

Simulación computacional de fluidos con CFD¹ para el aprovechamiento de la energía undimotriz en sistemas OWC²

Pablo Patricio Valdez

Universidad de Valladolid, España – Escuela de ingenierías industriales. Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Paseo del cauce 59, (47011) Valladolid, España.
Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires, Departamento de Ingeniería Mecánica, Medrano 951, (C1179AAQ) Buenos Aires, Argentina

pablopatriciovaldez@yahoo.com

Recibido el 10 de noviembre de 2014, aprobado el 19 de diciembre de 2014

Resumen

El presente trabajo es la descripción de la secuencia metodológica de procesos que concluye con los resultados obtenidos a través de simulación computacional CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para el aprovechamiento de energía oceánica. El campo de aplicación de las herramientas CFD posee innumerables opciones para su utilización en recursos renovables, aquí nos centraremos en el método denominado de columna de agua oscilante, OWC (*Oscillating Water Column*), en el cual se convierte la energía de las olas en energía neumática para luego ser convertida en mecánica a través de una turbina reversible.

Para que los resultados obtenidos fuesen reconocidos por la comunidad científica internacional se optó por el análisis de un sistema en particular correspondiente al comportamiento del grupo turbinado para el ciclo sinusoidal que describen las olas, desarrollando el modelo físico y numérico de la turbina; el cual ha sido modelizado mediante condiciones de contorno estacionarias y posteriormente validado a través de resultados de publicaciones correspondientes a instalaciones experimentales.

PALABRAS CLAVE: MECANICA DE FLUIDOS – CFD - FLUJOS DE FLUIDOS – TURBINAS - RECURSOS MARINOS RENOVABLES

Abstract

This paper aims is the methodological description of processes, concluding with the obtained results, of Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations for harnessing ocean energy. There are countless applications for the tools of CFD in renewable resources, our focus is the method known as oscillating water column (OWC), which converts the energy of waves on pneumatic power to be converted into mechanical through a reversible turbine. In order that obtained results could be recognized by the international scientific community we opted for the analysis of a particular system for the behavior of the twin turbines configuration for the sine wave cycles, developing physical and numerical model of the turbine, which has been modeled by stationary boundary conditions and subsequently validated by results of relevant publications for experimental facilities.

KEYWORDS: FLUID MECHANICS – CFD - FLUID FLOW – TURBINES - MARINE RENEWABLE RESOURCES

¹ CFD: Computational Fluid Dynamics

² OWC: Oscillating Water Column.

Introducción

Los océanos son una fuente de energía renovable que se manifiesta a través de diferentes fenómenos: mareas (mareomotriz), corrientes marinas, gradiente térmico (mareotérmica), gradiente salino y olas (undimotriz).

La energía mareomotriz transforma la diferencia de alturas entre la pleamar y la bajamar en un salto hidráulico aprovechable mediante turbinas hidráulicas convencionales, Figura 1. Los saltos son de escasa altura y elevado caudal, por lo que se necesitan turbinas de alta velocidad específica (bulbo, kaplan, hélice y straflo).



Fig. 1. Descriptivo de una central mareomotriz (catedu.es)

Las corrientes marinas son producto de las mareas o de la diferencia de densidades. La tecnología para su aprovechamiento consiste en turbinas sumergidas, haciendo uso de tecnologías parecidas a las empleadas en la energía eólica, Figura 2.



Fig. 2. Turbina para corrientes marinas (energías-renovables.com)

Existe también un recurso que es aprovechable y se manifiesta a medida que aumenta la profundidad del mar, la temperatura disminuye. Este gradiente de temperaturas se puede utilizar en un motor térmico que realice un ciclo termodinámico con la superficie como foco caliente y el agua a una profundidad determinada como foco frío.

Refiriéndonos a energía undimotriz las olas son oscilaciones periódicas en la superficie del mar. Se forman por la acción del viento y descargan la energía acumulada (combinación de energía cinética con energía potencial) en los obstáculos que encuentran por el camino. Como toda oscilación periódica, las olas se caracterizan por la amplitud, la longitud de onda y el periodo.

Los dispositivos para la extracción de energía undimotriz son variados, una de las metodologías difundidas se basa en cuerpos flotantes que se desplazan ascendiendo y descendiendo de acuerdo al paso de las olas. Ejemplo de este sistema es el Pelamis, Figura 3, que consiste en una estructura articulada de gran longitud y diámetro, compuesta por varios segmentos, que actúa como atenuador que es utilizado para bombear aceite y así mover el accionamiento de un motor hidráulico.

Existen también instalaciones que almacenan la energía de las olas en un depósito elevado, este ascenso se logra con la misma energía que contienen las olas a través de canales convergentes que las dirigen al depósito. El flujo de agua que sale del depósito se utiliza para generar electricidad mediante turbinas hidráulicas (Kaplan o Bulbo). El ejemplo típico de este tipo de instalaciones es el *Wave Dragon*, de la siguiente figura.

Por último, se describe el Sistema de Columna Oscilante de Agua (OWC) que es el correspondiente a la tecnología escogida en el presente artículo y cuyo principio de funcionamiento radica en el fenómeno que se evidencia por la radiación solar que incide sobre la superficie de la Tierra provocando un calentamiento desigual y que produce en la atmósfera zonas con distinta presión, esto se traduce en desplazamientos de aire de uno a otro lugar, es decir generando vientos. Estos al desplazarse sobre la superficie del mar transfieren a ésta parte de su energía y generan las olas que acumulan esa energía y la transportan de un lugar a otro hasta acabar en las costas.



Fig. 3. Pelamis (www.pelamiswave.com)

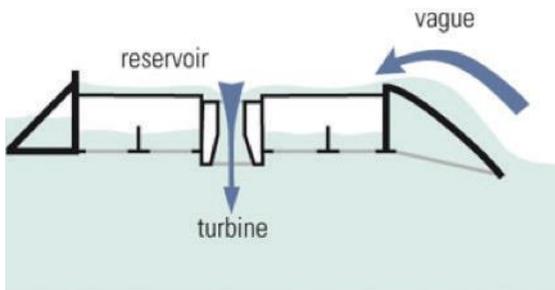


Fig. 4. Wave Dragon (www.wavedragon.net)

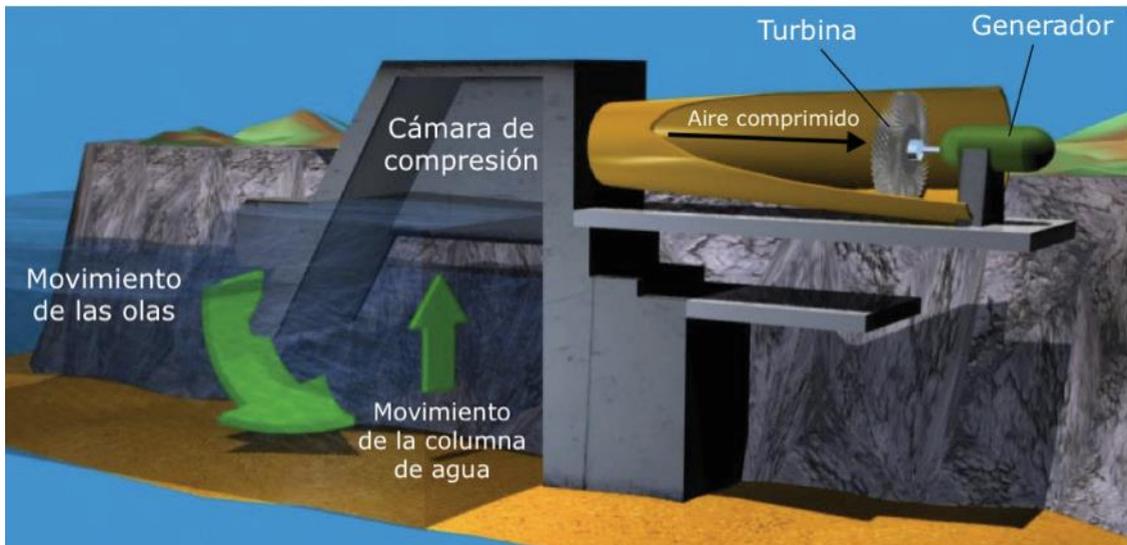


Fig. 5. Instalaciones de columna oscilante de agua (OWC) (comunidad.eduambiental.org)

Los dispositivos basados en la tecnología OWC aprovechan la oscilación natural de la superficie libre del agua, causada por las olas, para generar una corriente de aire. Dicha corriente de aire circula por una turbina conectada a un generador eléctrico.

