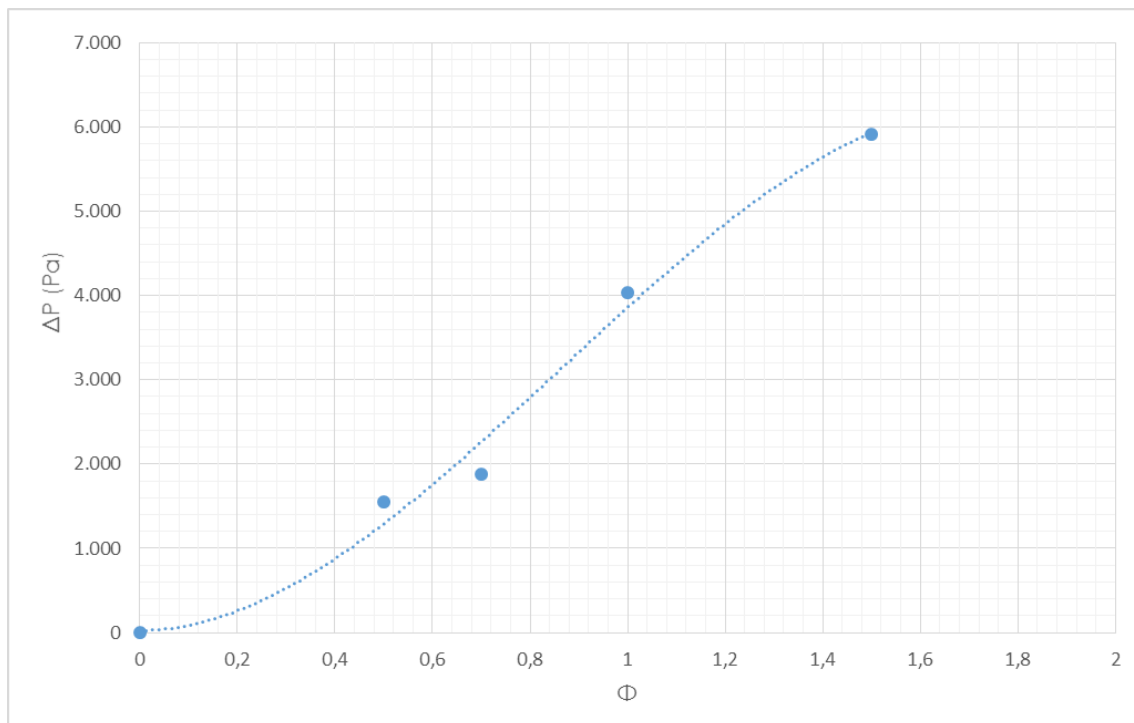


Figura 40 - Gráfico de la diferencia de presión en sentido directo

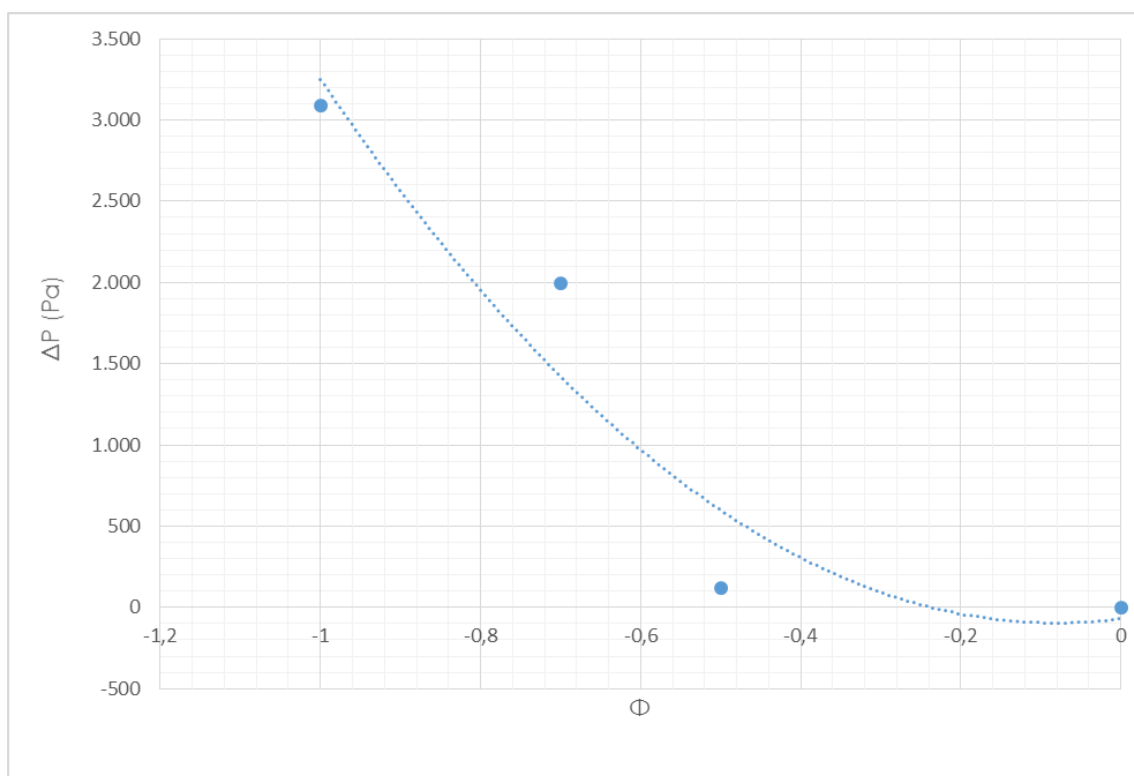


Figura 41 - Gráfico de la diferencia de presión en sentido reverso

Ecuación 11 - Función polinómica aproximada de la diferencia de presión a partir del coeficiente de caudal en sentido directo

$$\Delta P_{Directo} = -2398.2 * \Phi^3 + 6201.3 * \Phi^2 + 32.613 * \Phi + 24.579$$

