



# **DESCOMPOSICIÓN DETERMINISTA DEL FLUJO EN UNA TURBINA AXIAL UNIDIRECCIONAL PARA UN SISTEMA OWC**

**Nuria Álvarez Bertrand, Jesús Manuel Fernández Oro, Bruno Pereiras García**  
[uo216893@uniovi.es](mailto:uo216893@uniovi.es) , [jesusfo@uniovi.es](mailto:jesusfo@uniovi.es) , [pereirasbruno@uniovi.es](mailto:pereirasbruno@uniovi.es)

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

## **RESUMEN**

Una de las tecnologías más desarrolladas en energía undimotriz es el sistema OWC. Tradicionalmente, las turbinas de autorrectificación han sido ampliamente consideradas para este tipo de sistemas undimotrices, puesto que las turbinas unidireccionales requieren un sistema de válvulas para la rectificación del flujo. Sin embargo, otra opción ha sido propuesta recientemente: "La configuración de turbinas gemelas".

Con el fin de obtener más información sobre el flujo patrón, un nuevo conjunto de simulaciones ha sido puesto en marcha desde un modelo previamente desarrollado y validado. El objetivo fue analizar las características inestables del flujo y las interacciones rotor-estator, usando para ello un análisis determinista. La simulación se desarrolló en ANSYS FLUENT 16 y los resultados se presentan en términos de energía cinética turbulenta y velocidad.

Se concluye que aunque no existe una interacción extremadamente grande, sí que aumenta al hacerlo el flujo volumétrico que atraviesa la turbina. Por tanto, para una leve mejora del rendimiento se podría rediseñar la fila de directrices de la configuración de turbinas gemelas.

## **ABSTRACT**

One of the most developed technologies in ocean energy is the OWC system. Traditionally, self-rectifying turbines are the most widely considered for working in a OWC because unidirectional turbines require a system of valves to rectifying the flow. However, another option has been recently proposed: "twin turbine" configuration.

In order to obtain more information about the flow pattern, a new set of simulations has been performed from a model previously developed and validated. The aim is to analyze the unsteady features of the flow and the rotor-stators interaction using a deterministic analysis. The simulation were developed in ANSYS FLUENT 16 and the results are presented in terms of turbulent kinetic energy and velocity.

It is concluded that although there is an extremely large interaction, it does increase the volumetric flow through the turbine. Therefore, for a slight performance improvement configuration twin turbines could redesign the vane row.



## INTRODUCCIÓN

De todos los sistemas de energía undimotriz, el sistema de columna oscilante de agua (OWC), destaca por su gran potencial, además de por tener unas características prometedoras. Su viabilidad económica y tecnológica ha sido demostrada a través de varias plantas piloto de potencia.

Los sistemas OWC, convierten las variaciones de altura de la superficie libre del mar en energía neumática por medio de una cámara de aire semisumergida que está construida con hormigón. Como consecuencia de la llegada de una ola, la superficie libre del interior de la cámara asciende creando un flujo de aire desde dicha cavidad hasta la atmosfera (exhalación). La superficie libre del interior de la cámara desciende a medida que se atenúa el efecto de la ola, lo cual provoca, esta, vez un flujo inverso que va desde la atmósfera al interior de la cavidad (inhalación). De esta manera, el movimiento de las olas es utilizado para conducir un sistema OWC, que trabaja como un pistón generando un flujo de aire bidireccional. El módulo de potencia, que incluye una o varias turbinas, convierte la energía neumática en potencia de eje mecánico.

Durante los primeros años de esta tecnología, se empleaba un sistema con válvula de rectificación para conducir una turbina unidireccional. Sin embargo, este sistema fue remplazado por turbinas autorectificantes de aire (turbinas Wells), que permiten que el flujo circule en ambas direcciones. El uso de este tipo de turbinas ha sido un descubrimiento significativo, pues permite suprimir el sistema de válvula, reduciendo de esta forma problemas de mantenimiento y aumentando la eficiencia global del sistema. Aun así, una nueva configuración propuesta recientemente ha puesto de nuevo en discusión la necesidad del uso de turbinas autorectificantes. Esta nueva configuración se conoce como turbinas gemelas y consiste en el uso de dos turbinas idénticas (**Figura 1**). Su funcionamiento está basado en el uso de una turbina que trabaja adecuadamente produciendo energía (modo directo), mientras que la otra turbina trabaja impidiendo el reflujo (modo reverso). Por lo tanto, es posible el uso de

turbinas unidireccionales sin ningún sistema de válvulas manteniendo una elevada eficiencia.

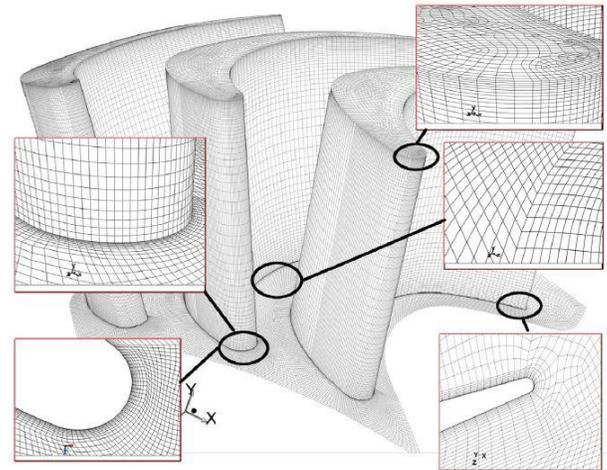
En la configuración de turbinas gemelas unidireccionales, ambas turbinas, están conectadas con la cámara de aire y la atmósfera, pero están posicionadas en orientaciones contrarias. Cabe destacar, que ambas están trabajando bajo la misma diferencia de presión entre la cámara de aire y la atmósfera. Las dos turbinas trabajan durante un ciclo completo (exhalación o inhalación), pero una de las turbinas trabaja en modo directo, produciendo energía, mientras que la otra trabaja en modo reverso, previniendo el reflujo. Ambas alternan sus papeles cuando el movimiento de la columna de agua oscilante (OWC) cambia. La eficiencia de la turbina unidireccional mientras trabaja en modo directo puede alcanzar valores de hasta el 70%, y este valor probablemente podría mejorar con un profundo diseño de los álabes y directrices.

