

Mejora de la Potencia Obtenida en Plantas de Generación Undimotriz basadas en Columna de Agua Oscilante

Jon Lekube*, Aitor J. Garrido, Izaskun Garrido, Erlantz Otaola

Grupo de Control Automático, Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad del País Vasco (UPV/EHU), Pº Rafael Moreno 3, 48013, Bilbao, Bizkaia, España.

Resumen

Las centrales de aprovechamiento de la energía proveniente de las olas, y particularmente los dispositivos de columna de agua oscilante, resultan una alternativa factible para reducir la dependencia de los combustibles fósiles y frenar el creciente problema del calentamiento global. Así, los nuevos esquemas de control pueden jugar un papel importante a la hora de aportar mejoras de rendimiento y competir de igual a igual desde un punto de vista comercial con las fuentes de energía tradicionales. En este sentido, el presente artículo propone un nuevo método de control basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia, mediante el establecimiento de los valores óptimos de los coeficientes de flujo y de par que permiten maximizar la potencia generada en cada instante. El esquema de control ha sido implementado sobre un modelo completo desde la ola hasta la red de potencia a fin de demostrar la viabilidad del método propuesto y la bondad de sus resultados.

Palabras Clave:

Sistemas de energía renovable, plantas de generación undimotriz, columna de agua oscilante, control de potencia, generadores de inducción.

Output Power Improvement in Oscillating Water Column-based Wave Power Plants

Abstract

Wave energy power plants, particularly Oscillating Water Column devices, become a feasible alternative to reduce the dependence on fossil fuels and slow down the growing problem of the global warming. Thus, new control schemes can play an important role, providing performance improvements to compete from a commercial point of view with the other traditional energy sources. In this sense, this paper proposes a new control technique based on the maximum power point tracking, by establishing the optimal values of the flow and torque coefficients that allow the maximum power generation at each moment. The proposed control scheme has been implemented on a complete wave-to-wire model in order to demonstrate both the goodness and the viability of the proposed method.

Keywords:

Renewable energy systems, wave power plants, oscillating water column, power control, induction generators.

1. Introducción

A pesar de la reciente crisis económica, el consumo de energía ha crecido considerablemente en todo el planeta. Esto

ha generado un aumento importante de emisiones de CO₂ y de la dependencia a los combustibles fósiles. Por un lado, el uso de fuentes de energía no renovables contribuye en gran medida al calentamiento de la Tierra, y por consiguiente, al

*Autor para la correspondencia: jon.lecube@ehu.eus

cambio climático. Además, los problemas asociados al uso de los combustibles fósiles (cambio climático, disponibilidad geográfica, problemas sanitarios, etc.) a menudo usados en centrales convencionales plantean la necesidad de encontrar alternativas factibles y respetuosas con el medio ambiente. Por estas razones, el papel que las energías renovables desempeñan en el panorama energético se está convirtiendo en un factor de creciente importancia.

Algunos sistemas de energía renovable, como pueden ser la hidráulica o la eólica, han alcanzado la suficiente madurez para funcionar de forma rentable. Aun así, los niveles de demanda de energía eléctrica hacen que sea necesario explorar otras opciones. En este sentido, el entorno de la industria energética y de la investigación se ha lanzado en la búsqueda de nuevas fuentes de energía renovables que resulten viables.

El aprovechamiento de la energía proveniente del mar es una de las tecnologías que actualmente se encuentran bajo un profundo proceso de mejora (Uihlein y Magagna, 2016). Existen varios métodos para la extracción de la energía marina. No obstante, aún no existe ninguno capaz de operar de forma lo suficientemente eficiente para competir desde un punto de vista comercial con otras fuentes de energía tradicionales basadas en tecnologías no sostenibles (Rusu y Onea, 2016). Por lo tanto, en estos momentos es difícil saber cuál va a ser la tecnología que mejores prestaciones ofrezca en un futuro. Además, los primeros prototipos industriales están actualmente siendo probados en el mar, por lo que todavía no se han obtenido datos suficientes para la fase de estudio.

Según el Ocean Energy Strategic Roadmap formalmente presentado a la Comisión europea el pasado noviembre de 2016 por el Ocean Energy Forum, se espera que para 2050 la energía marina tenga suficiente potencial como para generar 350 TWh de energía eléctrica, cubriendo así el 10% de toda la demanda en Europa. De esta forma, la energía generada por el sector de la energía marina podrá evitar el equivalente a 276 millones de toneladas de emisiones de CO₂ anuales para el año 2050.

Dentro de las energías marinas se encuentra el aprovechamiento de la energía proveniente de las olas, donde los dispositivos basados en la columna de agua oscilante constituyen una tecnología especialmente consolidada dentro de este grupo (Murakami et al., 2016; Correia da Fonseca et al., 2016).

Actualmente existen grandes posibilidades de aprovechamiento de la energía marina a lo largo de la costa Atlántica y en particular en el País Vasco (Rusu y Onea, 2015; Veigas et al., 2015). La planta de olas NEREIDA MOWC de Mutriku es el resultado del trabajo desarrollado durante la última década y ejecutado por el Ente Vasco de Energía (EVE). El hecho de instalar más de un captador, hace que esta central sea la única de este tipo en el mundo. Además, dicha central se encuentra conectada a la red, por lo que la energía generada se aprovecha para el consumo. Concretamente, la central undimotriz está compuesta por 16 turbogeneradores de 18.5 kW que suman en total 296 kW de potencia instalada. A pesar de una serie de problemas que obligaron el cierre de la planta especialmente durante los primeros años (Torre-Enciso et al., 2010), desde la puesta en marcha de la central en julio

de 2011 hasta principios de 2016 ha conseguido generar un total de 1 GWh de energía eléctrica.



Figura 1: Imagen aérea de la planta de generación undimotriz NEREIDA MOWC construida a la entrada del puerto de Mutriku.

Hasta ahora, las investigaciones llevadas a cabo se han centrado principalmente en evitar el fenómeno stalling o desprendimiento, propio de las turbinas Wells (Amundarain et al., 2009; Amundarain et al., 2011; Garrido et al., 2012; Garrido et al., 2013; M'zoughi et al., 2015).

Sin embargo, las investigaciones actuales se centran en mejorar la eficiencia durante la conversión para que esta fuente de energía pueda resultar rentable en el futuro (López et al., 2014; García et al., 2016; Bailey et al., 2016). En este sentido, existen nuevas técnicas de control que mejoran el rendimiento del sistema turbogenerador (Sevillano et al., 2011; Garrido et al., 2012; Garrido et al., 2013). Una de las técnicas empleadas para ello se basa en el seguimiento del punto de máxima potencia. Mediante dicha técnica se ajusta un punto de operación óptimo –para máquinas rotativas, como es el caso, normalmente suele ser la velocidad de rotación– para que la energía generada sea máxima.

Aunque la técnica de seguimiento del punto de máxima potencia ya ha sido implementada en otros sistemas de energías renovables como pueden ser la energía solar o la eólica, apenas se ha desarrollado en el ámbito de la energía de las olas y en especial en los dispositivos de columna de agua oscilante (Amon et al., 2012; Marei et al., 2015).

El presente artículo se organiza de la siguiente manera. La Sección 2 presenta la base de funcionamiento de los dispositivos de columna de agua oscilante. En la Sección 3 se desarrolla la estrategia de seguimiento de máxima potencia. La Sección 4 describe la implementación del control de seguimiento de la curva de máxima potencia para la extracción de máxima potencia en dispositivos de columna de agua oscilante. Las implementaciones realizadas sobre casos de estudio representativos para verificar el funcionamiento del esquema de control propuesto en este trabajo se han llevado a cabo en la Sección 5. Finalmente, con las conclusiones se cierra el artículo en la Sección 6.

