

A Small-Scale Magnus Wind Turbine Optimization and Sensitivity Analysis

Richmond-Navarro Gustavo, M.Sc.
Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica, grichmond@tec.ac.cr

Abstract – A non-iterative numerical method is proposed to obtain a Magnus wind turbine's net output power, where the energy loss in the cylinders rotation is taken into consideration (cylinders act as the aero generator blades). An efficiency optimization process at low incident wind speeds was carried out for the turbine. The optimization was focused on possible small-scale applications and it used a configuration that minimizes the energy required to rotate the cylinders at a variable angular velocity as a function of incident wind speed. It was found that Magnus wind turbines have a better performance than bladed wind turbines for wind speeds greater than 15 m/s. Afterwards, a sensitivity analysis of the results, using tornado charts, is shown. In this analysis the system response is studied as a function of the working parameters: number of rods, rods length and diameter, hub-fixed rods length and turbine and cylindrical blade's angular velocities. The main result is that the efficiency can drop by up to 8% as the result of a 1% angular speed of the rods or length modifications, however this effect is nonlinear, meaning that variations in efficiency in regards to changes in the input variables do not exhibit a proportional behavior.

Keywords – Magnus effect, wind turbine, optimization, tornado chart.

Digital Object Identifier (DOI): <http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2016.1.1.027>
ISBN: 978-0-9822896-9-3
ISSN: 2414-6390

14th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: “Engineering Innovations for Global Sustainability” July 20-22, 2016, San José, Costa Rica **ISBN:** 978-0-9822896-9-3 **ISSN:** 2414-6390
DOI: <http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2016.1.1.027>

Optimización y análisis de sensibilidad de turbinas eólicas Magnus de pequeña escala*

Richmond-Navarro Gustavo, M.Sc.

Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica, grichmond@tec.ac.cr

Resumen – Se propone un método numérico no iterativo para calcular la potencia neta de salida de una turbina eólica tipo Magnus, descontando la energía invertida en la rotación de los cilindros que hacen las veces de aspas en este aerogenerador.

Se ejecuta un proceso de optimización de la eficiencia de la turbina para un régimen de bajas velocidades del viento, enfocándose en su posible aplicación en pequeña escala, utilizando una configuración en la forma de los cilindros que minimiza el gasto energético, a la vez que estos rotan a un régimen de velocidad variable en función de la velocidad del viento incidente.

Producto de la optimización se obtiene que la turbina tipo Magnus optimizada presenta un desempeño superior a las análogas de aspas, para velocidades de viento mayores a 15 m/s.

Posteriormente, con el apoyo de gráficos tipo tornado, se presenta un análisis de sensibilidad de los resultados obtenidos, donde se identifica la respuesta del sistema ante variaciones en cada uno de los parámetros que definen al aerogenerador, a saber, la longitud de las aspas cilíndricas y su diámetro, la velocidad angular de los cilindros y su longitud fija al eje de la turbina, así como la velocidad angular del rotor de la turbina.

El principal resultado que se encuentra es que la eficiencia puede caer hasta en un 8% al modificar en un 1% la velocidad angular de los cilindros o la longitud de estos, aunque este efecto es no lineal, por lo que las variaciones de la eficiencia frente a los cambios de las variables de entrada no presentan un comportamiento proporcional.

Palabras clave – Efecto Magnus, turbina eólica, optimización, gráfico tornado.

U_n	velocidad relativa total del viento.
U_∞	velocidad del viento libre.
α	ángulo de ataque.
ρ	densidad del fluido.
ω	velocidad angular del cilindro.
Ω	velocidad angular de la turbina.

I. INTRODUCCIÓN

El efecto Magnus ocurre cuando un objeto rota inmerso en una corriente de fluido, al producirse una fuerza de sustentación perpendicular a la velocidad del flujo. Esto es debido a una separación asimétrica de la capa límite en la parte superior e inferior del cilindro [1], que causa una diferencia de presión entre estas secciones.

Se ha propuesto el uso del efecto Magnus para generar la sustentación en turbinas eólicas que utilicen aspas cilíndricas en vez de perfiles aerodinámicos convencionales, como la mostrada en la Fig. 1. La empresa japonesa Mecaro Co. Ltd., ha fabricado una turbina con cilindros estriados [2], que generan una sustentación mucho mayor que la producida por los cilindros lisos. Mediante simulación numérica, [3] examina las características aerodinámicas de una turbina Magnus al probar distintas formas en sus aspas, tales como cilindros truncados o cilindros con perfil ondulado y concluyen que este tipo de turbinas logran una eficiencia baja.

En el campo de la pequeña escala, [4] concluye que la turbina Magnus es adecuada para capturar energía del viento con corrientes desde los 2 m/s y con una velocidad de rotación hasta tres veces menor que la de una eólica análoga con aspas convencionales. La referencia [2] propone una solución analítica para la potencia de salida de la turbina Magnus, basándose en la teoría BEM (de sus siglas en inglés *Blade Element Momentum*), pero ignorando el arrastre producido por los cilindros al girar, por lo que concluye que el máximo coeficiente de potencia de este tipo de turbinas requiere futuras confirmaciones. La validez de los modelos BEM queda demostrada por su amplia utilización en el campo de las turbinas eólicas, incluso para configuraciones de eje vertical [5].

La referencia [6] indica que la turbina Magnus aún no es prometedora para ambientes construidos, entendidos según [7] como zonas con dirección de flujo variable, baja velocidad del viento y altos esfuerzos cortantes. Esto concuerda con los resultados de [8], que señalan que este tipo de turbinas

NOMENCLATURA

a	factor de inducción axial.
a'	factor de inducción tangencial.
B	cantidad de cilindros.
C_D	coeficiente de arrastre.
C_L	coeficiente de sustentación.
C_T	coeficiente de empuje.
C_m	coeficiente de momento.
D	diámetro del cilindro.
F_D	fuerza de arrastre.
F_L	fuerza de sustentación.
L	longitud del cilindro.
L_0	sección fija del cilindro.
Q	torque.
r	posición radial.
r_c	radio del cilindro.
$R1, R2$	residuos.
T	fuerza axial (empuje).

Esta investigación fue parcialmente financiada por el Instituto Tecnológico de Costa Rica y el Ministerio de Ciencia, Tecnología y Telecomunicaciones de Costa Rica

Digital Object Identifier (DOI): <http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2016.1.1.027>

ISBN: 978-0-9822896-9-3

ISSN: 2414-6390

14th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: “Engineering Innovations for Global Sustainability”, July 20-22, 2016, San José, Costa Rica.

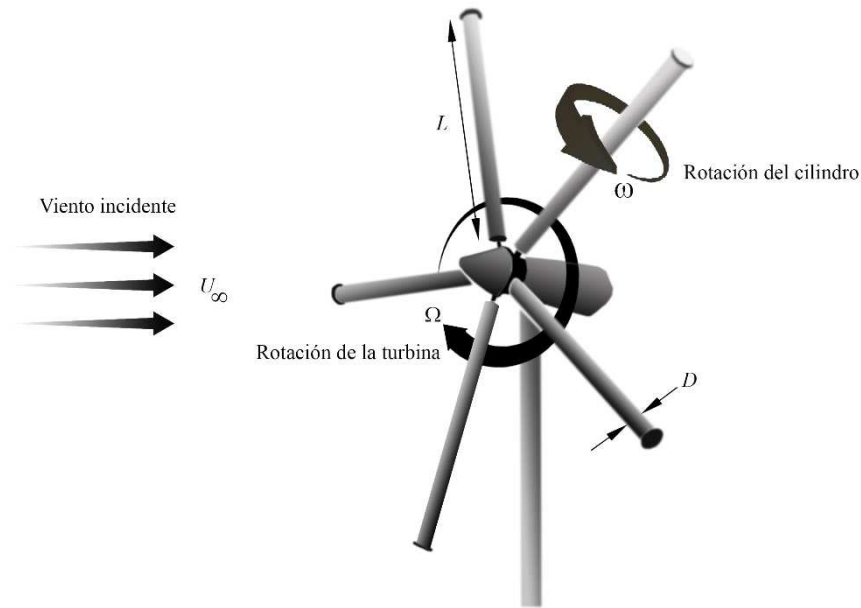


Fig. 1 Turbina tipo Magnus.

generalmente entregan potencia para velocidades del viento incidente iguales o superiores a los 5 m/s. Por lo que una alternativa para mejorar su desempeño en ambientes urbanos es considerar configuraciones locales de las edificaciones como se propone por autores como [9].

En este artículo se propone una optimización de la eficiencia de una turbina Magnus, para un régimen de bajas velocidades del viento, que permita su aplicación en pequeña escala. Posteriormente, mediante un análisis de sensibilidad y gráficos tipo tornado, se identifica la respuesta del sistema ante variaciones en cada uno de los parámetros que gobiernan su funcionamiento.

II. METODOLOGÍA

A. Modelamiento matemático

El concepto de Disco Actuador [10] consiste en explicar el proceso de intercambio de energía entre el viento y una turbina eólica de eje horizontal mediante el factor de inducción axial a , que es una medida de qué tanto disminuyó su velocidad el viento al salir de la turbina y por ende cuantifica cuánta energía entregó el aire al generador.

