

ESTUDIO ANALÍTICO MEDIANTE CFD DE UNA TURBINA DE IMPULSIÓN RADIAL PARA SISTEMAS OWC

Fernando Cadenas Fernández [*], Bruno Pereiras García []**
[*] **Alumno**; [**] **Tutor(es)**
uo232164@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

Los sistemas OWC (Oscillating Water Columns) son los dispositivos más prometedores entre las tecnologías de energía undimotriz. Sin embargo, la tecnología aún no está completamente madura porque hay muchas preguntas sin resolver. El principal problema que se debe resolver el investigador es la selección del "Power Take Off", que solía ser una turbina.

Las turbinas radiales son una de las posibilidades; sin embargo, debido a su baja eficiencia, a menudo no es la mejor opción.

Sin embargo, estudios recientes han revelado que las turbinas radiales deben tenerse en cuenta porque permiten al sistema OWC lograr un mejor rendimiento. Por lo tanto, este trabajo ha desarrollado un nuevo perfil de rotor, con el objetivo de optimizar el rendimiento de toda la turbina.

Se han llevado a cabo simulaciones de CFD para evaluar el rendimiento del nuevo diseño de rotor bajo flujo bidireccional.

Los resultados han demostrado que se han alcanzado mejoras en el modo de inhalación, mientras que el rendimiento en la exhalación sigue siendo aproximadamente el mismo. Por lo tanto, se debe hacer mucha investigación para aumentar la eficiencia durante la espiración, sin penalizar el proceso de inhalación.

ABSTRACT

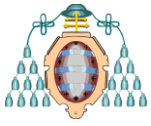
Oscillating Water Columns are the most promising device among wave energy technologies. However, the technology is not completely mature yet because there are many questions unsolved. The main issue which the researcher must solve is the selection of the "Power Take Off", which used to be a turbine.

Radial turbines are one of the possibilities, however, due to its low efficiency, it is commonly referred as not-the-best-option.

Nevertheless, recent studies have revealed that radial turbines should be taken into account because it allows to the OWC to achieve a better performance. Hence, this work has developed a new rotor profile, aiming to optimize the performance of the whole turbine.

CFD simulations have been carried out to assess the performance of the new rotor design under bidirectional flow.

The results have shown that improvements have been reached in inhalation mode, whereas the performance in exhalation remains approximately the same. Hence, much research should be done in order to increase the efficiency during exhalation as well, without penalizing the inhalation process.



INTRODUCCIÓN

La energía undimotriz es una de las componentes de la energía marina con mayor desarrollo en los últimos años. Se estima que posee un potencial teórico de 29500 TWh/año para todo el planeta(1). El principal uso de esta energía está dedicado a la conversión en energía eléctrica de la energía contenida en las olas del mar. Existiendo diferentes métodos para el aprovechamiento de esta energía, uno de los más prometedores frente a un futuro cercano, son los sistemas OWC (Oscillating Water Column)(1-3).

Las centrales undimotrices basadas en sistemas OWC o también llamadas plantas OWC (*Fig.1*), funcionan al aprovechar la energía neumática del aire en una turbina. Una masa de aire se encuentra en contacto con la superficie libre del agua en el interior de una cámara semisumergida, que, mediante la acción del movimiento de vaivén de las olas, provoca una variación de la altura en la superficie libre del agua. Funciona como un pistón, causando una sobrepresión o depresión en el aire encerrado en la cámara. La sobrepresión expulsa el aire hacia el exterior atravesando una turbina que acoplada a un grupo eléctrico producirá la conversión a energía eléctrica. La depresión introduce aire del exterior al interior de la cámara a través de la turbina, contribuyendo también a la generación de energía eléctrica. Por ello actualmente se utilizan turbinas bidireccionales, para aprovechar el flujo de aire en ambos sentidos(4-9).

Las turbinas que se emplean en los sistemas OWC han evolucionado enormemente a lo largo de las décadas. Los primeros sistemas equipaban turbinas unidireccionales en combinación con sistemas de rectificación y válvulas de no retorno como la Boya Masuda, creada por Yoshio Masuda en la segunda mitad de 1940s. Sin embargo, esto se descartó por no ser práctico para sistemas de gran envergadura. Aunque existen trabajos recientes que han vuelto a apostar por turbinas unidireccionales (11), las turbinas que actualmente se pueden encontrar en un sistema OWC de forma habitual son de dos tipos: turbinas Wells y turbinas de impulso.

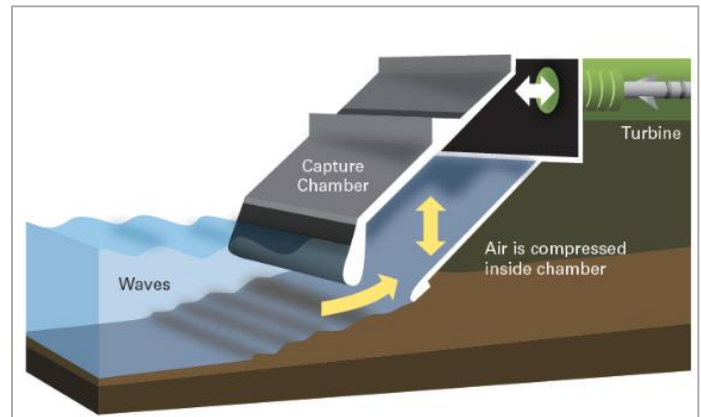


Fig.1. Esquema de central undimotriz basada en el uso de un sistema OWC(10).