Los tres componentes principales que forman una planta OWC son: cámara, turbina y ge-

nerador, tal como se observan a continuación. El potencial energético de las olas es muy grande, las zonas de mayor potencial son las áreas costeras de las costas atlánticas europeas, Australia, el sur de África, Japón, el sur de América del Sur y el oeste de América del Norte.

Todos los sistemas transformadores de energía undimotriz deben hacer frente a tres proble-

mas fundamentales: maximizar el rendimiento para un oleaje irregular, aguantar las cargas estructurales en condiciones climáticas extremas y acoplar la lenta frecuencia de las olas con la de la red eléctrica.

Antecedentes

En 1976, el profesor Alan Wells (Queen's University, Belfast) desarrolló la primera turbina autorrectificante: la turbina Wells, Figura 6.

Su principal inconveniente es que el rango de caudales con rendimiento aceptable es muy

estrecho, ya que los álabes entran en pérdida con facilidad a caudales aún bajos, una vez superado el pico de rendimiento máximo. También sus típicas elevadas velocidades de rotación (> 1500 rpm) se traducen en vibraciones y ruidos no deseados, (Takao, 2002 y Tease, 2007).

Una alternativa fue la turbina de impulso axial, Figura 7, propuesta en 1988 por Kim (Thakker 2005) para resolver los inconvenientes de la turbina Wells; trabajos posteriores sobre este diseño han llegado a la conclusión de que es superior a la turbina Wells (Kaneko 1992).

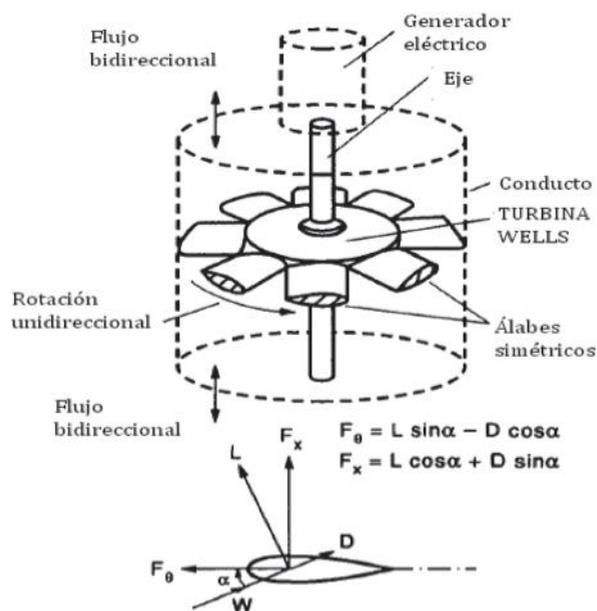


Fig. 6. Esquema de la turbina Wells (Raghunathan, 1995)

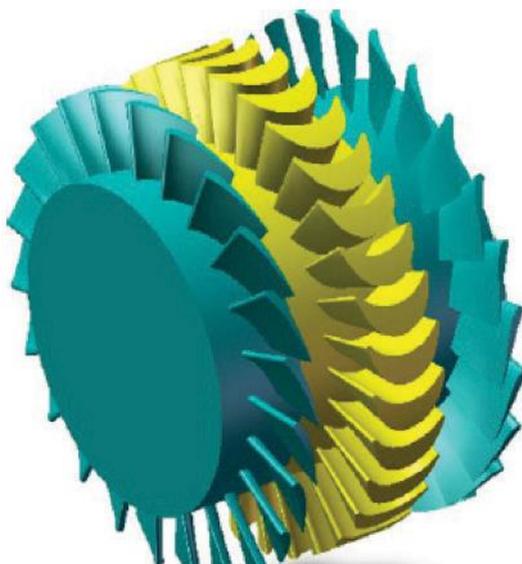


Fig. 7. Turbina de impulso axial (www.autogreen.ro)

Una de las formas de clasificar las turbinas de impulso es según el sentido en que el aire la atraviesa, así se tienen las turbinas axiales, citadas en el párrafo precedente, y turbinas radiales que McCormick presentó años más tarde (McCormick, 1993).

Estudios posteriores concluyen que la potencia máxima es mayor para la turbina axial (Setoguchi, 1996 y Takao, 2002) aunque indican que en la zona de operación donde las presiones son máximas, la turbina radial era la que más energía extraía pero la de menor rendimiento medio, analizando un rango completo de operación.

El paso siguiente en el desarrollo de las turbinas de impulso axial fue implementar configuraciones que poseen dos turbinas de este tipo, a los que se llamará en el presente artículo "grupo turbinado" para diferenciarlas de la turbina individual. Estas configuraciones se crearon con el objetivo de aprovechar en mayor medida, que en los sistemas precedentes, el trabajo generado por los dos semi ciclos describen una ola. Se obtiene que estos grupos turbinados brindan, en el rango completo de operación, rendimientos mayores (Maeda, 2001), (Takao, 2011), (Jayashankar, 2009), (Mala, 2011) y (Takao, 2012).

Finalmente el trabajo realizado por Jayashankar, 2010, fue la idea original que des-

pertó el interés en desarrollar un estudio con mayor profundidad a través de simulaciones CFD, Figura 8.

Para concluir el apartado "Antecedentes" se presenta a continuación un listado simplificado de las plantas experimentales OWC existentes en el mundo, detallando que las instalaciones que funcionan con sistemas OWC son plantas pilotos que nutren de resultados reales al desarrollo de las investigaciones.

- Sakata: es una planta OWC situada en Japón e integrada al propio rompeolas del puerto de ese país. Construida en el año 1989 para uso de investigación y desarrollo. Está equipada con turbina Wells de 60 kW.
- Mighty Wale: ubicada en la bahía de Gokasho, Japón. Se trata de una instalación flotante montada por el Centro de Ciencia y Tecnología Marina de ese país en el año 1998. Consta de tres turbinas Wells con generadores independientes de potencias nominales 50 kW, 30 kW y 10 kW, dispone de grandes bancos de baterías que permiten almacenar la energía generada.
- Vizhinjam: es una central construida en India para proyectos de investigación. Funciona con dos turbinas Wells con una potencia total de 100 kW.
- Limpet: construida en el año 2000 en Islay,



Fig. 8. Conjunto del grupo turbinado de dos turbinas axiales unidireccionales (Jayashankar, 2010)

Escocia, está equipada con una turbina Wells contrarrotante con aletas directrices y la potencia instalada es de 500 kW (Setoguchi, 2006), Figura 9.

- Pico: se ubica en las islas Azores, Portugal y finalizó su construcción en el año 1999 bajo la coordinación del Instituto Superior Técnico y la primera prueba se hizo efectiva recién en el año 2005. Problemas de vibraciones en la dupla turbina-generator entorpecieron el funcionamiento de la planta desde su creación. Equipada con una turbina Wells y un generador asíncrono (Setoguchi, 2006), Figura 10.

- Mutriku: La planta está integrada al puerto de Mutriku, España y fue un proyecto del Ente Vasco de la Energía de ese país. Se construyó para 16 cámaras-turbina (18,5kW c/u) y diseñada para inyectar a la red la electricidad producida, cuya potencia instalada total son 296 kW. Fue puesta en marcha en el año 2011, Figura 11.

- Zhelang Town (China): instalación piloto emplazada en China. Equipada con turbinas Wells, capaces de proporcionar una potencia de 100 kW.

