Recibido 13 de noviembre 2020, aceptado 11 de diciembre 2020, fecha de publicación 23 de diciembre

ISSN: 2448-7775

Modelado de planta de extracción de energía por Medio de Corrientes Marinas

MIGUEL ANGEL GAYÓN PÉREZ[1*], XIOMARA GONZÁLEZ RAMÍREZ[1], IVÁN ABEL HERNÁNDEZ ROBLES[1].

[1]Universidad de Guanajuato

*Autor de correspondencia: ma.gayonperez@ugto.mx

RESUMEN En este artículo se presenta el modelado y diseño de una planta de energía eléctrica por medio de corrientes marinas. Se utilizó una turbina de eje horizontal para la conversión de la energía cinética de las corrientes marinas en energía mecánica, la cual fue modelada empleando la Teoría del Elemento de Pala (BEM Theory). Esta turbina se acopló con un Generador Síncrono de Imanes Permanentes (PMSG) para la conversión de energía mecánica en energía eléctrica. Se desarrolló un programa en Matlab para el diseño de la turbina y se validó mediante una comparación de los resultados obtenidos con el Software QBlade. Utilizando el programa desarrollado, se diseñó una turbina de eje horizontal de 5 metros de radio, con una potencia mecánica aproximada de 20 kW, la cual fue acoplada a un PMSG del cual se obtuvo una potencia eléctrica de 19.07kW.

PALABRAS CLAVE — Energía eléctrica, corrientes marinas, turbina de eje horizontal.

I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad uno de los temas de preocupación a nivel global es el constante aumento del cambio climático y los altos índices de contaminación como consecuencia de un uso acelerado de los combustibles fósiles, lo que ha llevado a la emisión de toneladas de dióxido de carbono y de gases contaminantes a la atmósfera terrestre. Debido a esto, y a la crisis del petróleo de 1973 las energías renovables comenzaron a generar gran interés desde mediados de la década de los setenta y la década de los ochenta como una alternativa a las energías tradicionales [1, 2], con el fin de reducir la polución, las emisiones de dióxido de carbono, y desplazar la producción de energía fósil.

En el mundo alrededor de 71% de la superficie de la tierra está cubierta por agua (mares y océanos) [3], en este sentido, gran cantidad de energía renovable se puede extraer de los océanos, éstas se pueden clasificar en varias categorías como la energía de las corrientes marinas, energía de las olas, energía térmica oceánica, entre otras.

De acuerdo con la Agencia Internacional de Energía (IEA, por sus siglas en inglés, *International Energy Agency*), los océanos, a través de todas sus formas de energía aprovechable, tiene el potencial para generar entre 20,000 TWh y 80,000 TWh de electricidad, representando del 100% al 400% de la demanda eléctrica mundial del año 2014, cuyo valor para ese año fue de aproximadamente de 20,500 TWh, y su estimación para el año 2020 es de 23,000 TWh [4, 5].

A. CORRIENTES MARINAS

Las corrientes marinas son originadas principalmente por las corrientes de mareas y las corrientes oceánicas. Las corrientes de marea ocurren debido a la variación en el nivel de la superficie del mar como consecuencia de la interacción de las fuerzas gravitacionales de la luna, y en menor medida del sol sobre la tierra; y las corrientes oceánicas son causadas principalmente por el movimiento de rotación de la tierra y de las diferencias de salinidad y temperatura en los diferentes mares [6], como se puede observar en la representación gráfica de la Fig. 1.

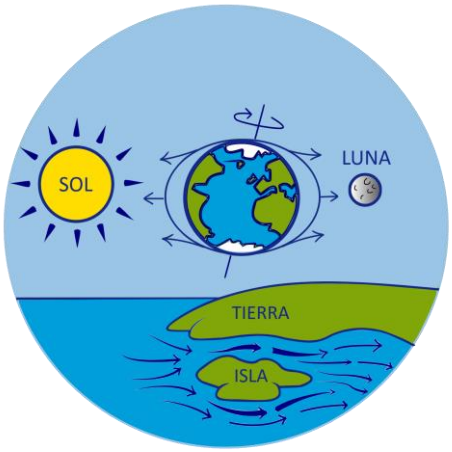

Fig. 1. Corrientes marinas.

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

Todas estas corrientes marinas llevan energía cinética que puede ser aprovechada para generar energía eléctrica, el potencial que se puede extraer de estas corrientes está estimado en 800 TWh/año, cerca del 4% del consumo eléctrico mundial [7].

II. DESARROLLO

A. PROCESO DE CONVERSIÓN

Un esquema general del proceso de conversión de energía cinética a eléctrica se ilustra en la Fig. 2; este proceso implica un dispositivo de captación, por lo general una turbina, el cual capta la energía cinética de las corrientes marinas y la transforma en energía mecánica. Esta energía mecánica es transmitida por medio de un eje a un generador eléctrico, el cual la transforma en energía eléctrica. En cada uno de estos procesos de conversión de energía existen pérdidas, es decir, en el proceso de transformación de energía cinética a mecánica se producen *pérdidas mecánicas*, y en el proceso de transformación de la energía mecánica a eléctrica se producen *pérdidas eléctricas*.