Usando argumentos de conservación de momentum lineal, la ecuación de Bernoulli y la teoría BEM, en la que las aspas de un aerogenerador se analizan mediante segmentos que barren anillos de ancho δr , el diferencial de fuerza axial (δT), en un anillo diferencial y a una distancia r , se calcula como:

$$\delta T = C_T \rho U_\infty^2 \pi F r \delta r, \quad (1)$$

donde U_∞ representa la velocidad del viento libre, lejos de la turbina, ρ es la densidad del fluido, C_T es el coeficiente de empuje, que está en función de a , y se define empleando las

correcciones de estela turbulenta [11], F está definido mediante el modelo de corrección de puntas de Prandtl y es función del número de cilindros y del ángulo de ataque del viento incidente [11], mostrado en la Fig. 2.

Mediante consideraciones de conservación de momentum angular, el diferencial de torque (δQ) generado por el viento en cada disco es:

$$\delta Q = 4\rho U_\infty a'(1-a)\Omega\pi F r^3 \delta r, \quad (2)$$

donde Ω es la velocidad angular de la turbina eólica y a' es el factor de inducción tangencial, que mide la transferencia de movimiento rotacional debido al torque reactivo ejercido por la turbina sobre el aire.

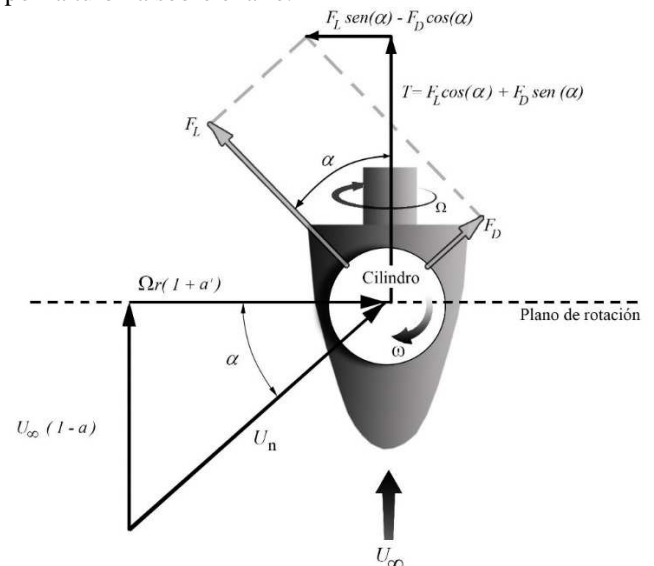


Fig. 2 Acción del viento y fuerzas aerodinámicas sobre un aspa cilíndrica.

Tanto el empuje como el torque se pueden expresar en función de las fuerzas de arrastre (F_D) y sustentación (F_L), como se muestra en la Fig. 2, de acuerdo con las ecuaciones siguientes:

$$\delta T = B \cos(\alpha) \delta F_L + B \sin(\alpha) \delta F_D, \quad (3)$$

$$\delta Q = (B \sin(\alpha) \delta F_L - B \cos(\alpha) \delta F_D) r, \quad (4)$$

donde α es el ángulo de ataque y B es la cantidad de aspas cilíndricas.

Combinando (1), (2), (3) y (4) y usando los coeficientes adimensionales de sustentación (C_L) y arrastre (C_D), se puede escribir el siguiente sistema de ecuaciones algebraicas para a y a' :

$$2C_T U_\infty^2 \pi F r - U_n^2 (C_L \cos(\alpha) + C_D \sin(\alpha)) B D = R1, \quad (5)$$

$$8a'(1-a)U_\infty \Omega r^2 \pi F - U_n^2 B D C_L \sin(\alpha) - U_n^2 B D C_D \cos(\alpha) = R2, \quad (6)$$

donde U_n es la velocidad relativa total del viento, D es el diámetro de los cilindros y $R1$ y $R2$ son residuos que idealmente deberían ser cero. La solución numérica del sistema de ecuaciones anteriores se encuentra cuando se satisface que:

$$\min_{a,a'} (|R1| + |R2|). \quad (7)$$

El *Método Directo* que aquí se propone consiste en evaluar el argumento de (7) para un amplio espectro de valores de los factores de inducción a y a' , ambos entre 0 y 1, y determinar la combinación que produce el mínimo residuo. De esta manera se evitan los procesos iterativos de prueba y error característicos de las soluciones indirectas.

Una vez conocidos los valores de los factores de inducción axial (a) y tangencial (a') para cada valor de r , la potencia de salida de la turbina se obtiene usando un conjunto discreto de anillos de ancho Δr , según la ecuación:

$$P = \sum_{\Delta r}^L 4a'(1-a)\rho U_\infty \Omega^2 r^3 \pi \Delta r. \quad (8)$$

Para validar el *Método Directo* propuesto, se comparan los resultados que este entrega al aplicarlo a una turbina eólica de aspas convencionales, considerando que en este caso el diámetro del cilindro debe ser reemplazado por la cuerda del perfil alar y además, que los coeficientes C_L y C_D son radicalmente distintos para un cilindro en comparación con cualquier perfil aerodinámico, pues para el cilindro son función de su velocidad relativa de rotación y en el caso del perfil alar son dependientes del ángulo de ataque.

Se utilizan como datos de entrada las características de la turbina Fase II del NREL (Laboratorio Nacional de Energía

Renovable de los EE.UU.) [12], mostrados en la Tabla I. Los resultados comparativos de los valores predichos por el *Método Directo* y los valores reales de la turbina se muestran en la Fig. 3.

Se encuentra que se captura adecuadamente la tendencia de la curva de potencia, por lo que hay concordancia entre los resultados obtenidos por el *Método Directo* propuesto y las mediciones experimentales para la turbina Fase II.

B. Consideraciones de consumo energético

Para analizar correctamente una turbina Magnus es fundamental descontar la energía invertida en generar la rotación de sus aspas cilíndricas. Por tanto se debe considerar que para mantener un objeto girando a velocidad angular constante inmerso en un fluido, se requiere vencer el arrastre debido a la fricción entre la superficie del cuerpo y el fluido. De acuerdo con [13], la potencia requerida para mantener en rotación un cilindro se calcula como:

$$P_{rot} = \frac{1}{2} \pi \rho \omega^3 r_c^4 L C_m, \quad (9)$$

donde ω es la velocidad angular, r_c el radio y L el largo del cilindro, y C_m es el coeficiente de momento para un cilindro en rotación.

TABLA I
CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS FASE II Y MAGNUS OPTIMIZADA

Característica	Fase II	Magnus Optimizada
Cantidad de aspas	3	3
Diámetro de la turbina	10 m	10 m
Velocidad angular de la turbina	7.45 rad/s	3.14 rad/s
Velocidad angular del cilindro	No aplica	Entre 0 y 98 rad/s, función de U_∞
Cuerda o diámetro	0.4572 m	1 m
L_o	No aplica	0.9 m

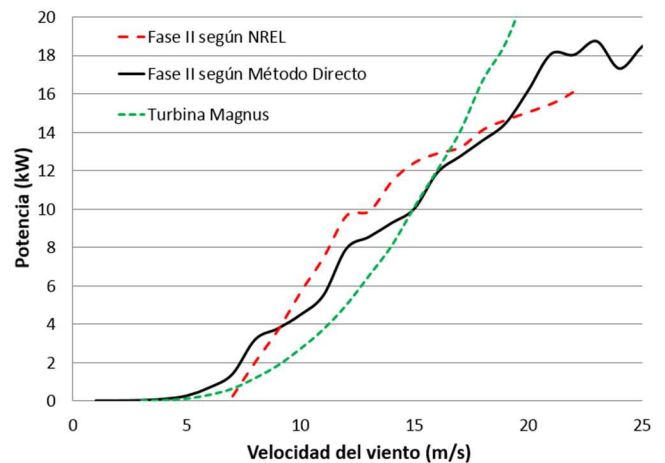


Fig. 3 Comparación de la turbina Fase II según los datos experimentales, el método propuesto y una turbina tipo Magnus optimizada.

De (9) se obtiene que la potencia necesaria para hacer girar sobre su propio eje una sección Δr del cilindro es la misma sin importar su posición radial. Relacionando lo anterior con la baja disponibilidad energética que existe en la parte cercana al eje de la turbina Magnus, y dado que una sección de cilindro de longitud Δr barre un área mayor al estar ubicada en una zona más distante del eje, resulta razonable no imponer rotación en la sección del cilindro cercana al eje de la turbina, pues se podría invertir más energía que la que se captura. A la sección fija del cilindro se le denominará L_0 .

C. Optimización

La turbina Magnus se optimiza definiendo una velocidad angular variable en los cilindros que la componen, ajustando dicha ω en función de la velocidad del viento incidente, de modo que se obtenga la máxima cantidad de energía posible, en promedio, para el espectro del viento.