Las Turbinas Wells(*Fig.2(a)*) inventadas por Alan Arthur Wells en 1976, utilizan una disposición axial, los alabes del rotor suelen tener un perfil simétrico y actualmente pueden incorporar guías a la entrada y salida, situadas de forma escalonada a 90°(11,12). Sus características de funcionamiento destacan por poseer un rendimiento bastante alto para un escaso rango de caudales, operan a alta velocidad, a medida que el caudal aumenta su rendimiento disminuye bruscamente, siendo muy sensibles a variaciones, poseen dificultades en el arranque y generan alto nivel de ruido.

Las turbinas de impulso se pueden clasificar en dos tipos en función de su configuración: radiales o axiales.

Las Turbinas de impulso Axiales(*Fig.2(b)*) patentadas por Ivan A. Babintsev en 1975. Su rotor es muy parecido a un rotor convencional de una turbina de vapor o gas de flujo axial(11). Incorporan dos filas de directrices para su empleo en flujos bidireccionales, aunque suele producir problemas. En funcionamiento destaca por tener mejor comportamiento que las Wells para flujos irregulares, siendo capaz de mantener el rendimiento cerca de su máximo en un amplio rango de caudales, tiene algo menos de rendimiento máximo que las Wells, debido a las pérdidas que producen las directrices, aunque es aceptable(11,13-15).

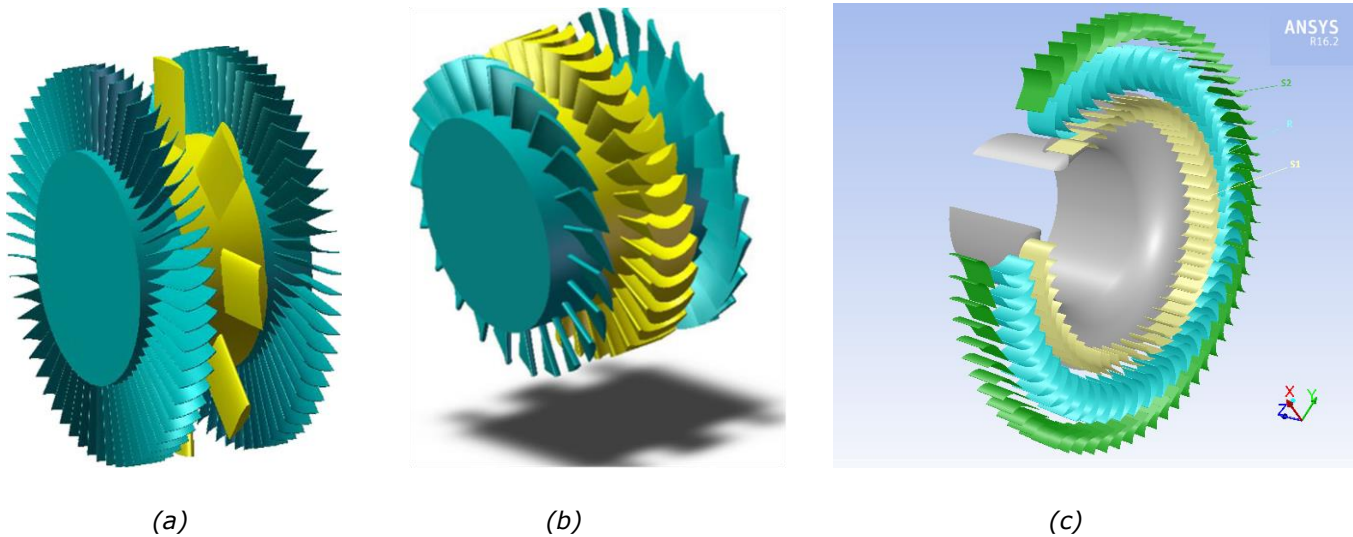
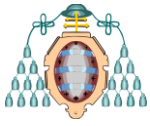


Fig.2. Turbinas Wells (a) (19) y de Impulso: Axial (b) (19) y Radial (c).

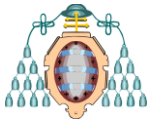
Las Turbinas de impulso Radiales(Fig.2(c)), aunque menos usadas, presentan ciertas ventajas sobre los modelos anteriores, como su buen funcionamiento para flujos bidireccionales, debido a la peculiaridad de la geometría de las directrices más la acción combinada de la gravedad y la aerodinámica, el flujo bidireccional se transforma en un flujo unidireccional en el rotor(11). El bajo coste de mantenimiento y el alto par son otras de sus ventajas. Sin embargo, este tipo de turbinas genera una alta amortiguación del flujo (damping), dando lugar a una pérdida de rendimiento (7,9,11,14,16,17). Recientemente, se han realizado trabajos en los cuáles se han demostrado que una turbina radial, a pesar de tener menor rendimiento, puede resultar más apropiada para determinados emplazamientos que el resto de las turbinas(18).

Para intentar resolver este hándicap en las turbinas radiales, diferentes investigadores han trabajado en mejorar dos aspectos claves: el rendimiento de la cámara y en el propio

rendimiento de la turbina. En el caso de la turbina emplearon software CFD (Computational Fluid Dynamics), donde simulan una turbina radial la cual es atravesada por un flujo.