2. Columna de Agua Oscilante

Como ya se ha mencionado anteriormente, los sistemas de conversión de energía de olas, especialmente los dispositivos

basados en la columna de aire oscilante, conforman una tecnología consolidada en el ámbito de las energías marinas (Delmonte et al., 2016). Estos sistemas suelen estar formados básicamente por una cámara de captura y un conducto de aire donde se ubica la turbina, tal y como se puede ver en la Figura 2 (Garrido et al., 2015).

Cuando el frente de ola llega a la pared frontal donde se ubica la cámara de captura, el agua entra a la misma por una abertura situada en la parte baja de la pared. La subida de la superficie del agua dentro de la cámara hace que el aire que contiene la misma cámara se comprima. Por lo tanto, esto genera un flujo de aire que entra por el conducto girando así el eje del turbogenerador. Del mismo modo, cuando el agua sale de la cámara, la bajada de la superficie del agua genera un vacío en la cámara de captura. Este vacío pasa a ser ocupado por el aire que sale del conducto. De esta forma, el flujo de aire vuelve a girar una vez más el eje. Gracias a esto, se consigue aprovechar el flujo de aire que genera tanto la entrada como la salida del agua en la cámara de captura. Así, se aprovecha de forma más eficiente toda la energía que contiene un mismo frente de ola.

A menudo, se instala una válvula de paso a la entrada del conducto de la turbina. Esta válvula se utiliza especialmente para controlar, y a veces también limitar, el flujo de aire que pasa por el conducto, evitando así el desprendimiento muy común en este tipo de sistemas (Falcao, 2002).

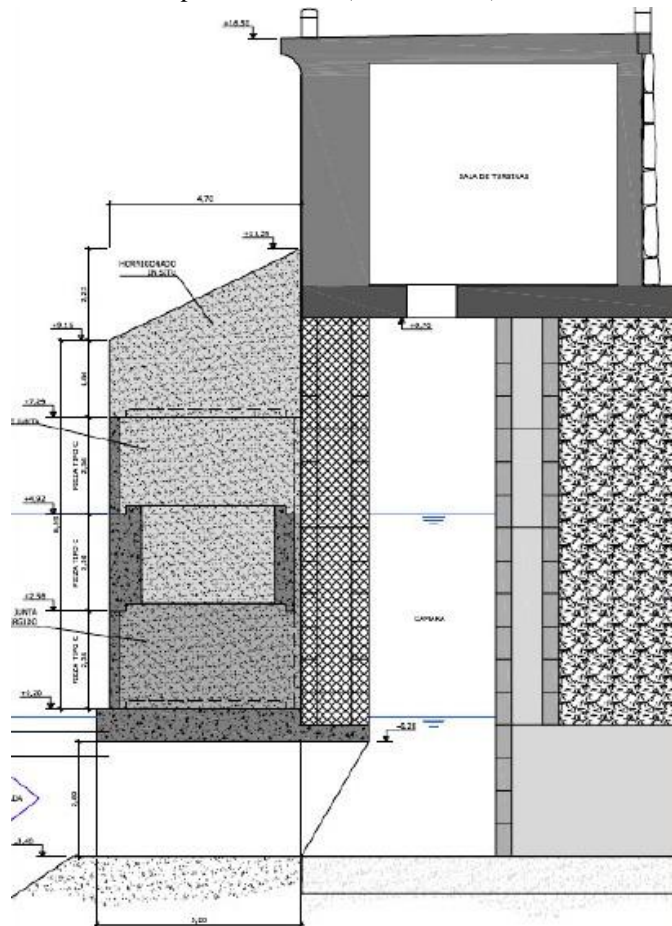


Figura 2: Esquema de funcionamiento de los dispositivos basados en columna de agua oscilante.

A continuación se describen en profundidad los dos elementos principales que conforman los dispositivos basados en la columna de agua oscilante:

2.1. Cámara de captura

La dinámica de las olas de superficie se puede estudiar mediante la teoría de Airy (Le Roux, 2008). Existen numerosos desarrollos basados en esta teoría que tienen en cuenta la combinación de olas regulares para el estudio de este tipo de sistemas (Alberdi et al., 2011; Sameti y Farahi, 2014; Garrido et al., 2015). A partir de estos desarrollos se puede estimar que la velocidad del flujo de aire a la entrada del conducto es:

$$v_t(t) = \frac{8awc}{\pi D^2} \cdot \sin \frac{\pi l}{cT} \cdot \cos \frac{2\pi}{T} t, \quad (1)$$

siendo a la amplitud de la ola, T el periodo y c la velocidad. Además, w es la anchura y l la longitud de la cámara de captura y D el diámetro del conducto de aire donde se ubica la turbina.

2.2. Turbina Wells

Gracias al método de columna de agua oscilante se consigue aprovechar tanto la entrada como la salida del agua en la cámara de captura. Sin embargo, el flujo de aire resultante en ambas fases cambia de sentido. El hecho de que el sentido de rotación del generador debe ser siempre el mismo, obliga a tomar medidas para solucionar este problema. Una de las medidas más comúnmente adoptada es la del uso de las turbinas Wells y las de impulso (Cui y Hyun, 2016). Estas turbinas hacen que, independientemente del sentido del flujo de aire, el sentido de rotación sea siempre el mismo.

En contraposición a esta ventaja, las turbinas Wells ofrecen una respuesta no-uniforme según la velocidad de rotación. Esto hace que el rendimiento caiga a partir de cierto valor de la velocidad de rotación. Para tener un mejor enfoque entre estos dos parámetros, se define el coeficiente de flujo, ϕ , que relaciona la velocidad del flujo de aire por el conducto con la velocidad de rotación. Dicha relación viene dada por la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{v_t}{r \cdot \omega_t}, \quad (2)$$

donde v_t es la velocidad del flujo de aire (m/s) y ω_t es la velocidad de rotación (rad/s).

A partir del coeficiente de flujo se pueden definir las características propias de las turbinas Wells que han sido obtenidas de forma experimental. Las Figuras 3 y 4 muestran el coeficiente de par, C_p , y el coeficiente de potencia, C_p , respectivamente. Dichos coeficientes representan parámetros adimensionales que recogen el comportamiento propio de la turbina en cuanto al par y la caída de presión generados por la misma (Lekube et al., 2017).

Tabla 1: Datos representativos de oleaje en la central de olas de Mutriku durante el año 2015. Altura máxima (a_{max}), altura media (a_{med}), periodo máximo (T_{max}) y periodo medio (T_{med})

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	2015
a_{max}	3.61	2.89	1.95	1.56	2.86	1.04	1.00	1.64	1.38	1.43	2.62	1.32	1.94
a_{med}	1.19	1.31	1.00	0.61	0.68	0.58	0.54	0.64	0.64	0.69	0.92	0.67	0.79
T_{max}	19.57	17.57	18.30	18.93	14.61	14.93	15.20	16.68	16.37	19.71	16.46	17.96	17.18
T_{med}	13.44	11.56	12.01	11.13	10.85	9.52	7.89	9.40	8.96	10.58	12.46	13.92	11.98

Con el fin de obtener una respuesta continua y facilitar así el manejo analítico del modelo, estas curvas experimentales se pueden aproximar según las siguientes expresiones:

$$C_t = \frac{\sum_{i=0}^6 p_i \cdot \phi^{i-1}}{\sum_{i=0}^4 q_i \cdot \phi^{i-1}}, \quad (3)$$

donde, $p_1 = -0.001398$, $p_2 = 0.01456$, $p_3 = 0.1408$, $p_4 = -0.7687$, $p_5 = 0.9818$, $p_6 = -0.202$, and $q_1 = -0.06988$, $q_2 = -0.3182$, $q_3 = 0.06089$, $q_4 = 1$, y

$$C_a = -25 \cdot \phi^3 + 18.75 \cdot \phi^2 + 4.75 \cdot \phi, \quad (4)$$

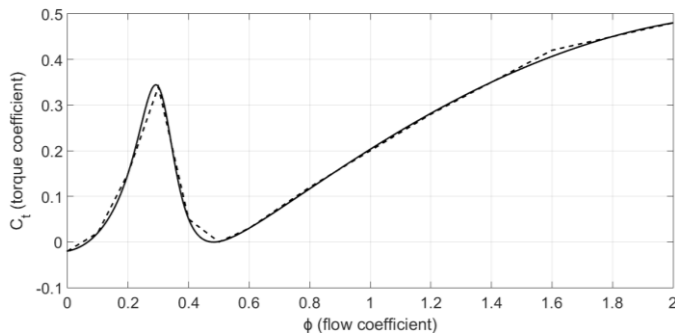


Figura 3: Coeficiente de par en función del coeficiente de flujo. Línea discontinua: curva experimental. Línea sólida: curva aproximada.