El problema matemático de optimización se plantea, de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} & \text{Máx } P_{Net}(\omega, \Omega, D, L_0, U_\infty), \\ & \omega \in [0, 420] \text{ rad/s}, \\ & \Omega \in [0, 10.5] \text{ rad/s}, \\ & D \in [0, 5] \text{ m}, \\ & L_0 \in [0, 5] \text{ m}. \end{aligned} \quad (10)$$

Este planteamiento toma como base una turbina de 3 aspas de 5 metros de largo cada una y barriendo un rango de velocidades del viento entre 0 y 25 m/s según las condiciones usuales en ambientes urbanos, la cantidad de aspas y el diámetro de la turbina se establecen para lograr una comparación adecuada con el aerogenerador empleado para la validación del método propuesto. Los rangos de L_0 y D se definen tomando en consideración la geometría de la turbina de referencia de 5 metros de radio; en cuanto a las velocidades angulares se toman como referencia los datos obtenidos por [14].

En este proceso, la variable por optimizar es la potencia neta, definida como la potencia total capturada por la turbina Magnus, menos la potencia invertida en la rotación de sus aspas cilíndricas. La optimización se realiza con un código implementado en Matlab mediante el *Método Directo* propuesto, haciendo un barrido de todas las posibles combinaciones de las variables.

En este proceso la potencia se optimiza para cada valor de velocidad del viento, pero dado que la velocidad angular de la turbina, la distancia L_0 y el diámetro de los cilindros deben tener un valor único en la turbina, su selección óptima se basa en el criterio de obtener el máximo promedio de potencia de salida dentro del rango definido de velocidades del viento.

Para realizar esto, el algoritmo de optimización para la turbina Magnus posee una primera parte iterativa, en la cual, toma como valores iniciales los mismos de la turbina Fase II,

mostrados en la Tabla 1, y barre todo el rango de velocidades de rotación de los cilindros hasta obtener una curva de ω en función de U_∞ que genera la máxima potencia promedio para todo el rango de velocidades de viento.

Luego, dejando fija esa curva de ω así como la velocidad angular de la turbina y la distancia L_0 , hace un barrido sobre el diámetro de los cilindros para lograr un valor de D que optimice la potencia promedio.

Con este dato fijo, así como ω y L_0 , se realiza un barrido sobre la velocidad angular de la turbina, nuevamente hasta obtener la máxima potencia promedio.

Para finalizar la primera parte iterativa, se fijan Ω , ω y D , con el fin de obtener una vez más por barrido, el valor de L_0 que optimiza la potencia.

Este proceso se itera, con la curva de ω fija, hasta lograr convergencia de los valores de Ω , D y L_0 .

La segunda parte del algoritmo, es optimizar la curva de la velocidad de rotación de los cilindros, que se trabajó como constante en la primera parte del proceso.

La velocidad angular de los cilindros se optimiza de manera independiente para cada valor de velocidad del viento, pues una de las principales características de la turbina Magnus es poseer una curva de sustentación variable en función de la velocidad de rotación de sus cilindros. Al optimizar el sistema, se impone que en los casos que la potencia consumida por los cilindros sea mayor que la entregada por la turbina, los cilindros no giren. Esto para evitar que la turbina tenga una eficiencia negativa al consumir más potencia de la que entrega.

A través de la optimización propuesta se obtiene una turbina tipo Magnus, cuyas características se presentan en la Tabla 1, la cual es capaz de entregar más potencia que sus análogas de aspas, para velocidades de viento mayores a 15 m/s, tal como se muestra en la Fig. 3.

Destaca en la Fig. 3 que para velocidades del viento altas, la potencia entregada por la Magnus crece de forma desmedida, pero para efectos prácticos de operación, esta potencia entregada se puede gobernar fácilmente disminuyendo la velocidad de rotación de los cilindros, lográndose una potencia constante de salida si fuese necesario.

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Utilizando la técnica de “un factor a la vez” OFAT (de sus siglas en inglés *One Factor At a Time*) se realiza un análisis de sensibilidad del resultado obtenido de la turbina Magnus optimizada. De esta forma se asegura la calidad de la solución encontrada, que depende de múltiples entradas, por otro lado, se obtiene una noción del orden de importancia de cada uno de los parámetros en la variación de la salida de potencia de la turbina, mediante gráficos tornado mostrados en las Figs. 4 y 5.

La Fig. 4 se construye evaluando la variación del promedio de la potencia neta de salida al aumentar o disminuir un 1% cada uno de los factores que determinan la

potencia capturada por la turbina. La Fig. 5 se realiza de la misma manera pero modificando en un 2% cada variable, esto con el fin de analizar si los cambios en la potencia tienen algún nivel de proporcionalidad respecto de las variaciones en las entradas.

En general las Figs. 4 y 5 muestran la no linealidad del sistema en estudio, dado que aumentar o disminuir una entrada, genera un efecto no proporcional en la potencia neta de salida. En la mayoría de los casos el porcentaje de disminución de la potencia es mayor que el porcentaje de cambio en las entradas.

El efecto de cada variable sobre la potencia neta se presenta a continuación:

A. Longitud del cilindro (L)

Al evaluar la sensibilidad de la potencia neta respecto del radio total de la turbina (que coincide con la longitud del cilindro), se encuentra que L es la variable que genera un mayor porcentaje de cambio en la potencia del sistema optimizado, pues al ser L disminuido tanto en un 1% como en

un 2%, respecto de su valor base de 5 m, la potencia cae hasta en un 8%.

Esto se debe a que la potencia depende directamente del largo del cilindro, debido al área barrida por la turbina, la cual aumenta o disminuye dependiendo si el cilindro tiene una longitud mayor o menor. La razón por la cual la potencia se ve más afectada al disminuir que al aumentar L , es porque el sistema trabaja con un punto óptimo de ω para $L = 5$ m (el radio de la turbina Fase II), de modo que al aumentar el tamaño de la turbina, existe más potencia disponible pero se captura de forma ineficiente, es decir, para una velocidad angular no óptima.

Además, por la no linealidad de las ecuaciones que gobiernan este sistema, se comprueba que para turbinas demasiado grandes, el costo energético de hacer girar el cilindro causa que la turbina sea ineficiente, de modo que en este caso particular, con un cilindro de 30 m de largo, se obtiene prácticamente la misma potencia que si se utilizara $L = 20$ m, luego si este valor aumenta a 40 m, la potencia entregada es menor que para el caso de $L = 20$ m.

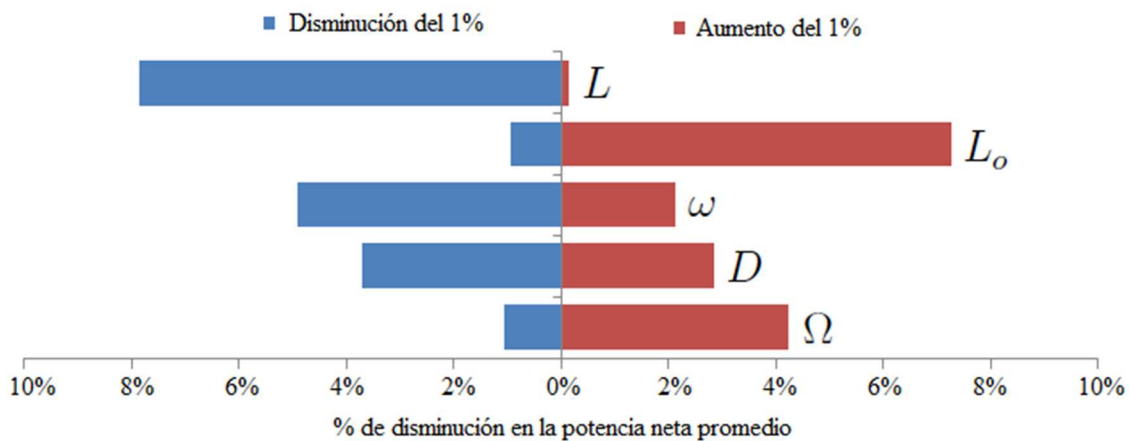


Fig. 4 Variación del promedio de Potencia neta al variar 1% cada factor de entrada.

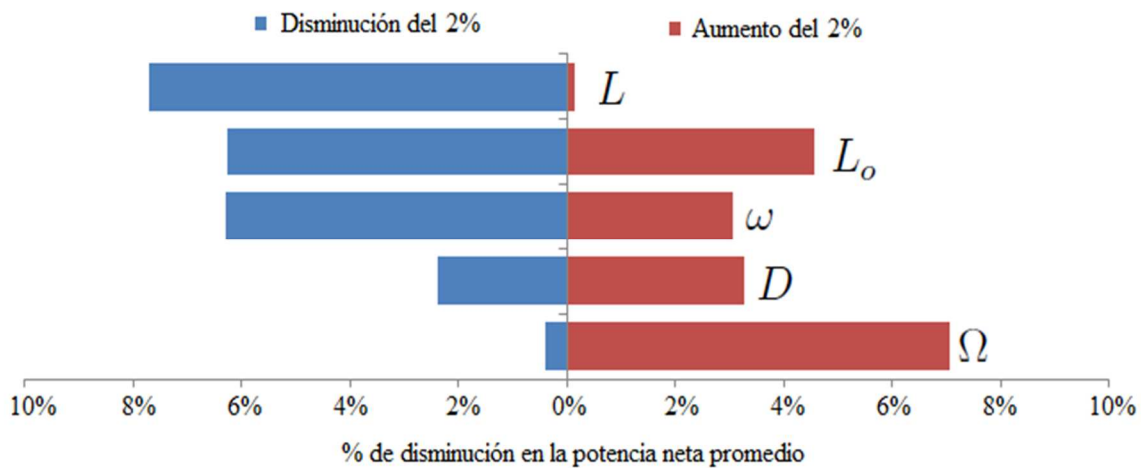


Fig. 5 Variación del promedio de Potencia neta al variar 2% cada factor de entrada.