B. DISPOSITIVOS DE CAPTACIÓN

Los dispositivos de captación de corrientes marinas, en su mayoría, son turbinas que rotan con el flujo del agua, proporcionando energía mecánica en la salida que puede ser convertida en electricidad. Esta tecnología funciona de forma similar a la tecnología utilizada en las turbinas eólicas, con su principal diferencia concentrada en los medios de montaje de las turbinas de corrientes marinas [8]. Los dispositivos de captación de corrientes marinas pueden ser clasificados en dispositivos de *eje horizontal*, *eje vertical*, *hidroala oscilante* y tipo *Venturi*. Este artículo se va a centrar en los dispositivos de *eje horizontal*.

1. Dispositivos de eje horizontal

Estos dispositivos poseen una geometría similar a las turbinas eólicas, en el cual la conversión de energía ocurre a través de un componente que gira alrededor de un eje horizontal (Fig. 3).

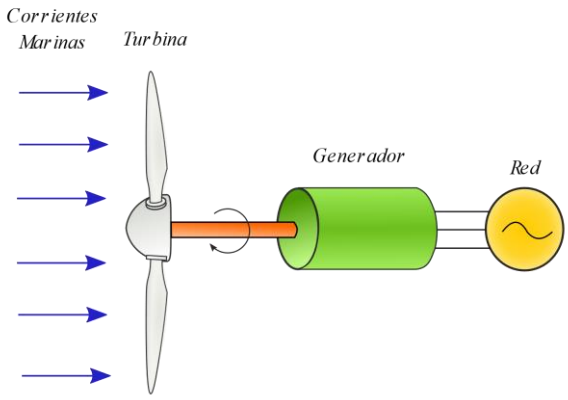

Fig. 2. Proceso de conversión por corrientes marinas.

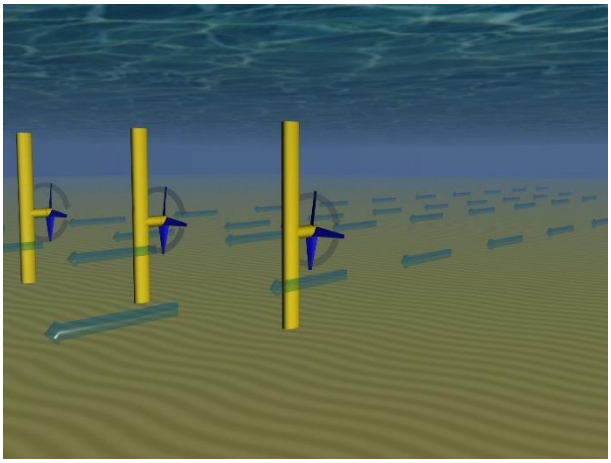

Fig. 3. Esquema de los dispositivos de eje horizontal [9].

Debido a las características, las turbinas de eje horizontal requieren velocidades de flujo sobre 1 m/s, y como la densidad del agua es alrededor de 830 veces mayor que la densidad del aire, estas turbinas poseen un tamaño mucho menor que las turbinas eólicas [10].

C. PERFIL AERODINÁMICO

Un perfil aerodinámico es una estructura que posee una forma geométrica definida, que es usada para generar fuerzas mecánicas debido al movimiento relativo del perfil aerodinámico y el fluido circundante. La sección transversal de las aspas de una turbina tiene la forma de un perfil aerodinámico y su función es desarrollar potencia mecánica. El ancho y la longitud del aspa son función del desempeño aerodinámico deseado [11].

Al hacer incidir cierta corriente fluida sobre un perfil, actúan sobre este ciertas fuerzas, entre las que se encuentran: *la fuerza de resistencia o arrastre*, que va en sentido de la corriente; *la fuerza de sustentación*, perpendicular a la fuerza de arrastre; y la *fuerza de empuje*, que se opone a la fuerza de arrastre y es mayor que ésta. La *fuerza de arrastre* y *sustentación* varía en función del ángulo de ataque, que es el ángulo que forma la cuerda del perfil (línea imaginaria que une ambos bordes de un perfil) con la dirección de la corriente (Fig. 4).

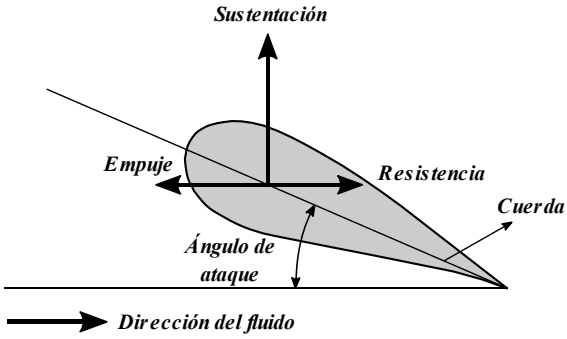

Fig. 4. Fuerzas que actúan sobre un perfil aerodinámico.

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

1. Coeficiente de sustentación y coeficiente de arrastre

Una de las principales propiedades de los perfiles aerodinámicos son los coeficientes de sustentación (C_L) y arrastre (C_D). Estos parámetros adimensionales se determinan como una función del ángulo de ataque (α) y están graficados en forma de las llamadas *curvas de perfil aerodinámico polar* [41], como se observa en la Fig. 5.