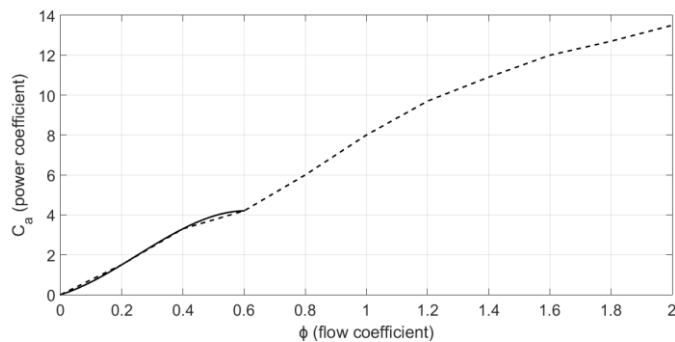


Figura 4: Coeficiente de potencia en función del coeficiente de flujo. Línea discontinua: curva experimental. Línea sólida: curva aproximada.

La expresión del coeficiente de potencia se ha tomado dentro del rango de operación, tal y como se puede ver en la Figura 4.

La mencionada caída del rendimiento de la turbina Wells se conoce como el fenómeno desprendimiento. Esto se produce cuando el coeficiente de flujo supera un valor límite. En la Figura 3 se puede observar que el coeficiente de par sufre un

caída al pasar el valor límite de $\phi = 0.3$. Es decir, cuando la relación entre la velocidad del flujo de aire y la velocidad de rotación definida por (2) supera el valor umbral, aparece el desprendimiento.

La siguiente expresión describe la caída de la presión en la turbina:

$$dP = C_a K_a \frac{1}{a_t} (v_t^2 + (r \cdot \omega_t)^2), \quad (5)$$

siendo $K_a = \rho b l_t n / 2$, donde ρ es la densidad de aire ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$), b es la anchura de la pala de la turbina (m), l_t es la longitud de la pala (m), n es el número de palas, y a_t es el área que ocupa la turbina (m^2).

El par mecánico determina la fuerza que aplica la turbina en el eje del turbogenerador. Para el caso de los dispositivos de columna de agua oscilante, el par se puede expresar a través de,

$$T_t = C_t K_a r (v_t^2 + (r \cdot \omega_t)^2), \quad (6)$$

donde r es el radio de la turbina (m).

Por último, el rendimiento de la turbina Wells se puede obtener a través de la relación entre el par mecánico, la velocidad de rotación, la caída de presión y la velocidad del flujo de aire; o lo que es lo mismo, la relación entre los coeficientes de flujo, par y potencia:

$$\eta = \frac{T_t \cdot \omega_t}{\pi r^2 \cdot dP \cdot v_t} = \frac{C_t}{C_a \cdot \phi}. \quad (7)$$

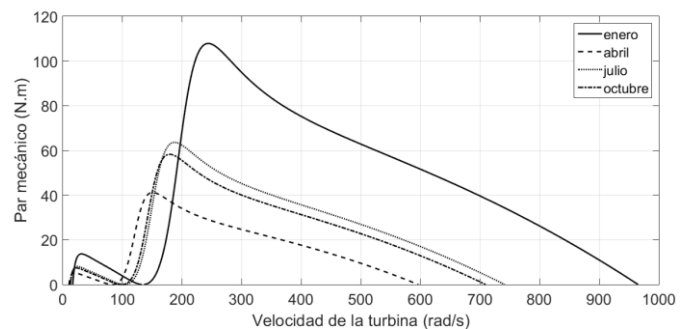


Figura 5: Par mecánico en función de la velocidad de rotación para diferentes olas.

La Figura 5 muestra el par mecánico para diferentes parámetros de ola. Estos datos se han obtenido a partir de (6) y los datos de las Tablas 1 y 2, por lo que se refieren exclusivamente a la planta undimotriz de Mutriku.

Los datos de la Tabla 1 se han obtenido a partir de medidas de datos reales tomadas cada medio segundo a pie del rompeolas. En este sentido, como el presente estudio proporciona la salida instantánea para cada ola, se ha optado por tomar en cuenta únicamente los valores de amplitud y periodos representativos de una ola monocromática para dichos periodos.

Como era esperado, los valores del par mecánico varían dependiendo de los parámetros de la ola, especialmente con la amplitud y el periodo de la ola. Esto se debe al hecho de que mayores amplitudes y periodos más cortos producen velocidades más altas en el flujo de aire, y por lo tanto, la turbina aplica un par mecánico mayor sobre el eje del turbogenerador que compone el rotor.

Tabla 2: Parámetros de la cámara de captura, el conducto de aire y la turbina Wells en la planta de olas de Mutriku

w	Anchura de la cámara	4.5 m
l	Longitud de la cámara	4.3 m
D	Diámetro del conducto	0.75 m
ρ	Densidad del aire	1.19 kg·m ⁻³
b	Anchura de la pala	0.21 m
l_i	Longitud de la pala	0.165 m
n	Número de palas	5
r	Radio de la turbina	0.375 m
J_t	Momento de inercia	1.294 kg·m ²

3. Seguimiento de la Curva de Máxima Potencia

La técnica de seguimiento del punto de máxima potencia a través de la curva de máxima potencia del sistema, es un método de control ampliamente utilizado para maximizar la potencia extraída en plantas de generación. Para el caso de plantas de generación de energía renovable, durante las últimas dos décadas se han ido desarrollando diferentes sistemas basados en la técnica de seguimiento de la curva de máxima potencia, obteniendo buenos resultados tanto en el caso de la energía fotovoltaica como de la eólica. En el primer caso, se consigue aumentar la potencia de salida controlando la tensión y la corriente del panel fotovoltaico. Por otro lado, los sistemas de energía eólica ajustan la velocidad del generador para obtener un coeficiente de potencia máximo.

Para el caso que nos ocupa, tal y como ocurre en el caso de la energía eólica, la mayoría de los sistemas de energía de olas basados en dispositivos de columna de agua oscilante están compuestos por máquinas rotativas. En estos casos, el seguimiento del punto de máxima potencia se consigue controlando la velocidad de rotación del turbogenerador.

La Figura 6 muestra el rendimiento de la turbina Wells para diferentes olas obtenido a partir de (7) y los datos de las Tablas 1 y 2. Como se puede ver, esta ofrece un máximo rendimiento entorno al 56% independientemente de las características de la ola. No obstante, dicho rendimiento no es constante a lo largo de todo el rango de velocidades de rotación. Esto es, existe una velocidad de rotación, ω_{opt} , donde la turbina Wells ofrece un valor máximo de rendimiento.