Ecuación 12 - Función polinómica aproximada de la diferencia de presión a partir del coeficiente de caudal en sentido directo

$$\Delta P_{Reverso} = 3968.5 * \Phi^2 + 648.39 * \Phi$$

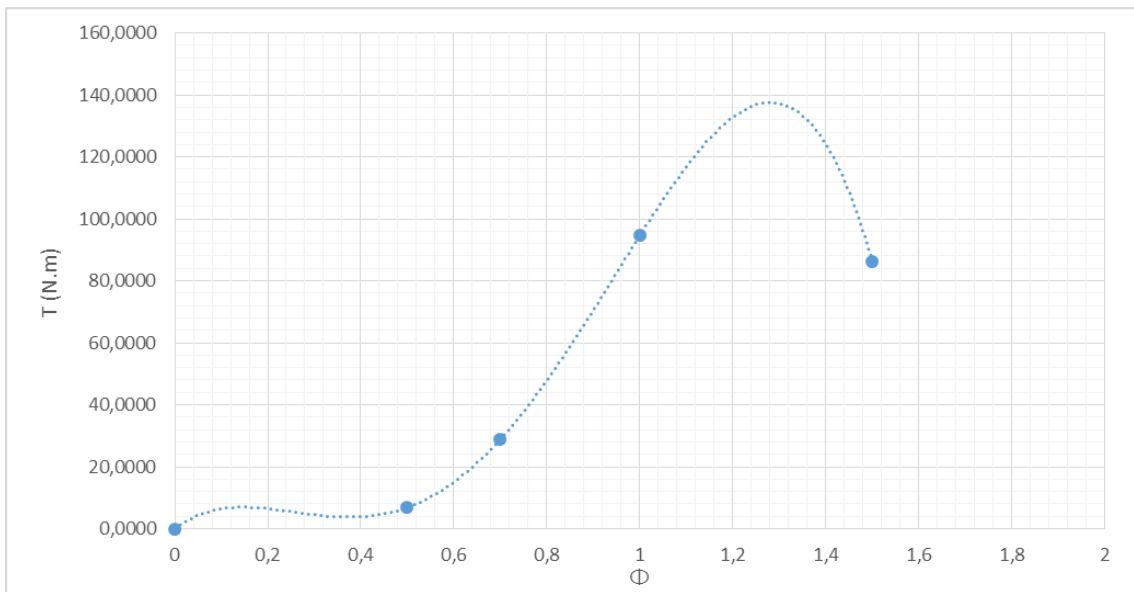


Figura 42 - Gráfico del par en sentido directo

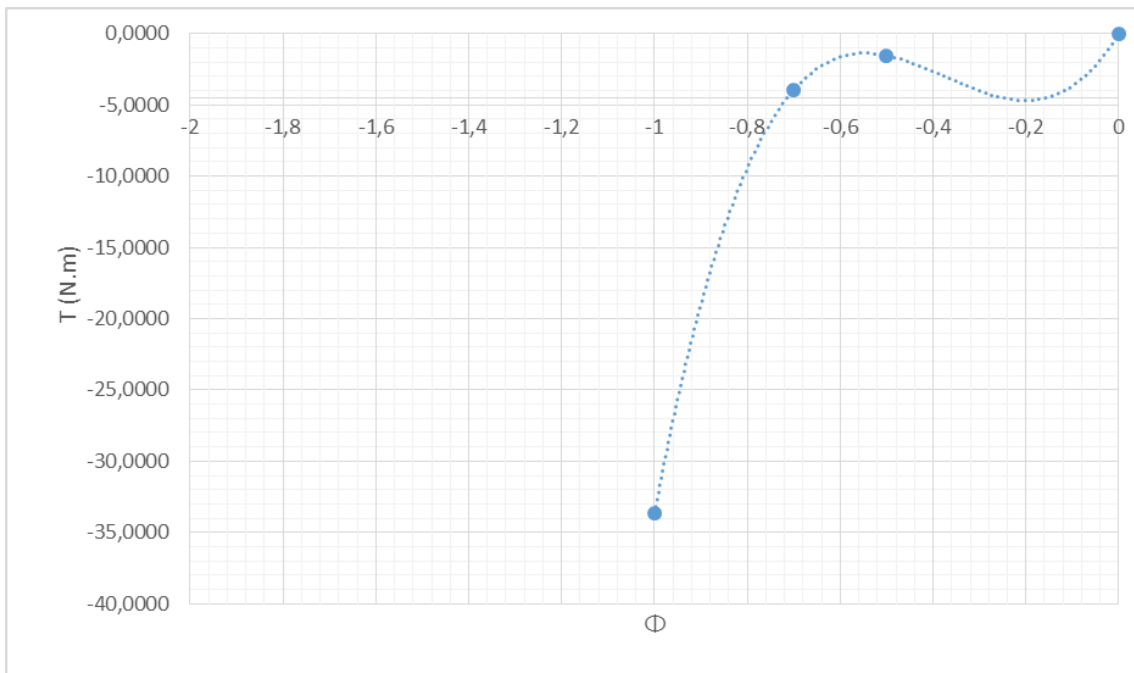


Figura 43 - Gráfico del par en sentido reverso

Ecuación 13 - Función polinómica aproximada del par a partir del coeficiente de caudal en sentido directo

$$T_{Directo} = -397.12 * \Phi^4 + 955.24 * \Phi^3 - 576.07 * \Phi^2 + 112.6 * \Phi$$