D. MODELADO DE LA TURBINA

La turbina de eje horizontal es un tipo de turbina que posee una geometría y funcionamiento similar a las turbinas eólicas, por lo que muchos conocimientos de estas turbinas pueden ser aplicados a las turbinas de corrientes marinas [12, 13], por ejemplo, para el análisis de las fuerzas dinámicas que actúan sobre las aspas.

En los diseños actuales, la aerodinámica del rotor se basa en la bien conocida Teoría del Elemento de Pala (BEM Theory, por sus siglas en inglés, *Blade Element Momentum Theory*) de Glauert. Esta teoría es una extensión del modelo de disco de actuador de Rankine-Froude que pretende superar las predicciones de rendimiento de precisión insatisfactorias basadas en este modelo [14].

1. Modelo del Disco Actuador

Una turbina es un dispositivo que extrae la energía cinética de un fluido, por lo tanto, éste al pasar a través de la turbina y eliminar parte de su energía cinética, disminuye su velocidad, pero solo se ve afectada la masa del fluido que pasa a través de la turbina. Suponiendo que el resto de la masa que no atraviesa el rotor permanece separada y no se ralentiza, se puede dibujar un tubo de corriente que encierra el flujo afectado y que se extiende corriente arriba y corriente abajo, a lo largo de la sección transversal circular [15], como se observa en la Fig. 6.

La turbina en este modelo es reemplazada por un disco actuador, el cual es una superficie circular de espesor cero, que puede desacelerar la velocidad del fluido.

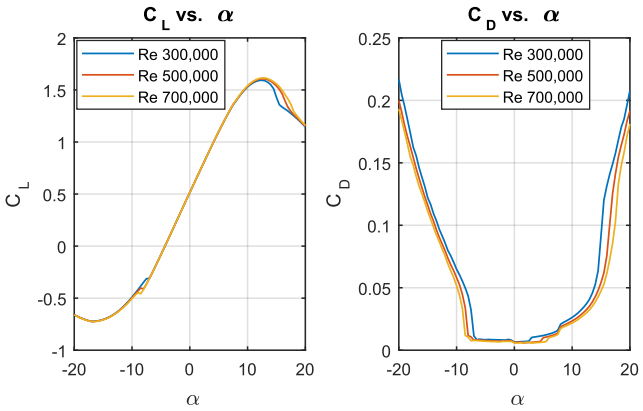

Fig. 5. Coeficiente de sustentación y arrastre vs. ángulo de ataque de un perfil.

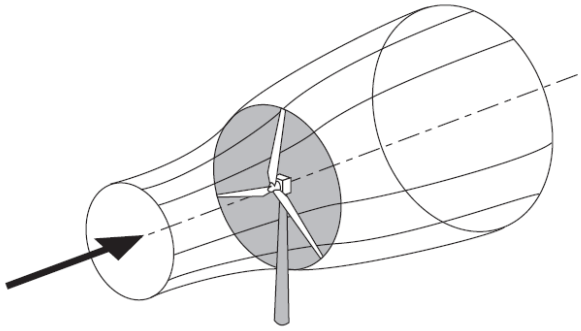

Fig. 6. Extracción de energía de un tubo de corriente [45].

Este disco puede ser aproximado a una turbina con un número infinito de palas o aspas muy delgadas sin arrastre o resistencia, con un empuje uniforme sobre la turbina y con una estela no giratoria [11, 14].

De este modelo se consigue que la potencia obtenida por la turbina está dada por la Ec. (1).

$$P = \frac{1}{2}\rho A V^3 4a(1-a)^2 \ \ [\mathrm{W}] \tag{1}$$

Donde A es el área de la turbina, ρ es la densidad del fluido, V es la velocidad del fluido sin perturbar (velocidad de la corriente marina), y a es el factor de inducción axial, el cual es un parámetro adimensional, y se define como la disminución fraccional de la velocidad del fluido entre el flujo libre y el disco.

De la Ec. (1), la potencia total disponible por la corriente marina está dada por la Ec. (2):

$$P_0 = \frac{1}{2}\rho A V^3 \ \ [\mathrm{W}] \tag{2}$$

La eficiencia total de la turbina es caracterizada por el coeficiente de potencia C_p, el cual es un valor adimensional y está dado por la Ec. (3) [11]:

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A V^3} = \frac{Pot.\,Obtenida}{Pot.\,total\ del\ fuido} \tag{3}$$

El coeficiente de potencia representa la fracción de potencia de la corriente marina que es extraída por la turbina, y se puede representar en función del factor de inducción axial como se muestra en la Ec. (4).

$$C_p = 4a(1-a)^2 \tag{4}$$

El máximo coeficiente de potencia $C_{p,max}$ se obtiene para un factor de inducción axial, $a = 1/3$. Por lo tanto, $C_{p,max} = 0.5926$, es decir, la máxima cantidad de energía que puede extraer una turbina es igual al 59% de la energía cinética disponible de la corriente marina [14].