Estas investigaciones previas desarrolladas por diferentes autores parten de una geometría base, desde la que han desarrollado otras nuevas geometrías modificando ángulos de los alabes, buscando un nuevo diseño de rotor y de stator a la entrada y salida de la turbina. Que posteriormente simulan bajo software CFD(7,9,17,20).

Se sospecha que la eficiencia del rotor está penalizada por un gran ángulo de deflexión, lo cual potencia pérdidas turbulentas y por flujo de punta. Siguiendo la metodología de los autores en este campo, para este trabajo se han realizado modificaciones del rotor tratando de corregir este hecho, se busca reducir las pérdidas en el rotor, a pesar de reducir también el par generado, en aras de incrementar la eficiencia.



METODOLOGÍA

La tendencia de trabajo para investigaciones similares es desarrollar un modelo numérico y simularlo mediante software CFD.

En este caso el software donde se realiza la simulación será **Ansys Fluent V16.2**. En la [Fig.3](#) se puede apreciar el esquema de trabajo realizado.

- **Design Modeler:** Para construir el modelo numérico se necesita desarrollar una geometría, en ella se diseña la turbina que constará de tres partes fundamentales, 2 filas de directrices: *Stator Inlet Guides Vanes (IGV)* y *Stator Outlet Guides Vanes (OGV)*; y una fila intermedia para el rotor. Además de diseñar el FlowPath (paso del flujo) con las herramientas de Blade Editor para cada tipo de álabe.
- **TurboGrid:** Se crearán 3 bloques, cada uno para una de las filas de álabes que componen

la turbina. A cada una de las filas de álabes se proporciona de un mallado específico.

- **CFX:** Es necesario juntar las tres mallas generadas en una sola malla, ya que FLUENT solo deja importar una única malla. Esta acción se realiza mediante el módulo de CFX, que permite importar varias mallas para componer una sola, además de agregar las zonas para posteriormente definir las condiciones de contorno.
- **ICEM:** La malla surgida del CFX no se puede importar directamente al FLUENT por un problema de compatibilidad, se precisa crear un puente a través de este módulo. Desde el ICEM se conectará la malla con el FLUENT.
- **FLUENT:** programa donde se realizará la simulación. En él se seleccionan todos los parámetros y características de la simulación. Se generarán varios casos para cada uno de los puntos de interés a simular.

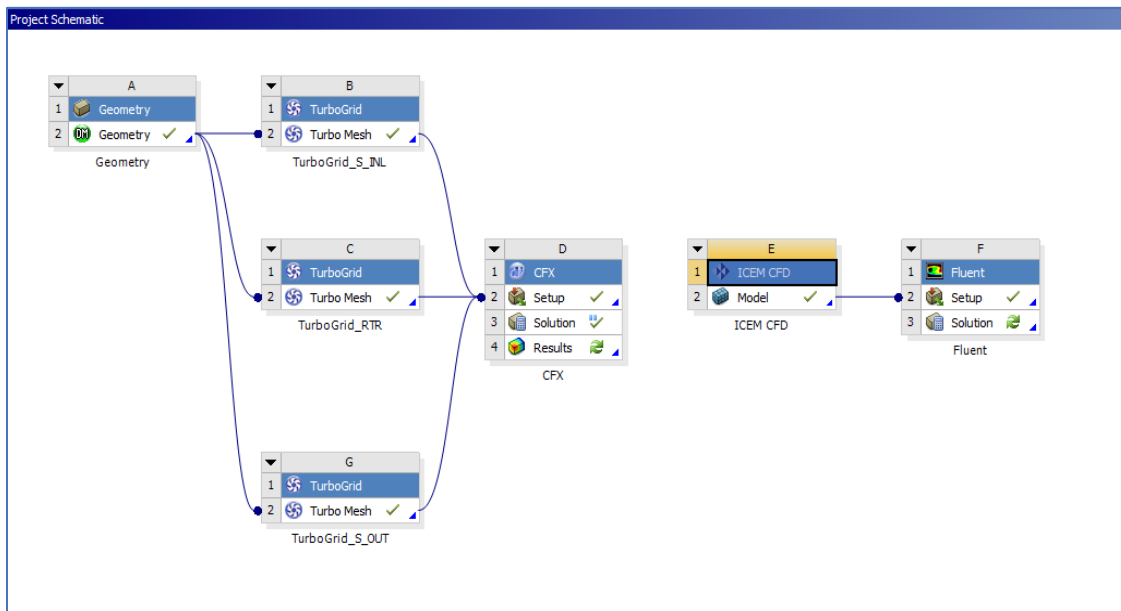
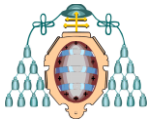


Fig.3. Esquema de trabajo en Ansys V16.2.