Ecuación 14 - Función polinómica aproximada del par a partir del coeficiente de caudal en sentido reverso

$$T_{Reverso} = 161.25 * \Phi^3 - 180.72 * \Phi^2 + 53.138 * \Phi$$

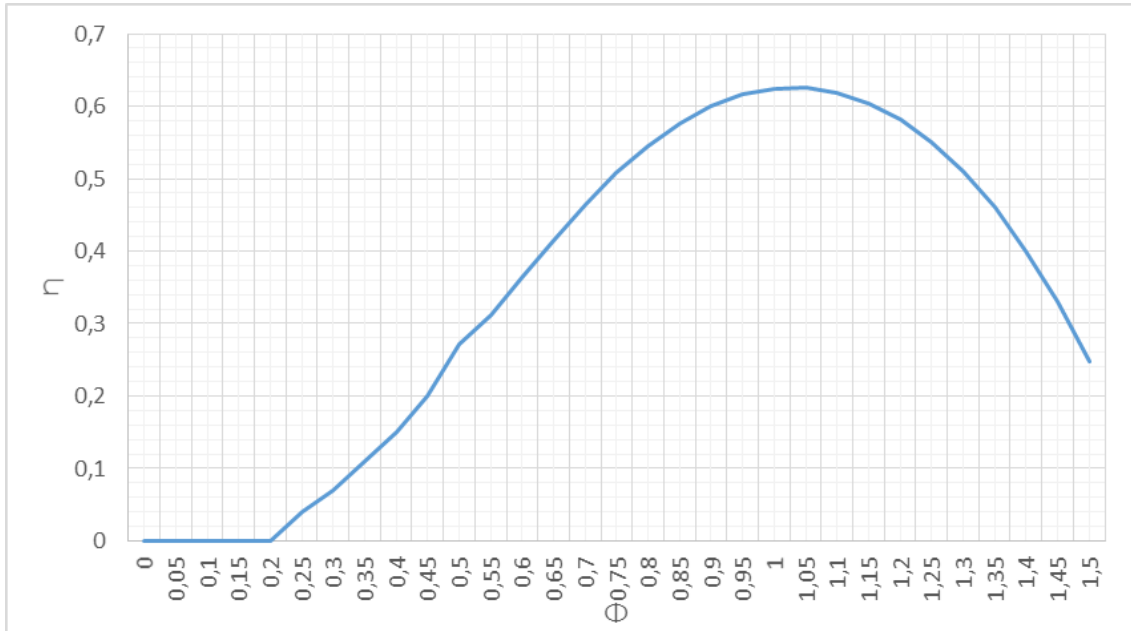


Figura 44 – Rendimiento de la turbina

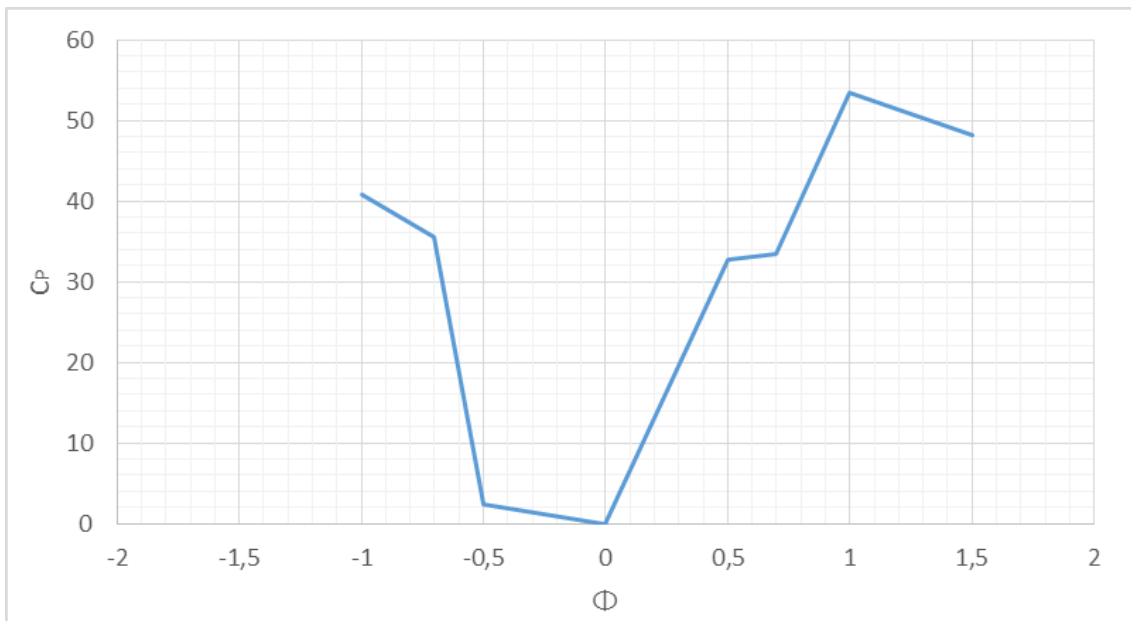


Figura 45 – Gráfico de CP frente a Φ

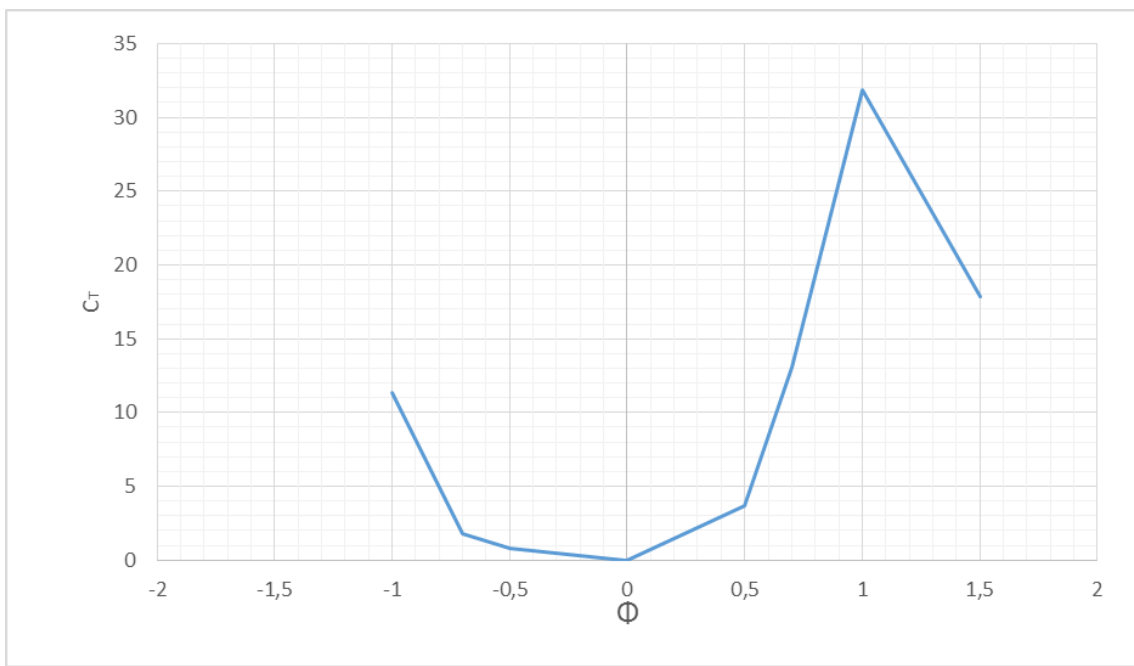