B. Longitud no giratoria del cilindro (L_0)

Según las consideraciones de captura de energía en función de la posición radial, aumentar L_0 representa un ahorro en cuanto al gasto por rotación del cilindro y a la vez una pérdida en captura de energía pues será un sector que no tendrá sustentación. Por esta característica antagónica se obtiene que la potencia disminuye más de un 7% al aumentar L_0 en un 1% y cae alrededor de un 5% si se incrementa L_0 en un 2%.

Por otra parte, al disminuir L_0 la relación es directa, mayor disminución implica mayor impacto en la potencia neta de salida; la potencia disminuye un 1% al reducir L_0 en un 1% y cae alrededor de un 6% si se reduce L_0 en un 2%. Esto se debe a que la zona cercana al eje de la turbina tiene poco contenido energético, por lo que disminuir L_0 implica una inversión en rotación del cilindro que no se compensa con la energía capturada.

C. Velocidad angular del cilindro (ω)

Esta resulta ser la principal variable de optimización del modelo de la turbina Magnus, pues aunque las Figs. 4 y 5 muestran que no es la variable más sensible del sistema de forma absoluta, causa una reducción entre 2% y 6% de la potencia de salida en todos los casos de variación, sea al aumentar o al disminuir en un 1% o en un 2% su valor.

Esta fuerte dependencia se debe a que la velocidad angular de los cilindros establece la forma y magnitud de su propia curva de sustentación, que es la que gobierna el movimiento de la turbina Magnus.

Por esta razón, la optimización se realizó asignando una velocidad angular variable, que se adecúe punto por punto para cada velocidad de viento. Lo cual es factible pues representa emplear algún sistema de control para ω . Por otro lado, construir una turbina que permita modificar en operación sus variables geométricas como el diámetro de los cilindros o su longitud, tendría una complicación desmedida.

D. Diámetro del cilindro (D)

Se presenta un comportamiento no lineal al modificar el diámetro del cilindro, pues el efecto de disminuirlo un 2% es una reducción cercana al 2% en la potencia, pero si se reduce en un 1% el diámetro, la disminución de potencia ronda el 4%. La razón es que tanto la sustentación como el gasto energético son proporcionales a D , por lo que modificarlo tiene un efecto, sobre la potencia, positivo y negativo al mismo tiempo, pues un cilindro más delgado representa menos costo energético para imprimirle rotación pero a su vez genera menos sustentación, estos efectos compiten y entregan respuestas no lineales en el resultado de la potencia neta de salida.

E. Velocidad angular de la turbina (Ω)

El comportamiento de la potencia neta al modificar Ω un 1% o un 2% resulta similar, en cuanto a que en ambos casos la variación en la potencia neta es mucho mayor al aumentar la velocidad angular de la turbina que al disminuirla. Esto

coincide con la información contenida en la literatura que indica que la turbina Magnus presenta un mejor rendimiento a bajas velocidades angulares del eje de la turbina, respecto de las turbinas con aspas convencionales, pues un aumento en la velocidad angular de la turbina Magnus optimizada, representa una disminución de la potencia entre el 4% y el 7%, mientras que la reducción de Ω , en el mismo porcentaje, implica una reducción de un 1% o menos de la potencia de salida.

F. Velocidad del viento (U_∞)

Como el análisis se realizó para un rango de velocidades del viento y no para un valor fijo, el sistema captura por sí mismo la sensibilidad respecto de la variación en la velocidad del viento. Se encuentra que a mayor velocidad del viento mayor potencia captura la turbina. Lo cual se debe a que la potencia disponible en una corriente de fluido es directamente proporcional al cubo de la velocidad del flujo.

Además, se identifica en todos los casos un mínimo de velocidad del viento para el cual la turbina desarrolla potencia neta superior a cero. Pues dado que la sustentación de los cilindros se debe a su propia velocidad angular, es posible hacerlos girar a altas velocidades para que la turbina opere y capture potencia aún a bajas velocidades del viento, pero esto resulta contraindicado pues la energía invertida no se compensa con la capturada.

G. Cantidad de cilindros (B)

La cantidad de aspas cilíndricas, $B = 3$, se mantuvo en el mismo valor que la cantidad de aspas de la turbina base para la comparación, la Fase II del NREL, por tanto, este parámetro no se incluyó en el análisis de sensibilidad.

No obstante, es importante indicar que la cantidad de cilindros es una variable discreta, por lo que sería imposible aumentarla o disminuirla en un 1% o en un 2%, sino que habría que analizar una turbina de más o menos aspas, lo que conllevaría a un estado de estela muy distinto al que corresponde a una turbina de 3 aspas cilíndricas.

Por estas razones, la sensibilidad de la variable B es imposible de agregar en las Figs. 4 y 5.

H. Tipo de fluido: densidad y viscosidad

Tomando en cuenta que la presente investigación está enfocada en energía eólica, solamente se considera el aire como fluido de trabajo. Por otra parte, los modelos matemáticos empleados consideran flujos isotérmicos e incompresibles, de modo que la viscosidad y densidad se trataron como constantes en el estudio.

IV. CONCLUSIONES

Luego de realizar un proceso de cálculo del desempeño de una turbina eólica tipo Magnus, aplicando técnicas de optimización para lograr obtener los puntos de operación donde la combinación de las variables de entrada produce una salida de potencia máxima, balanceando el requerimiento energético característico de la turbina Magnus para operar, se obtienen las siguientes conclusiones:

REFERENCIAS

El *Método Directo* propuesto entrega resultados que concuerdan con las mediciones experimentales publicadas anteriormente para turbinas eólicas de mediana escala.

La turbina Magnus optimizada puede entregar más potencia que una convencional de aspas para velocidades de viento superiores a 15 m/s.

El radio de la turbina Magnus es la variable a la que es más sensible la potencia neta de un aerogenerador que ha sido optimizado según el método que se propone.

La eficiencia de la turbina Magnus optimizada puede caer hasta en un 8% al modificar en un 1% la velocidad angular de los cilindros o su longitud.

La variable que diferencia el comportamiento de una turbina tipo Magnus de pequeña escala, respecto de las turbinas de aspas convencionales, es la velocidad de rotación de los cilindros que generan la sustentación, lo cual está en concordancia con lo presentado por otros autores previamente.

Se requiere una velocidad de rotación del orden de 100 rad/s, de las aspas cilíndricas de una turbina tipo Magnus, para lograr extraer potencia del viento, lo cual coincide con lo obtenido en investigaciones anteriores de otros autores.

El proceso de optimización indica que la turbina Magnus opera de forma eficiente a velocidades angulares menores que las eólicas convencionales de eje horizontal, sentencia acorde con lo señalado por otros autores.

AGRADECIMIENTOS

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica del ITCR por su valiosa contribución, al Arq. Diego Murillo Calderón por su colaboración con los diagramas y al estudiante Ronald Loaiza Baldares por su aporte en la edición de este artículo.

- [1] J. Seifert. "A review of the Magnus effect in aeronautics". *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 55, pp. 17-45, 2012.
- [2] D. Luo, D. Huang, and G. Wu. "Analytical solution on Magnus wind turbine power performance based on the blade element momentum theory". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 3, no. 3, p. 033104, 2011.
- [3] X. Sun, Y. Zhuang, Y. Cao, D. Huang, and G. Wu. "A three-dimensional numerical study of the Magnus wind turbine with different blade shapes". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 4, no. 6, p. 063139, 2012.
- [4] N. M. Bychkov, A. V. Dovgal, and V. V. Kozlov. "Magnus wind turbines as an alternative to the blade ones". *Journal of Physics: Conference series*, vol. 75, no. 1, p. 01200475, 2007.
- [5] R. Wendler, W. R. Calderón-Muñoz, and R. LeBoeuf. "Energy-based iteration scheme of the double-multiple streamtube model in vertical-axis wind turbines". *Acta Mechanica*, p. 1-9, 2016.
- [6] A. Sedaghat. "Magnus type wind turbines: Prospectus and challenges in design and modelling". *Renewable Energy*, vol. 62, p. 619-628, 2014.
- [7] B. Herrmann-Priesnitz, W. R. Calderón-Muñoz, and R. LeBoeuf. "Effects of urban configuration on the wind energy distribution over a building". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 7, no. 3, p. 033106, 2015.
- [8] G. Richmond-Navarro. "Desempeño de turbinas eólicas Magnus de eje horizontal en función de sus variables geométricas y cinemáticas". *Revista Tecnología en Marcha*, vol. 29, no. 1, p. 38-50, 2016.
- [9] N. Bourabaa, E. Delacourt, and J. L. Menet. "Wind potential evaluation around isolated pitched roof buildings". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 7, no. 2, p. 023111, 2015.
- [10] T. Burton, N. Jenkins, D. Sharpe, and E. Bossanyi. *Wind Energy Handbook*. Wiley, 2 edition, 2011.
- [11] P. J. Moriarty and A. C. Hansen. *Aerodyn theory manual*. Golden, Colorado, USA: National Renewable Energy Laboratory, 2005.
- [12] O. Ceyhan. "Aerodynamic design and optimization of horizontal axis wind turbines by using BEM theory and genetic algorithm", Master's thesis. *Middle East Technical University*, Turkey, 2008.
- [13] P. R. N. Childs. *Rotating Flow*. Elsevier, 2011.
- [14] N. M. Bychkov. "Magnus wind turbine. 3. Calculated characteristics of the windwheel". *Thermophysics and Aeromechanics*, vol. 15, no. 2, p. 321-331, 2008.

