

**Reporte de Investigación
2007-11**

Aspectos Generales de Sistemas Mecánicos en Turbina de Viento de Eje Horizontal

**Responsables: Amaya G. Omar R.
Coos U. Marco A.**

Supervisor: Francisco M. González-Longatt



Línea de Investigación:
**Fuentes Alternas de Energía
y
Generación Distribuida**



03-Marzo-2007

Turbina de Viento

La explotación del recurso eólico con la finalidad de generar energía eléctrica, fue una de las inquietudes de aquellos que día a día buscaban la forma de conseguir tal fin, en décadas pasadas. Los primeros pasos fueron dados con torpeza, pero en el transcurrir del tiempo se fueron perfeccionando los diseños y procesos para que la producción de energía con este tipo de tecnología sea exitosa. [1], [2].

La evolución de las turbinas de viento es una historia notable de la aplicación de ingeniería y la habilidad científica por parte de los que llevan a cabo los diseños de tan compleja máquina, que en el transcurrir de los tiempos son nuevos avances los que salen de la ingeniería para mejorar el desempeño a la hora de producir energía eléctrica de buena calidad.

Partes que conforman una turbina de Viento

Una turbina de viento contiene una cantidad de dispositivos necesarios para que la explotación del recurso eólico se realice de la manera más satisfactoria posible. Describiendo un poco los componentes básicos que posee un aerogenerador (Figura 1), se tiene que la góndola es la que contiene los componentes clave, incluye el multiplicador y el generador eléctrico. A la hora de realizarle servicio técnico al aerogenerador, el personal encargado de realizar estos mantenimientos tiene acceso a la góndola por el interior de la torre, la cual es la encargada de sostener y soportar todos los requerimientos mecánicos a la que esta sometida el aerogenerador [3].

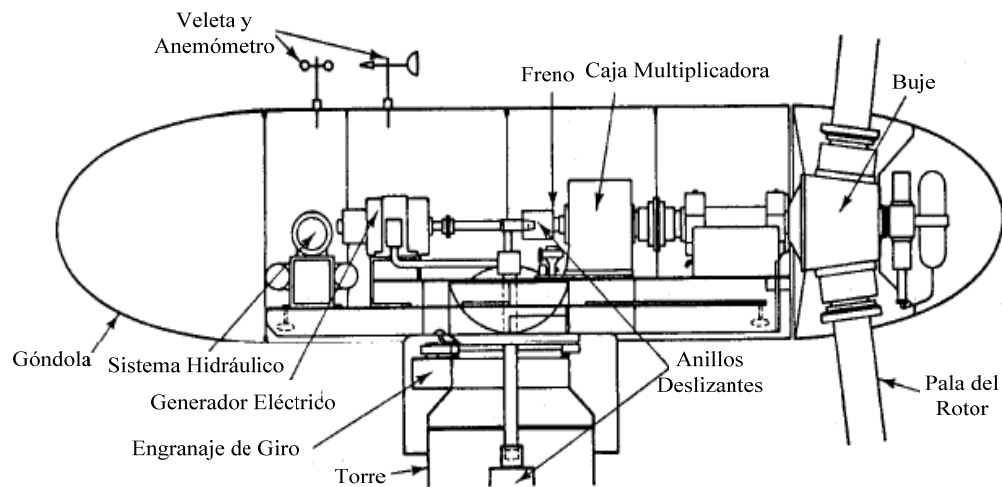


Figura 1. Componentes de un aerogenerador [4]

Las palas del rotor son las encargadas de capturar el viento y transmitir la potencia hacia el buje. En los aerogeneradores modernos cada pala mide alrededor de 27 metros de longitud y su diseño es muy parecido al del ala de un avión [3]. El buje de rotor es el encargado de realizar la conexión mecánica entre las palas del aerogenerador con el eje de baja velocidad, el cual a su vez conecta va conectado a la caja multiplicadora de velocidad, en los aerogeneradores modernos el eje de baja velocidad gira a unos 19 a 30 revoluciones por minuto [3], el cual es una buena velocidad para la producción de energía eléctrica, este eje contiene conductos del sistema hidráulico para permitir el funcionamiento de los frenos aerodinámicos.