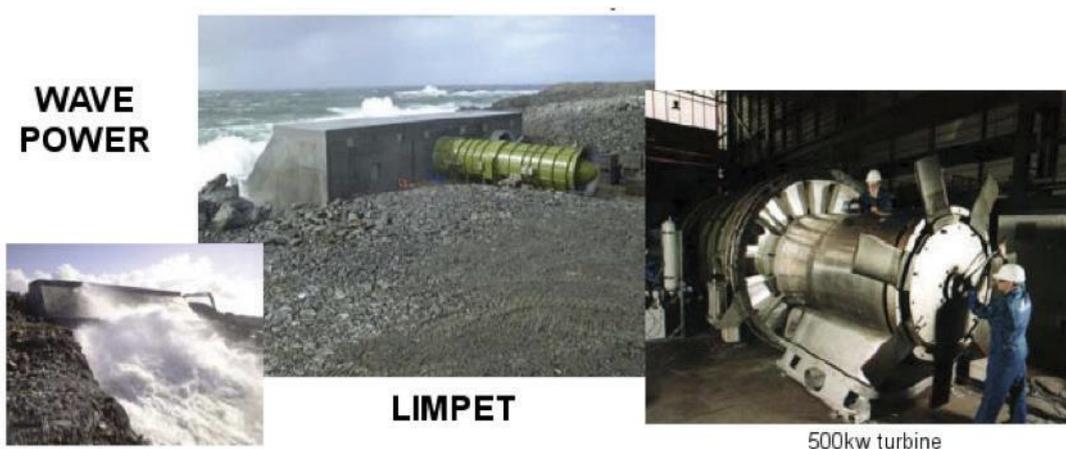


Fig. 9. Planta OWC Limpet, Escocia (scotsrenewables.com)



Fig. 10. Planta OWC Pico, Portugal (efacec.pt)

Justificación

La naturaleza de las olas divide el funcionamiento de los sistemas OWC en dos semi ciclos. El primero es cuando la ola avanza en dirección a la cámara e introduce agua, comprimiendo el aire disponible y elevando su presión; éste atraviesa la turbina y es expulsado a la atmósfera (se le denominara exhalación). Cuando la ola retrocede el agua abandona la cámara generando una depresión que aspira aire de la atmósfera y nuevamente éste circula a través de la turbina (se le denominara inhalación), así el esquema permite describir las dos etapas de conversión de energía neumática que se desarrollan por ciclo completo de oleaje incidente, Figura 12.

Se hace evidente que la turbina es el elemento central de la central OWC y el más complejo de diseñar debido a que trabaja en condiciones muy desfavorables: flujo bidireccional, régimen no estacionario y un amplio rango de situaciones de funcionamiento ya que la naturaleza del oleaje es muy irregular. Esta turbina debe estar optimizada para aprovechar tanto el semi ciclo de inhalación como el de exhalación, situación que lleva a adoptar una solución de compromiso que maximice el rendimiento medio durante el ciclo completo de oleaje.

El sistema de grupo turbinado posee dos turbinas axiales unidireccionales, esta configuración dispone de dos turbinas unidireccionales idénti-



Fig. 11. Planta OWC Mutriku, España (blogs.lainformacion.com)

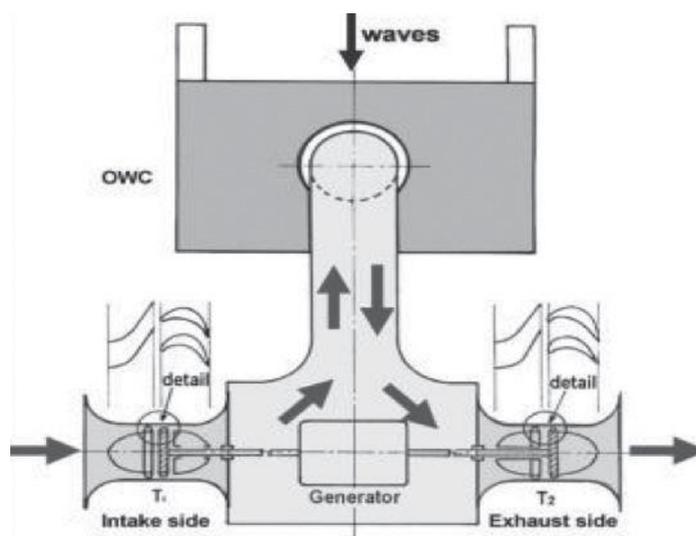


Fig. 12. Sistema de turbinas gemelas axiales unidireccionales (Jayashankar, 2010)

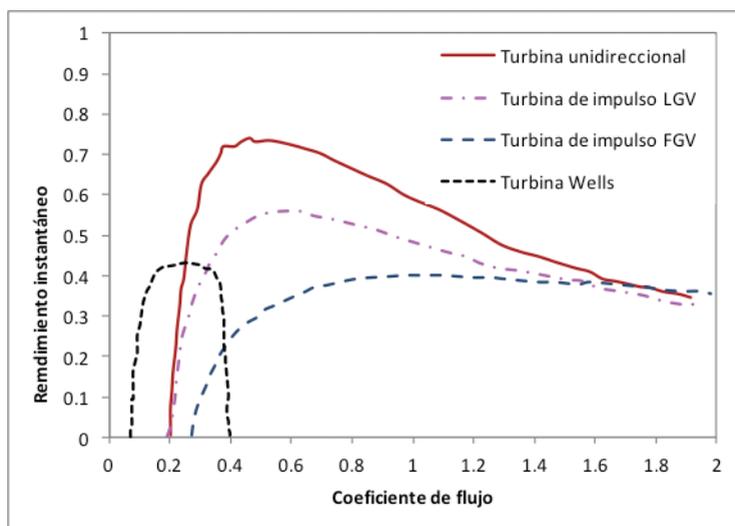


Fig. 13. Eficiencia de diferentes tipos de turbinas usadas en centrales OWC (Jayashankar, 2010)

cas (Jayashankar, 2010) y por su configuración se la identifica como un sistema de turbinas gemelas axiales unidireccionales, donde cada una de ellas extrae energía durante medio ciclo sinusoidal del oleaje cuando son sometidas al flujo bidireccional, (Takao, 2012).

Con esta disposición de dos turbinas para un salto de presión dado (independientemente de su signo) el aire es forzado hacia los conductos donde se encuentran las turbinas, es aquí donde la mayor parte del caudal disponible atraviesa una de las turbinas, pues la otra que trabaja en sentido inverso ofrece una resistencia mucho mayor al flujo, de esta forma se busca evitar fuga de caudal que no genera prácticamente trabajo.

Este sistema promete altas eficiencias en un amplio rango de caudales, como se requiere en las centrales OWC, Figura 13.

Las turbinas de impulso tienen un rendimiento instantáneo máximo menor que la turbina Wells, pero sus curvas de rendimiento son más anchas para el rango de caudales de trabajo y esto favorece para un aprovechamiento más uniforme para las condiciones variables del mar. Trabajan con caudales más grandes, arrancan con menores problemas y giran a velocidades menores que la turbina Wells. Es posible diferenciarlas en dos tipos, axiales o radiales.

Simulación de fluidos por CFD

El desarrollo de técnicas computacionales (Com-

putacional Fluid Dynamics - CFD) ha conseguido establecer un nuevo enfoque de gran utilidad para la caracterización y diseño de máquinas de fluidos. Inicialmente, debido a las limitaciones de cálculo, se comenzaron a utilizar estas técnicas en las fases de diseño, con el objetivo primordial de disminuir el número de ensayos en el laboratorio.

En la actualidad las simulaciones CFD permiten realizar diseños para compararlos con las instalaciones reales y de esta forma evaluar proyectos sin erogaciones importantes de dinero previo a la construcción de prototipos.

Así, el campo de aplicación de CFD ya no es sólo el diseño, sino que comenzó a emplearse para la descripción y caracterización del funcionamiento real de las máquinas. La complementación de enfoques, tanto numérico como experimental, han de ofrecer descripciones y resultados congruentes que validen la metodología empleada en el estudio de la máquina.