Figura 46 – Gráfico de CT frente a Φ

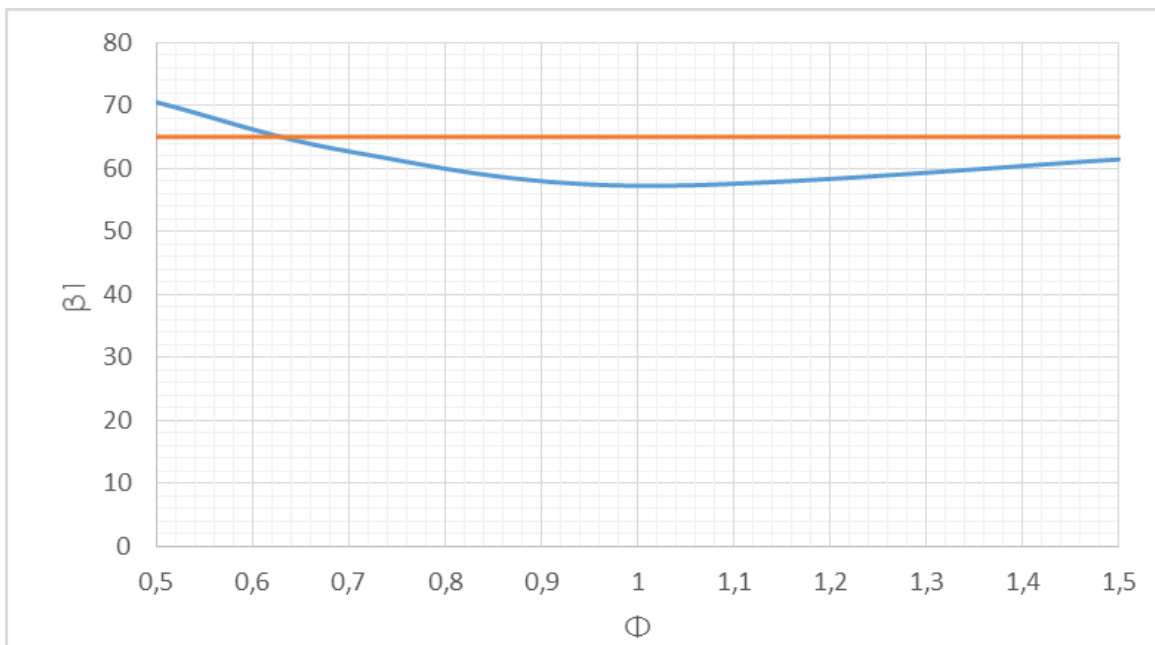


Figura 47 - Ângulo de entrada al rotor comparado con el de diseño

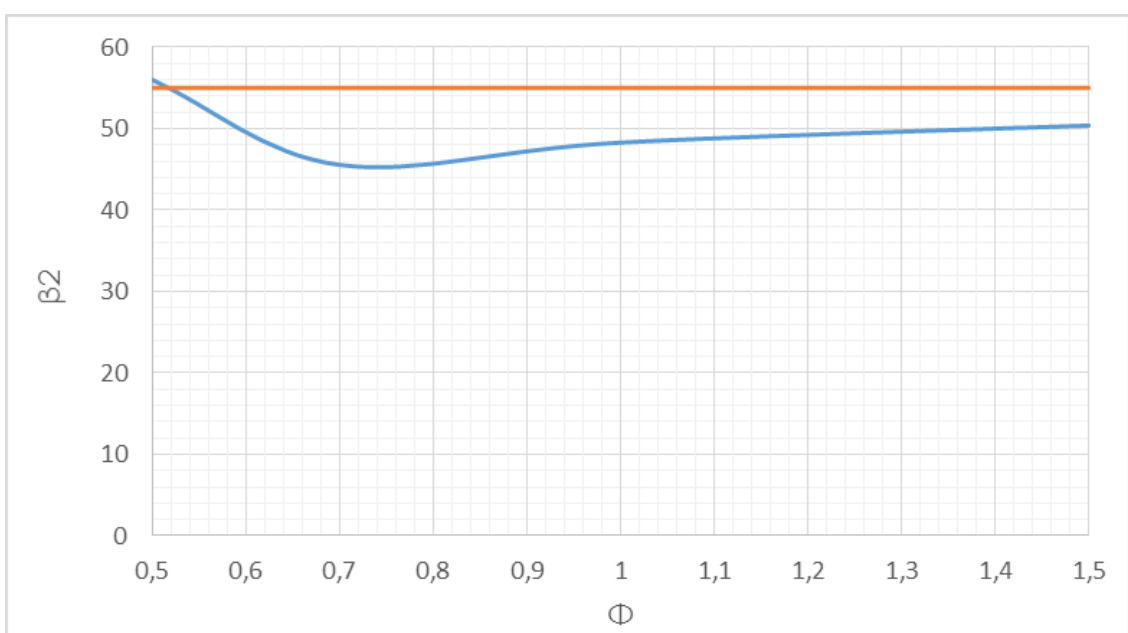


Figura 48 - Ángulo de salida del rotor comparado con el de diseño

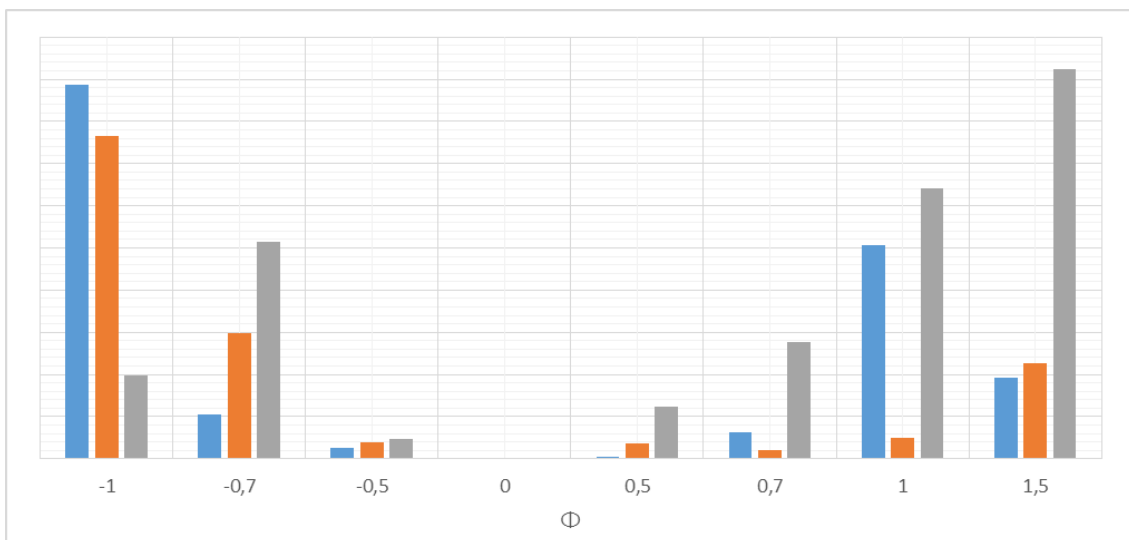


Figura 49 - Perdidas en las directrices (azul), en el rotor (naranja) y en el conducto (gris)

Análisis no estacionario:

La turbina finalmente no operará en condiciones estacionarias, ya que el caudal que pasa por ella no deja de fluctuar con las olas. Para realizar este análisis se necesitan de los datos obtenidos en el análisis estacionario. Primero vamos a suponer una entrada de flujo aleatoria, se ha tomado como parámetros los siguientes:

Ecuación 15 - Cálculo de la entrada supuesta

$$\Phi = \Phi_{Max} * \sin\left(\frac{2 * \pi}{T} * t\right)$$

$$\Phi_{Max} = 2 / 1.5 / 1$$

$$T = 10 \text{ s}$$

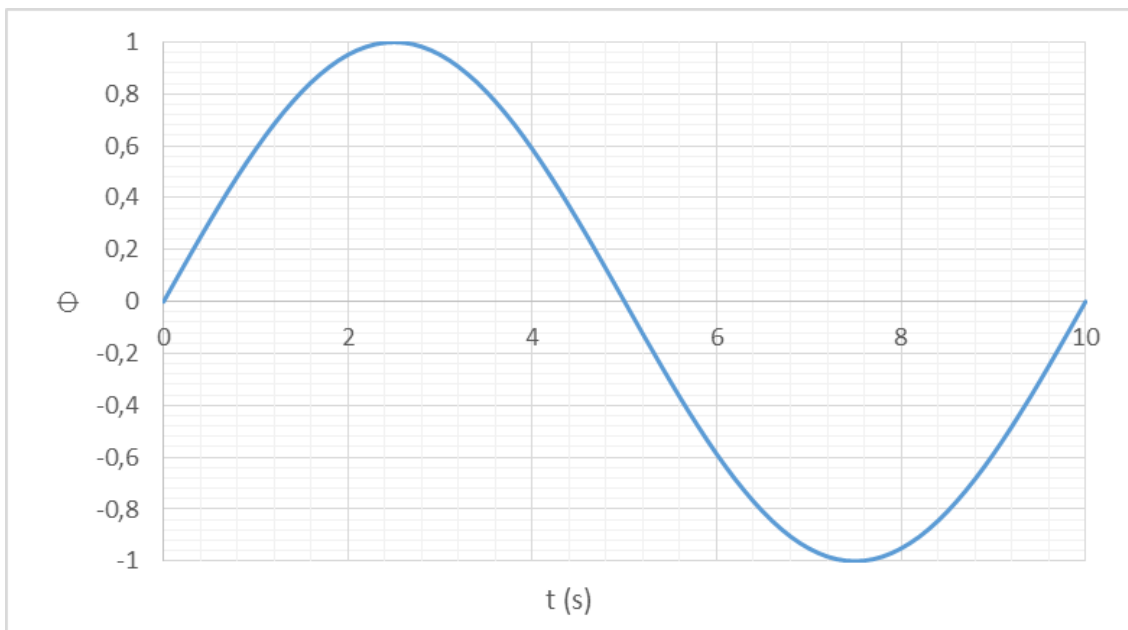


Figura 50 – Gráfico de la entrada de flujo a las turbinas (Φ=1)

Como la entrada del flujo es sinusoidal, solo se realizan los cálculos para un cuarto del periodo, ya que en el resto se considera simétrico y no influye para el cálculo del rendimiento no estacionario.

Para cada coeficiente de flujo supuesto se ha resuelto el siguiente sistema de ecuaciones: se sabe que las dos turbinas gemelas deben funcionar con la

misma diferencia de presión, además el coeficiente de flujo reverso y directo, sumado, deben dar el coeficiente total obtenido de la Ecuación 15.

Con esto se obtiene el flujo directo y reverso, mediante las ecuaciones anteriores (Ecuación 13 y

Ecuación 14), se puede obtener el par en los dos sentidos, que sumados nos da el par total, debido a que las dos turbinas comparten un mismo eje. Además con el coeficiente de caudal se puede obtener automáticamente el caudal que pasa por las turbinas.

Al tener los datos de caudal, diferencia de presión, par total y velocidad de giro, se puede obtener automáticamente el rendimiento no estacionario de la turbina con la Ecuación 16.

Ecuación 16 – Cálculo del rendimiento no estacionario

$$\eta = \frac{4}{T} * \frac{\int_0^{T/4} \omega * T(t) dt}{\int_0^{T/4} Q(t) * \Delta P(t) dt}$$

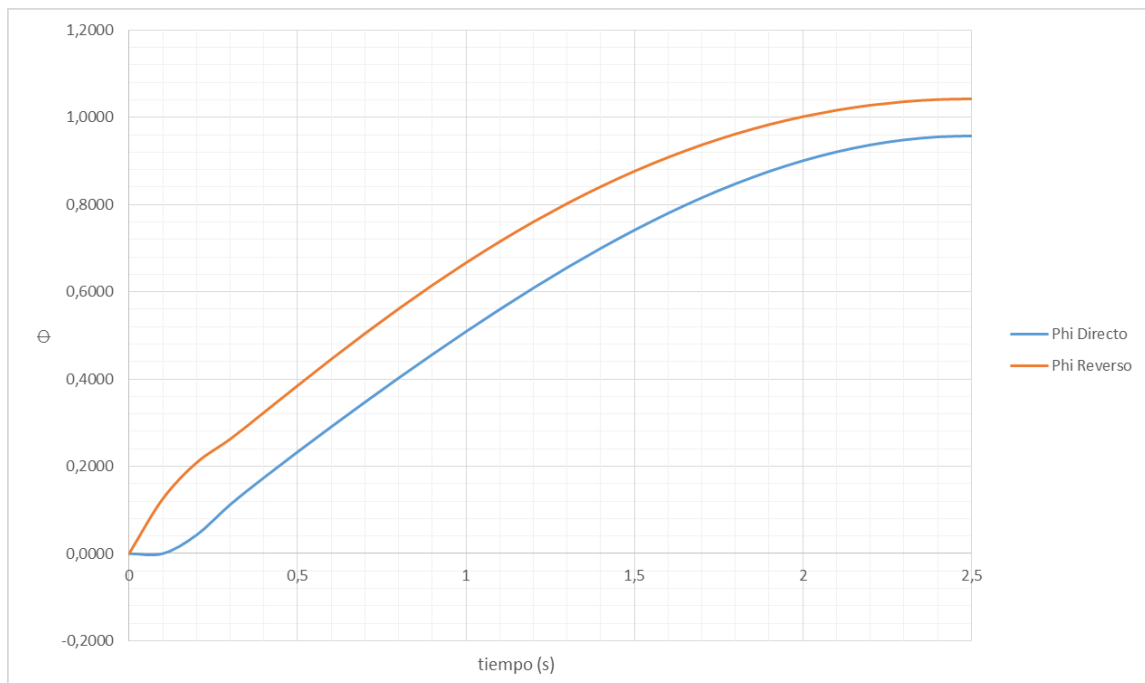


Figura 51 - Reparto del caudal entre las turbinas ($\Phi=2$)