La caja multiplicadora es la encargada de elevar hasta 50 veces las revoluciones del eje de baja velocidad y transmitirla a un eje de alta velocidad el cual esta acoplado al generador eléctrico [3], donde dichos generadores pueden ser de diversos tipos, los cuales serán estudiados posteriormente. El controlador electrónico tiene un ordenador que continuamente monitoriza las condiciones del aerogenerador y que controla el mecanismo de orientación, en el caso de cualquier disfunción (por ejemplo, un sobrecalentamiento en el multiplicador o en el generador), automáticamente el aerogenerador se detiene y llama al ordenador del operario encargado de la turbina a través de un enlace telefónico mediante módem.

El mecanismo de orientación es activado por el controlador electrónico, que vigila la dirección del viento utilizando la veleta, que normalmente sólo se orientará unos pocos grados cada vez, cuando el viento cambia de dirección. La veleta y el anemómetro se utilizan para medir la velocidad y la dirección del

viento, donde las señales del anemómetro son utilizadas por el controlador electrónico del aerogenerador para conectar a este cuando el viento alcanza aproximadamente 5 m/s [3].

El ordenador detendrá al aerogenerador automáticamente si la velocidad del viento excede de 25 m/s, con el fin de proteger a la turbina y sus alrededores. Las señales de la veleta son utilizadas por el controlador electrónico del aerogenerador para girar a este en contra del viento, utilizando el mecanismo de orientación [1], [5].

En el aerogenerador está presente un sistema hidráulico cuyo propósito primordial es el de restablecer los frenos aerodinámicos del sistema generador. La unidad de refrigeración contiene un ventilador eléctrico utilizado para enfriar el generador, y además contiene una unidad refrigerante del aceite utilizado para enfriar el multiplicador.

Sistema Aerodinámico

La aerodinámica implica el estudio de las leyes físicas de la conducta de los objetos en una corriente de aire y las fuerzas producidas por las corrientes de aire [6]. Tomando en cuenta esto debemos considerar que los sistemas aerodinámicos de la turbina a viento son el rotor específicamente en el área de las palas, debido a que por dicha área es por donde atraviesa el viento, lo cual trae consigo que la energía cinética del viento sea transformada en energía mecánica por medio del rotor.

Descripción Básica del Rotor

Considerando que es a través del rotor que la energía del viento es transformada en energía mecánica que mueve el eje principal de la turbina de viento, tenemos que esta transformación puede ser descrita por la relación entre la potencia total en el viento y potencia mecánica en la turbina viento. Esto se contempla comenzando por el viento entrante en el rotor por el área de las palas. Esto puede ser mostrado que la potencia cinética de un cilindro de radio R viajando con una velocidad de viento V_{VIENTO} corresponde a la total potencia del viento P_{VIENTO} dentro del área del rotor de una turbina de viento [7]. Esta total potencia de viento P_{VIENTO} puede ser expresada por:

$$P_{VIENTO} = \frac{1}{2} \rho_{AIRE} \pi R^2 V_{VIENTO}^3 \quad (1.1)$$

Donde ρ_{AIRE} es la densidad del aire que en este caso es igual (1.225Kg/m^3) R es el radio del rotor y V_{VIENTO} es la velocidad del viento [7], [8].