MODELO NUMÉRICO

El desarrollo de este modelo numérico toma como base el modelo llamado M16 ([Fig.4\(a\)](#)) del autor Pereiras, B. (9). El modelo generado, bautizado como M20, es una recreación del modelo de Pereiras (9) incluyendo modificaciones sobre los ángulos de directrices y colas del rotor. La [Tabla 1](#) muestra una comparación entre ambas geometrías.

a) Diseño de la Geometría

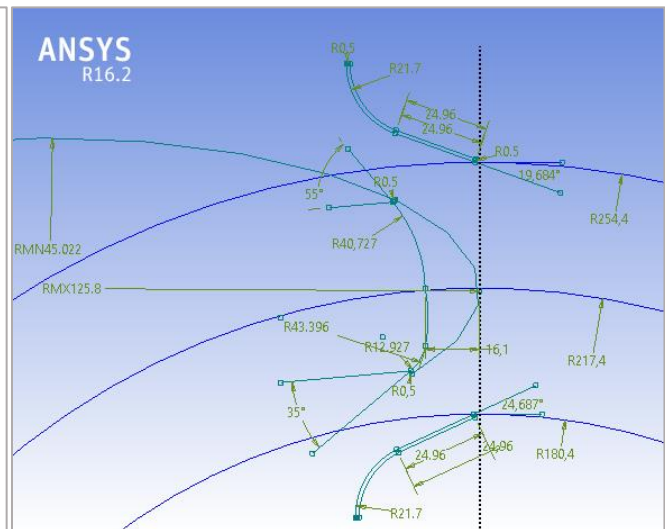
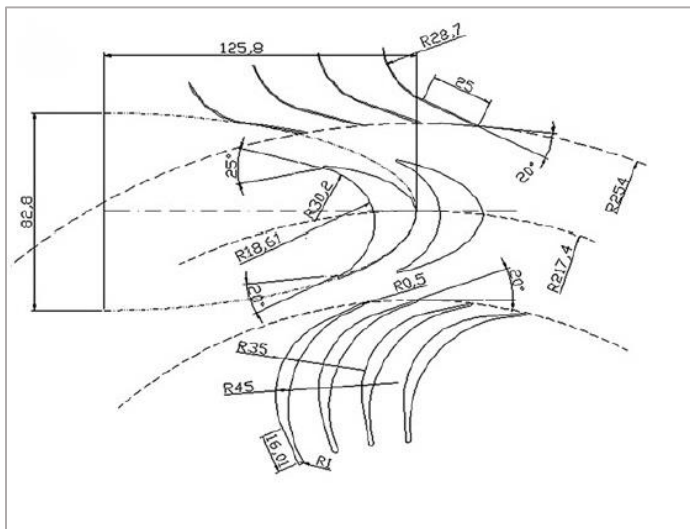
Esta geometría M20, se concibió con la premisa de generar un rotor con menor deflexión de flujo, fijando los ángulos interior y exterior del rotor en 35° y 55° respectivamente. La determinación de los ángulos de las directrices se realizó basándose en un modelo de triángulos de velocidad. Fijando $\varphi=0,7$ como punto de alineamiento óptimo, para una velocidad $\omega = 234rpm$.

En el modelo M16([Fig.4\(a\)](#)) destacaba por mantener el mismo ángulo de 20° en las dos filas de las directrices de Stator IGV y OGV, con un rotor de ángulos 20° y 25° , interior/exterior respectivamente, que resultaban en una deflexión teórica de 135° .

En este caso, el modelo M20([Fig.4\(b\)](#)), su principal diferencia se basa en sus ángulos, siendo para el caso de Stator IGV $24,7^\circ$ y Stator OGV $19,7^\circ$ con un rotor de 35° y 55° , interior y exterior, dando una deflexión teórica del flujo de 90° , muy por debajo de la del rotor original de la M16.

La elaboración de las directrices de entrada y salida([Fig.4\(b\)](#)) corresponde a dos rectas paralelas unidas a dos arcos paralelos con semi circunferencias a modo de unión en cada extremo. Los alabes del rotor se diseñan a partir de una elipse en su cara exterior, su parte interior es un conjunto de tres arcos y a modo de unión entre ambas partes una semi circunferencia en cada cola del rotor. Todos los álabes tienen la misma altura, que viene denominada por $b = 44mm$.

La geometría que se va a simular es una porción de la total, está compuesta por tres directrices de entrada, tres alabes del rotor y cuatro directrices de salida. Lo que representa $1/17$ de la turbina total. El número de alabes se verá en la [Tabla 1](#).



(a)

(b)

Fig.4. Geometría Turbina radial: M16 (a) y M20 (b).

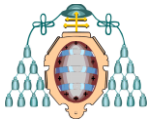


Tabla 1. Comparación de características principales entre modelos M16 y M20.

	M16		M20	
	Número Palas	Ángulo de Calado	Número Palas	Ángulo de Calado
IGV	34	20°	51	24,687°
Rotor	51	20°/25°	51	35°/55°
OGV	85	20°	68	19,684°

b) Malla

El mallado resultante de toda la geometría está compuesto por un total de 7.052.700 celdas, repartidas en las tres zonas de la turbina. Se puede apreciar la estructura del mallado para el rotor y el Stator OGV en la [Fig.5.](#)

Las características del mallado son similares para las tres mallas, siendo del estilo H-Parametric. Modificando además parámetros del Passage se consigue que las celdas se concentren en las zonas más cercanas a los álabes, debido en que esas zonas se producen fenómenos de capa límite y desprendimiento de vórtices.

La manera de evaluar la calidad de la malla viene dada por el parámetro *Equiangle Skewness*, proporcionado por ICEM. Ver [Fig.6](#), donde un uno es una celda rectangular perfecta. La mayoría de las celdas están muy próximas al valor 1 (máxima calidad), situándose más del 90% de las celdas entre 0,9 y 1.

c) Condiciones de Contorno

El modelo numérico tiene la misma estructura que el presentado en (9), consistiendo en las zonas laterales de tipo Periodic; el cambio entre las distintas zonas se hará mediante el tipo Interface; la entrada del fluido al interior de la turbina se hace mediante un Velocity Inlet y su salida mediante un Pressure Outlet. El resto de los elementos será de tipo Wall.