Las principales líneas de trabajo que se siguen en el desarrollo de técnicas CFD para el estudio de flujo en turbomáquinas son:

- Validación y mejora de los modelos físicos de turbulencia y transición.
- Desarrollo de sistemas para generación de mallas de alta calidad.
- Aplicaciones industriales para optimización de

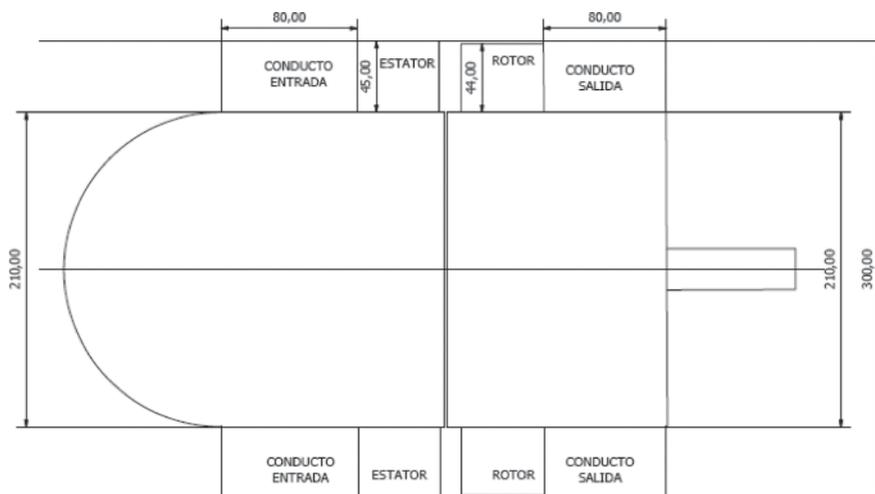


Fig. 14. Configuración de la turbina de impulso axial unidireccional y geometrías de aleta y álabe (Takao, 2011)

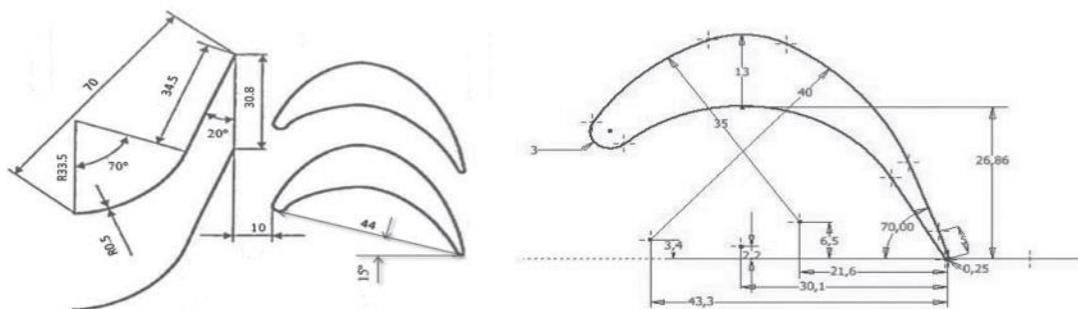


Fig. 15. Geometrías de aleta y álabe de la turbina (Takao, 2011)

la forma de los álabes.

- Reducción de tiempos de simulación.
- Simplificación de técnicas CAD/CAE para generación de geometrías y mallas.

El primer paso en la cadena de eventos para realizar una modelización por simulación CFD de un equipo mecánico con desplazamiento de fluido es describir la geometría y la configuración del sistema generador de energía; para el caso concreto del presente estudio se trata de una turbina de impulso axial. A posterior se indican las características y el desarrollo del modelo físico y numérico; finalmente se realiza la simulación computacional CFD.

El modelo objeto de estudio utiliza una única turbina para describir el funcionamiento real, correspondiente al grupo turbinado de dos turbinas que lo hace en ambos sentidos; esto se logra invirtiendo el sentido de flujo durante las

sucesivas simulaciones CFD que se han realizado. La geometría del modelo numérico, Figura 14, que será analizado posee las características siguientes:

Estator: es el elemento fijo y posee una corona compuesta de 20 aletas directrices y no posee holgura, se las dota de un espesor de 0,5 mm, Figura 15.

Rotor: es el elemento móvil de la turbina y está formado por 30 álabes, Figura 15.

Conducto de entrada: se lo representa con una longitud de 80 mm y diámetro 300mm, es idéntico al que conecta la cámara con el estator.

Conducto de salida: idéntica longitud que el anterior y representa al que conecta al rotor con la salida o atmósfera.

El modelo físico son una serie de ecuaciones diferenciales que describen los fenómenos físicos

que suceden entre el fluido y la turbina. El código Fluent resuelve estas ecuaciones de conservación de la masa, de energía y de cantidad de movimiento y así es posible conocer el comportamiento de una partícula fluida en el espacio y el tiempo. Para describir el flujo dentro de la turbina han sido utilizadas las ecuaciones de Navier-Stokes.

Es importante destacar que, aunque el fluido de trabajo sea aire, y dado que el número de Mach no supera el valor de 0,3 dentro de la turbina el flujo puede ser considerado incompresible. En esta situación es válido resolver el problema fluidomecánico con independencia del termodinámico. También como es un flujo isoterma, la viscosidad también es uniforme y constante.

En referencia a las condiciones de contorno de una turbina en una central OWC, que en la realidad funciona en forma no estacionaria porque sus condiciones de funcionamiento dependen del oleaje y por tanto se generan condiciones periódicas de caudal y presión; basándose en la hipótesis referida al tiempo de residencia de una partícula en la turbina, se puede suponer un funcionamiento cuasiestacionario, (Inoue, 1988).

Por tanto, asumiendo la hipótesis de cuasi-estacionariedad, el modelo numérico simula la turbina bajo condiciones de funcionamiento estacionarias, con condiciones de entrada y salida constantes para la velocidad y la presión respectivamente. No obstante, la resolución es no

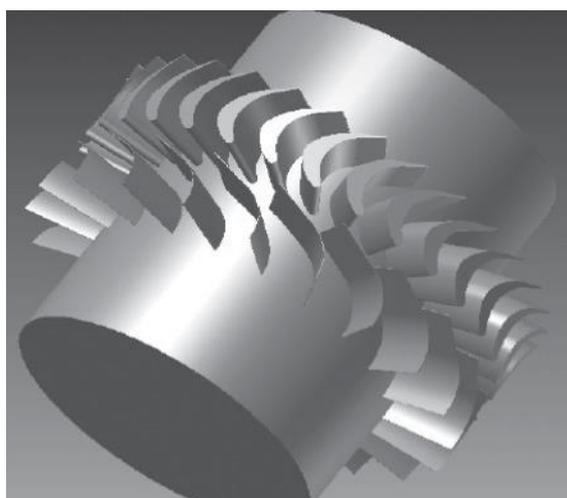


Fig. 16. Configuración de la turbina 3D para simulación CFD

estacionaria debido al movimiento relativo del rotor - estator.

Para el proceso de simulación CFD se reduce el dominio de cálculo a un solo sector angular, que representa al conjunto completo, Figura 16; esto es posible por la periodicidad del número de aletas y álabes de la turbina. Alternativa que ahorra recursos computacionales y tiempo en los resultados.

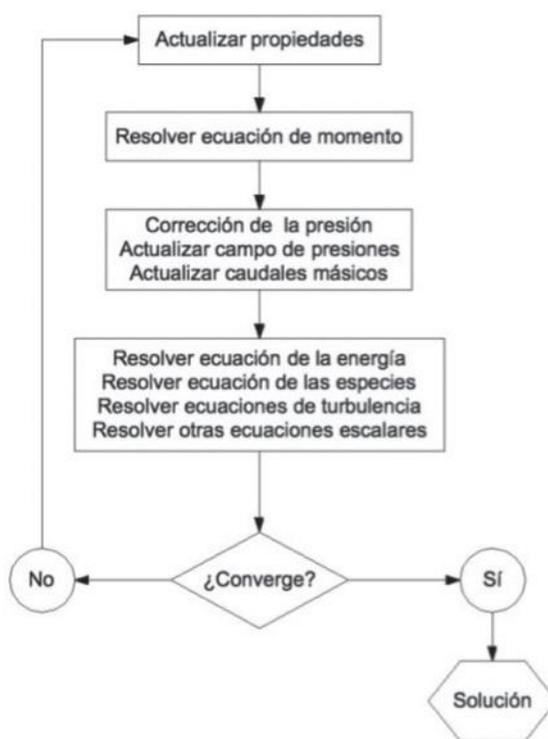


Fig. 17. Secuencia de la técnica de resolución (PBS) (www.fluent.com; figura original en inglés)

En el modelo numérico estudiado, debido a que no es posible resolver analíticamente las ecuaciones de Navier-Stokes, se hace necesario recurrir a un método de aproximación numérica; en Mecánica de Fluidos el método más utilizado es el método de volúmenes finitos, y consiste en discretizar el dominio del problema en pequeños volúmenes llamados celdas y aplicar los balances de masa, cantidad de movimiento y energía en cada uno; siendo el centroide de cada celda el punto representativo del dominio en el que almacenan los valores de la solución.