No es posible extraer toda la energía cinética del viento mientras tanto esto significa que el aire permanecerá detrás de la turbina de viento. Lo cual no permitirá que el aire fluya o se disperse de la turbina y Claramente esto no representa una condición física de estado estacionario. La velocidad del viento es solamente reducida por la turbina de viento que así extrae una fracción de la energía en el viento, esta fracción es denominada la potencia del coeficiente eficiente C_p de la turbina de viento. La potencia mecánica P_{MEC} de la turbina es de esta manera por la definición C_p dada por el total de potencia en el viento P_{VIENTO} usando la siguiente ecuación:

$$P_{MEC} = C_p P_{VIENTO} \quad (1.2)$$

Puede ser mostrado que la parte teórica de estática sobre el límite de C_p es $16/27$ (aprox. 0.593) [8]. Esto quiere decir que es teóricamente posible extraer el 59% de la energía cinética del viento, esto se alcanza debido a que al momento de transformar la energía cinética del viento v se disminuye la velocidad del mismo en $v/3$. Esto es teóricamente conocido como el *límite Betz* (Figura 2) [8].

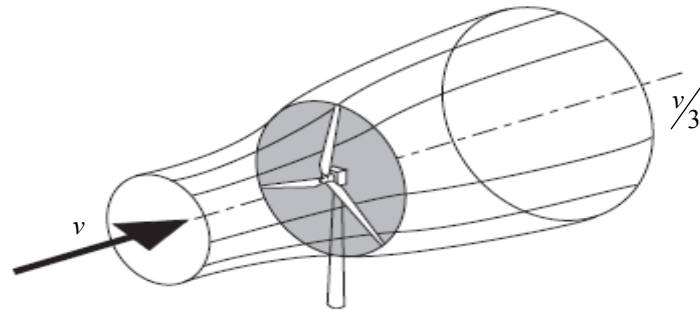


Figura 2. Disminución de la velocidad luego de pasar por la turbina [9]

Por comparación con las turbinas modernas de 3 palas tienen un valor óptimo C_p en el rango de 0.52-0.55 cuando es medida a la altura del eje (Figura 3).

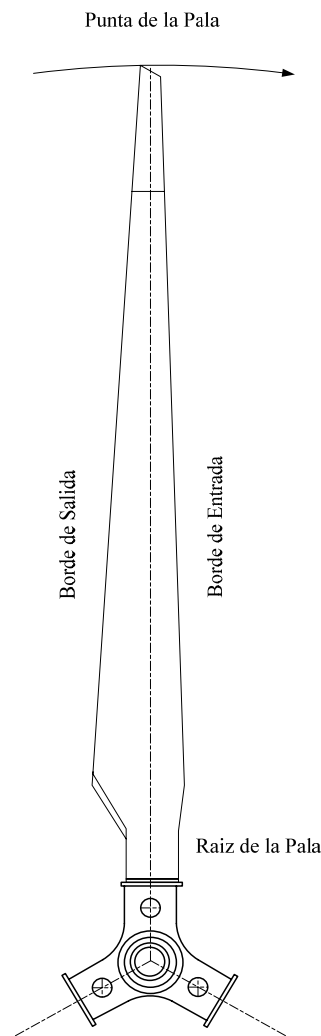


Figura 3. Partes de la Pala [6]

En algunos casos C_p es especificada con respecto a la potencia eléctrica en los terminales del generador mas que en la potencia mecánica de la turbina en si: esto es la perdida en la velocidad y el generador están dadas deducidas del valor de C_p . Cuando es especificado de esta manera la turbina moderna de 3 palas tiene

un optimo valor de C_p de 0.46-0.48 [8]. De esta manera es necesario comprender donde los valores C_p son especificados en referencia a la energía mecánica o de energía eléctrica.

Si el torque T_{MEC} es para ser aplicado en ves de la potencia P_{MEC} es convenientemente calcularlo con la potencia P_{MEC} usando la velocidad rotorica de la turbina.

$$T_{MEC} = \frac{P_{MEC}}{\omega_{TURB}} \quad (1.3)$$

Es claro que desde el punto de vista físico la potencia P_{MEC} que es extraída del viento dependerá de la velocidad de rotación, velocidad del viento y ángulo de las palas β . De esta manera P_{MEC} y también C_p debe ser esperado para tener funciones en estas cantidades. [8]

$$P_{MEC} = f_{P_{MEC}}(\omega_{TURB}, V_{VIENTO}, \beta) \quad (1.4)$$

Otra consideración en la extracción de energía es el modelaje de las palas la cual cumple una función de vital importancia, porque realizando alteraciones en el cuerpo o perfil de la pala pueden cambiar de manera significativa la curva de energía y el nivel de ruido, esto puede ser observado en el desarrollo de las palas en el túnel de viento para investigación y prueba de la NACA (comité nacional de EU para aeronáutica) (Figura 4) [6].