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

2. Teoría del Elemento de Pala (BEM Theory)

La teoría del elemento de pala es generalmente atribuida a Betz y Glauert en 1935. Esta teoría asume que la pala o aspa de la turbina de radio R, puede dividirse en pequeñas secciones o elementos ubicados a una distancia radial r y de ancho dr, que actúan independientemente entre ellos. A medida que estos elementos rotan a una velocidad angular ω en el plano del rotor, estos trazan regiones anulares, como se puede ver en la Fig. 7. Estos elementos funcionan hidrodinámicamente como perfiles bidimensionales, cuyas fuerzas hidrodinámicas pueden calcularse a partir de las condiciones de fujo local. Estas fuerzas elementales se suman a lo largo de la extensión de la pala para calcular las fuerzas totales [14].

La contribución de cada elemento de pala se puede calcular analizando la Fig. 8, en donde se muestran las fuerzas y ángulos que actúan sobre la sección transversal o perfil aerodinámico de un elemento de pala.

Donde:

V = Velocidad del fluido sin perturbar [m/s].
V_t = Velocidad tangencial de la sección del perfil [m/s].
a = Factor de inducción axial.
b = Factor de inducción tangencial.
W = Velocidad relativa entre el fluido y el perfil [m/s].
θ = Ángulo de paso del perfil [rad].
α = Ángulo de ataque de la velocidad relativa del fluido (W) con el perfil [rad].
ϕ = Ángulo de la velocidad relativa (W) con el plano de rotación [rad].
ΔD = Fuerza de resistencia o arrastre [N].
ΔL = Fuerza de sustentación [N].
ΔF = Componente axial de la Fuerza de empuje F [N].
ΔQ = Componente tangencial de la Fuerza de empuje F [N].

De acuerdo con la Fig. 8, la velocidad relativa entre el fluido y el perfil está dada por la Ec. (5) [14].

$$W = \sqrt{[V(1-a)]^2 + [V_t(1+b)]^2} \tag{5}$$

Donde $V_t = \omega\, r$

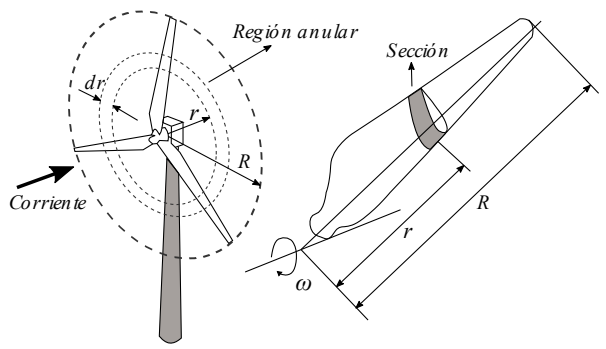

Fig. 7. Sección de un aspa y plano anular [45].

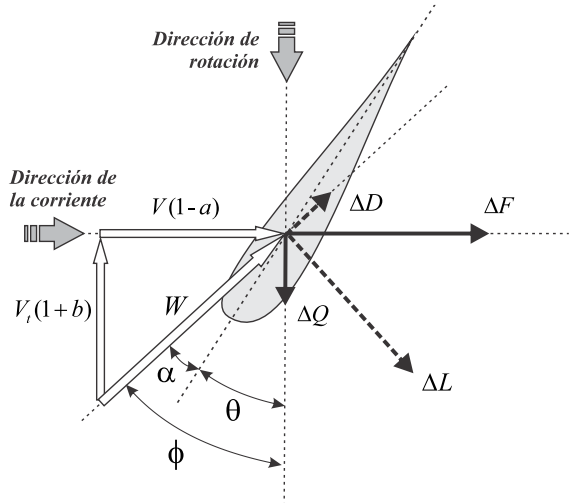

Fig. 8. Fuerzas y velocidades que actúan sobre un elemento de pala.

Analizando las fuerzas de sustentación y arrastre (ΔL y ΔD) en la Fig. 8, se puede observar que son perpendicular y paralela respectivamente, a la velocidad relativa (W) [11]. Estas fuerzas están expresadas a través de la Ec. (6) y Ec. (7).

$$\Delta L = \frac{1}{2}\rho W^2 C_L Lc \Delta r \tag{6}$$

$$\Delta D = \frac{1}{2}\rho W^2 C_D Lc \Delta r \tag{7}$$

Donde Lc es la longitud de la cuerda del perfil aerodinámico y Δr es el ancho o espesor de la sección o elemento.