Teniendo en cuenta que la potencia mecánica desarrollada por la turbina se define como la relación entre el par mecánico

y la velocidad de rotación, la ecuación (6) se puede escribir de la siguiente forma:

$$P_t = C_t K_a r \omega_t (v_i^2 + (r \cdot \omega_t)^2). \quad (8)$$

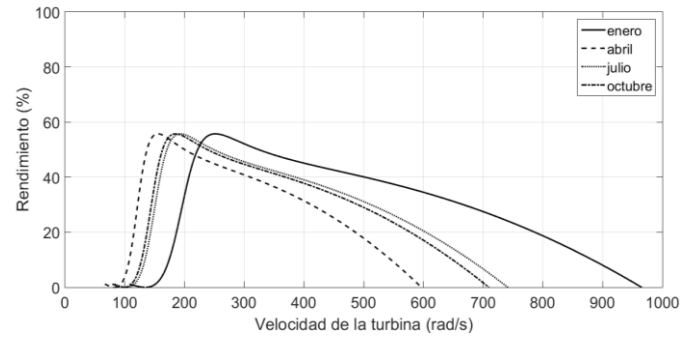


Figura 6: Rendimiento medio en función de la velocidad de rotación para diferentes olas.

No obstante, cabe tener en cuenta el desprendimiento característico de este tipo de turbinas, que provoca una drástica caída de la potencia resultante a partir de un determinado valor del coeficiente de flujo. En este sentido, la relación directa de este coeficiente con la velocidad de rotación requiere la consideración del citado coeficiente de flujo en la derivación de la condición de potencia máxima.

Con el fin de obtener la expresión de la velocidad de rotación en el punto de máxima potencia, ω_{opt} , se deriva (8) con respecto a la velocidad de rotación, ω_t , teniendo en cuenta que el coeficiente de par, C_t , depende de ω_t :

$$\frac{\partial P_t}{\partial \omega_t} = K_a r \left[(v_i^2 + 3(r \cdot \omega_t)^2) C_t + (v_i^2 + (r \cdot \omega_t)^2) \omega_t \frac{\partial C_t}{\partial \omega_t} \right]. \quad (9)$$

De manera que buscando las singularidades de (9) se puede hallar el punto de máxima potencia. Por tanto, la expresión de ω_{opt} queda de la siguiente forma:

$$\omega_{opt} = - \frac{(v_i^2 + 3(r \cdot \omega_{opt})^2) C_{t_{opt}}}{(v_i^2 + (r \cdot \omega_{opt})^2) \frac{\partial C_{t_{opt}}}{\partial \omega_t}}, \quad (10)$$

donde, sustituyendo en (10) la relación mostrada en (2) se puede reescribir la velocidad de rotación óptima en función del flujo óptimo, ϕ_{opt} :

$$\omega_{opt} = - \frac{(\phi_{opt}^2 + 3) C_{t_{opt}}}{(\phi_{opt}^2 + 1) \frac{\partial C_{t_{opt}}}{\partial \omega_t}}. \quad (11)$$

Al objeto de simplificar (3) y así facilitar el cálculo matemático, se ha aproximado la curva de la Figura 3 dentro del rango de operación, es decir, para valores del coeficiente de flujo comprendidos entre $0 \leq \phi \leq 0.3$:

$$C_t = -5\phi^3 + 6\phi^2 - 0.15\phi - 0.02, \quad (12)$$

de modo que su derivada con respecto a la velocidad de rotación, ω_r , toma la siguiente forma:

$$\frac{\partial C_t}{\partial \omega_r} = \frac{1}{\omega_r} (15\phi^3 - 12\phi^2 + 0.15\phi), \quad (13)$$

donde se ha tenido en cuenta además que $\phi = v_r / (r \cdot \omega_r)$.

Sustituyendo ahora (12) y (13) en (11) se tiene que:

$$\frac{-10\phi_{opt}^5 + 6\phi_{opt}^4 - 5.98\phi_{opt}^2 + 0.3\phi_{opt} + 0.06}{15\phi_{opt}^5 - 12\phi_{opt}^4 + 15.15\phi_{opt}^3 - 12\phi_{opt}^2 + 0.15\phi_{opt}} = 0, \quad (14)$$

de donde se obtiene que el valor del coeficiente del flujo óptimo viene dado por $\phi_{opt} = 0.1294$. Además, se puede ver que dicho valor únicamente depende de los coeficientes en (12), y por lo tanto, se trata de una característica propia de las turbinas Wells que depende de la aproximación realizada de la misma.

En este sentido, sustituyendo la velocidad del flujo de aire en (8) por la relación en (2) se obtiene que la potencia mecánica viene dada por:

$$P_t = C_t K_a r^3 \omega^3 (\phi^2 + 1). \quad (15)$$

De esta forma, según (14), en el punto de máxima potencia se puede considerar que el coeficiente de flujo, y por (3), también el coeficiente de par son constantes. Por lo tanto, la expresión de la potencia mecánica en el punto de máxima potencia se puede escribir de la siguiente forma:

$$P_t = K_t \omega^3 \quad (16)$$

siendo $K_t = C_{t,opt} K_a r^3 (\phi_{opt}^2 + 1)$.

Para el caso que nos ocupa, teniendo en cuenta los parámetros de la Tabla 2, se obtiene que $K_t = 2.5065 \cdot 10^{-4}$. De esta forma, basándose en (8), la Figura 7 muestra la potencia mecánica para diferentes olas. De la misma forma, la línea gris indica la curva de máxima potencia obtenida según (16).

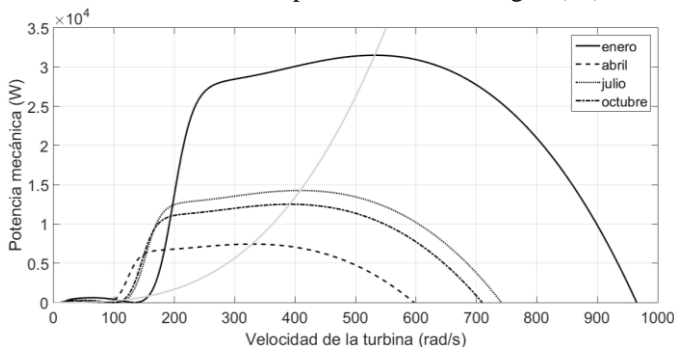


Figura 7: Potencia mecánica en función de la velocidad de rotación para diferentes olas. Línea gris: curva de máxima potencia.

4. Control

En esta sección, la estrategia de control de seguimiento de la curva de máxima potencia presentada en la sección anterior

se implementa junto al esquema de control aplicado al modelo de la planta que comprende el sistema completo ola-red. Aunque dicha estrategia ya se ha implementado en otros sistemas como la energía fotovoltaica o la eólica, ésta debe ser adaptada para los dispositivos basados en columna de agua oscilante debido a la particular dinámica del sistema y los cambios continuos de condiciones que se producen en el entorno marino.

Como ya se ha mencionado anteriormente, el par mecánico, y por lo tanto también la potencia mecánica, están directamente relacionados con el coeficiente de par mostrado en la Figura 3. Dicho coeficiente aporta una respuesta variable en función del coeficiente de flujo, que a su vez relaciona la velocidad del flujo de aire con la velocidad de rotación según (2). Por lo tanto, se puede decir que la potencia mecánica depende estrictamente de la relación entre la velocidad del flujo de aire que genera la ola y la velocidad de rotación. En este sentido, se puede ajustar una velocidad de rotación determinada para optimizar la relación entre ambos parámetros y así maximizar la potencia de salida. Esto se consigue mediante el uso de la estrategia de seguimiento de la curva de máxima potencia.

4.1. Generador

Al objeto de implementar la estrategia presentada en la Sección 3, es necesario realizar un control de velocidad sobre el conjunto turbogenerador. El generador asíncrono doblemente alimentado o DFIG (*Doubly Fed Inductor Generator*) permite operar a velocidad variable, consiguiendo así los objetivos marcados por la estrategia de control propuesta. Además, el control vectorial ofrece la posibilidad de desacoplar el control de potencia activa y reactiva del generador, mejorando la eficiencia a menor coste.