El Método de Volúmenes Finitos ofrece dos técnicas de resolución: *Density-Based Coupled Solver* (DBCS) y *Pressure-Based Solver* (PBS), siendo ésta última la escogida, que toma como

Construcción de geometrías	Autodesk© Inventor© 2011
Generación de mallas	GAMBIT© 2.4
Código CFD	ANSYS© Fluent© 12.1
Mallado 3D	Hexaédrico y tetraédrico, combinación de zonas estructuradas con no estructuradas.
Modelo físico	Fluido incompresible
Condiciones de contorno	Velocidad/Presión en la entrada Presión en la salida Periodicidad Entrefase Pared
Turbulencia	k-ε Realizable
Método de resolución	PBS transitorio SMM

Fuente: Elaboración propia

Tabla 1. Resumen de las características del modelo numérico

variables principales la cantidad de movimiento y la presión, que es el interés del presente estudio, Figura 17.

La generación de un mallado es necesaria para la aplicación de las técnicas numéricas por el método de volúmenes finitos en la resolución de las ecuaciones del flujo, (Thakker, 2005).

El software empleado en la resolución del problema ha sido el código CFD comercial de uso general *ANSYS© Fluent* 12.1 y las geometrías se han construido con *Autodesk Inventor 2011* y los mallados se han realizado con *GAMBIT* 2.4. El resumen de las características del modelo numérico se presentan en la Tabla 1.

Resultados

El proceso de validación se basa en la comparación de resultados experimentales con los resultados obtenidos del modelo numérico. Para validar el modelo numérico realizado se ha recurrido a resultados experimentales existentes en la bibliografía (Maeda, 2001, Mala, 2011 y Takao, 2011); a continuación se introduce la nomenclatura y los coeficientes adimensionales utilizados para analizar y comparar los resultados obtenidos por ensayos numéricos sobre el comportamiento de las turbinas.

Los coeficientes empleados son los siguientes:

Coficiente de caudal, ϕ

Coficiente de par, C_T

Coficiente de potencia consumida, C_A

Rendimiento, η

Coficiente de caudal: se trata de una variable para caracterizar cinemáticamente el punto de trabajo de la turbina. Representa la relación de velocidades entre el flujo y el álabe.

$$\phi = \frac{Q}{u_R A_R} = \frac{v_a}{u_R} \quad (1)$$

Coficiente de par: representa la potencia útil de la turbina, su valor se expresa en función del coeficiente de caudal.

$$C_T(\phi) = \frac{T_0 \omega}{\frac{1}{2} \rho (v_a^2 + u_R^2) b l z \omega r_R} = \frac{T_0}{\frac{1}{2} \rho u_R^2 (1 + \phi^2) b l z r_R} \quad (2)$$

Coficiente de potencia consumida: indica la energía que el fluido entrega al atravesar la turbina, también se suele expresar en función del coeficiente de caudal. Incluye tanto la potencia útil, como la de pérdida.

$$C_A(\phi) = \frac{\Delta P_0 Q}{\frac{1}{2} \rho (v_a^2 + u_R^2) Q} = \frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2} \rho u_R^2 (1 + \phi^2)} \quad (3)$$

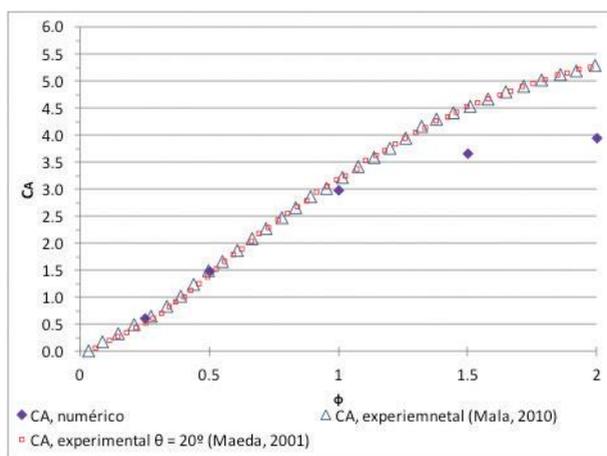


Fig. 18. Comparación CA experimentales y modelo numérico

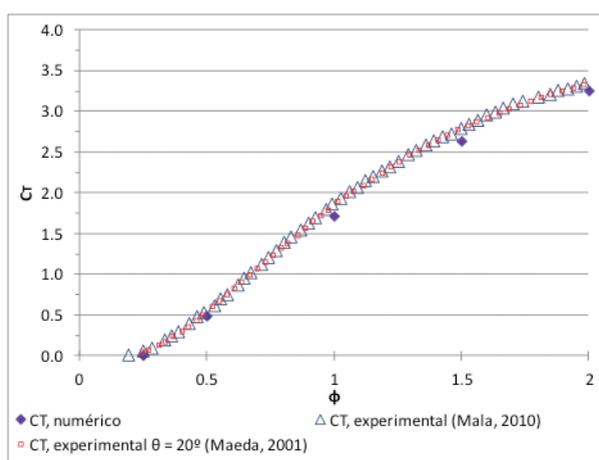


Fig. 19. Comparación CT experimentales y modelo numérico

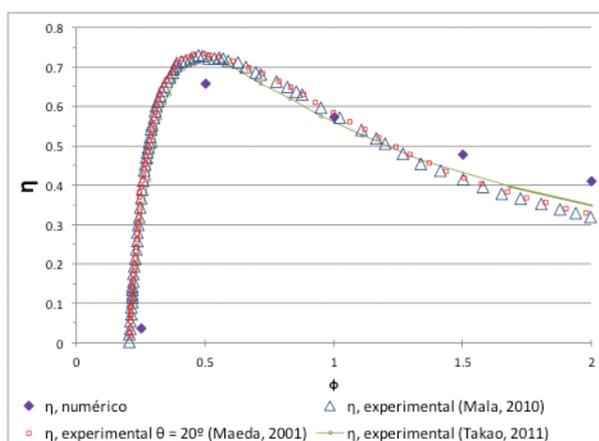


Fig. 20. Comparación η experimentales y modelo numérico.

Rendimiento estacionario: representa el rendimiento instantáneo para unas condiciones de funcionamiento estacionarias de la turbina; se suele expresar en función del coeficiente de caudal ϕ .

$$\eta = \frac{T_0 \omega}{\Delta P_0 Q} = \frac{C_T}{C_A \phi} \quad (4)$$

A través de la simulación se obtienen los valores de los coeficientes adimensionales C_{Ar} , C_T y η para diversos valores del coeficiente de caudal φ (2; 1,5; 1; 0,5 y 0,25) escogidos, entonces es posible obtener un rango de funcionamiento caracterizado mediante varios puntos que conforma la curva de operación, que se comparan con los datos experimentales en esas mismas condiciones de funcionamiento.

Seguidamente se comparan los resultados experimentales frente a los numéricos para los coeficientes adimensionales C_{Ar} , C_T y η . Figura 18, Figura 19 y Figura 20.

Metodología para el cálculo del rendimiento medio

Para el grupo turbinado propuesto, que consta de dos turbinas idénticas, el rendimiento estacionario de una turbina en forma individual se considera insuficiente para poder describir el rendimiento global del grupo en su conjunto; entonces se hace necesario representar el rendimiento para todo el ciclo de la sinusoide de un análisis no estacionario. Este análisis es el habitual utilizado en publicaciones (Mala, 2011, Maeda, 2001 y Takao, 2011) y así pueden realizarse comparaciones entre turbinas.