Las componentes axial y tangencial de la fuerza de empuje (ΔF y ΔQ), están expresadas por la Ec. (8) y Ec. (9) [11, 16].

$$\Delta F = N_b \frac{1}{2}\rho W^2 Lc C_N \Delta r \tag{8}$$

$$\Delta Q = N_b \frac{1}{2}\rho W^2 Lc C_T \Delta r \tag{9}$$

Donde N_b hace referencia al número de aspas de la turbina y, C_N, C_T se definen como los coeficientes de fuerza axial y tangencial, respectivamente, y están representados por la Ec. (10) y Ec. (11).

$$C_N = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi \tag{10}$$

$$C_T = C_L \sin\phi - C_D \cos\phi \tag{11}$$

De las ecuaciones anteriores se da paso al cálculo de los factores de inducción axial y tangencial, quedando definidos por las ecuaciones Ec. (12) y Ec. (13) respectivamente.

$$a = \frac{\sigma_r C_N}{4\sin\phi^2 + \sigma_r C_N} \tag{12}$$

$$b = \frac{\sigma_r C_T}{4\sin\phi\cos\phi - \sigma_r C_T} \tag{13}$$

Con un factor de solidez dado por: $\sigma_r = \frac{N_b L_C}{2\pi r}$

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

El modelo BEM posee ciertas limitaciones como consecuencia de aplicar ciertas suposiciones que son heredadas de las teorías en las que se basa este modelo. Por ejemplo, se debe suponer que el flujo es incompresible, no viscoso, estable e irrotacional, y que se mueve de corriente aguas arriba a corriente aguas abajo. También se asume que la turbina posee un número infinito de aspas que permite que el aire fluya continuamente a través de él, y se supone que no hay interacción entre las secciones en la que se divide el aspa [17].

Una de las correcciones que se le puede aplicar a este modelo, es el Factor de Pérdida de Prandtl, en el cual, un factor de pérdida de punta (F_L) es aplicado al modelo, por lo que los factores de inducción axial (Ec. (12)) y tangencial (Ec. (13)), cambian por las ecuaciones Ec. (14) y Ec. (15) respectivamente.

$$a = \frac{\sigma_r C_N}{4\,F_L \sin\phi^2 + \sigma_r C_N} \tag{14}$$

$$b = \frac{\sigma_r C_T}{4\,F_L \sin\phi\cos\phi - \sigma_r C_T} \tag{15}$$

Donde F_L queda definido por la Ec. (16).

$$F_L = \frac{2}{\pi}\cos^{-1}(e^{-f}) \tag{16}$$

Con: $f = \frac{N_b}{2}\frac{(R-r)}{r\sin\phi}$

3. Cálculo del torque y potencia

Para el cálculo del torque, se requiere integrar la componente tangencial de la fuerza de empuje (ΔQ) a lo largo de longitud del aspa (R), pero debido a que el aspa se divide en secciones, conviene calcular el torque a través de una sumatoria del número de secciones, como se detalla en la Ec. (17) [18].

$$Q = Nb\int_{R_0}^{R} r\Delta Q_r dr = \sum_{i=1}^{N} \Delta Q_i\, r_i \tag{17}$$

Donde R_0 es el radio del núcleo o de la raíz del aspa y R es el radio total del aspa. En la Ec. (18), se define la potencia mecánica generada por la turbina en Watts [W] como la multiplicación del torque por la velocidad angular ω [18].

$$P = Q\,\omega \tag{18}$$

Es habitual representar estos resultados en función del parámetro adimensional TSR (*Tip Speed Ratio*), el cual mide la relación entre la velocidad de punta de pala ($V_{pp} = \omega\, R$) y la velocidad del fluido sin perturbar (V) como se describe en la Ec. (19) [18].

$$TSR = \lambda = \frac{\omega\, R}{V} \tag{19}$$

4. Optimización de Schmitz

Schmitz planteó un método de diseño para la geometría de una turbina, este método proporciona el cálculo de la longitud de la cuerda del perfil (L_C) y el ángulo de paso (θ) en función del radio (r) de cada sección [19].

La distribución de la longitud de cuerda del perfil para cada sección se puede calcular a través de la Ec. (20) [19].

$$L_C = \frac{16\pi r}{N_b C_{Ld}}\sin\left(\frac{1}{3}\phi_1\right)^2 \tag{20}$$

Con: $\phi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{R}{\lambda\, r}\right)$

Donde el TSR (λ) se calcula para la velocidad angular (ω) y la velocidad del fluido sin perturbar (V), para la cual se va a diseñar la turbina. Para una extracción de potencia óptima, se utiliza la relación de la Ec. (21) para el ángulo de la velocidad relativa ϕ [19].

$$\phi = \frac{2}{3}\phi_1 \tag{21}$$

Por lo tanto, el ángulo de paso θ para cada sección del aspa, resulta de la diferencia entre el ángulo de la velocidad relativa ϕ y el ángulo de ataque de diseño α_d, como se muestra en la Ec. (22).

$$\theta = \phi - \alpha_d \tag{22}$$

E. VALIDACIÓN DEL MODELO

Para la validación del modelo desarrollado, se decidió compararlo con el programa QBlade [20, 21], software de código abierto para el diseño y simulación aerodinámica de turbinas eólicas de eje horizontal y vertical. QBlade utiliza la Teoría del Elemento de Pala (BEM Theory) para la simulación de las turbinas de eje horizontal, y está integrado con XFOIL [22], una herramienta que permite el análisis y cálculo del coeficiente de sustentación (C_L) y arrastre (C_D) de acuerdo con el perfil aerodinámico seleccionado [21].

A pesar de que el modelo propuesto es para una turbina de corrientes marinas, este está basado en la teoría aplicada a turbinas eólicas, por lo que es válida la comparación con el programa QBlade para turbinas eólicas. Tomar en cuenta que se debe utilizar la densidad del aire en lugar de la densidad del agua si se desea simular una turbina eólica.