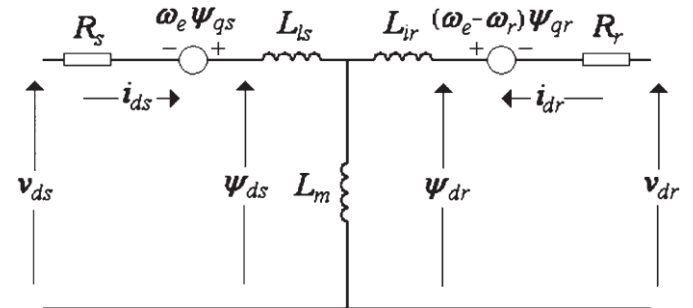


Figura 8: Esquema eléctrico en el eje d para en modelo dinámico equivalente del generador en los ejes d-q.

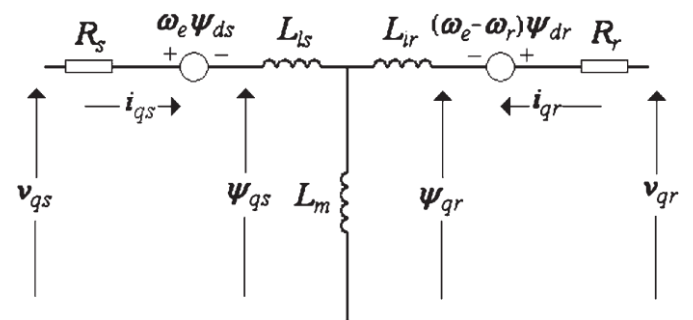


Figura 9: Esquema eléctrico en el eje q para en modelo dinámico equivalente del generador en los ejes d-q.

La máquina asíncrona puede ser modelada a partir de su modelo dinámico equivalente en los ejes d - q . Las Figuras 8 y 9 muestran el esquema eléctrico de dicho modelo para los ejes d y q respectivamente (Amundarain et al., 2011).

En este sentido, los modelos representados mediante el modelo d - q se pueden expresar mediante las siguientes expresiones matemáticas basadas en los circuitos eléctricos mostrados por las Figuras 8 y 9:

$$\begin{aligned}
 v_{qs} &= R_s \cdot i_{qs} + \frac{d}{dt} \psi_{qs} + \omega_e \cdot \psi_{ds} \\
 v_{ds} &= R_s \cdot i_{ds} + \frac{d}{dt} \psi_{ds} - \omega_e \cdot \psi_{qs} \\
 v_{qr} &= R_r \cdot i_{qr} + \frac{d}{dt} \psi_{qr} + (\omega_e - \omega_r) \cdot \psi_{dr} \\
 v_{dr} &= R_r \cdot i_{dr} + \frac{d}{dt} \psi_{dr} - (\omega_e - \omega_r) \cdot \psi_{qr} \\
 T_e &= \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{p}{2} \right) (\psi_{ds} \cdot i_{qs} - \psi_{qs} \cdot i_{ds})
 \end{aligned} \tag{17}$$

y el flujo en función de las corrientes viene dado por

$$\begin{aligned}
 \psi_{qs} &= L_s \cdot i_{qs} + L_m \cdot i_{qr} & \psi_{ds} &= L_s \cdot i_{ds} + L_m \cdot i_{dr} \\
 \psi_{qr} &= L_r \cdot i_{qr} + L_m \cdot i_{qs} & \psi_{dr} &= L_r \cdot i_{dr} + L_m \cdot i_{ds} \\
 L_s &= L_{ls} + L_m & L_r &= L_{lr} + L_m
 \end{aligned} \tag{18}$$

donde T_e es el par electromagnético y p el número de pares de polos del generador.

Finalmente, la dinámica del sistema turbogenerador puede ser directamente representada mediante la suma de las fuerzas que toman parte en la misma:

$$J_{ig} \cdot \left(\frac{d\omega_r}{dt} \right) = T_r - T_g \tag{19}$$

donde T_l es el par mecánico, T_g el par impuesto por la red de potencia y J_{ig} el momento de inercia total del conjunto turbogenerador.

El modelo no lineal compuesto por los convertidores de la etapa de potencia junto al generador de inducción, se alimenta con el par proporcionado por la turbina a través del cómputo de la caída de presión en la misma, que depende tanto de la velocidad del flujo de aire generado por la ola incidente como de la propia velocidad de rotación realimentada del rotor.

4.2. Referencia curva de máxima potencia

Con el fin de operar en el punto de máxima potencia, es necesario primero determinar el valor de la referencia de velocidad de rotación para el sistema turbogenerador. Dicha velocidad de referencia, ω_{ref} , se establece en base a la estrategia de seguimiento del punto de máxima potencia. Por la tanto, la relación entre ω_{ref} y la velocidad del flujo de aire, v_t , debe ser la óptima para garantizar una máxima transmisión del par mecánico al eje del turbogenerador. Además, debido a los cambios continuos en la amplitud y el periodo de las olas,

la velocidad del flujo de aire por la turbina varía constantemente. Esto hace que el sistema de control deba ajustar para cada ola incidente su correspondiente ω_{ref} .

Teniendo en cuenta la condición impuesta en la Sección 3, se puede establecer una relación entre la velocidad del flujo de aire y la velocidad de rotación en el punto de máxima potencia. Para ello basta reescribir (2) de la siguiente forma:

$$\omega_t = K_v v_t, \tag{20}$$

donde $K_v = 1/r \cdot \phi_{opt}$ en el punto de máxima potencia y ϕ_{opt} se ha definido anteriormente.

4.3. Control de velocidad

El uso del DFIG permite operar a velocidad variable. En este sentido, se puede ajustar el deslizamiento del generador para ajustar la velocidad del turbogenerador. De esta forma, se consigue funcionar a la velocidad óptima. Así, siempre y cuando la relación estator-rotor sea la adecuada, el convertidor de frecuencia necesita manejar solamente un 25% - 30% de la potencia total del generador ya que éste se conecta al rotor de la máquina. Por lo tanto, el convertidor que se necesita es de menor tamaño y más fácil de manejar. Por otro lado, el estator del generador se conecta directamente a la red.

La Figura 10 muestra un esquema típico basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia (Amundarain et al., 2011). Como se puede apreciar, en el convertidor de frecuencia se distinguen dos partes importantes, el convertidor del lado de red o GSC (Grid Side Converter) y el convertidor del lado de rotor o RSC (Rotor Side Converter). Ambos se conectan entre sí mediante un condensador DC.

Gracias al control vectorial es posible controlar tanto la potencia activa, P_s , como la reactiva, Q_s , de forma independiente. En este sentido, es necesario realizar la transformación desde el sistema de referencias abc al eje en cuadratura d - q -0. Por lo tanto, las corrientes trifásicas del rotor, $i_{r,abc}$, se transforman en componentes i_{dr} e i_{dq} .

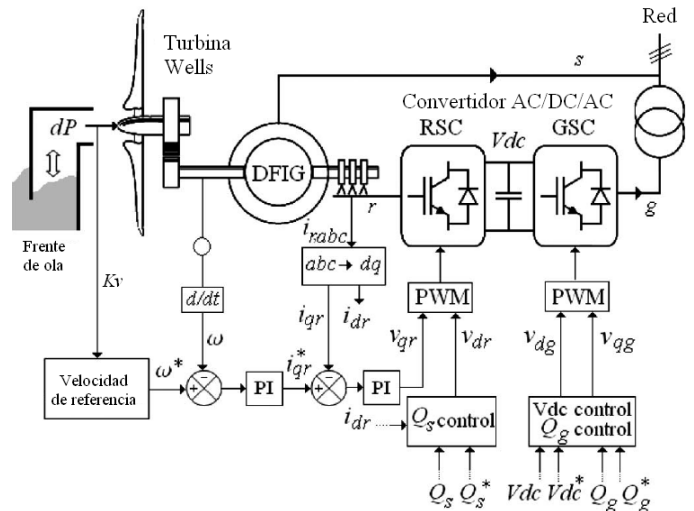


Figura 10: Esquema de control utilizado para el seguimiento de la curva de máxima potencia.