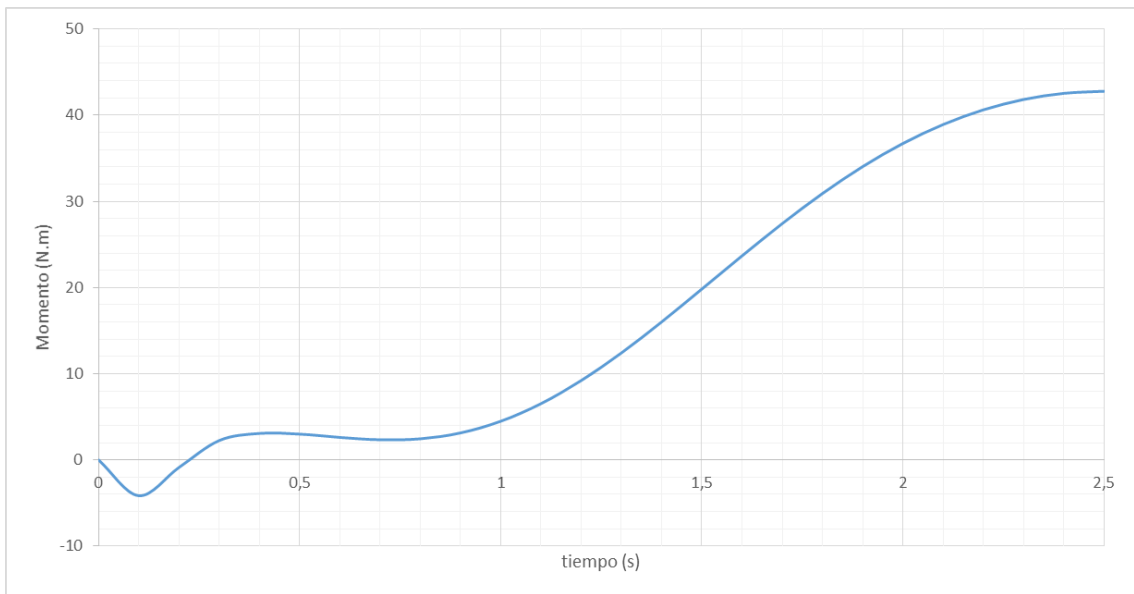


Figura 52 - Gráfico del momento a lo largo del ciclo ($\Phi=2$)

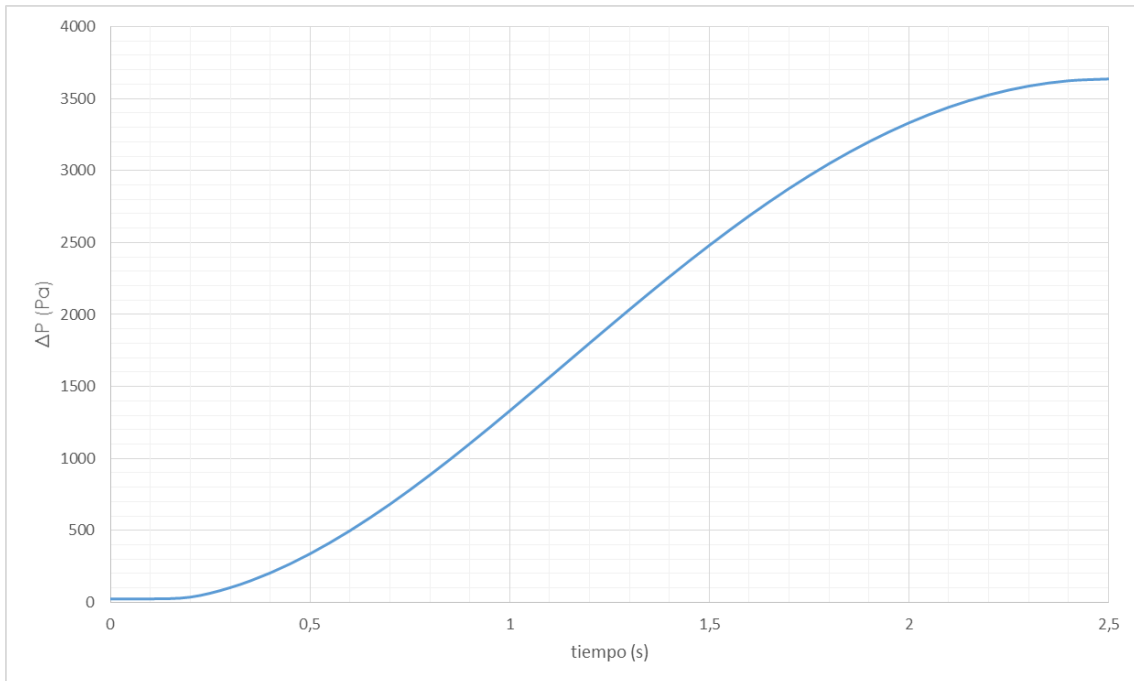


Figura 53 - Gráfico de la diferencia de presión a lo largo del ciclo ($\Phi=2$)