Para la validación, primero se desarrolló en Matlab un programa con el modelo presentado anteriormente, y se tomó como referencia la geometría de una turbina eólica de 5 metros de radio presentada en [16]. Esta turbina fue diseñada para una velocidad del viento (V) de 10 m/s, y una velocidad angular (ω) de 15 rad/s.

Al realizar la simulación de la turbina para la velocidad (V) y la velocidad angular (ω) con el software QBlade y con el modelo propuesto, se obtuvieron los siguientes resultados:

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

- $P = 23.49$ kW con el software QBlade.
- $P = 24.26$ kW con el modelo propuesto.

Como se puede apreciar hay una diferencia de 0.77 kW, lo que es equivalente a un error relativo de 3.28% respecto al software QBlade. En la Fig. 9 se puede observar una comparación gráfica de la potencia obtenida con el software QBlade y con el modelo propuesto para diferentes velocidades de viento.

En la Fig. 9 se puede detallar que existe una similitud en los resultados obtenidos en el rango de velocidades comprendido entre 9.5 y 12.5 m/s, sin embargo, para velocidades fuera de este rango existe cierta discrepancia en los resultados, esto podría ser debido a los software (XFOIL y JavaFoil) utilizados para la obtención de los coeficientes de sustentación (C_L) y arrastre (C_D), lo cual influye directamente en el cálculo de los factores de inducción axial y tangencial (a y b respectivamente).

Cabe aclarar que en este modelo se utilizó el software JavaFoil para el cálculo de los coeficientes de sustentación (C_L) y arrastre (C_D).

III. ANÁLISIS Y RESULTADOS

De acuerdo con el modelo presentado para turbinas de corrientes marinas, en esta sección se va a realizar el diseño y simulación de una turbina de 5 metros de radio, de 3 aspas, para una velocidad de corriente (V) de 1 m/s y una velocidad angular (ω) de 1.6755 rad/s o 16 rpm.

De acuerdo con los parámetros anteriores, se realizó el cálculo de la geometría de la turbina utilizando la optimización de Schmitz, cuyos resultados geométricos se presentan en la Tabla I.

Utilizando los parámetros de la Tabla I, y con ayuda del Software QBlade, se creó un modelo tridimensional del aspa diseñada, el cual se muestra en la Fig. 10 a través de diferentes vistas del aspa.

La potencia total disponible por la corriente marina (P_0) para los parámetros de diseño se calcula a partir de la Ec. (2), dando como resultado una potencia de 40.25 kW.

Al realizar la simulación de la turbina diseñada, se obtiene una potencia mecánica (P) de 19.89 kW, con un coeficiente de potencia (C_p) de 0.4941 o 49.41 %, para un TSR (λ) de 8.38, es decir, para los parámetros de diseño, la turbina extrae el 49.41% de la potencia total disponible por la corriente marina (P_0).

En la Fig. 11, se observa la gráfica de Potencia mecánica generada por la turbina (P) en función de la Velocidad de la corriente marina (V) para diferentes valores de velocidades angulares de la turbina (ω), expresadas en este caso en rpm para una mejor comprensión.

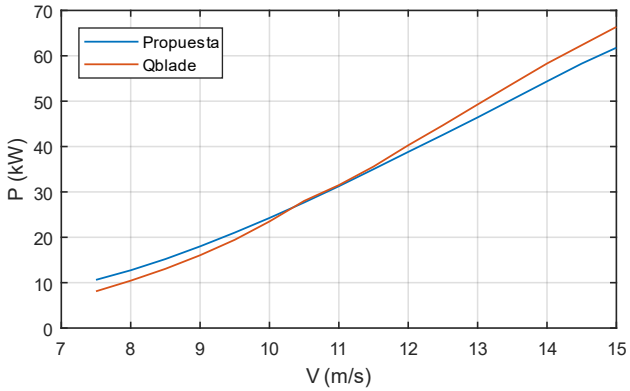

Fig. 9. Gráfica de Potencia vs. Velocidad.

TABLA I. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA TURBINA DISEÑADA.

Número	Radio R (m)	Áng. de Paso θ (°)	Long. de Cuerda L_C (m)
1	0.75	20.67	0.56
2	1	15.55	0.48
3	1.25	12.01	0.41
4	1.5	9.46	0.36
5	1.75	7.55	0.31
6	2	6.07	0.28
7	2.25	4.90	0.25
8	2.5	3.95	0.23
9	2.75	3.16	0.21
10	3	2.50	0.19
11	3.25	1.93	0.18
12	3.5	1.45	0.16
13	3.75	1.02	0.15
14	4	0.65	0.14
15	4.25	0.32	0.13
16	4.5	0.03	0.13
17	4.75	-0.22	0.12
18	5	-0.46	0.11