La regulación de la potencia activa se realiza a través del control del deslizamiento del DFIG. Para ello, es necesario ajustar las corrientes del rotor a través de la RSC. Con esto se consigue ajustar la velocidad del turbogenerador para maximizar la eficiencia de la turbina. El proceso de ajuste de la corriente del rotor se lleva a cabo de la siguiente forma: la velocidad de rotación actual, ω_r , se compara con la velocidad de referencia, ω_r^* , estimada por el generador de referencias. La diferencia resultante de dicha comparación se convierte en corriente de referencia, i_{qr} , la cual se usa para controlar el deslizamiento del generador. Aunque existen diversos esquemas de control, se ha optado por el uso de controladores PI tradicionales para gobernar la GSC y la RSC, ya que ofrecen un correcto funcionamiento para la aplicación propuesta en este artículo (Murari et al., 2016).

5. Casos de estudio

En esta apartado se pretende comparar el nuevo método propuesto en este artículo con un esquema de control ampliamente utilizado en plantas de energía de olas y en particular en dispositivos basados en columna de agua oscilante. Para ello, se han implementado dos casos de estudio. En el primer caso se pretende implementar un sistema tradicional basado en una máquina asíncrona de jaula de ardilla donde se controla una válvula que ajusta el flujo de aire que pasa por la turbina. En cambio, en el segundo caso, y utilizando los mismos parámetros de ola, se ha implementado un esquema de control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia mediante un generador DFIG. Así, ha sido posible analizar tanto el correcto funcionamiento de la estrategia de control propuesta como las mejoras introducidas por la misma con respecto al método tradicional.

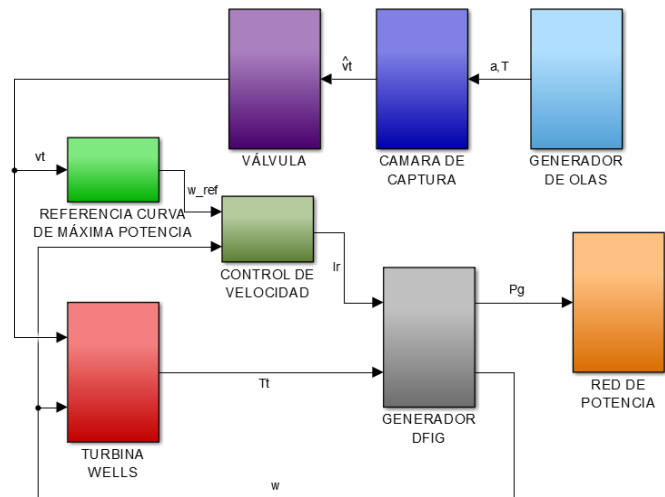


Figura 11: Esquema general de control de la planta.

Para este propósito, se ha utilizado un modelo de planta completo ola-red, tal y como se puede ver en la Figura 11. Dicho modelo genera básicamente el flujo de aire a partir de los parámetros de ola en el entorno del rompeolas de Mutriku. Para las amplitudes se han utilizado las alturas representativas de las olas de la Tabla 1 correspondientes a los meses de julio, octubre, enero y abril, respectivamente. Por otro lado, para el

periodo se ha utilizado un valor estadísticamente representativo de 12 segundos. Los parámetros utilizados para la cámara de captura, el conducto de aire y la turbina Wells se muestran en la Tabla 2, mientras que los parámetros internos del generador se resumen en la Tabla 3. De esta forma, la Figura 12 muestra la evolución de la velocidad del flujo de aire.

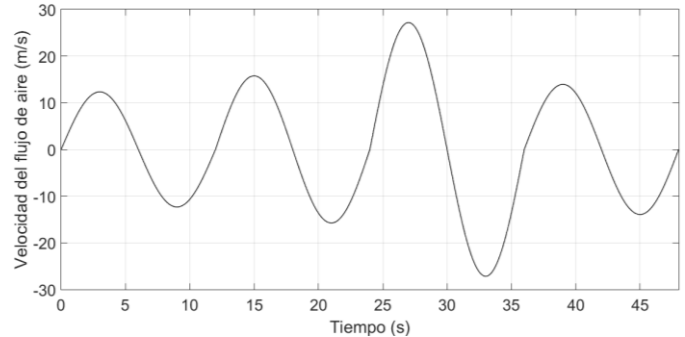


Figura 12: Evolución de la velocidad del flujo de aire.

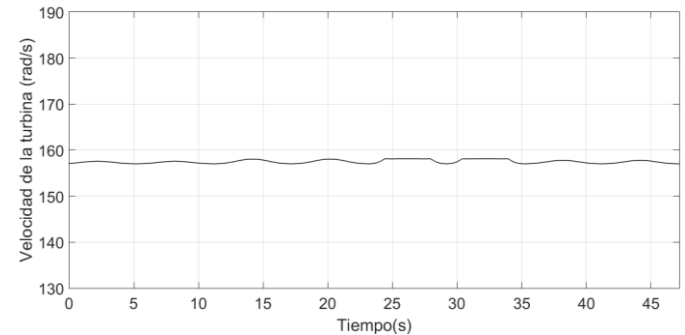


Figura 13: Velocidad de rotación para el caso de la máquina asíncrona de jaula de ardilla.

Tabla 3: Parámetros del generador

S_{nom}	Potencia aparente	19.892 kVA
$\cos \varphi$	Factor de potencia	0.93
V_{nom}	Tensión nominal	560 V _{rms}
F_{nom}	Frecuencia nominal	50 Hz
R_s	Resistencia del estator	0.5746 Ω
L_{ls}	Inductancia del estator	746.3 μ H
R_r	Resistencia del rotor	0.2974 Ω
L_{lr}	Inductancia del rotor	4.183 mH
L_m	Inductancia mutua	129.5 mH
p	Número de pares de polos	2
J_r	Momento de inercia	0.55 kg·m ²
m	Relación de transformación	2

El proceso es el siguiente: el flujo de aire que pasa por el conducto hace girar la turbina, produciéndose así un par mecánico sobre el eje del turbogenerador. Por lo tanto, la potencia generada por la máquina depende de la cantidad de par mecánico aplicado, el cual varía dependiendo de la velocidad del flujo de aire y de la velocidad de rotación, y en particular, en función de la relación entre ambas representada por (2). A menudo se instala una válvula para limitar dicha velocidad y mejorar la relación, evitando así la aparición del desprendimiento. En este sentido, y tal y como se ha mostrado en el presente trabajo, es posible acelerar la máquina para

obtener valores adecuados en función de la velocidad del flujo de aire en cada instante. Por tanto, es claro que la potencia eléctrica introducida a la red varía dependiendo del tipo de control utilizado, de manera que la comparación de la energía eléctrica generada en ambos escenarios permite poner de manifiesto la mejora introducida por el esquema de control propuesto.

Como se ha indicado, el primer caso considera el método tradicional de control, utilizando para ello un control de válvula para evitar el desprendimiento. Para ello se ha implementado una máquina asíncrona de jaula de ardilla, extensamente utilizado en sistemas de velocidad variable, y especialmente, en dispositivos basados en columna de agua oscilante. Como se puede ver en la Figura 13, el generador gira a la velocidad síncrona, 157.08 rad/s. Dicha velocidad puede resultar relativamente baja para la turbina, de forma que el coeficiente de flujo podría superar el valor umbral de desprendimiento dependiendo de la velocidad del flujo de aire.