Es obvio, que la eficiencia de la turbina cuando trabaja en modo directo es un aspecto importante, pero la eficiencia global del sistema también depende de otro factor como la efectividad del bloqueo del flujo que realiza la turbina en modo reverso. Por lo que los autores saben, muchas de las investigaciones conducen a que la configuración de turbinas gemelas ha sido validada bajo la suposición que ignora el flujo a través de la turbina en modo reverso, por lo tanto, se considera que esta turbina no debería producir energía al trabajar en ese modo. A pesar de eso, trabajos recientes han empezado a tener en cuenta el flujo a través de la turbina cuando trabaja en este modo, y para ello, se están haciendo análisis cuasiestacionarios, en los que se tiene en cuenta el flujo a través de ambas turbinas, trabajando una en cada modo. Estos análisis permiten lograr resultados cercanos a la realidad. Sin embargo, la importancia del flujo que atraviesa la turbina en modo reverso, no es cuantificable sobre la eficiencia global. Otro punto importante, es la opinión que los autores tienen sobre el par torsor producido por la turbina que trabaja en modo reverso. Hasta ahora, lo que se sabe, es que el efecto que tiene el par torsor creado en modo reverso sobre la eficiencia del sistema no ha sido considerado en ninguno en los trabajos previamente validados para la configuración de turbinas gemelas.

## MÉTODO TRABAJO

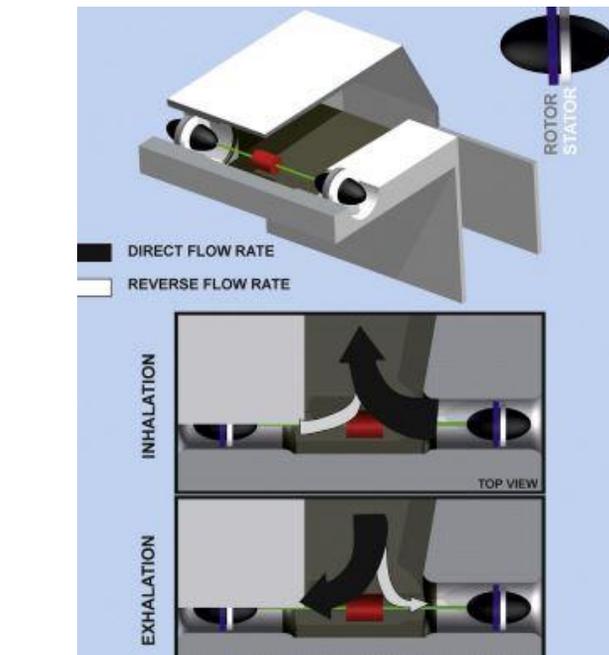
### Modelo Numérico.

La validación del flujo se realizó con ANSYS FLUENT 16.0®, programa que emplea el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, mediante el uso de un solucionador aislado. Con el fin de reducir la capacidad de cálculo necesaria y mejorar la exactitud numérica, la simulación fue llevada a cabo en un dominio periódico como el que se puede observar en la **Figura 2**. El mallado está compuesto por  $3.2 \times 10^6$  celdas hexaédricas y fue construido en GAMBIT® 2.4, los detalles se pueden observar en la **Figura 3**.



**Figura 2. Mallado.**

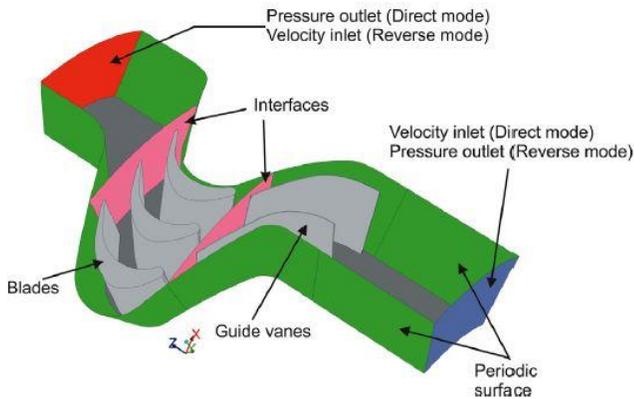
La geometría de la turbina se obtuvo de la Ref. [5], con un ángulo de ajuste de las directrices de  $20^\circ$ . Es importante puntualizar que la geometría del modelo, fue construida teniendo en cuenta el huelgo de punta, ya que juega un papel fundamental en el funcionamiento de la turbina axial. Dado que el volumen computacional incluye elementos rotativos ( $\omega = 375$  rpm), se emplea la técnica de deslizamiento de malla (SSM), para dirigir el movimiento relativo entre el rotor y el estator de la turbina. Por lo tanto, la geometría tiene dos interfases, una situada aguas arriba del rotor, y la otra colocada aguas abajo (**Figura 3**). La simulación se lleva a cabo bajo condiciones estables, es decir, las condiciones de contorno se mantienen constantes en cada simulación, aunque



**Figura 1. Configuración de turbinas gemelas unidireccionales.**



el modelo sea inestable por la variación con el tiempo de la posición relativa entre los álabes del rotor y las directrices de guía. El caudal se ajusta mediante la modificación de las condiciones de contorno en la entrada, para ser más exactos de la velocidad a la entrada.



**Figura 3. Geometría numérica y condiciones de contorno**

Se empleó el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$ , con una función de pared mejorada. El término temporal se aproxima con esquema de segundo orden implícito. La pareja velocidad-presión fue reproducida a través de un algoritmo SIMPLE (Método semi-implícito para ecuaciones de presión vinculadas). El esquema de orden superior monótono upwind para las leyes de conservación (MUSCL) ha sido utilizado para la discretización de los términos convectivos, mientras que para los términos difusivos se ha empleado la clásica aproximación por diferencias centradas. El paso temporal fue fijado en  $1.48148 \cdot 10^{-4}$  y el residuo en  $10^{-5}$ .