Para esta configuración de dos turbinas el caudal que entrega la cámara se divide en partes desiguales y estos están asociados a la pérdida de carga que presenta cada una las turbinas.

Se muestran a continuación las relaciones que existen entre las variables que intervendrán en el cálculo; identificando con el subíndice "D" a la turbina que trabaja en sentido directo y genera el trabajo mayoritario, y con el subíndice "I" a la que lo hace en sentido inverso y aporta un trabajo casi nulo; explicando que ambas turbinas (Nº 1 y Nº 2) alternan continuamente su operación en sentido directo e inverso acompañando el ciclo sinusoidal de las olas¹.

Entonces se define con la Ecuación 5 al par total, compuesto por el generado en ambas turbina, y con la Ecuación 6 a la velocidad angular, que es coincidente en ambos sentidos; al igual que el diferencial de presión, Ecuación 7, y finalmente con la Ecuación 8 al caudal total, que se lo expresa como la suma de los caudales que circulan en cada turbina.

ción 7, y finalmente con la Ecuación 8 al caudal total, que se lo expresa como la suma de los caudales que circulan en cada turbina.

$$T_{Total} = T_D + T_I \quad (5)$$

$$\omega = \omega_D = \omega_I \quad (6)$$

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2 \quad (7)$$

$$Q_{Total} = Q_D + Q_I = Q_1 + Q_2 \quad (8)$$

Expresando el rendimiento medio del grupo turbinado en forma general, ecuación 9:

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_{Total} \omega \cdot dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q_{Total} \cdot dt} \quad (9)$$

Considerando ambas turbinas el rendimiento medio del grupo turbinado lo expresamos con la Ecuación 10.

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T T_D \omega + \int_0^T T_I \omega \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P_D \cdot Q_D + \int_0^T \Delta P_I \cdot Q_I) \right) \cdot dt} \quad (10)$$

Donde las unidades de medida utilizadas en las variables serán: T: período (s), T_D , T_I : par (Nm), Q_D , Q_I : caudales (m³/s) y ΔP : diferencia de presión, en valor absoluto, entre cámara y salida de turbina (Pa).

Si la Ecuación 10 se multiplica y divide por el caudal que circula en sentido directo (Q_D) se obtienen dos factores; y la descomposición permite identificar en el primer factor el rendimiento medio volumétrico ($\bar{\eta}_v$) y en el segundo factor el rendimiento medio de las turbinas, expresado según la opción adoptada en la presente tesis que considera el par generado en ambos sentidos (T_D y T_I), Ecuación 11.

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T \Delta P_D \cdot Q_D \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P_D \cdot Q_D + \int_0^T \Delta P_I \cdot Q_I) \right) \cdot dt} \cdot \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T \omega \cdot (T_D + T_I) \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P_D \cdot Q_D) \right) \cdot dt} \quad (11)$$

¹Ver cuadro con la nomenclatura y unidades utilizadas en la página 30.

Asimismo, se considera idóneo asemejar el comportamiento del funcionamiento que describen las turbinas de impulso a la relación entre las variables: ΔP y Q a curvas parabólicas en ambos sentidos (directo e inverso), (12 y

13); y seguidamente se sustituyen al primer factor de la Ecuación 11 para definir el rendimiento volumétrico, (14).

$$Q_D \approx k_D \sqrt{\Delta P} \quad (12)$$

$$Q_I \approx k_I \sqrt{\Delta P} \quad (13)$$

$$\bar{\eta}_V = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T \Delta P_{Total} \cdot Q_D \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P_{Total} Q_{Total}) \right) \cdot dt} \approx \frac{k_D}{k_D + k_I} \quad (14)$$

Entonces queda expresado el rendimiento medio de las turbinas considerando el par generado en ambos sentidos de funcionamiento (T_D y T_I), Ecuación 15.

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{k_D}{k_D + k_I} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega + \sum_{i=1}^N T_{Ii} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}} = \bar{\eta}_V \cdot \bar{\eta}_{T_D+I} \quad (15)$$

A partir de aquí se iniciará un análisis que consiste en expresar el $\bar{\eta}_{(GT=D)}$ como el producto del rendimiento de la turbina, funcionando en sentido directo y aislada del grupo turbinado y el rendimiento volumétrico, T_D y $\bar{\eta}_V$ respectivamente.

Las características indicadas en esta opción de cálculo, coincidente con bibliografía existente (Takao, 2011), asume nulo el par generado por la turbina funcionando en sentido inverso, T_I , Ecuación 16.

$$\bar{\eta}_{GT_D} = \frac{k_D}{k_D + k_I} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}} = \bar{\eta}_V \cdot \bar{\eta}_{T_D} \quad (16)$$

Al despreciar el término T_I se expresa el rendimiento medio del grupo turbinado como el producto de dos rendimientos; el rendimiento volumétrico (Ecuación 14) y el correspondiente rendimiento de la turbina funcionando en sentido directo y aislada del grupo turbinado, Ecuación 17.

$$\bar{\eta}_{T_D} = \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}} \quad (17)$$

Donde se indica con $\bar{\eta}_{T_D}$ el rendimiento medio de la turbina considerando sólo el par generado en sentido directo (T_D), que será

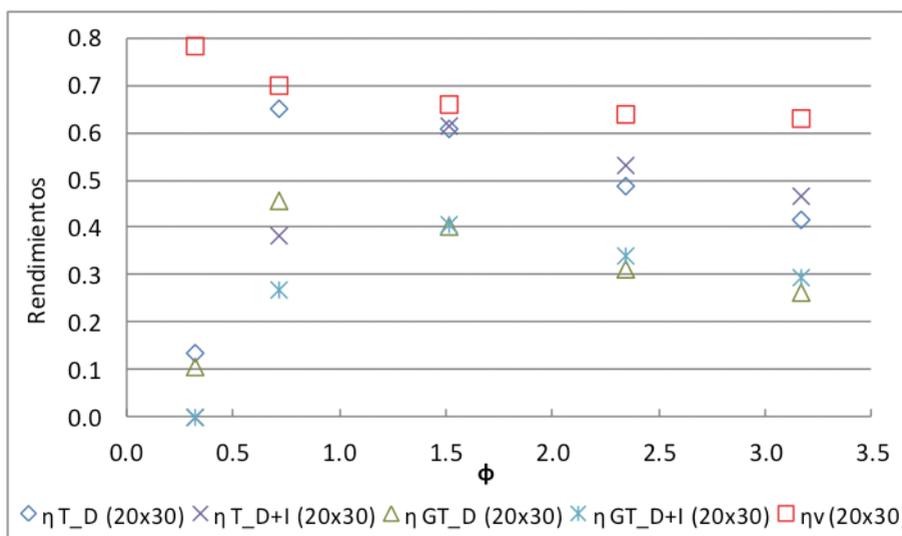


Fig. 21. Rendimientos (turbina, volumétrico y general) para el modelo (Takao, 2011).
PROYECCIONES - Publicación de investigación y posgrado de la Facultad Regional Buenos Aires