Para el caso que nos ocupa, la Figura 14 muestra tanto la potencia mecánica desarrollada por la turbina como la potencia eléctrica generada por el generador. Como se puede observar, las dos primeras olas no producen ningún desprendimiento ya que la altura de la ola no es lo suficientemente grande como para generar una velocidad del flujo de aire excesivo. Sin embargo, en la tercera ola correspondiente al mes de enero, $t = 24$ segundos, la presencia de desprendimiento es evidente, siendo necesaria la actuación del control mediante la activación de la válvula. Realmente, el desprendimiento limita considerablemente tanto el valor medio de la potencia mecánica, 3.29 kW, como el de la potencia eléctrica del generador, 3.38 kW. Por el contrario, el uso del control de válvula mejora ambas magnitudes de forma considerable, tal y como se puede ver en la Figura 14. En este caso, la potencia mecánica media es de 4.25 kW y la potencia eléctrica media de 4.28 kW.

El segundo caso considera el mismo escenario que en el caso anterior. Sin embargo, en este caso se utiliza una máquina asíncrona doblemente alimentada, DFIG, con su correspondiente control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia. Por lo tanto, el generador en lugar de funcionar a velocidad síncrona, ajusta continuamente su velocidad de rotación según la velocidad óptima de referencia.

Las Figuras 15 y 16 muestran la corriente del rotor en los ejes $d-q$, I_{dq} , y la corriente trifásica en los ejes abc , I_{abc} , respectivamente. Como se puede observar en estas gráficas, el sistema de control ajusta la corriente que alimenta el rotor del DFIG para cada ola incidente, controlando así la velocidad del turbogenerador.

En este sentido, la Figura 17 muestra la velocidad de rotación para las olas simuladas utilizando un control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia.

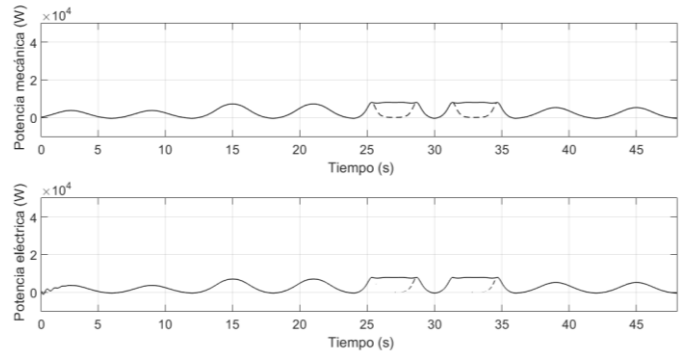


Figura 14: Potencia mecánica y eléctrica para el caso de la máquina asíncrona de jaula de ardilla. Línea discontinua: sin control de válvula. Línea sólida: control de válvula.

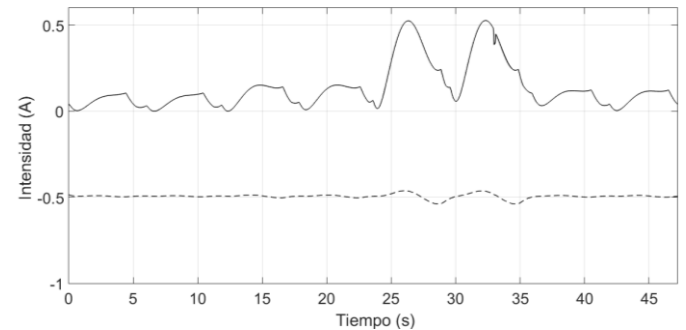


Figura 15: Corriente del rotor en los ejes $d-q$ con control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia. Línea discontinua: eje q . Línea sólida: eje d .

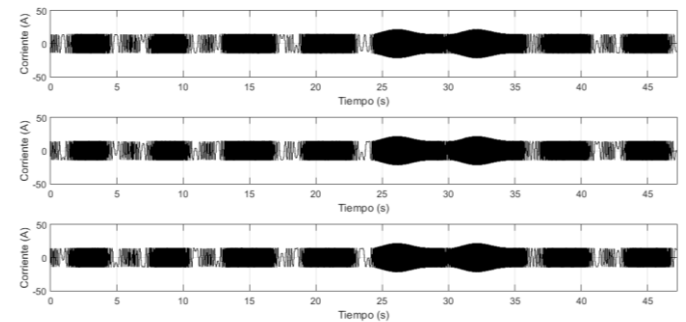


Figura 16: Corriente trifásica del rotor en los ejes abc con control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia.

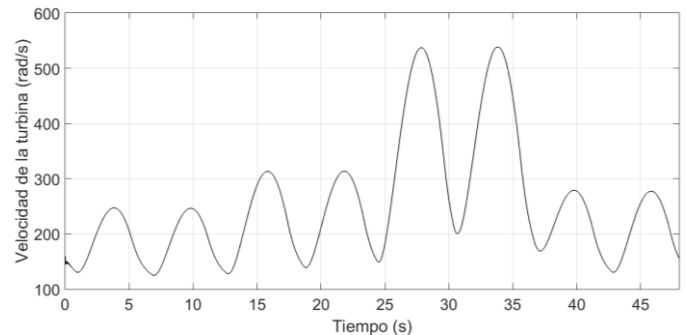


Figura 17: Velocidad de rotación con control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia.

Como se puede observar en la Figura 18, tanto el valor medio de la potencia mecánica, 12.35 kW, como el de la potencia eléctrica, 10.66 kW, mejoran considerablemente. Además, esta mejora se hace más notable a altas velocidades del flujo de aire, o lo que es lo mismo, cuando las condiciones de mar son más adversas (ver Figura 17, $t = 24$ segundos). Esto sucede porque además de ajustar la velocidad del turbogenerador de forma tal que se maximiza la potencia generada, también se evita el desprendimiento. Para ello, no hay más que observar la diferencia en la potencia pico que se obtiene en ambos casos, siendo 7.76 kW en el primer caso utilizando un control de válvula y 36.59 kW para el segundo caso utilizando el control de velocidad propuesto.

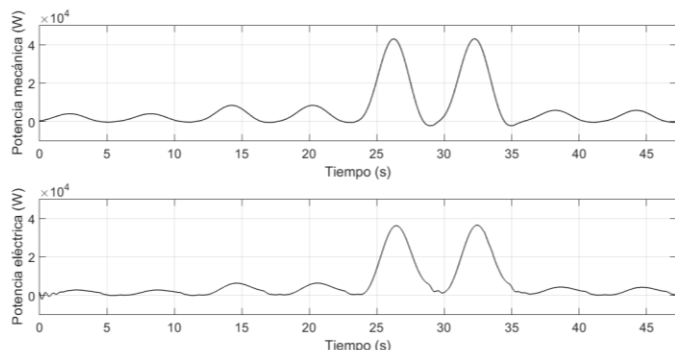


Figura 18: Potencia mecánica y eléctrica generada mediante el control de velocidad basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia.

Por todo lo anteriormente expuesto, se puede concluir que el uso de la técnica de control basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia mejora la potencia eléctrica extraída por la planta de generación de energía basada en columna de agua oscilante en un 68.29% con respecto a un sistema sin ningún tipo de control y en un 59.85% con respecto al uso de control de válvula de flujo.

6. Conclusión

En este artículo se ha presentado un nuevo esquema de control basado en el seguimiento de la curva de máxima potencia. Dicha estrategia de control ha sido implementada para el máximo aprovechamiento de la energía de las olas, y en especial, para los dispositivos basados en la columna de agua oscilante. Para ello, se ha implementado sobre un modelo completo de planta que abarca desde la ola hasta la red de potencia, basado en los parámetros reales de la planta undimotriz NEREIDA MOWC de Mutriku, utilizando un control de velocidad que adapta el deslizamiento del generador DFIG para ajustar la velocidad de rotación del turbogenerador. De esta forma, se consigue maximizar la eficiencia de la turbina, y por lo tanto, la potencia generada por el sistema. El ajuste de la velocidad de referencia se lleva a cabo según la relación de la velocidad del flujo de aire y la propia velocidad de rotación. Esto implica que la velocidad de referencia debe ser estimada para cada ola incidente. Además, mediante la implementación de la estrategia de seguimiento de la curva de máxima potencia no sólo se consigue mejorar la conversión de energía, sino también se evita el fenómeno *stalling* o desprendimiento propio de las turbinas Wells.