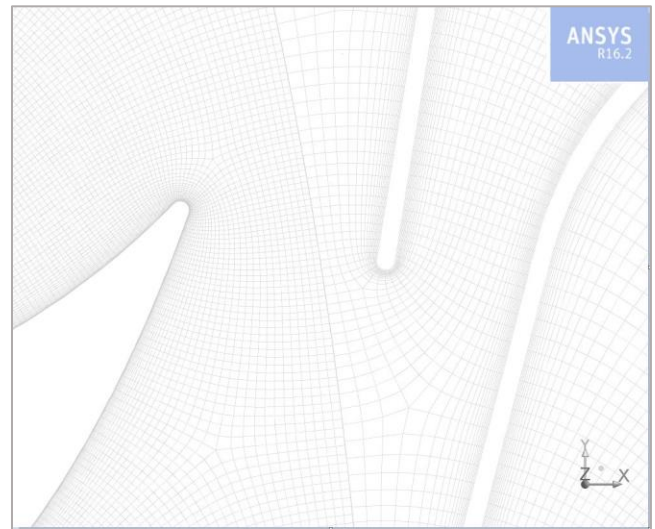


Fig.5. Detalles del Mallado Rotor (izq.) y Stator OGV (drcha.).

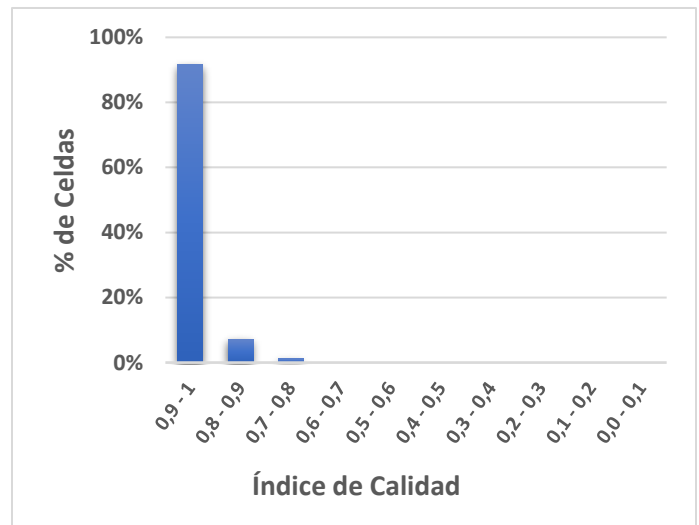
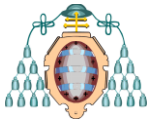


Fig.6. Calidad de la malla según parámetro *Equiangle Skewness*.

Se debe destacar la variación de las zonas de entrada y salida, según el ciclo sea de exhalación o inhalación, ya que corresponderá una condición de contorno diferente en cada caso, tal y como se aprecia en la [Fig.7.](#)

La simulación consta de cuatro puntos de coeficiente de flujo ϕ , para ambos ciclos de exhalación e inhalación, siendo representativos de



la evolución del sistema, en los que se adquieren las velocidades de entrada al sistema, ver [Tabla 2](#).

En el modelo de la simulación se ha seleccionado para modelizar la turbulencia el tipo $k-\epsilon$ realizando la simulación bajo el tipo de método Third-Order MUSCL; con 1110 Time Steps y de un tamaño de 0,0005 segundos para cada Time Step.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El objetivo de realizar la simulación en régimen transitorio es obtener una serie de datos para caracterizar el comportamiento de esta nueva geometría de turbina radial, mientras se encuentra en movimiento y realizar una comparación con el funcionamiento de la M16.

a) Presentación de Resultados

Los datos obtenidos para la M20 mediante la simulación son de dos tipos: Par y Presiones. Los datos del par en el rotor son obtenidos para cada φ de la [Tabla 2](#), los cuales se deben tratar para obtener el valor promedio. En cuanto a las presiones, se sitúan seis superficies de referencia, denotadas por letras (desde la A hasta la F) en el interior de la turbina, exactamente como realizó Pereiras (9) y se puede ver en la [Fig.8](#). Para cada una de estas superficies se obtienen las presiones estáticas y totales, por cada φ de la [Tabla 2](#) y al igual que con el par, también se debe obtener el promedio.

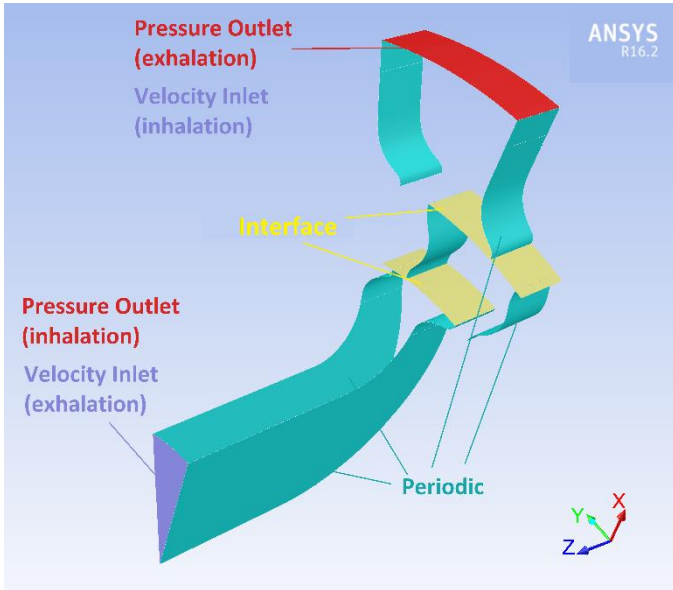


Fig.7. Condiciones de Contorno.