Los siguientes coeficientes dimensionales han sido usados para mostrar los resultados:

Coficiente de potencia: 
$$C_p = \frac{T_o \omega}{\rho \omega^3 D^5} \quad (1)$$

Coficiente de presión: 
$$C_H = \frac{\Delta P}{\rho \omega^2 D^2} \quad (2)$$

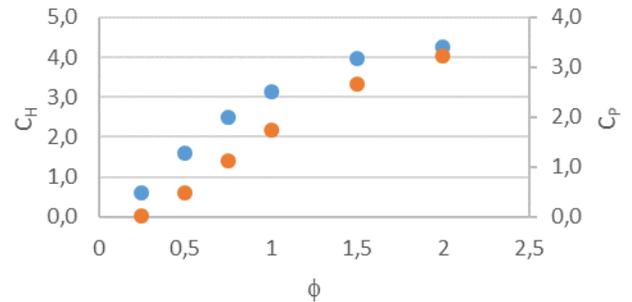
Coficiente de flujo: 
$$\phi = \frac{V_{ax}}{u_R} \quad (3)$$

Donde  $\Delta P$  es la diferencia de presión;  $Q$  es el caudal;  $T_o$  es el par torsor;  $\rho$  es la densidad del aire;  $\omega$  es la velocidad de rotación;  $V_{ax}$  es la velocidad de flujo axial;  $u_R$  es la velocidad circunferencial en el radio medio;  $D$  es el diámetro externo.

La eficiencia, la cual indica la relación entre la potencia del eje en la salida y la potencia neumática en la entrada, puede ser expresada como:

$$\eta = \frac{T_o \omega}{\Delta P Q} = \frac{C_p}{C_H \phi} \quad (4)$$

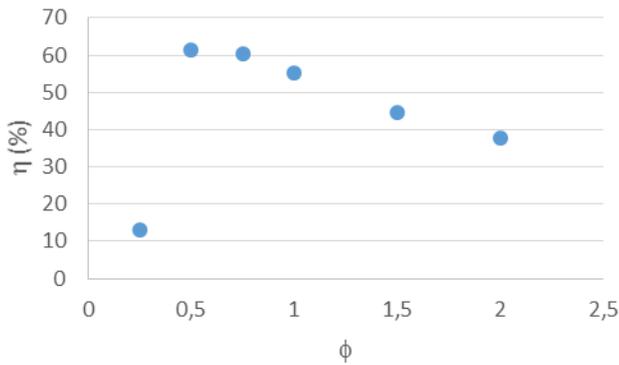
En la **Figura 4** se pueden observar los valores de los coeficientes de presión y potencia según el caudal que atraviesa la turbina. Los valores de caudal son todos positivos porque en esta investigación únicamente se ha simulado la turbina en modo directo.



**Figura 4. Resultados según el caudal para los coeficientes de potencia y presión**

Mediante la Ecuación 4 y con los valores de los coeficientes que se ven en la **Figura 4**, se calcula el rendimiento. El máximo rendimiento se encuentra entre los caudales de 0.5 y 0.75, como se puede observar en la **Figura 5**.

Atendiendo a este último criterio, se realizó la simulación de los caudales: 0.5, 0.75 y 2.0.



**Figura 5. Gráfico comparativo del rendimiento y el caudal**

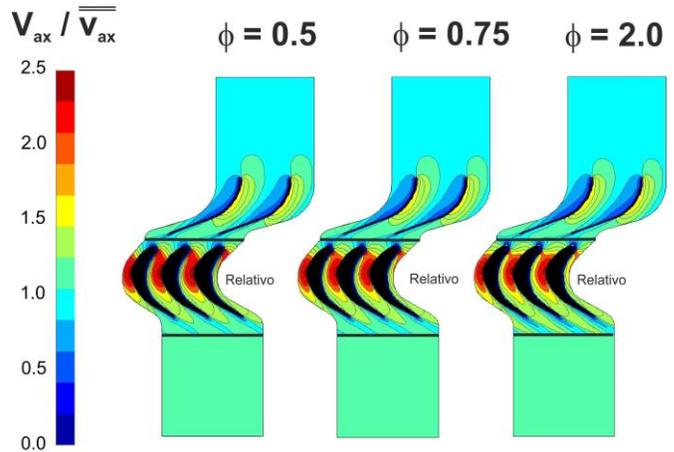
## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Flujo promediado en el tiempo.

Las figuras que muestran un flujo promediado en el tiempo, nos permiten observar una imagen inicial del flujo patrón a través de la turbina en modo directo. En particular, como ya se ha comentado, se han analizado las siguientes condiciones de operación: bajo ( $\phi=0.5$ ), medio ( $\phi=0.75$ ) y alto ( $\phi=2.0$ ). Para la muestra de los resultados, se van a utilizar dos tipos de planos que van a ser denominados: planos álabe a álabe (**Figura 6**) y planos axiales (**Figura 8**). Las figuras que muestren planos álabe a álabe, corresponderán a la sección del midspan, mientras que las de los planos axiales estarán situadas en el plano  $z=-0.047$ , que corresponde a la zona fija situada entre las directrices y los álabes.

La **Figura 6**, muestra la representación álabe a álabe de la velocidad axial, promediada en el tiempo, para la zona del midspan. En cada caso, la velocidad axial ha sido adimensionalizada por su velocidad característica definida como:  $\underline{v}_{ax} = Q / 2\pi r_R b$ , donde  $r_R$ , es el radio del midspan, y  $b$ , es el span. En la **Figura 6** se pueden observar dos marcos de referencia, uno rotacional en la zona del rotor, y el otro fijo en el resto del plano, esto se debe a que la figura mostrada es una composición de diferentes dominios. En la zona del rotor, el flujo medio ha sido simulado en marco relativo (periódico tras 54 pasos temporales). Sin embargo, el dominio restante, ha sido computado

en un marco absoluto (periódico tras 36 pasos temporales).