Los resultados demuestran que la estrategia de control propuesta alcanza de forma satisfactoria la velocidad de rotación óptima, mejorando la eficiencia del sistema y aumentando considerablemente la potencia entregada a la red.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido realizado parcialmente gracias al apoyo de la Universidad del País Vasco (UPV/EHU) a través del Proyecto PPG17/33 y del Gobierno Vasco a través de la beca predoctoral PRE_2016_2_0193, además del MINECO a través del Proyecto de Investigación DPI2015-70075-R (MINECO/FEDER, EU).

Los autores desean agradecer la colaboración del Ente Vasco de Energía (EVE) por el convenio UPV/EHUEVE23/6/2011, al Laboratorio Nacional de Fusión (EURATOM-CIEMAT) por el convenio UPV/EHUCIEMAT08/190 y a EUSKAMPUS – Campus de Excelencia Internacional. También desean agradecer a Yago Torre-Enciso y a Olatz Ajuria del EVE su colaboración y ayuda, así como a los revisores anónimos que han ayudado a mejorar la versión previa de este manuscrito.

Referencias

- Alberdi, M., Amundarain, M., Garrido, A.J., Garrido, I., Casquero, O., De la Sen, M., 2011. Complementary control of oscillating water column-based wave energy conversion plants to improve the instantaneous power output. *IEEE Transactions on Energy Conversion* 26, 1021–1032. DOI: 10.1109/TEC.2011.2167332
- Amon, A., Brekken, K.A., Schacher, A., 2012. Maximum power point tracking for ocean wave energy conversion. *IEEE Transactions on Industry Applications* 48, 1079–1086.
- Amundarain, M., Alberdi, M., Garrido, A.J., Garrido, I., 2009. Neural control of the Wells turbine-generator module. *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, 7315–7320. DOI: 10.1109/CDC.2009.5400638
- Amundarain, M., Alberdi, M., Garrido, A.J., Garrido, I., 2011. Modeling and Simulation of Wave Energy Generation Plants: Output Power Control. *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 58, 105–117. DOI: 10.1109/TIE.2010.2047827
- Bailey, H., Robertson, B.R.D., Buckham, B.J., 2016. Wave-to-wire simulation of a floating oscillating water column wave energy converter. *Ocean Engineering* 125, 248–260.
- Correia da Fonseca, F.X., Gomes, R.P.F., Henriques, J.C.C., Gato, L.M.C., Falcao, A.F.O., 2016. Model testing of an oscillating water column spar-buoy wave energy converter isolated and in array: Motions and mooring forces. *Energy* 112, 1207–1218.
- Cui, Y., Hyun, B., 2016. Numerical study on Wells turbine with penetrating blade tip treatments for wave energy conversion. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 8, 456–465.
- Delmonte, N., Barater, D., Giuliani, F., Cova, P., Buticchi, G., 2016. Review of oscillating water column converters. *IEEE Transactions on Industry Applications* 52, 1698–1710.
- Falcao, A.F.D.O., 2002. Control of an oscillating-water-column wave power plant for maximum energy production. *Applied Ocean Research* 24, 73–82.
- García, E., Correcher, A., Quiles, E., Morant, F., 2016. Recursos y sistemas energéticos renovables de entorno marino y sus requerimientos de control. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial* 13, 141–161. DOI: 10.1016/j.riai.2016.03.002
- Garrido, A.J., Garrido, I., Alberdi, M., Amundarain, M., Barambones, O., Romero, J.A., 2013. Robust control of oscillating water column (OWC)

- devices: power generation improvement. Proceedings of the OCEANS–San Diego, 1–4.
- Garrido, I., Garrido, A.J., Alberdi, M., Amundarain, M., Barambones, O., 2013. Performance of an ocean energy conversion system with DFIG sensorless control. *Mathematical Problems in Engineering* 2013. DOI: 10.1155/2013/260514
- Garrido, I., Garrido, A.J., Sevillano, M.G., Romero, J.A., 2012. Robust sliding mode control for tokamaks. *Mathematical Problems in Engineering* 2012. DOI: 10.1155/2012/341405
- Garrido, A.J., Garrido, I., Amundarain, M., Alberdi, M., De la Sen, M., 2012. Sliding-mode control of wave power generation plants. *IEEE Transactions on Industry Applications* 48, 2372–2381. DOI: 10.1109/TIA.2012.2227096
- Garrido, A.J., Otaola, E., Garrido, I., Lekube, J., Maseda, F.J., Liria, P., Mader, J., 2015. Mathematical modeling of oscillating water columns wave-structure interaction in ocean energy plants. *Mathematical Problems in Engineering* 2015. DOI: 10.1155/2015/727982
- Lekube, J., Garrido, A.J., Garrido, I., 2017. Rotational speed optimization in oscillating water column wave power plants based on maximum power point tracking. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering* 14, 681–691. DOI: 10.1109/TASE.2016.2596579
- Le Roux, J.P., 2008. An extension of the Airy theory for linear waves into shallow water. *Coastal Engineering* 55, 295–301.
- López, A., Somolinos, J.A., Núñez, L.R., 2014. Modelado energético de convertidores primarios para el aprovechamiento de las energías renovables marinas. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial* 11, 224–235. DOI: 10.1016/j.riai.2014.02.005
- Marei, M.I., Mokhtar, M., El-Sattar, A.A., 2015. MPPT strategy based on speed control for ASW-based wave energy conversion system. *Renewable Energy* 83, 305–317.
- Murakami, T., Imai, Y., Nagata, S., Takao, M., Setoguchi, T., 2016. Experimental research on primary and secondary conversion efficiencies in an oscillating water column-type wave energy converter. *Sustainability* 8, 756–766. DOI: 10.3390/su8080756
- Murari, A.L.L.F., Sguarezi Filho, A.J., Torrico Altuna, J.A., Jacomini, R.V., 2016. Una introducción al ajuste de parámetros de controladores PI utilizados en el control del generador de inducción con rotor bobinado. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial* 13, 15–21. DOI: 10.1016/j.riai.2015.11.001
- M'zoughi, F., Bouallègue, S., Ayadi, M., 2015. Modeling and SIL Simulation of an oscillating water column for ocean energy conversion. *International Renewable Energy Congress (IREC)*. DOI: 10.1109/IREC.2015.7110880
- Rusu, E., Onea, F., 2016. Estimation of the wave energy conversion efficiency in the Atlantic Ocean close to the European islands. *Renewable Energy* 85, 687–703.
- Rusu, E., Onea, F., 2015. Assessment of the performances of various wave energy converters along the European continental coasts. *Energy* 82, 889–904.
- Sameti, M., Farahi, E., 2014. Output power for an oscillating water column wave energy conversion device. *Ocean and Environmental Fluid Research* 1, 27–34.
- Sevillano, M.G., Garrido, I., Garrido, A.J., 2011. Control-oriented automatic system for transport analysis (ASTRA)-Matlab integration for Tokamaks. *Energy* 36, 2812–2819. DOI: 10.1016/j.energy.2011.02.022
- Torre-Enciso, Y., Marqués, J., López de Aguilera, L.I., 2010. Mutriku. Lessons learnt. 3rd International Conference on Ocean Energy.
- Uihlein, A., Magagna, D., 2016. Wave and tidal current energy – A review of the current state of research beyond technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 58, 1070–1081.
- Veigas, M., López, M., Romillo, P., Carballo, R., Castro, A., Iglesias, G., 2015. A proposed wave farm on the Galician coast. *Energy Conversion and Management* 99, 102–111.