Tabla 2. Velocidades de entrada para los diferentes puntos simulados.

	φ	Q (m ³ /s)	V _{inlet} (m/s)
EXHALACIÓN	0,5	0,16009	4,451
	0,7	0,22413	6,231
	1	0,32018	8,902
	2	0,64036	17,804
INHALACIÓN	-0,5	0,16009	1,647
	-0,7	0,22413	2,306
	-1	0,32018	3,295
	-2	0,64036	6,590

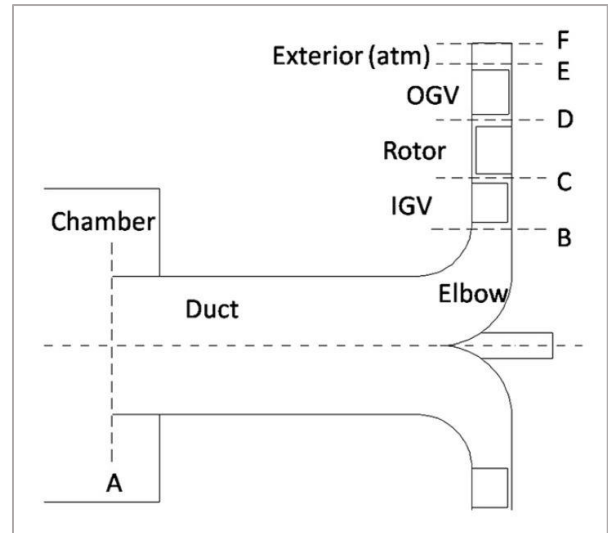
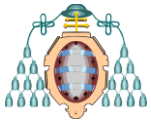


Fig.8. Superficies de referencia para las presiones estáticas y totales (9).

Con estos datos, además de los datos de diseño de la turbina y empleando las ecuaciones de las turbomáquinas, se obtienen una serie de parámetros adimensionales, los cuales sientan la base para poder realizar una comparación entre las



turbinas M20 y M16. Cabe recordar que los datos de la M16, se encuentran relatados en (9).

Las ecuaciones de los parámetros adimensionales que caracterizan la turbina son:

Coefficiente de flujo:

$$\varphi = \frac{V_R}{U_R} \quad (1)$$

Coefficiente de presión:

$$C_A = \frac{\Delta P}{1/2 \rho (V_R^2 + U_R^2)} \quad (2)$$

Coefficiente de par:

$$C_T = \frac{T_0}{1/2 \rho (V_R^2 + U_R^2) A_R r_R} \quad (3)$$

Rendimiento:

$$\eta = \frac{C_T}{C_A \varphi} \quad (4)$$

Calculados los valores para estos números adimensionales, se representan en tres gráficas que los relacionan entre sí: $C_A-\varphi$, $C_T-\varphi$ y $\eta-\varphi$.

b) Análisis de Resultados

La [Fig.9](#). relaciona el coeficiente de presión con el coeficiente de flujo. Se aprecia como la nueva turbina M20 está por encima de la M16. Alcanza una subida de 5% para la parte de exhalación y un incremento muy elevado, de casi 8%, en la parte inhalación. Si bien es necesario matizar que, para

los primeros valores del coeficiente de flujo, la M16 permanece por los mismos valores de presión o ligeramente por encima de la M20.

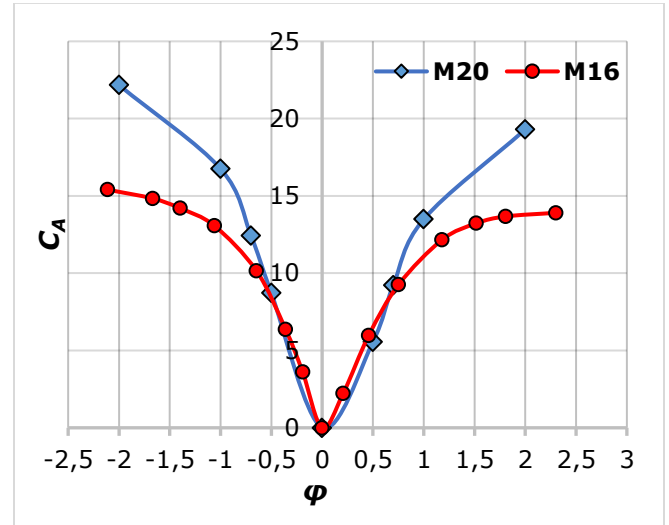


Fig.9. Coeficiente de Presión frente a Coeficiente de Flujo.