Optimización y análisis de sensibilidad de turbinas eólicas Magnus de pequeña escala*

Richmond-Navarro Gustavo, M.Sc.

Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica, grichmond@tec.ac.cr

Resumen – Se propone un método numérico no iterativo para calcular la potencia neta de salida de una turbina eólica tipo Magnus, descontando la energía invertida en la rotación de los cilindros que hacen las veces de aspas en este aerogenerador.

Se ejecuta un proceso de optimización de la eficiencia de la turbina para un régimen de bajas velocidades del viento, enfocándose en su posible aplicación en pequeña escala, utilizando una configuración en la forma de los cilindros que minimiza el gasto energético, a la vez que estos rotan a un régimen de velocidad variable en función de la velocidad del viento incidente.

Producto de la optimización se obtiene que la turbina tipo Magnus optimizada presenta un desempeño superior a las análogas de aspas, para velocidades de viento mayores a 15 m/s.

Posteriormente, con el apoyo de gráficos tipo tornado, se presenta un análisis de sensibilidad de los resultados obtenidos, donde se identifica la respuesta del sistema ante variaciones en cada uno de los parámetros que definen al aerogenerador, a saber, la longitud de las aspas cilíndricas y su diámetro, la velocidad angular de los cilindros y su longitud fija al eje de la turbina, así como la velocidad angular del rotor de la turbina.

El principal resultado que se encuentra es que la eficiencia puede caer hasta en un 8% al modificar en un 1% la velocidad angular de los cilindros o la longitud de estos, aunque este efecto es no lineal, por lo que las variaciones de la eficiencia frente a los cambios de las variables de entrada no presentan un comportamiento proporcional.

Palabras clave – Efecto Magnus, turbina eólica, optimización, gráfico tornado.

U_n	velocidad relativa total del viento.
U_∞	velocidad del viento libre.
α	ángulo de ataque.
ρ	densidad del fluido.
ω	velocidad angular del cilindro.
Ω	velocidad angular de la turbina.

I. INTRODUCCIÓN

El efecto Magnus ocurre cuando un objeto rota inmerso en una corriente de fluido, al producirse una fuerza de sustentación perpendicular a la velocidad del flujo. Esto es debido a una separación asimétrica de la capa límite en la parte superior e inferior del cilindro [1], que causa una diferencia de presión entre estas secciones.

Se ha propuesto el uso del efecto Magnus para generar la sustentación en turbinas eólicas que utilicen aspas cilíndricas en vez de perfiles aerodinámicos convencionales, como la mostrada en la Fig. 1. La empresa japonesa Mecaro Co. Ltd., ha fabricado una turbina con cilindros estriados [2], que generan una sustentación mucho mayor que la producida por los cilindros lisos. Mediante simulación numérica, [3] examina las características aerodinámicas de una turbina Magnus al probar distintas formas en sus aspas, tales como cilindros truncados o cilindros con perfil ondulado y concluyen que este tipo de turbinas logran una eficiencia baja.

En el campo de la pequeña escala, [4] concluye que la turbina Magnus es adecuada para capturar energía del viento con corrientes desde los 2 m/s y con una velocidad de rotación hasta tres veces menor que la de una eólica análoga con aspas convencionales. La referencia [2] propone una solución analítica para la potencia de salida de la turbina Magnus, basándose en la teoría BEM (de sus siglas en inglés *Blade Element Momentum*), pero ignorando el arrastre producido por los cilindros al girar, por lo que concluye que el máximo coeficiente de potencia de este tipo de turbinas requiere futuras confirmaciones. La validez de los modelos BEM queda demostrada por su amplia utilización en el campo de las turbinas eólicas, incluso para configuraciones de eje vertical [5].

La referencia [6] indica que la turbina Magnus aún no es prometedora para ambientes construidos, entendidos según [7] como zonas con dirección de flujo variable, baja velocidad del viento y altos esfuerzos cortantes. Esto concuerda con los resultados de [8], que señalan que este tipo de turbinas

NOMENCLATURA

a	factor de inducción axial.
a'	factor de inducción tangencial.
B	cantidad de cilindros.
C_D	coeficiente de arrastre.
C_L	coeficiente de sustentación.
C_T	coeficiente de empuje.
C_m	coeficiente de momento.
D	diámetro del cilindro.
F_D	fuerza de arrastre.
F_L	fuerza de sustentación.
L	longitud del cilindro.
L_0	sección fija del cilindro.
Q	torque.
r	posición radial.
r_c	radio del cilindro.
$R1, R2$	residuos.
T	fuerza axial (empuje).

Esta investigación fue parcialmente financiada por el Instituto Tecnológico de Costa Rica y el Ministerio de Ciencia, Tecnología y Telecomunicaciones de Costa Rica

Digital Object Identifier (DOI): <http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2016.1.1.027>

ISBN: 978-0-9822896-9-3

ISSN: 2414-6390

14th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: “Engineering Innovations for Global Sustainability”, July 20-22, 2016, San José, Costa Rica.

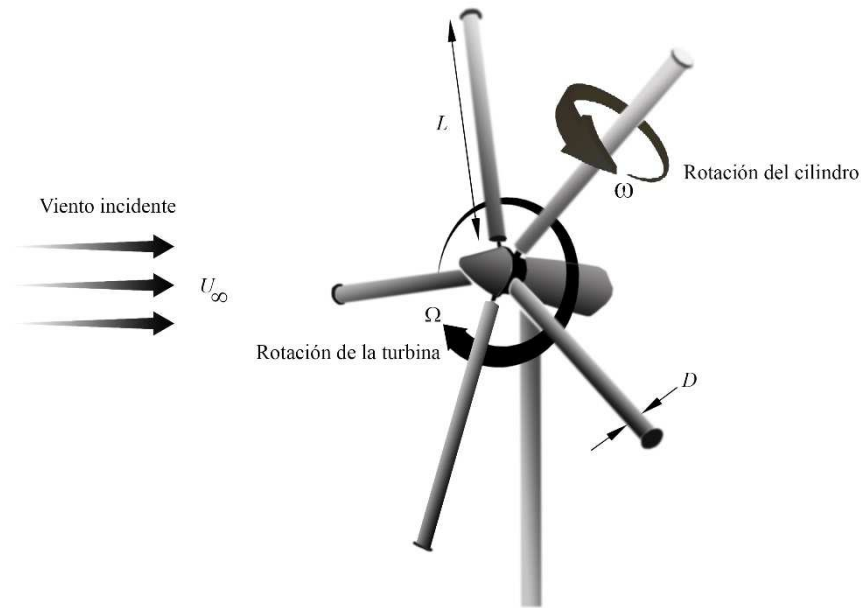


Fig. 1 Turbina tipo Magnus.

generalmente entregan potencia para velocidades del viento incidente iguales o superiores a los 5 m/s. Por lo que una alternativa para mejorar su desempeño en ambientes urbanos es considerar configuraciones locales de las edificaciones como se propone por autores como [9].

En este artículo se propone una optimización de la eficiencia de una turbina Magnus, para un régimen de bajas velocidades del viento, que permita su aplicación en pequeña escala. Posteriormente, mediante un análisis de sensibilidad y gráficos tipo tornado, se identifica la respuesta del sistema ante variaciones en cada uno de los parámetros que gobiernan su funcionamiento.

II. METODOLOGÍA

A. Modelamiento matemático

El concepto de Disco Actuador [10] consiste en explicar el proceso de intercambio de energía entre el viento y una turbina eólica de eje horizontal mediante el factor de inducción axial a , que es una medida de qué tanto disminuyó su velocidad el viento al salir de la turbina y por ende cuantifica cuánta energía entregó el aire al generador.

Usando argumentos de conservación de momentum lineal, la ecuación de Bernoulli y la teoría BEM, en la que las aspas de un aerogenerador se analizan mediante segmentos que barren anillos de ancho δr , el diferencial de fuerza axial (δT), en un anillo diferencial y a una distancia r , se calcula como:

$$\delta T = C_T \rho U_\infty^2 \pi F r \delta r, \quad (1)$$

donde U_∞ representa la velocidad del viento libre, lejos de la turbina, ρ es la densidad del fluido, C_T es el coeficiente de empuje, que está en función de a , y se define empleando las

correcciones de estela turbulenta [11], F está definido mediante el modelo de corrección de puntas de Prandtl y es función del número de cilindros y del ángulo de ataque del viento incidente [11], mostrado en la Fig. 2.