**Figura 6. Planos álabe a álabe de la velocidad axial promediada en el tiempo.**

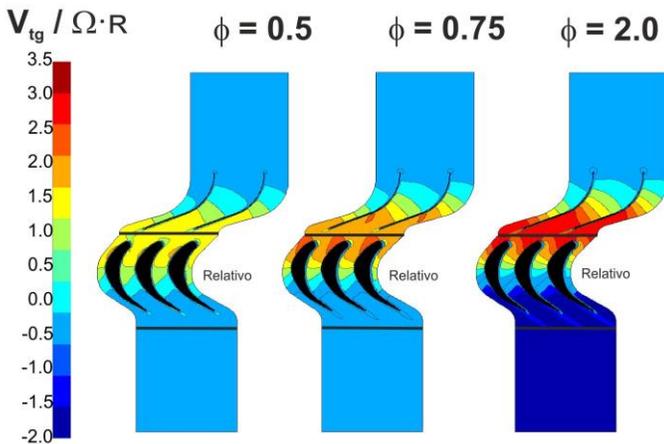
Fundamentalmente, la **Figura 6**, revela un mayor desprendimiento aguas abajo del rotor, que aumenta a medida que lo hace el caudal. Se aprecian estelas más grandes en la zona de salida en  $\phi = 2.0$ , aunque en ninguno de los tres casos se puede concluir que dichas estelas sean una herencia de las directrices por su pequeño tamaño. Se puede ver también, que la zona de estancamiento, se desplaza ligeramente a la derecha a medida que aumenta el caudal, lo cual es bastante lógico, pues a mayor caudal, más alineada es la entrada a la zona del rotor. La zona de alta velocidad, aunque se encuentra entre los álabes para todos los caudales simulados, se ve afectada por la inclinación de entrada del flujo.

Por otro lado, la **Figura 7**, muestra la representación álabe a álabe de la velocidad tangencial, promediada en el tiempo, para la zona del midspan. Esta vez, cada caso ha sido adimensionalizado por un valor único, definido como:  $\omega \cdot R_{mid}$ , siendo  $\omega$ , la velocidad angular (375 rpm) y  $R_{mid}$ , el radio para el midspan (0.130 m). Del mismo modo que en la **Figura 6**, se muestra una comparación de diferentes dominios.

En la **Figura 7**, se observa las velocidades que va tomando el flujo al atravesar las diferentes zonas de la turbina, tomando velocidad en la zona de las directrices que se va atenuando al pasar por el rotor.



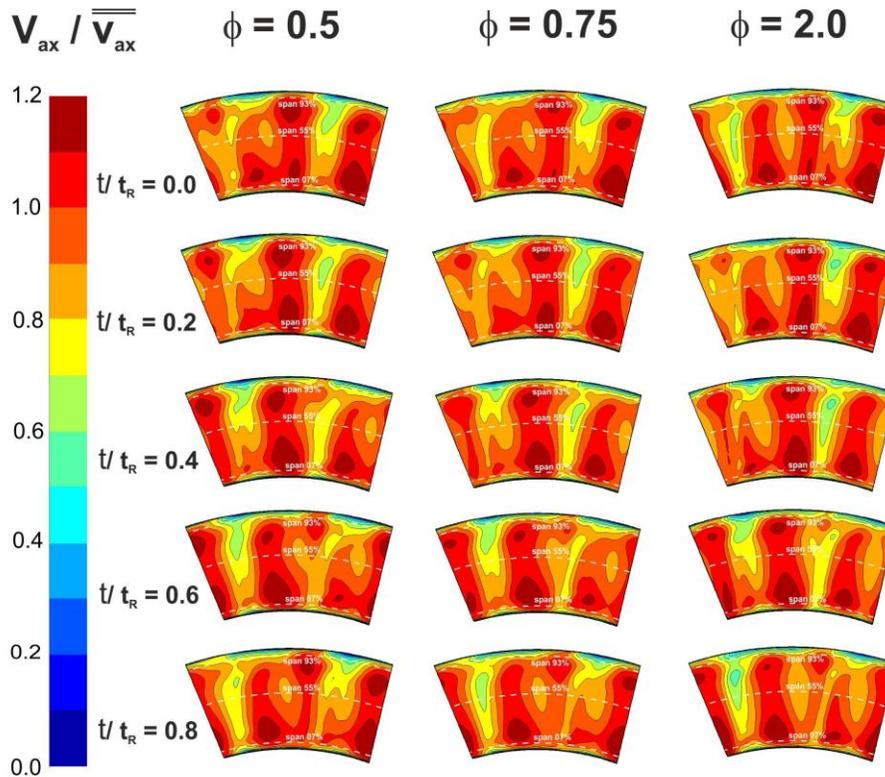
Cabe destacar que en el caso  $\phi = 2.0$ , el flujo sale con postrrotación tras el paso por el rotor, lo que provoca un aumento de las estelas aguas abajo.



**Figura 7. Planos ábabe a ábabe para la velocidad tangencial promediada en el tiempo.**

En la **Figura8**, se muestra un plano axial situado en la zona intermedia del rotor y las directrices, para la velocidad axial promediada en el tiempo. La velocidad axial, al igual que en el plano ábabe a ábabe, esta adimensionalizada por su velocidad característica.

Se puede observar, en la **Figura 8**, una secuencia temporal del flujo durante el paso de un ábabe, en la que se aprecia un mejor funcionamiento de la máquina en las zonas internas que en las zonas externas. Esto se puede achacar a una posible holgura la máquina en las zonas del cubo y la punta. En la parte izquierda de los planos para la secuencia temporal 0.8, se observa una zona de menores velocidades que se debe a la coincidencia de un ábabe y una directriz. A medida que el caudal aumenta, se alcanzan en esa zona menores velocidades, lo cual se debe a una mayor diferencia entre la velocidad relativa del flujo y la velocidad que se alcanza en el punto de estancamiento.