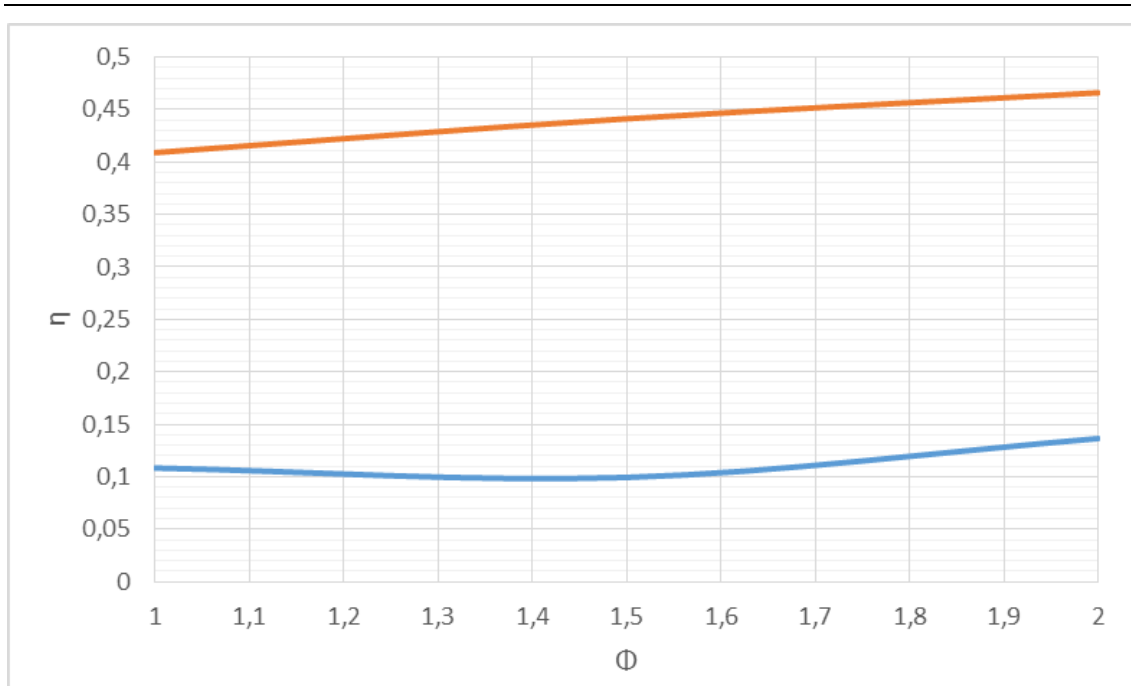


Figura 54 - Gráfico del rendimiento total del ciclo (azul) y del rendimiento de bloqueo del flujo (naranja) en función del coeficiente de caudal máximo de la senoide

Conclusiones

La principal conclusión que se puede derivar del presente estudio es la gran diferencia entre la anterior simulación 2D y la presente simulación 3D. El prometedor rendimiento bidimensional no se ha alcanzado en la simulación 3D, como ya se auguró en el anterior trabajo. Esto en gran medida ha sido debido al conducto de salida del flujo. Este conducto en sentido directo forma un remolino que induce gran cantidad de pérdidas y por tanto una diferencia de presión muy grande. En la Figura 49 se puede ver como en sentido directo la principal fuente de pérdidas es el conducto. Posiblemente la geometría del conducto no haya sido la óptima, ya que tiene un radio muy pequeño, lo que aumenta la velocidad del flujo a su través y esto repercute en las pérdidas directamente.

Un segundo problema del conducto ha sido el aumento de la diferencia de presión en la turbomáquina. Esto ha hecho que el caudal se reparta de manera menos efectiva en el análisis no estacionario, dando un peor rendimiento de bloqueo del flujo.

Algo positivo que se puede sacar es el bajo par en sentido reverso que frena la turbomáquina, cosa muy positiva para este tipo de sistemas de turbinas gemelas. Gracias a este bajo par el sistema puede aprovecharse para la producción de energía.

En futuros trabajos se debería cambiar la geometría del conducto de salida a fin de mejorar el rendimiento, que aunque ha bajado, sigue siendo esperanzador para esta nueva tecnología de "twin turbines". Además en vista de las últimas publicaciones, se debería probar a alargar el rotor hacia más adentro de la turbomáquina ocupando parte del conducto. Otra posibilidad es afinar el alabe del rotor y abrir este de manera que se produzca aún menos par reverso y esto aumente el rendimiento.

Bibliografía

- Clement. (2002). *Wave energy in Europe, current status and perspectives*.
- EEUU, D. d. (2006). *Ocean Current Energy Potential on the U.S. Outer Continental Shelf*.
- Energy, W. T. (s.f.). Obtenido de <http://www.wyretidalenergy.com/tidal-barrage/la-rance-barrage>
- Fluent. (s.f.). Obtenido de www.fluent.com
- Madrid, U. P. (s.f.). Obtenido de <http://www.dinel.upm.es/proyectos.html>
- Marinet. (s.f.). Obtenido de <http://www.fp7-marinet.eu/EVE-mutriku-owc-plant.html>
- Pereiras, B. (2008). *Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje*.
- Pereiras, B. (2013). *CFD Analysis of a Unidirectional Axial Turbine For Twin Turbines Topology in OWC Plants*.
- Power, P. W. (s.f.). Obtenido de <http://www.pelamiswave.com/location>
- Sayigh, A. A. (2011). *COMPREHENSIVE RENEWABLE ENERGY*.
- science, i. o. (s.f.). Obtenido de <http://www.intechopen.com/books/new-developments-in-renewable-energy/ocean-s-renewable-power-and-review-of-technologies-case-study-waves>
- SeaGeneration. (s.f.). Obtenido de <http://www.seageneration.co.uk/index.php>
- Takao, M. (2012). *Air Turbines for Wave Energy Conversion*.
- Tecnology, P. (s.f.). Obtenido de <http://www.power-technology.com/projects/statkraft-osmotic/statkraft-osmotic1.html>
- WWF. (2013). *Observatorio de La electricidad enero 2013*.