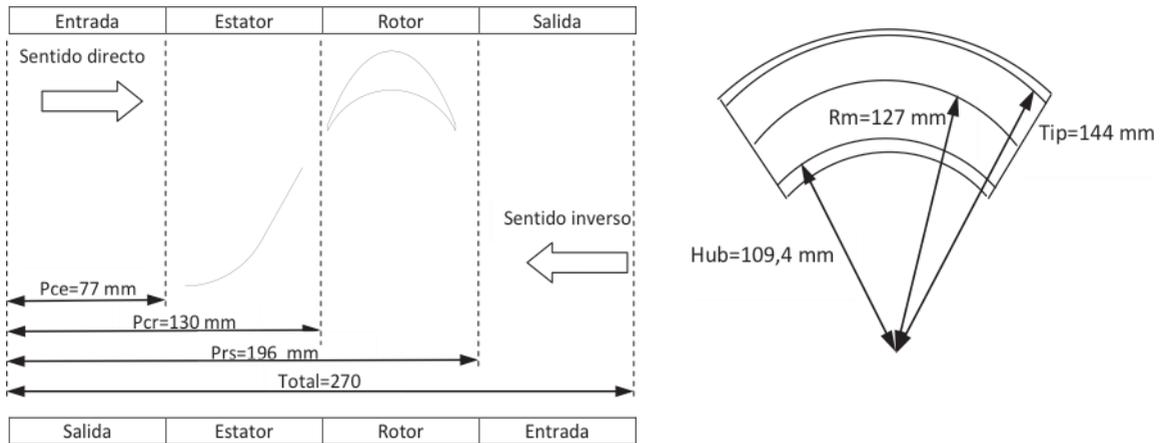


Fig. 22. Ubicación axial y radial de las secciones de análisis

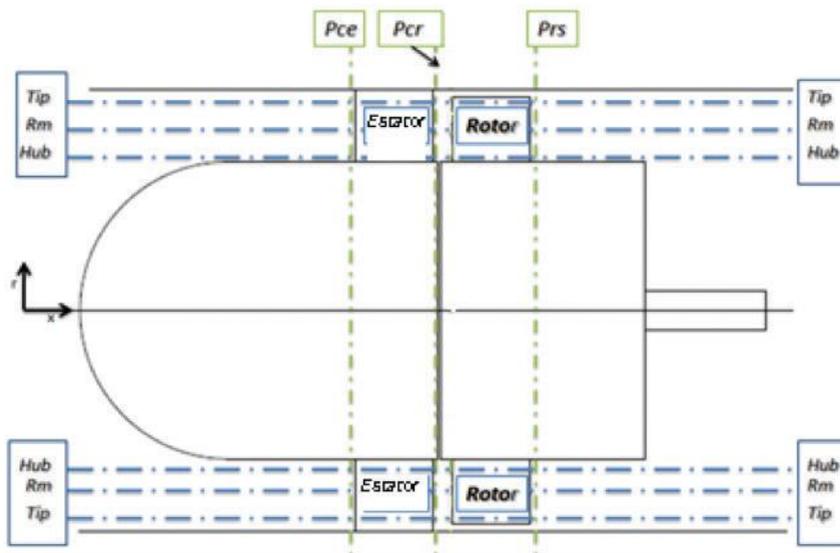


Fig. 23. Secciones de análisis de la turbina

levemente inferior al $\bar{\eta}_{T,D-H}$ (Ecuación 15); a excepción de caudales muy bajos que hace que el par, T_I , sea negativo.

Finalmente, se representa a continuación la comparativa de ambas alternativas de cálculo para el grupo turbinado, Figura 21.

Análisis del comportamiento del flujo por simulación CFD

El modelo numérico permite comprender el comportamiento del flujo en el interior de la turbina. Se utilizan los coeficientes caracte-

rísticos y los ángulos de guiado de forma de conocer con precisión como interactúa el diseño en los resultados del conjunto. Debido a la limitante de extensión del presente artículo se presenta sólo un resumen de los resultados logrados.

Las conclusiones del presente análisis permitirán establecer los criterios para rediseñar la geometría del equipo y proponer alternativas cuyas prestaciones superen al de la geometría original (Takao, 2011).

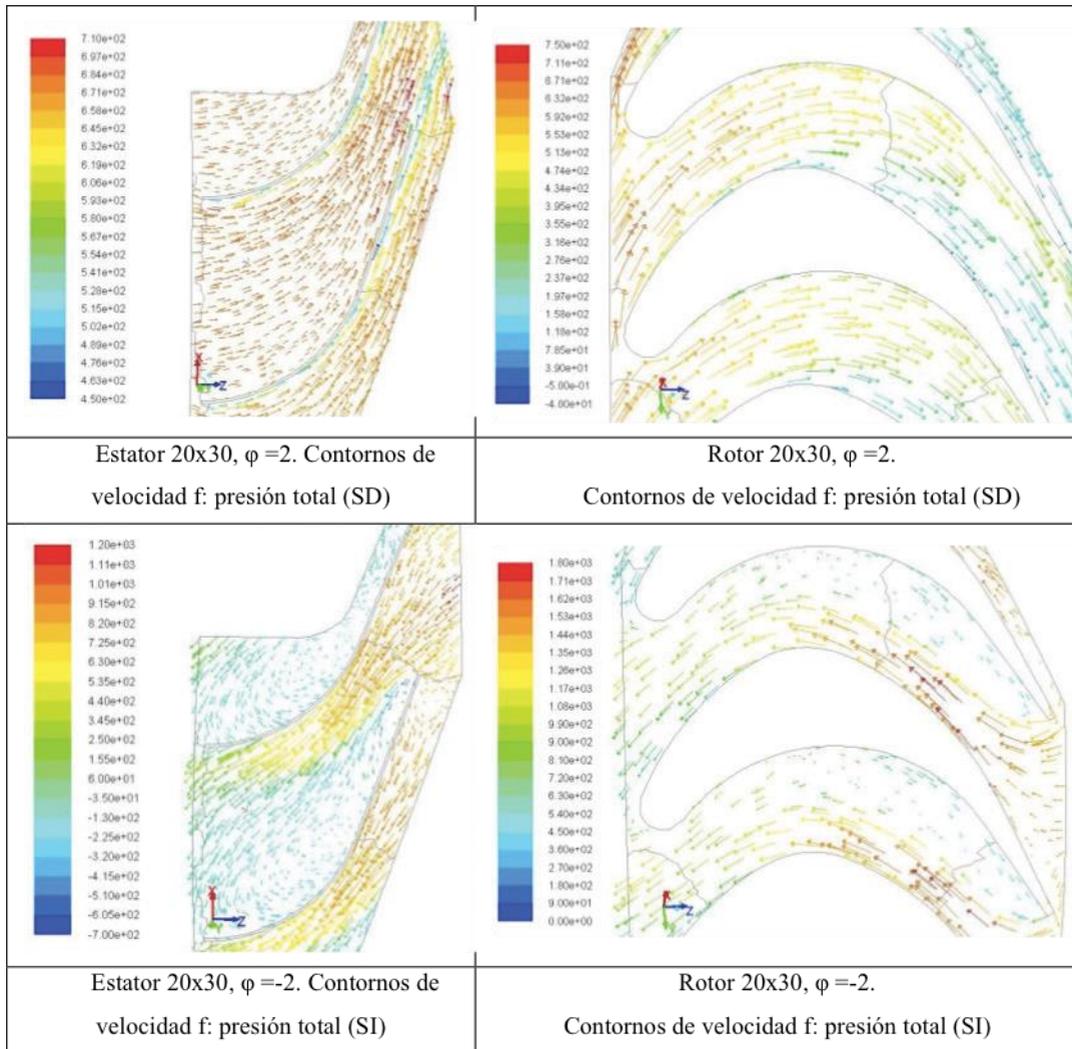


Fig. 24. Contornos de velocidad en la geometría
Fuente: Elaboración propia

Metodología y secciones de análisis: el modelo computacional de la turbina axial estudiada está compuesto por cuatro volúmenes: conducto de entrada, estator, rotor y conducto de salida, Figura 22. Para analizar la evolución del flujo en los dos elementos principales que contienen las aletas directrices (estator) y los álabes (rotor), se han realizado una serie de cortes (planos transversales al eje de rotación y cilindros coaxiales también al eje de rotación) que permiten un análisis más detallado en las secciones fronteras entre los volúmenes, Figura 23.

Ha sido estudiado el comportamiento de los vectores de velocidad y la energía de presión total, para todos los coeficientes de caudal (φ) en los cuales se han realizado las simulaciones CFD. A continuación se presentan los resultados más relevantes; correspondientes a la máxima velocidad del flujo donde los eventos se hacen

más evidentes. Los resultados corresponden a un coeficiente de flujo $\varphi=2$ en sentido directo (SD) y $\varphi=-2$ en sentido inverso (SI); donde se identifica a la geometría original (Takao, 2011) de 20 aletas directrices y 30 álabes, Figura 24.

Discusión

El diseño y las posteriores simulaciones CFD realizadas correspondientes al sistema generador a partir de energía oceánica ha permitido obtener resultados acordes a las tendencias que muestran las instalaciones experimentales difundidas por la comunidad científica para la tecnología OWC.