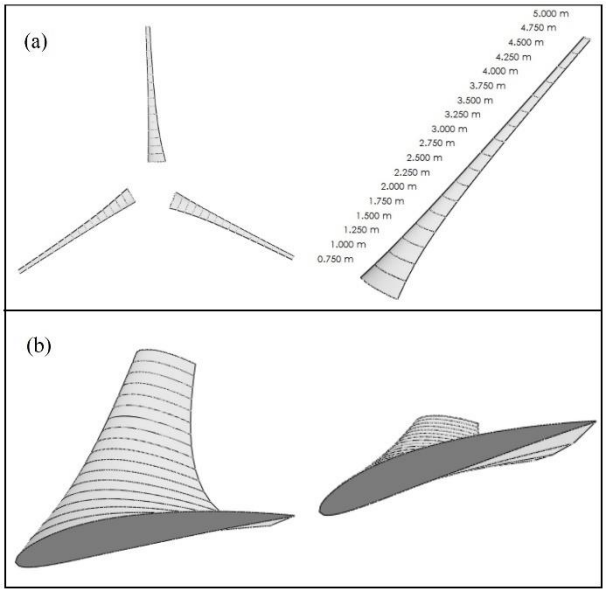

Fig. 10. Vistas del aspa diseñada.

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

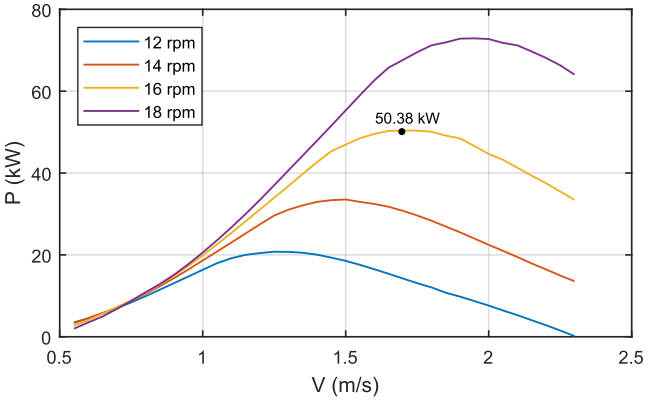

Fig. 11. Gráfica de Potencia vs. Velocidad para la turbina diseñada.

Como se puede contemplar en la Fig. 11, la potencia (mecánica) que extrae la turbina aumenta a medida que se incrementa la velocidad de la corriente y la velocidad angular, teniendo para cada caso un punto donde se extrae la mayor potencia antes de que esta comience a disminuir de nuevo; para el caso de la velocidad angular de diseño, se extrae un máximo de 50.38 kW, a una velocidad de corriente de 1.7 m/s.

A continuación, siguiendo el diagrama de la Fig.12, se acopla en Simulink el programa desarrollado en Matlab del modelo propuesto de la turbina, con un Generador Síncrono de Imanes Permanentes (PMSG, por sus siglas en inglés, *Permament Magnet Synchronous Generator*) propio de Simulink. Al realizar la simulación con el generador acoplado, se obtiene una potencia eléctrica de 19.07 kW, con una pérdida de potencia de 0.82 kW, lo que representa una pérdida del 4.12 % respecto a la potencia obtenida de la turbina. La eficiencia del generador es del 95.88 %.

IV. CONCLUSIONES

En el presente artículo, se propuso un modelo para el diseño de una turbina marina de eje horizontal, así como el cálculo de las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre el aspa y la obtención del torque y potencia generada por la turbina, haciendo uso de la Teoría de Elemento de Pala (BEM Theory).

El modelo propuesto se validó comparándolo con el software QBlade utilizando una turbina eólica de 5 metros de radio, obteniendo un error relativo menor al 5%.

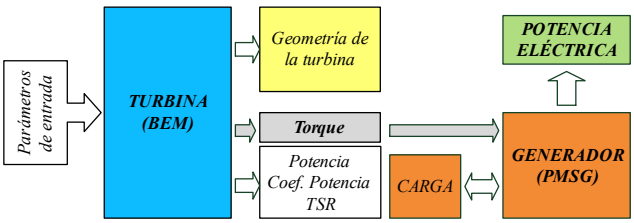

Fig. 12. Diagrama para el acoplamiento en Simulink.

También se diseñó una turbina marina de 3 aspas y 5 metros de radio, para una velocidad (V) de 1 m/s y una velocidad angular (ω) de 1.6755 rad/s o 16 rpm, que genera una potencia mecánica de 19.89 kW y con una eficiencia cercana al 50 %. Al acoplar la turbina con el generador, se obtuvo una potencia eléctrica de 19.07 kW, una eficiencia en el generador mayor al 90 %.