Mediante consideraciones de conservación de momentum angular, el diferencial de torque (δQ) generado por el viento en cada disco es:

$$\delta Q = 4\rho U_\infty a'(1-a)\Omega\pi F r^3 \delta r, \quad (2)$$

donde Ω es la velocidad angular de la turbina eólica y a' es el factor de inducción tangencial, que mide la transferencia de movimiento rotacional debido al torque reactivo ejercido por la turbina sobre el aire.

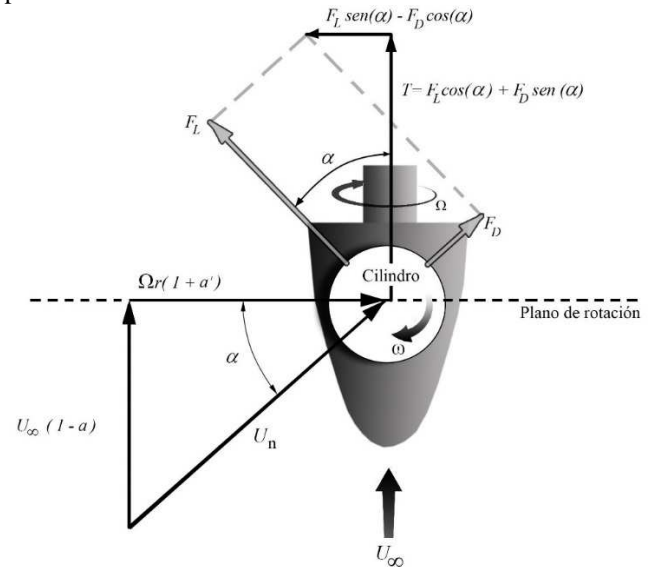


Fig. 2 Acción del viento y fuerzas aerodinámicas sobre un aspa cilíndrica.

Tanto el empuje como el torque se pueden expresar en función de las fuerzas de arrastre (F_D) y sustentación (F_L), como se muestra en la Fig. 2, de acuerdo con las ecuaciones siguientes:

$$\delta T = B \cos(\alpha) \delta F_L + B \sin(\alpha) \delta F_D, \quad (3)$$

$$\delta Q = (B \sin(\alpha) \delta F_L - B \cos(\alpha) \delta F_D) r, \quad (4)$$

donde α es el ángulo de ataque y B es la cantidad de aspas cilíndricas.

Combinando (1), (2), (3) y (4) y usando los coeficientes adimensionales de sustentación (C_L) y arrastre (C_D), se puede escribir el siguiente sistema de ecuaciones algebraicas para a y a' :

$$2C_T U_\infty^2 \pi F r - U_n^2 (C_L \cos(\alpha) + C_D \sin(\alpha)) B D = R1, \quad (5)$$

$$8a'(1-a)U_\infty \Omega r^2 \pi F - U_n^2 B D C_L \sin(\alpha) - U_n^2 B D C_D \cos(\alpha) = R2, \quad (6)$$

donde U_n es la velocidad relativa total del viento, D es el diámetro de los cilindros y $R1$ y $R2$ son residuos que idealmente deberían ser cero. La solución numérica del sistema de ecuaciones anteriores se encuentra cuando se satisface que:

$$\min_{a,a'} (|R1| + |R2|). \quad (7)$$

El *Método Directo* que aquí se propone consiste en evaluar el argumento de (7) para un amplio espectro de valores de los factores de inducción a y a' , ambos entre 0 y 1, y determinar la combinación que produce el mínimo residuo. De esta manera se evitan los procesos iterativos de prueba y error característicos de las soluciones indirectas.

Una vez conocidos los valores de los factores de inducción axial (a) y tangencial (a') para cada valor de r , la potencia de salida de la turbina se obtiene usando un conjunto discreto de anillos de ancho Δr , según la ecuación:

$$P = \sum_{\Delta r}^L 4a'(1-a)\rho U_\infty \Omega^2 r^3 \pi \Delta r. \quad (8)$$

Para validar el *Método Directo* propuesto, se comparan los resultados que este entrega al aplicarlo a una turbina eólica de aspas convencionales, considerando que en este caso el diámetro del cilindro debe ser reemplazado por la cuerda del perfil alar y además, que los coeficientes C_L y C_D son radicalmente distintos para un cilindro en comparación con cualquier perfil aerodinámico, pues para el cilindro son función de su velocidad relativa de rotación y en el caso del perfil alar son dependientes del ángulo de ataque.

Se utilizan como datos de entrada las características de la turbina Fase II del NREL (Laboratorio Nacional de Energía

Renovable de los EE.UU.) [12], mostrados en la Tabla I. Los resultados comparativos de los valores predichos por el *Método Directo* y los valores reales de la turbina se muestran en la Fig. 3.

Se encuentra que se captura adecuadamente la tendencia de la curva de potencia, por lo que hay concordancia entre los resultados obtenidos por el *Método Directo* propuesto y las mediciones experimentales para la turbina Fase II.

B. Consideraciones de consumo energético

Para analizar correctamente una turbina Magnus es fundamental descontar la energía invertida en generar la rotación de sus aspas cilíndricas. Por tanto se debe considerar que para mantener un objeto girando a velocidad angular constante inmerso en un fluido, se requiere vencer el arrastre debido a la fricción entre la superficie del cuerpo y el fluido. De acuerdo con [13], la potencia requerida para mantener en rotación un cilindro se calcula como:

$$P_{rot} = \frac{1}{2} \pi \rho \omega^3 r_c^4 L C_m, \quad (9)$$

donde ω es la velocidad angular, r_c el radio y L el largo del cilindro, y C_m es el coeficiente de momento para un cilindro en rotación.

TABLA I
CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS FASE II Y MAGNUS OPTIMIZADA

Característica	Fase II	Magnus Optimizada
Cantidad de aspas	3	3
Diámetro de la turbina	10 m	10 m
Velocidad angular de la turbina	7.45 rad/s	3.14 rad/s
Velocidad angular del cilindro	No aplica	Entre 0 y 98 rad/s, función de U_∞
Cuerda o diámetro	0.4572 m	1 m
L_o	No aplica	0.9 m

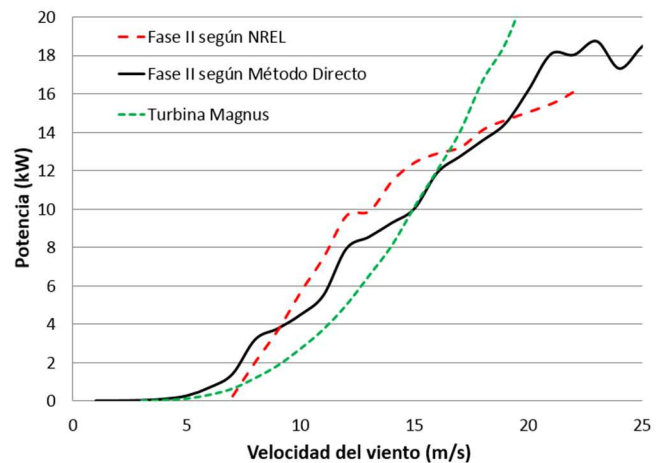


Fig. 3 Comparación de la turbina Fase II según los datos experimentales, el método propuesto y una turbina tipo Magnus optimizada.

De (9) se obtiene que la potencia necesaria para hacer girar sobre su propio eje una sección Δr del cilindro es la misma sin importar su posición radial. Relacionando lo anterior con la baja disponibilidad energética que existe en la parte cercana al eje de la turbina Magnus, y dado que una sección de cilindro de longitud Δr barre un área mayor al estar ubicada en una zona más distante del eje, resulta razonable no imponer rotación en la sección del cilindro cercana al eje de la turbina, pues se podría invertir más energía que la que se captura. A la sección fija del cilindro se le denominará L_0 .

C. Optimización

La turbina Magnus se optimiza definiendo una velocidad angular variable en los cilindros que la componen, ajustando dicha ω en función de la velocidad del viento incidente, de modo que se obtenga la máxima cantidad de energía posible, en promedio, para el espectro del viento.

El problema matemático de optimización se plantea, de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} & \text{Máx } P_{Net}(\omega, \Omega, D, L_0, U_\infty), \\ & \omega \in [0, 420] \text{ rad/s}, \\ & \Omega \in [0, 10.5] \text{ rad/s}, \\ & D \in [0, 5] \text{ m}, \\ & L_0 \in [0, 5] \text{ m}. \end{aligned} \quad (10)$$

Este planteamiento toma como base una turbina de 3 aspas de 5 metros de largo cada una y barriendo un rango de velocidades del viento entre 0 y 25 m/s según las condiciones usuales en ambientes urbanos, la cantidad de aspas y el diámetro de la turbina se establecen para lograr una comparación adecuada con el aerogenerador empleado para la validación del método propuesto. Los rangos de L_0 y D se definen tomando en consideración la geometría de la turbina de referencia de 5 metros de radio; en cuanto a las velocidades angulares se toman como referencia los datos obtenidos por [14].