**Figura 8. Secuencia de planos axiales para la velocidad axial promediada en el tiempo.**

### Energía cinética turbulenta y determinista.

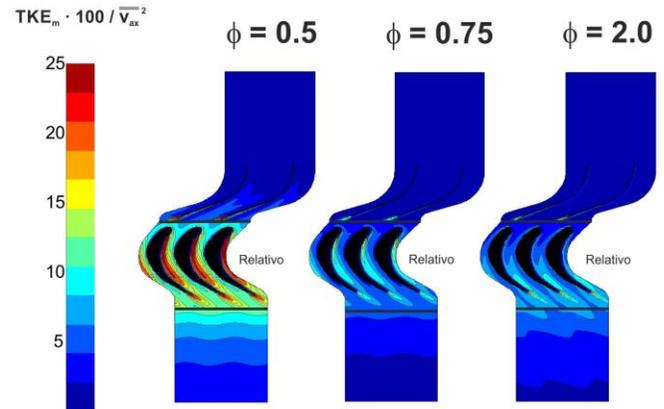
Las tensiones deterministas, representan la contribución de las fuentes no estacionarias del flujo, promediadas en el tiempo, sobre los patrones de flujo medio. La comparación de estos términos con las tensiones turbulentas, proporciona una visión global de los flujos de energía que han tenido lugar en las etapas de la turbomáquina.

Esta sección está dedicada a comparar los planos ábete a ábete y los planos axiales, destacando las distribuciones de fuentes inestables y las zonas turbulentas. La energía cinética turbulenta (TKE) y la energía cinética determinista (DKE), se definen como la suma de la diagonal principal del tensor de tensiones y han sido consideradas en este trabajo como las variables representativas para un análisis más compacto.

La TKE revela las zonas de generación de turbulenta proporcionando un nivel medio de fluctuaciones de velocidad debido a los mecanismos turbulentos. Por otro lado, la DKE muestra las zonas con grandes fluctuaciones de velocidad debida a la interacción periódica entre las superficies fijas y móviles. Además, era necesario realizar la media temporal de las distribuciones para que la comparación fuera coherente. Las variables han sido adimensionalizadas usando la velocidad característica de cada caso elevada al cuadrado y como en casos anteriores, en los planos ábete a ábete se muestra una combinación de diferentes dominios.

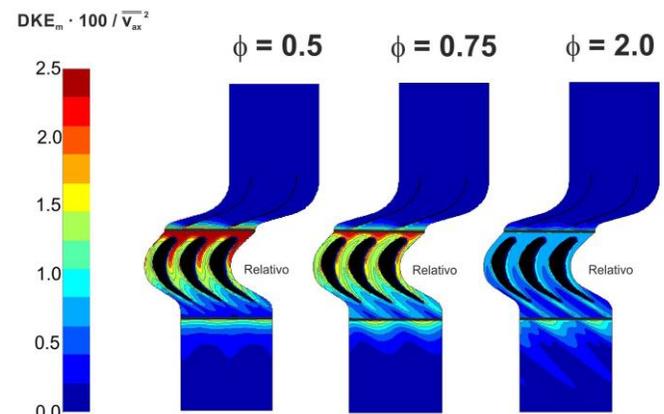
En la **Figura 9** se aprecia la generación de turbulencia de las directrices aguas abajo. Cabe destacar que la generación de turbulencia en el caso  $\phi = 0.5$ , es mayor que en el resto de planos, pero no en términos generales, sino, en comparación consigo misma por estar adimensionalizada por su velocidad característica. La turbulencia se aprecia más en ese caso, por la

dirección que lleva al flujo a la salida de las directrices, que al estar menos alineada con la entrada del rotor, se estanca antes generando una mayor herencia de la turbulencia de las directrices aguas abajo.



**Figura 9. Planos ábete a ábete de la TKE promediada en el tiempo.**

En la **Figura 10**, se puede observar al igual que en la figura anterior, la herencia de turbulencia que dejan las directrices aguas abajo. Además, se puede concluir, que existe una mayor interacción cuanto menor es el caudal.



**Figura 10. Planos ábete a ábete de la DKE promediada en el tiempo.**

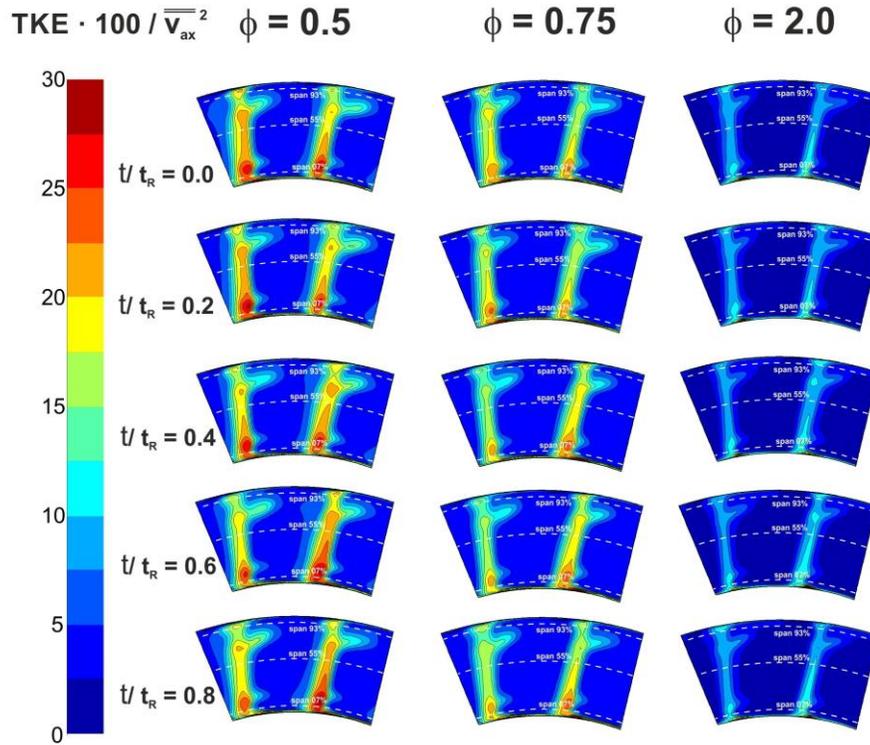


Figura 11. Secuencia de planos axiales para la TKE promediada en el tiempo.