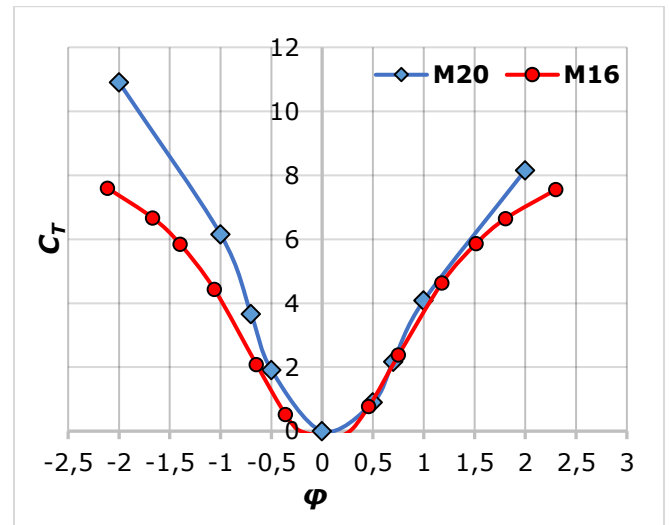
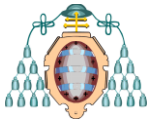


Fig.10. Coeficiente de Par frente a Coeficiente de Flujo.

La [Fig.10](#), compara el coeficiente de par frente al coeficiente de flujo. En el ciclo de exhalación la M20 y M16 son muy parejas, estando ligeramente por encima la M20, lo que indicaría que ofrece más par que su rival. En el ciclo de inhalación, la M20 es donde realmente muestra de una manera clara, la



diferencia de par que ofrece con respecto de la M16. Sin embargo, en el ciclo de exhalación no se ha logrado un aumento realmente sustancial, debido a que se necesitaría aumentar el ángulo interior del rotor.

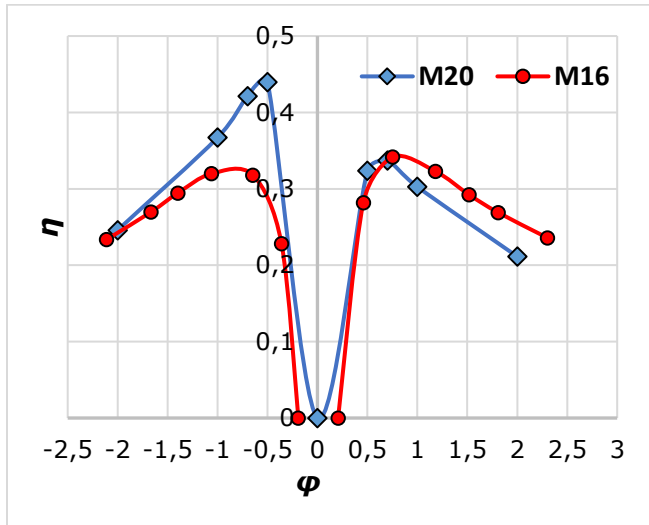


Fig.11. Rendimiento frente a Coeficiente de Flujo.

La Fig.11 plasma el resultado de los datos analizados anteriormente. Se puede admitir que se ha logrado cumplir los objetivos propuestos, mejorar el rendimiento global de la máquina, pero es necesario realizar ciertos matices. En el ciclo de exhalación el rendimiento de la M20 es muy similar al de su rival, aunque ligeramente inferior. En el ciclo de inhalación es donde verdaderamente reside toda la mejora conseguida en la M20, llega a alcanzar un rendimiento máximo cercano al 0,45 en los primeros valores de coeficiente de flujo, más de un 10% sobre la M16.

Estas novedades halladas en la M20 tienen que ver, en su mayoría, con la deflexión del flujo en los álabes del rotor. Como ya se relataba antes, la M20 tiene bastante menos deflexión, lo que hace alinear mucho antes el ángulo del flujo con el ángulo geométrico, dando lugar a generar par útil antes que la M16 y alcanzar el máximo rendimiento a caudales más pequeños. Esta posibilidad de generar un alto rendimiento en el ciclo de inhalación en comparación con la M16, conlleva el coste de causar una disminución del rendimiento en el ciclo de exhalación.

La M20 obtiene más par debido a una mejor alineación del flujo entrante en el rotor durante la inhalación, lo cual reduce pérdidas de incidencia en el borde de ataque del rotor y la turbulencia dentro de los canales entre palas. En contraposición, durante la espiración no se puede afirmar que ocurra lo mismo, debido al escaso aumento de par. Si se equilibran los ángulos en unos 40° y 50° interior/exterior respectivamente, se sospecha que el rendimiento sería más equilibrado para exhalación e inhalación, ofreciendo más rendimiento máximo en ambos ciclos que la M16.

CONCLUSIONES

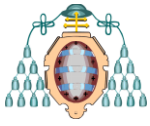
La metodología seguida, utilizando las herramientas que se dispone en el paquete Ansys V16.2 ya explicadas en el apartado [METODOLOGÍA](#), lleva a realizar de una forma clara y cómoda todo el desarrollo para la elaboración y simulación de una determinada turbina.

La deflexión en los álabes del rotor de la turbina influye claramente en la generación de par y en la eficiencia de la máquina. Se observa que, a menos deflexión, más temprano se recibe el par, que junto a una buena geometría de las directrices ayuda a maximizar el rendimiento en toda la máquina.

A pesar de haber mejorado el rendimiento global, la disminución en el ciclo de exhalación hace plantearse ideas para futuras líneas de investigación. Una de ellas puede ser la mejora del rendimiento para el ciclo de exhalación, buscando un equilibrio entre ambos ciclos de exhalación e inhalación.