REFERENCIAS

[1] J. Oviedo Salazar, M. Badii, A. Guillen, and O. Lugo Serrato, "Historia y Uso de Energías Renovables," *International Journal of Good Conscience*, vol. 10, no. 1, pp. 1-18, 2015.
[2] F. Posso, "Energía Y Ambiente: Pasado, Presente Y Futuro. Parte Dos: Sistema Energético Basado En Energías Alternativas," *Geoenseñanza*, vol. 7, no. 12, pp. 54-73, 2002.
[3] J. Tran, "Water | Student Energy." [Internet]. Disponible en: https://www.studentenergy.org/topics/hydro. [Accedido: 03-11-2020].
[4] International Energy Agency (IEA), "Energy Technology Initiatives - 2013," IEA, 2013.
[5] International Energy Agency (IEA), "World Energy Outlook 2016," IEA, 2016.
[6] P. L. Fraenkel, "Power from marine currents," *Journal of Power and Energy*, vol. 216, no. 1, pp. 1-14, 2002.
[7] A. López-Piñeiro, J. A. Somolinos-Sánchez, L. R. Núñez-Rivas and J. Valle-Cabezas, "Dynamic behavior of a second generation hydrokinetic converter," en OCEANS 2011 IEEE, Santander, España, 2011, pp. 1-9.
[8] P. Breeze, "Marine Power Generation Technologies," en Power Generation Technologies, 2nd ed, Elsevier Ltd, 2014, cap. 14, pp. 287-311.
[9] Aquaret, "Tidal Stream Technologies." [Internet]. Disponible en: http://www.aquaret.com/index.html. [Accedido: 03-11-2020].
[10] A. Fischer, L. E. B. D. Almeida, and A. Beluco, "Converting energy from ocean currents," *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. 05, no. 03, pp. 220-227, 2016.
[11] J. F. Manwell, J. G. McGowan, and A. L. Rogers, Wind Energy Explained. Chichester, UK, John Wiley & Sons, Ltd, 2nd ed., dec 2009.
[12] E. García, A. Correcher, E. Quiles, and F. Morant, "Recursos y sistemas energéticos renovables del entorno marino y sus requerimientos de control," *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, vol. 13, no. 2, pp. 141-161, 2016.
[13] S. Ben Elghali, M. Benbouzid, and J. Charpentier, "Marine tidal current electric power generation technology: State of the art and current status," in 2007 IEEE International Electric Machines & Drives Conference , Antalya, 2007, vol. 2, pp. 1407-1412.
[14] S. Eddine *et al* "A Simulation Model for the Evaluation of the Electrical Power Potential Harnessed by a Marine Current Turbine," *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, vol. 32, no. 4, pp. 786-797, 2007.
[15] T. Burton, N. Jenkins, D. Sharpe, and E. Bossanyi, Wind Energy Handbook. Chichester, UK, John Wiley & Sons, Ltd, 2 ed., mayo 2011.
[16] U. Chaudhary, P. Mondal, P. Tripathy, S. K. Nayak, and U. K. Saha, "Modeling and Optimal Design of Small HAWT Blades for Analyzing the Starting Torque Behavior," in 2014 Eighteenth National Power Systems Conference (NPSC), Guwahati, India, pp. 1-6, IEEE, dec 2014.
[17] S. F. Ramdin, Prandtl tip loss factor assessed. Master thesis, Delft University of Technology, 2017.
[18] A. López, J. A. Somolinos, and L. R. Núñez, "Modelado energético de convertidores primarios para el aprovechamiento de las energías renovables marinas," *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, vol. 11, no. 2, pp. 224-235, 2014.
[19] R. Gasch, J. Maurer, and C. Heilmann, Wind Power Plants, Heidelberg: Springer Berlin, 2nd ed., 2012.
[20] Hermann Fottinger Institute, "QBlade." [Internet]. Disponible en: http://www.q-blade.org/. [Accedido: 03-11-2020].
[21] D. Marten, J. Wendler, G. Pechlivanoglou, C. Nayeri, and C. Paschereit, "QBLADE: an open source tool for design and simulation of horizontal and vertical axis wind turbines," *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, vol. 3, no. 3, pp. 264-269, 2013.
[22] Massachusetts Institute of Technology (MIT), "XFOIL." [Internet]. Disponible en: http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/. [Accedido: 03-11-2020].

2448- 7775© 2020 Identidad Energética

BIOGRAFÍAS

MIGUEL ANGEL GAYÓN PÉREZ Recibió el Título de Ingeniería Electrónica de la Universidad Nacional Experimental del Táchira (San Cristóbal, Venezuela). Recibió el Título de Maestro en Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Guanajuato en 2020. Desarrolló su tesis de maestría en el área de energías renovables.

XIOMARA GONZÁLEZ RAMÍREZ Obtuvo el grado de Ingeniera Electricista en la Universidad del Valle (Cali, Colombia) en 2008; obtuvo el grado de Maestría en 2010 y el grado de Doctorado en 2015 en Ingeniería Eléctrica en la especialidad de Sistemas Eléctricos de Potencia en el CINVESTAV-Guadalajara. Ha trabajado en el campo de sustentabilidad energética con CONACYT y la Secretaría de Energía. En la actualidad es profesora en la Universidad de Guanajuato en el Departamento de Ingeniería Eléctrica.

IVAN ABEL HERNÁNDEZ ROBLES Recibió un título en Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Guanajuato en 2002, y M.Sc. y Ph.D. títulos en Ingeniería Eléctrica del Campus CINVESTAV Guadalajara en 2005 y 2013, respectivamente. En la actualidad es profesor en la Universidad de Guanajuato en el Departamento de Ingeniería Eléctrica. Sus intereses de investigación se encuentran en el análisis numérico aplicado al diseño de máquinas eléctricas.

2448- 7775© 2020 Identidad Energética