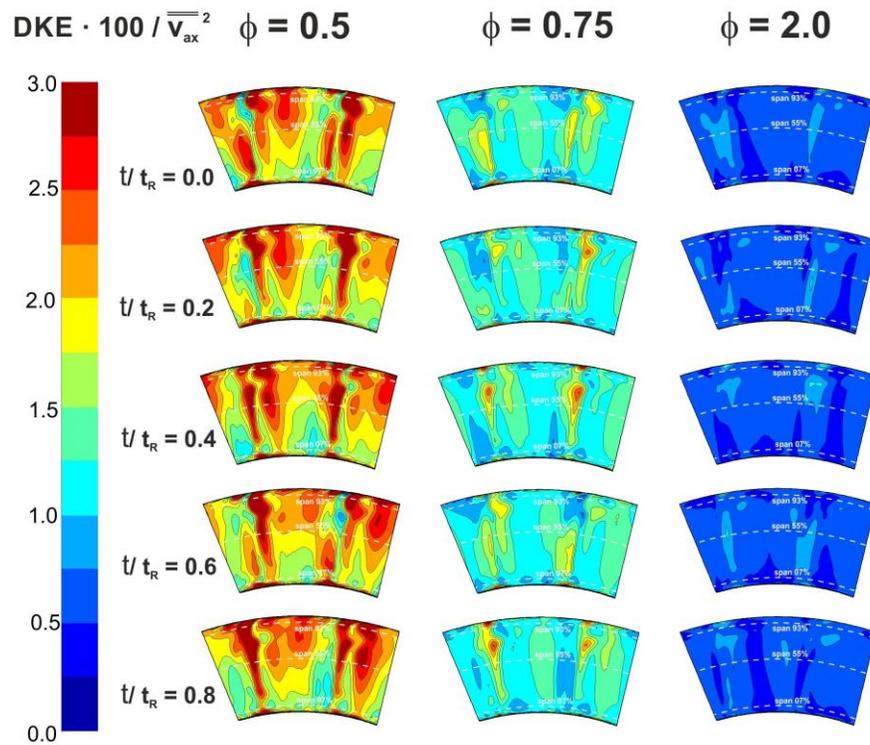


Figura 12. Secuencia de planos axiales para la DKE promediada en el tiempo.



En la **Figura 11** y la **Figura 12**, se muestra en planos axiales las secuencias temporales para la TKE y la DKE en los diferentes casos. Al igual que en los anteriores planos mostrados para la TKE y DKE, se adimensionalizaron dividiendo las variables entre la velocidad característica de cada caso elevada al cuadrado.

En la **Figura 11**, se observa un mayor desprendimiento a caudales bajos que a caudales altos. Además, en la zona superior, destacan unos picos, que se deben a la interacción del flujo con los contornos sólidos de la carcasa, lo cual genera los vórtices que se aprecian en la figura.

La interacción que se observa en la **Figura 12**, disminuye a medida que lo hace el caudal, siendo el caso con mayor interacción, el de  $\phi = 0.5$ . El punto de estancamiento del caso de caudal bajo, se produce más arriba, lo cual genera una zona de altas presiones, consecuencia del choque del flujo con el álabe y se muestra en la figura como una mayor interacción.

### **Descomposición determinista.**

El flujo no estacionario de cualquier turbomáquina, se puede descomponer además en cuatro componentes diferentes usando una colección de operadores promediados que incluyen la media temporal (en ambos marcos de referencia) y el campo medio. Como consecuencia, la sección de paso, las fluctuaciones álabe a álabe y las no uniformidades entre las directrices, pueden ser recuperadas del flujo no estacionario en todo el dominio.

Por último, restando todas estas distribuciones promediadas de la evolución original de los mapas de velocidad con el tiempo, se identifica la interacción pura de las componentes no estacionarias. Además, la interpolación y reubicación de los campos de flujo son necesarias para traducir los datos originales asociados a la malla que emplea el programa Fluent, a una red estructurada en el post-procesamiento en Matlab.

Este procedimiento, permite una recolocación tangencial del conjunto de datos con el tiempo, es decir, hace posible la resta de los diferentes mapas promediados obtenidos tanto para el marco relativo, como para el absoluto. Más detalles de este post-procesamiento, se pueden encontrar en (Fernández Oro et al., 2013) para una geometría centrífuga en un pequeño ventilador de jaula de ardilla.

Las **Figuras 13, 14 y 15**, muestran la descomposición del flujo no estacionario para la velocidad axial adimensionalizada en los tres casos de caudal analizados. El flujo no estacionario que se muestra en estas figuras es una fotografía de un instante particular, mientras que las medias no uniformes en el marco absoluto ( $U_{iIS}$ ) y relativo ( $U_{iIR}$ ) son mapas estáticos (ya promediados temporalmente).

El mapa que se encuentra en primer lugar muestra la evolución axial de la velocidad, la cual sigue un patrón similar en los tres casos mostrando una zona de mayor velocidad en el rotor.

En el mapa de referencia absoluta ( $U_{iIS}$ ), las no uniformidades que dejan las directrices son claramente visibles, llegando en los casos de mayor caudal a la zona que se sitúa aguas abajo del rotor. En el caso del marco relativo ( $U_{iIR}$ ), la estela del rotor, identificado como el mecanismo básico de la no uniformidad, se encuentra perfectamente alineada con el borde de salida del mismo. Este efecto, se identifica de manera más acusada cuando el caudal aumenta.

Finalmente, el mapa restante, muestra la interacción pura no estacionaria entre los dominios fijos y móviles. Se generan regiones de fluctuación positiva y negativa en los canales del rotor que interactúan con las directrices. Analizando la interacción pura que se genera en los distintos casos, se puede concluir que a caudales mayores dicha interacción se hace más heterogénea.