En este proceso, la variable por optimizar es la potencia neta, definida como la potencia total capturada por la turbina Magnus, menos la potencia invertida en la rotación de sus aspas cilíndricas. La optimización se realiza con un código implementado en Matlab mediante el *Método Directo* propuesto, haciendo un barrido de todas las posibles combinaciones de las variables.

En este proceso la potencia se optimiza para cada valor de velocidad del viento, pero dado que la velocidad angular de la turbina, la distancia L_0 y el diámetro de los cilindros deben tener un valor único en la turbina, su selección óptima se basa en el criterio de obtener el máximo promedio de potencia de salida dentro del rango definido de velocidades del viento.

Para realizar esto, el algoritmo de optimización para la turbina Magnus posee una primera parte iterativa, en la cual, toma como valores iniciales los mismos de la turbina Fase II,

mostrados en la Tabla 1, y barre todo el rango de velocidades de rotación de los cilindros hasta obtener una curva de ω en función de U_∞ que genera la máxima potencia promedio para todo el rango de velocidades de viento.

Luego, dejando fija esa curva de ω así como la velocidad angular de la turbina y la distancia L_0 , hace un barrido sobre el diámetro de los cilindros para lograr un valor de D que optimice la potencia promedio.

Con este dato fijo, así como ω y L_0 , se realiza un barrido sobre la velocidad angular de la turbina, nuevamente hasta obtener la máxima potencia promedio.

Para finalizar la primera parte iterativa, se fijan Ω , ω y D , con el fin de obtener una vez más por barrido, el valor de L_0 que optimiza la potencia.

Este proceso se itera, con la curva de ω fija, hasta lograr convergencia de los valores de Ω , D y L_0 .

La segunda parte del algoritmo, es optimizar la curva de la velocidad de rotación de los cilindros, que se trabajó como constante en la primera parte del proceso.

La velocidad angular de los cilindros se optimiza de manera independiente para cada valor de velocidad del viento, pues una de las principales características de la turbina Magnus es poseer una curva de sustentación variable en función de la velocidad de rotación de sus cilindros. Al optimizar el sistema, se impone que en los casos que la potencia consumida por los cilindros sea mayor que la entregada por la turbina, los cilindros no giren. Esto para evitar que la turbina tenga una eficiencia negativa al consumir más potencia de la que entrega.

A través de la optimización propuesta se obtiene una turbina tipo Magnus, cuyas características se presentan en la Tabla 1, la cual es capaz de entregar más potencia que sus análogas de aspas, para velocidades de viento mayores a 15 m/s, tal como se muestra en la Fig. 3.

Destaca en la Fig. 3 que para velocidades del viento altas, la potencia entregada por la Magnus crece de forma desmedida, pero para efectos prácticos de operación, esta potencia entregada se puede gobernar fácilmente disminuyendo la velocidad de rotación de los cilindros, lográndose una potencia constante de salida si fuese necesario.

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Utilizando la técnica de “un factor a la vez” OFAT (de sus siglas en inglés *One Factor At a Time*) se realiza un análisis de sensibilidad del resultado obtenido de la turbina Magnus optimizada. De esta forma se asegura la calidad de la solución encontrada, que depende de múltiples entradas, por otro lado, se obtiene una noción del orden de importancia de cada uno de los parámetros en la variación de la salida de potencia de la turbina, mediante gráficos tornado mostrados en las Figs. 4 y 5.

La Fig. 4 se construye evaluando la variación del promedio de la potencia neta de salida al aumentar o disminuir un 1% cada uno de los factores que determinan la

potencia capturada por la turbina. La Fig. 5 se realiza de la misma manera pero modificando en un 2% cada variable, esto con el fin de analizar si los cambios en la potencia tienen algún nivel de proporcionalidad respecto de las variaciones en las entradas.

En general las Figs. 4 y 5 muestran la no linealidad del sistema en estudio, dado que aumentar o disminuir una entrada, genera un efecto no proporcional en la potencia neta de salida. En la mayoría de los casos el porcentaje de disminución de la potencia es mayor que el porcentaje de cambio en las entradas.

El efecto de cada variable sobre la potencia neta se presenta a continuación:

A. Longitud del cilindro (L)

Al evaluar la sensibilidad de la potencia neta respecto del radio total de la turbina (que coincide con la longitud del cilindro), se encuentra que L es la variable que genera un mayor porcentaje de cambio en la potencia del sistema optimizado, pues al ser L disminuido tanto en un 1% como en

un 2%, respecto de su valor base de 5 m, la potencia cae hasta en un 8%.

Esto se debe a que la potencia depende directamente del largo del cilindro, debido al área barrida por la turbina, la cual aumenta o disminuye dependiendo si el cilindro tiene una longitud mayor o menor. La razón por la cual la potencia se ve más afectada al disminuir que al aumentar L , es porque el sistema trabaja con un punto óptimo de ω para $L = 5$ m (el radio de la turbina Fase II), de modo que al aumentar el tamaño de la turbina, existe más potencia disponible pero se captura de forma ineficiente, es decir, para una velocidad angular no óptima.

Además, por la no linealidad de las ecuaciones que gobiernan este sistema, se comprueba que para turbinas demasiado grandes, el costo energético de hacer girar el cilindro causa que la turbina sea ineficiente, de modo que en este caso particular, con un cilindro de 30 m de largo, se obtiene prácticamente la misma potencia que si se utilizara $L = 20$ m, luego si este valor aumenta a 40 m, la potencia entregada es menor que para el caso de $L = 20$ m.

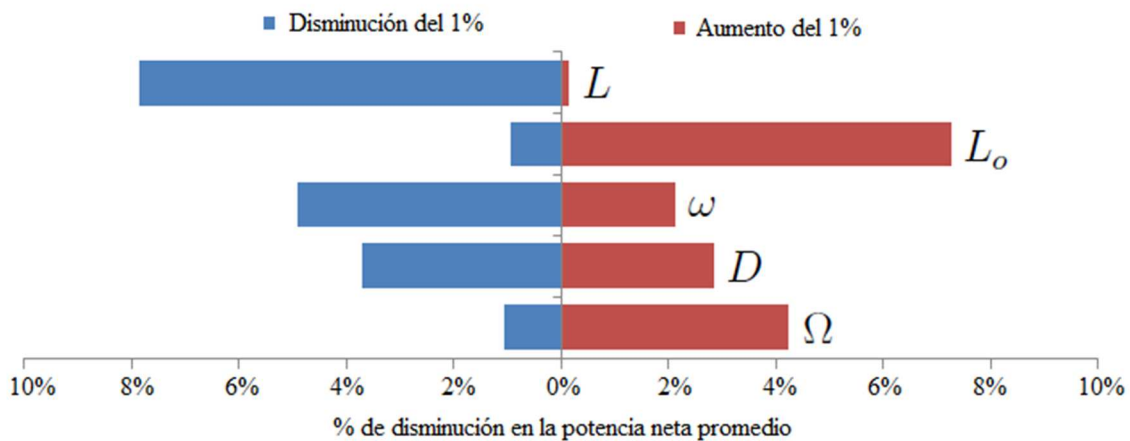


Fig. 4 Variación del promedio de Potencia neta al variar 1% cada factor de entrada.

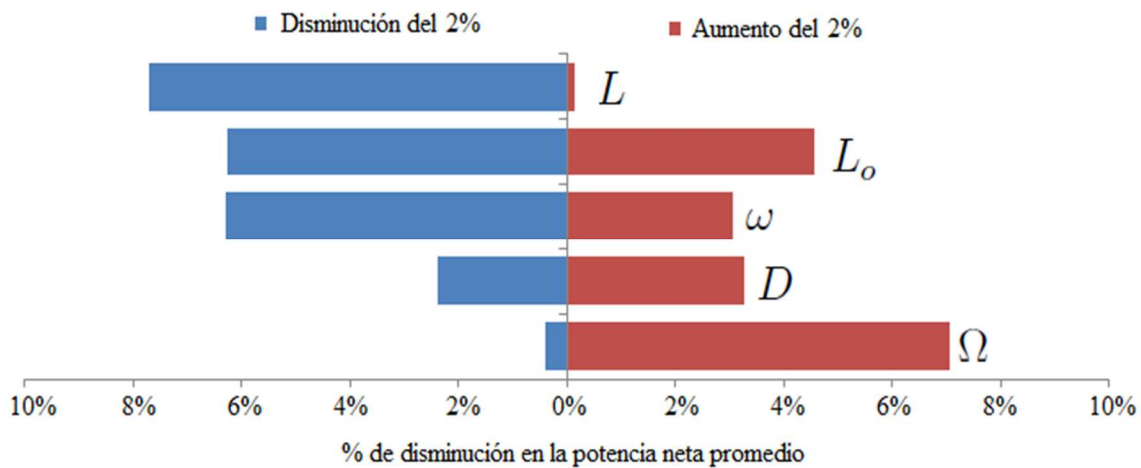


Fig. 5 Variación del promedio de Potencia neta al variar 2% cada factor de entrada.

B. Longitud no giratoria del cilindro (L_0)

Según las consideraciones de captura de energía en función de la posición radial, aumentar L_0 representa un ahorro en cuanto al gasto por rotación del cilindro y a la vez una pérdida en captura de energía pues será un sector que no tendrá sustentación. Por esta característica antagónica se obtiene que la potencia disminuye más de un 7% al aumentar L_0 en un 1% y cae alrededor de un 5% si se incrementa L_0 en un 2%.