NOMENCLATURA

- $\phi = V_R / U_R$ Coeficiente de Flujo
- ω Velocidad angular
- $V_R = Q / A_R$ Velocidad radial del flujo en la zona media
- Q Caudal del flujo
- $A_R = 2\pi r_R b$ Área Característica
- r_R Radio medio



b Altura de los álabes

$U_R = \omega r_R$ Velocidad de arrastre en la zona media

$C_A = \Delta P / \frac{1}{2} \rho (V_R^2 + U_R^2)$ Coeficiente de Presión

$\Delta P = P_t - P_e$ Caída de Presión

P_t Presión total

P_e Presión estática

ρ Densidad del Flujo

$C_T = T_0 / \frac{1}{2} \rho (V_R^2 + U_R^2) A_R r_R$ Coeficiente de Par

T_0 Par mecánico del rotor

$\eta = C_T / C_A \varphi$ Rendimiento de la turbina.

AGRADECIMIENTOS

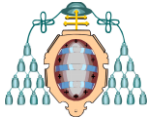
Me gustaría agradecer en especial a Bruno, tutor de este TFM, por acompañar y apoyarme en el trascurso de esta inmersión en el mundo de las turbomáquinas y CFD, por su infinita paciencia al saber trasladar nuevos conocimientos y solucionar mil y una dudas surgidas.

A Manu y Celia, compañeros doctorandos, por recibir y solucionar algunas de mis dudas, así como saber convivir con todos los problemas que causaba con el escritorio remoto.

A los profesores del área de Mecánica de Fluidos que han impartido en este Máster en Ingeniería Energética las asignaturas de Dinámica de Fluidos, Técnicas Numéricas, Turbomáquinas y Avances en Centrales Hidráulicas, Eólicas y Marinas, por su trabajo de docencia.

REFERENCIAS

- OES. An International Vision for Ocean Energy. 06-2012 [Internet]. 2016;16.
- ExxonMobil. 2012 The Outlook for Energy : A View to 2040 Contents. Exxon Mob Corp. 2012;52.
- Villate JL. Situación actual de las energías marinas y perspectivas de futuro. Semin Anu automática Ind e instrumentación [Internet]. 2010; Available from: http://www.saaei.org/edicion10/Datos/SAAEI10_JLVillate.pdf
- Indraja V, Krishna VH, Sinha DK, Tummala A, Velamati RK. A review on small scale wind turbines. Renew Sustain Energy Rev. 2015;56:1351–71.
- Magagna D, Uihlein A. Ocean energy development in Europe: Current status and future perspectives. Int J Mar Energy [Internet]. 2015;11:84–104. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijome.2015.05.001>
- Volume S, Chapter OE, Turbines A. Se Au Th or. Vol. 8. 2012. 1–39 p.
- Pereiras B, Castro F, el Marjani A, Rodríguez MA. Tip Clearance Effect on the Flow Pattern of a Radial Impulse Turbine for Wave Energy Conversion. J Turbomach. 2011;133(4):041019.
- Setoguchi T, Takao M. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. Energy Convers Manag. 2006;47(15–16):2382–96.
- Pereiras B, Castro F, Marjani A el, Rodríguez MA. An improved radial impulse turbine for OWC. Renew Energy. 2011;36(5):1477–84.
- House MD. Uiowa Wiki. Oscilating Water Column. [Internet]. 2013. Available from: <https://wiki.uiowa.edu/display/greenergy/Oscillating+Water+Column>
- Falcão AFO, Henriques JCC. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review. Renew Energy. 2016;85:1391–424.
- Raghunathan S. The wells air turbine for wave energy conversion. Prog Aerosp Sci. 1995;31(4):335–86.
- Setoguchi T, Santhakumar S, Maeda H, Takao M, Kaneko K. A review of impulse turbines for wave energy conversion. Renew Energy. 2001;23(2):261–92.
- Setoguchi T, Santhakumar S, Takao M, Kim TH, Kaneko K. A performance study of a radial turbine for wave energy conversion. Proc Inst Mech Eng Part A J Power Energy. 2002;216(1):15–22.
- Setoguchi T, Takao M, Kaneko K. A comparison of performances of turbines for wave power conversion. Int J Rotating Mach. 2000;6(2):129–34.
- Takao M, Fujioka Y, Homma H, Kim T-W, Setoguchi T. Experimental Study of a Radial Turbine Using Pitch-Controlled Guide Vanes for Wave Power Conversion. Int J Rotating Mach. 2006;2006:1–7.
- Saad M, Pereiras B, González J, Oro JMF, Díaz MG. Performance Curve of a Radial Flow Turbine for an OWC Plant. Proceedings. 2018;2(23):1413.
- Otaola E, Garrido AJ, Lekube J, Garrido I. A Comparative Analysis of Self-Rectifying Turbines for the Mutriku Oscillating Water Column Energy Plant. Complexity. 2019;2019:1–14.
- Falcão AF d. O. Wave energy utilization: A review of the technologies. Renew Sustain Energy Rev. 2010;14(3):899–918.
- El Marjani A, Castro Ruiz F, Rodriguez MA, Parra Santos MT. Numerical modelling in wave energy conversion systems. Energy. 2008;33(8):1246–53.



UNIVERSIDAD DE OVIEDO
EP de Ingeniería de Gijón
EI Minas, Energía y Materiales de Oviedo

Máster Universitario en
Ingeniería Energética
Curso 2018-19