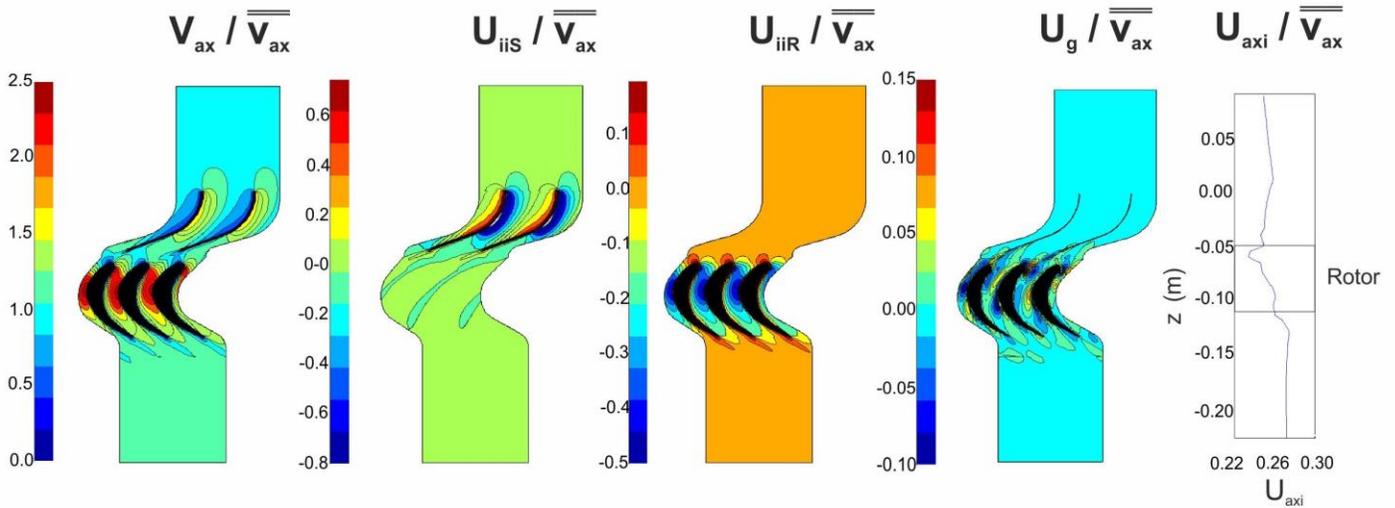


Figura 13. Descomposición determinista de la velocidad axial para  $\phi = 0.5$ .

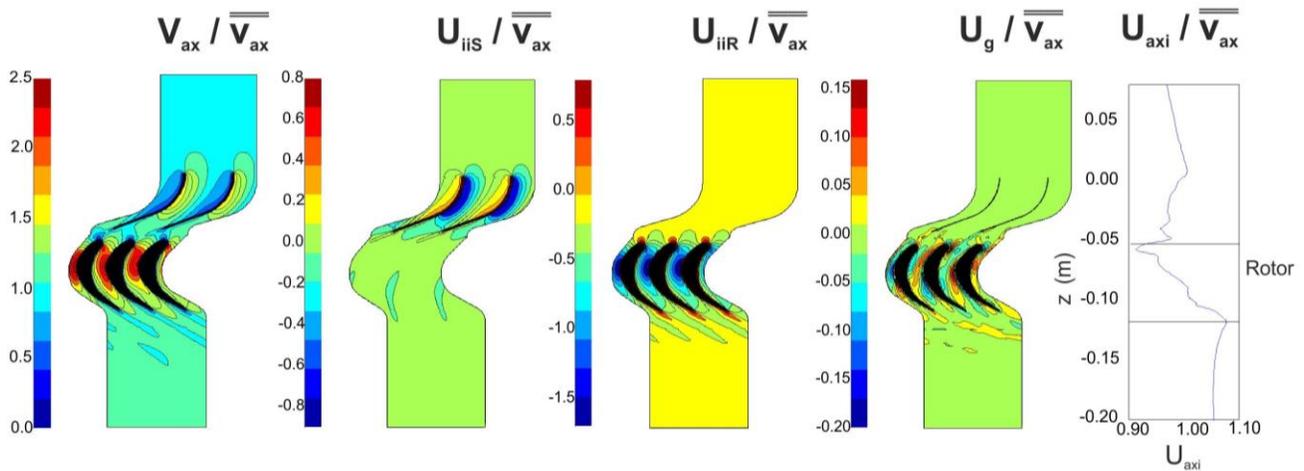


Figura 14. Descomposición determinista de la velocidad axial para  $\phi = 0.75$ .

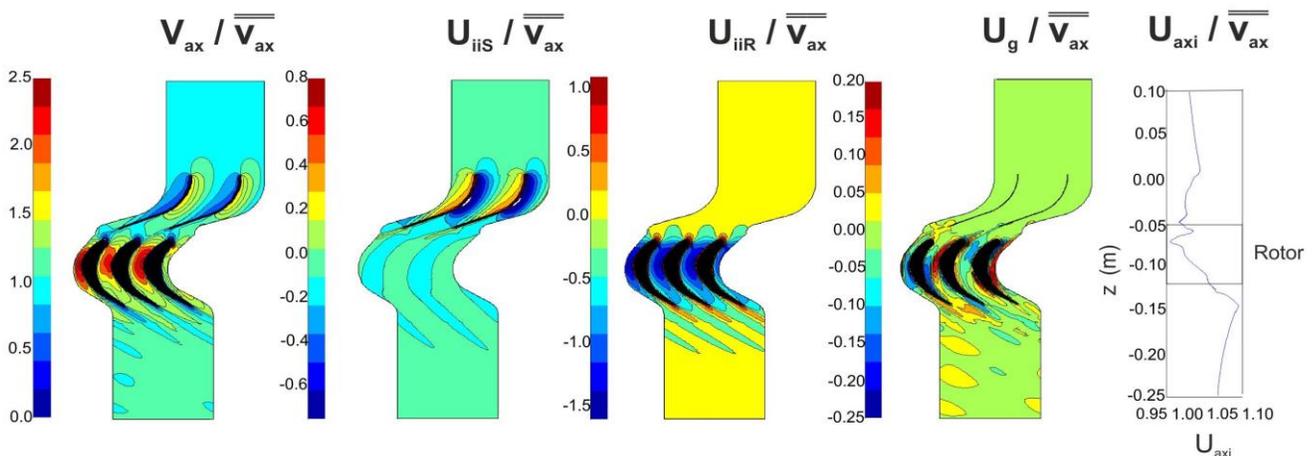
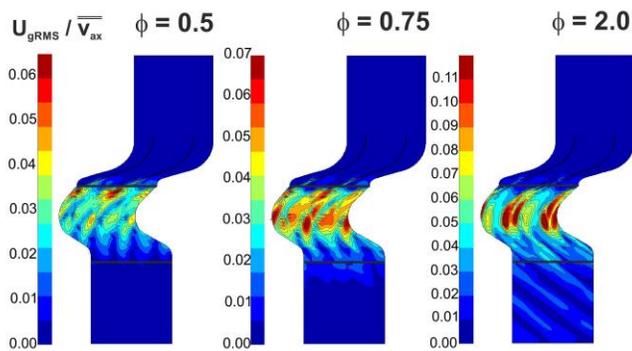