Las metodologías utilizadas en el caso de estudio presentadas pueden ser conducidas a estudios de otras temáticas de análisis que permitan el relevamiento de datos sobre las condiciones

particulares de proyectos en las costas argentinas y su posibilidad de aprovechamiento de la energía oceánica.

Las líneas de investigación de otros grupos de I+D podrían incrementar su grado de conocimiento al implementar el uso de modelos numéricos que simulen la realidad y su posterior validación experimental a través de análisis de comportamiento del flujo para predecir resultados de las propuestas a ser evaluadas por inversores.

El interés siguiente radica en realizar a través de las técnicas presentadas en este artículo, correspondientes al modelado, validación y simulación, sucesivos aportes a los grupos de I+D+i presentes en Argentina y en etapa de desarrollo de una amplia gama de tecnologías referidas a proyectos energéticos.

Conclusiones

Para el sistema de obtención de energía oceánica estudiado, en particular la tecnología OWC, la turbina es un elemento principal encargado de transformar el recurso neumático en potencia mecánica y posteriormente en eléctrica a través de un generador.

La Figura 21 permite evidenciar la diferencia existente entre los rendimientos del grupo turbinado de acuerdo a la metodología aplicada, expresada a través de la Ecuación 15 y la Ecuación 16, que difieren sólo en el par involucrado en el cálculo (ambos sentidos o sólo sentido directo).

También se identifica en el rendimiento volumétrico, que del caudal disponible sólo es aprovechable para la generación de energía 2/3 del total y su valor es máximo cuando el coeficiente de caudal φ es mínimo; y decrece a medida que φ crece, desde 79% hasta 63%. Entonces del rendimiento volumétrico resultante se verifica que el grupo turbinado desecha más un 30% del caudal disponible para generar trabajo; esto hace que el rendimiento medio del grupo turbinado se bastante menor al que considera sólo el trabajo individual de la turbina funcionando en sentido directo.

De las dos alternativas para la metodología de cálculo de rendimiento del grupo turbinado desarrollada se concluye que el $\bar{\eta}_{(GT_D+I)} > \bar{\eta}_{(GT_D)}$;

una vez superados los pequeños valores de inicio de operación.

El análisis del comportamiento del flujo ha evidenciado que el ángulo geométrico de entrada del estator es adecuado cuando el fluido circula en sentido directo donde las pérdidas por choques son despreciables y las pérdidas son imputables mayoritariamente al rozamiento. Para el caso del sentido inverso el efecto buscado se logra, pues los resultados muestran que las aletas guías entorpecen el avance del flujo generando pérdidas muy elevadas.

Se observa en el Figura 24 que los vectores de velocidad para el sentido directo (SD) en el estator están alineados con el ángulo geométrico y presentan una distribución no uniforme de presión total a medida que avanzan por el perfil propuesto por las aletas; así se identifican en las estelas los puntos de presión total menor. También se puede observar un leve desprendimiento en la cara convexa de la aleta, que hace que aumente la velocidad del flujo por la zona cóncava. Este desprendimiento parece nacer al final del tramo curvo de la aleta.

En el rotor, el flujo penetra en el canal del rotor sin producir apenas desprendimiento en el borde de ataque. En la primera parte del rotor el flujo es correctamente conducido por el rotor. Sin embargo, cuando se produce la deflexión del flujo, este se desprende del extradós. Esto provoca que en la salida el flujo no salga perfectamente guiado por el álabe.

Analizando el sentido inverso (SI) se observa que los vectores de velocidad chocan al ingresar en el rotor, zonas con flujo desprendido y careciendo de distribución uniforme de la presión total dentro del canal; abandonan el rotor según el ángulo propuesto por el perfil del álabe. Al penetrar en el estator se produce de nuevo un fuerte desprendimiento del flujo, que origina una fuerte pérdida de energía; y el canal se bloquea parcialmente debido al flujo desprendido provocando altas velocidades.

Agradecimientos

El presente artículo ha sido desarrollado en el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid, España y ha sido posible a través del proyecto de EADIC, programa de movilidad de la Unión Europea, Universidad de Bologna-Italia.

Nomenclatura

Letras		Letras griegas	
b	Altura del álabes [m]	η	Rendimiento
C_A	Coficiente de energía consumida	$\bar{\eta}$	Rendimiento medio
C_T	Coficiente de par	φ	Coficiente de caudal
l	Cuerda del álabes [m]	ω	Velocidad angular [rd/s]
K	Constante parabólica	Subíndices	
ΔP	Diferencial de presión [Pa]	1, 2	Inhalación, exhalación
P	Presión [Pa]	GT	Grupo turbinado
Q	Caudal volumétrico [m ³ /s]	D, I	Directo, inverso
T	Tiempo [s]	H, T	Hub (cubo), Tip (punta)
T	Periodo del oleaje [s]	R	Radio medio
T_0	Par [Nm]		
W	Potencia de la ola [w]		
Z	Número de álabes		

Referencias

- INOUE, M.; KANEKO, K.; SETOGUCHI, T. & SARUWATARI, T., (1988) Studies on the wells turbine for wave energy generation (Turbine characteristics and design parameter for irregular wave). JSME International Journal, 31, 676-682.
- JAYASHANKAR, V.; ANAND, S.; GEETHA T., et al., (2009) A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants. Renewable Energy 34: 692–698.
- JAYASHANKAR, V.; MALA, K.; JAYARAJ, J. et al., (2010) A twin unidirectional turbine topology for wave energy. In: Proceedings of the 3rd International Conference on Ocean Energy. Bilbao, Spain.
- KANEKO, K.; SETOGUCHI, T. & RAGHUNATHAN, S., (1992) Self rectifying turbines for wave energy conversion. International Journal of offshore and Polar engineering, 2.
- MAEDA, H.; TAKAO, M.; SETOGUCHI, T. et al., (2001) Impulse turbine for wave power conversion with air flow rectification system. In: International Offshore Polar Engineering Conference. Stavanger, Norway, June 17-22, 2001.
- MALA, K.; JAYARA, J.; JAYASHANKAR, V. et al., (2011) A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants – Experimental validation and scaling. Renewable Energy 36: 307–314.
- MCCORMICK, M. & COCHRAN, B., (1993) A performance study of a bi-directional radial turbine. Proceedings of the European Wave Energy Symposium, (págs. 443-448). Edimburgh.
- RAGHUNATHAN, S., (1995) The Wells Turbine for Wave Energy Conversion. Prog. Aerospace Sci, Vol. 31, pp. 335-386.
- RAGHUNATHAN, S., (1995) A methodology for the Wells turbine design for wave energy conversion. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 209: 221–232.
- SETOGUCHI, T. et al. 1, (1996) Impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power conversion: guide vanes connected by links. International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 6, pp. 76-80. ISSN 1053-5381.
- SETOGUCHI, T. & TAKAO, M., (2006) Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. Energy Conversion and Management, 2382-2396.
- TAKAO, M.; SETOGUCHI, T.; KANEKO, K.; KIM, T.; MAEDA, H. & IONUE, M., (2002) Impulse turbine for wave energy conversion with air flow rectification system. International Journal of Offshore and Polar engineering, 12 (2), 142-146.
- TAKAO, M.; TAKAMI, A.; OKUHARA, S.; et al., (2011) A twin unidirectional impulse turbine for wave energy conversion. Proceedings of the 10th International Symposium on Experimental computational Aerothermodynamics of Internal Flows. 4-7 July 2011, Brussels, Belgium. ISAI10-101.
- TAKAO, M. & SETOGUCHI, T., (2012) Air turbines for wave energy conversion. Hindawi Publishing Corporation. International Journal of Rotating Machinery. Volume 2012, Article ID 717398.
- TEASE, W.; LEES, J. & HALL, A., (2007) Advances in Oscillating Water Column Air Turbine development. Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference. Oporto (Portugal).
- THAKKER, A. and HOURIGAN, F., (2005) A comparison of two meshing schemes for CFD analysis of the impulse turbine for wave energy applications. Renewable Energy 30: 1401–1410.