Por otra parte, al disminuir L_0 la relación es directa, mayor disminución implica mayor impacto en la potencia neta de salida; la potencia disminuye un 1% al reducir L_0 en un 1% y cae alrededor de un 6% si se reduce L_0 en un 2%. Esto se debe a que la zona cercana al eje de la turbina tiene poco contenido energético, por lo que disminuir L_0 implica una inversión en rotación del cilindro que no se compensa con la energía capturada.

C. Velocidad angular del cilindro (ω)

Esta resulta ser la principal variable de optimización del modelo de la turbina Magnus, pues aunque las Figs. 4 y 5 muestran que no es la variable más sensible del sistema de forma absoluta, causa una reducción entre 2% y 6% de la potencia de salida en todos los casos de variación, sea al aumentar o al disminuir en un 1% o en un 2% su valor.

Esta fuerte dependencia se debe a que la velocidad angular de los cilindros establece la forma y magnitud de su propia curva de sustentación, que es la que gobierna el movimiento de la turbina Magnus.

Por esta razón, la optimización se realizó asignando una velocidad angular variable, que se adecúe punto por punto para cada velocidad de viento. Lo cual es factible pues representa emplear algún sistema de control para ω . Por otro lado, construir una turbina que permita modificar en operación sus variables geométricas como el diámetro de los cilindros o su longitud, tendría una complicación desmedida.

D. Diámetro del cilindro (D)

Se presenta un comportamiento no lineal al modificar el diámetro del cilindro, pues el efecto de disminuirlo un 2% es una reducción cercana al 2% en la potencia, pero si se reduce en un 1% el diámetro, la disminución de potencia ronda el 4%. La razón es que tanto la sustentación como el gasto energético son proporcionales a D , por lo que modificarlo tiene un efecto, sobre la potencia, positivo y negativo al mismo tiempo, pues un cilindro más delgado representa menos costo energético para imprimirle rotación pero a su vez genera menos sustentación, estos efectos compiten y entregan respuestas no lineales en el resultado de la potencia neta de salida.

E. Velocidad angular de la turbina (Ω)

El comportamiento de la potencia neta al modificar Ω un 1% o un 2% resulta similar, en cuanto a que en ambos casos la variación en la potencia neta es mucho mayor al aumentar la velocidad angular de la turbina que al disminuirla. Esto

coincide con la información contenida en la literatura que indica que la turbina Magnus presenta un mejor rendimiento a bajas velocidades angulares del eje de la turbina, respecto de las turbinas con aspas convencionales, pues un aumento en la velocidad angular de la turbina Magnus optimizada, representa una disminución de la potencia entre el 4% y el 7%, mientras que la reducción de Ω , en el mismo porcentaje, implica una reducción de un 1% o menos de la potencia de salida.

F. Velocidad del viento (U_∞)

Como el análisis se realizó para un rango de velocidades del viento y no para un valor fijo, el sistema captura por sí mismo la sensibilidad respecto de la variación en la velocidad del viento. Se encuentra que a mayor velocidad del viento mayor potencia captura la turbina. Lo cual se debe a que la potencia disponible en una corriente de fluido es directamente proporcional al cubo de la velocidad del flujo.

Además, se identifica en todos los casos un mínimo de velocidad del viento para el cual la turbina desarrolla potencia neta superior a cero. Pues dado que la sustentación de los cilindros se debe a su propia velocidad angular, es posible hacerlos girar a altas velocidades para que la turbina opere y capture potencia aún a bajas velocidades del viento, pero esto resulta contraindicado pues la energía invertida no se compensa con la capturada.

G. Cantidad de cilindros (B)

La cantidad de aspas cilíndricas, $B = 3$, se mantuvo en el mismo valor que la cantidad de aspas de la turbina base para la comparación, la Fase II del NREL, por tanto, este parámetro no se incluyó en el análisis de sensibilidad.

No obstante, es importante indicar que la cantidad de cilindros es una variable discreta, por lo que sería imposible aumentarla o disminuirla en un 1% o en un 2%, sino que habría que analizar una turbina de más o menos aspas, lo que conllevaría a un estado de estela muy distinto al que corresponde a una turbina de 3 aspas cilíndricas.

Por estas razones, la sensibilidad de la variable B es imposible de agregar en las Figs. 4 y 5.

H. Tipo de fluido: densidad y viscosidad

Tomando en cuenta que la presente investigación está enfocada en energía eólica, solamente se considera el aire como fluido de trabajo. Por otra parte, los modelos matemáticos empleados consideran flujos isotérmicos e incompresibles, de modo que la viscosidad y densidad se trataron como constantes en el estudio.

IV. CONCLUSIONES

Luego de realizar un proceso de cálculo del desempeño de una turbina eólica tipo Magnus, aplicando técnicas de optimización para lograr obtener los puntos de operación donde la combinación de las variables de entrada produce una salida de potencia máxima, balanceando el requerimiento energético característico de la turbina Magnus para operar, se obtienen las siguientes conclusiones:

REFERENCIAS

El *Método Directo* propuesto entrega resultados que concuerdan con las mediciones experimentales publicadas anteriormente para turbinas eólicas de mediana escala.

La turbina Magnus optimizada puede entregar más potencia que una convencional de aspas para velocidades de viento superiores a 15 m/s.

El radio de la turbina Magnus es la variable a la que es más sensible la potencia neta de un aerogenerador que ha sido optimizado según el método que se propone.

La eficiencia de la turbina Magnus optimizada puede caer hasta en un 8% al modificar en un 1% la velocidad angular de los cilindros o su longitud.

La variable que diferencia el comportamiento de una turbina tipo Magnus de pequeña escala, respecto de las turbinas de aspas convencionales, es la velocidad de rotación de los cilindros que generan la sustentación, lo cual está en concordancia con lo presentado por otros autores previamente.

Se requiere una velocidad de rotación del orden de 100 rad/s, de las aspas cilíndricas de una turbina tipo Magnus, para lograr extraer potencia del viento, lo cual coincide con lo obtenido en investigaciones anteriores de otros autores.

El proceso de optimización indica que la turbina Magnus opera de forma eficiente a velocidades angulares menores que las eólicas convencionales de eje horizontal, sentencia acorde con lo señalado por otros autores.

AGRADECIMIENTOS

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica del ITCR por su valiosa contribución, al Arq. Diego Murillo Calderón por su colaboración con los diagramas y al estudiante Ronald Loaiza Baldares por su aporte en la edición de este artículo.

- [1] J. Seifert. "A review of the Magnus effect in aeronautics". *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 55, pp. 17-45, 2012.
- [2] D. Luo, D. Huang, and G. Wu. "Analytical solution on Magnus wind turbine power performance based on the blade element momentum theory". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 3, no. 3, p. 033104, 2011.
- [3] X. Sun, Y. Zhuang, Y. Cao, D. Huang, and G. Wu. "A three-dimensional numerical study of the Magnus wind turbine with different blade shapes". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 4, no. 6, p. 063139, 2012.
- [4] N. M. Bychkov, A. V. Dovgal, and V. V. Kozlov. "Magnus wind turbines as an alternative to the blade ones". *Journal of Physics: Conference series*, vol. 75, no. 1, p. 01200475, 2007.
- [5] R. Wendler, W. R. Calderón-Muñoz, and R. LeBoeuf. "Energy-based iteration scheme of the double-multiple streamtube model in vertical-axis wind turbines". *Acta Mechanica*, p. 1-9, 2016.
- [6] A. Sedaghat. "Magnus type wind turbines: Prospectus and challenges in design and modelling". *Renewable Energy*, vol. 62, p. 619-628, 2014.
- [7] B. Herrmann-Priesnitz, W. R. Calderón-Muñoz, and R. LeBoeuf. "Effects of urban configuration on the wind energy distribution over a building". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 7, no. 3, p. 033106, 2015.
- [8] G. Richmond-Navarro. "Desempeño de turbinas eólicas Magnus de eje horizontal en función de sus variables geométricas y cinemáticas". *Revista Tecnología en Marcha*, vol. 29, no. 1, p. 38-50, 2016.
- [9] N. Bourabaa, E. Delacourt, and J. L. Menet. "Wind potential evaluation around isolated pitched roof buildings". *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 7, no. 2, p. 023111, 2015.
- [10] T. Burton, N. Jenkins, D. Sharpe, and E. Bossanyi. *Wind Energy Handbook*. Wiley, 2 edition, 2011.
- [11] P. J. Moriarty and A. C. Hansen. *Aerodyn theory manual*. Golden, Colorado, USA: National Renewable Energy Laboratory, 2005.
- [12] O. Ceyhan. "Aerodynamic design and optimization of horizontal axis wind turbines by using BEM theory and genetic algorithm", Master's thesis. *Middle East Technical University*, Turkey, 2008.
- [13] P. R. N. Childs. *Rotating Flow*. Elsevier, 2011.
- [14] N. M. Bychkov. "Magnus wind turbine. 3. Calculated characteristics of the windwheel". *Thermophysics and Aeromechanics*, vol. 15, no. 2, p. 321-331, 2008.