Figura 15. Descomposición determinista de la velocidad axial para  $\phi = 2.0$ .



Para concluir el análisis, en la **Figura 16** se presenta la componente inestable pura para todos los casos analizados en el documento. El valor de la media cuadrática (RMS) de la interacción pura se ha calculado de modo que las distribuciones no estacionarias se reducen a un único mapa, donde las regiones de alta interacción, destacan en estas nuevas representaciones. La interacción observada en estos nuevos mapas, se encuentra entre el 5 y el 10% de la interacción pura.

Aunque el caso en el que se observan zonas de interacción mayores es el de alto caudal, es posible que la fuerte generación de inestabilidades a la entrada del rodete en el caso de menor caudal camufle otros posibles efectos.



**Figura 16. Distribución RMS para la inestabilidad pura del flujo axial.**

## CONCLUSIONES

Este artículo, presenta la aplicación de una metodología numérica para abordar una posible mejora en una turbina axial empleada en un sistema OWC con una configuración de turbinas gemelas. Para la realización del análisis, se ha empleado correlaciones deterministas, tanto en los planos álabes a álabes como en los planos axiales, centrándose en las diferentes interacciones de los álabes según la cantidad de flujo.

Los planos de la DKE y la TKE nos revelan una mayor interacción en el caso de caudal bajo. Esta conclusión, disconforme con la obtenida al analizar los planos que muestran la interacción pura, se debe al plano en el que han sido generados los mapas. Los planos axiales, se han tomado en un plano fijo que se encuentra a la salida de las directrices, antes de llegar al rotor, por ello la fuerte interacción observada en el caso de menor caudal se puede achacar a los vórtices generados en la zona de estancamiento del fluido en el rotor.

Como ya se ha adelantado, los planos en los que se muestra la interacción pura revelan una mayor interacción a caudales altos, lo cual tiene concordancia con la eficiencia de la turbomáquina mostrada en la **Figura 5**.

## NOMENCLATURA

$C_p = \frac{T_o \omega}{\rho \omega^3 D^5}$	<i>Coficiente de potencia</i>
$C_H = \frac{\Delta P}{\rho \omega^2 D^2}$	<i>Coficiente de presión</i>
<i>DKE</i>	<i>Energía cinética determinista</i>
<i>TKE</i>	<i>Energía cinética turbulenta</i>
$t_R$	<i>Tiempo relativo al paso de alabe</i>
$U_g$	<i>Interacción pura en un instante</i>
$U_{gRMS}$	<i>Interacción pura promediada en el tiempo</i>
$U_{iiS}$	<i>Flujo inestable en el marco absoluto</i>
$U_{iiR}$	<i>Flujo inestable en el marco relativo</i>
$\frac{V_{ax}}{V_{ax}}$	<i>Velocidad de flujo axial</i>
$\frac{V_{ax}}{V_{ax}}$	<i>Velocidad axial correspondiente al caso analizado</i>
$V_{tg}$	<i>Velocidad tangencial</i>
$\eta = \frac{T_o \omega}{\Delta P Q}$	<i>Eficiencia estable</i>
$\phi = \frac{V_{ax}}{u_R}$	<i>Coficiente de flujo</i>
$\omega, \Omega$	<i>Velocidad angular</i>

## AGRADECIMIENTOS

Agradecer a mis tutores Jesús Manuel Fernández Oro y Bruno Pereiras García Las horas de dedicación, las facilidades y el apoyo tanto técnico y científico, como personal.



## REFERENCIAS

**[1]** Pereiras, B., Valdez, P., and Castro, F., 2014, "Numerical analysis of a unidirectional axial turbine for twin turbine configuration", Applied Ocean Research., 47, pp. 1-8.

**[2]** Fernández, J.M., Pereiras, B., Galdo, M., 2015, "Deterministic analysis of vane-blade interactions in self-rectifying radial turbines for OWC plants", 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics., Madrid.

**[3]** Galdo, M., Argüelles, K.M., Rodríguez, M., Fernández, J.M., 2012, "Application of deterministic correlations in the analysis of rotor-stator interactions in axial flow fans", ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting, Rio Grande, Puerto Rico.

**[4]** Fernández, J.M., Pereiras, B., González, J., Argüelles, K.M., Velarde-Suárez, S., 2013, "Numerical methodology for assesment of relative and absolute deterministic flow structures in the analysis of impeller-tongue interactions for centrifugal fans", Computers & Fluids., 86, pp-310-325.

**[5]** Takao, T., Takami, A., Okuhara, S., Setoguchi, T., 2011, "A twin unidirectional impulse turbine for wave energy conversion", Journal of Thermal Science 2011; 20(5): 394-7