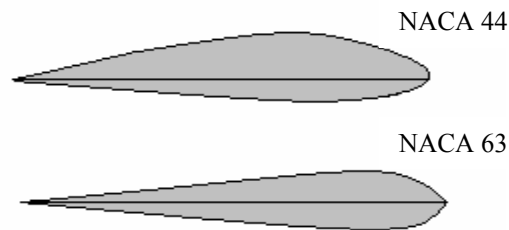


Figura 4. Comparación de dos perfiles de palas. NACA44: modelo diseñado en los años 30 NACA63: modelo de mayor grado de ingeniería realizado en los años 80 [6]

Es valido acotar que a pesar de que el modelo NACA63 tiene que la curva de poder y energía es mejor en rango de velocidad de viento bajos y medios, también es mas sensible al sucio lo cual de acuerdo al ambiente donde se encuentre puede llegar a ser un gran problema.

Una breve explicación sobre la fluidez del aire en la pala, el tamaño y dirección de la fuerzas, va a depender de acuerdo a la distancia que esta tenga de la punta. Se va a considerar una pala de 450 kW, con un viento de velocidad de 10 m/s [6].

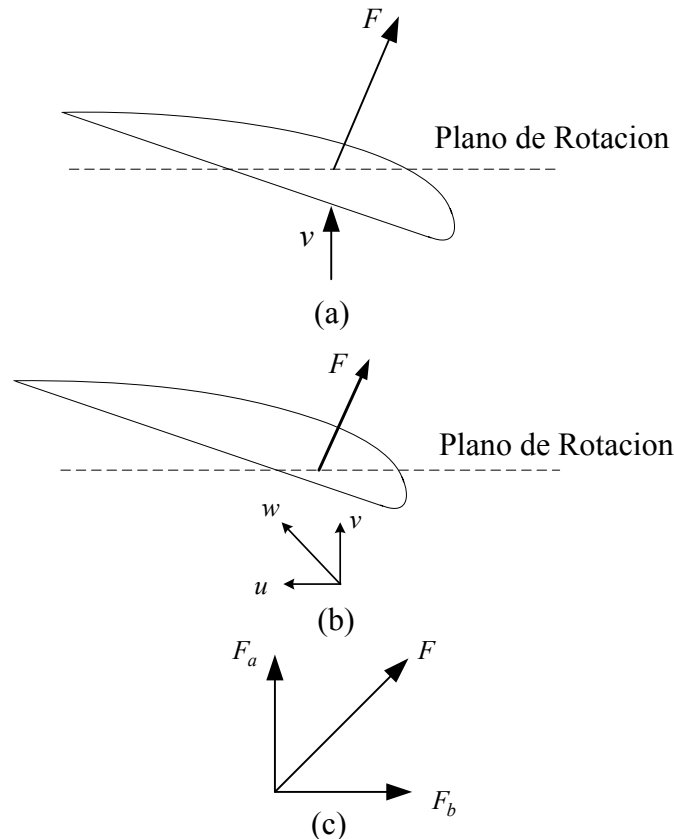


Figura 5. (a) Pala Estacionaria, (b) Situación operacional, (c) Diagrama de fuerzas [6]

En la situación estacionaria (Figura 5(a)), la presión del viento es de 80 N/m^2 [6], la fuerza F es ligeramente mayor que la fuerza en la punta, mientras la pala es mas ancha en la raíz. La presión es más fuerte en el ángulo derecho de la parte lisa del perfil de la pala, y mientras la pala es más girada en su base o raíz, más fuerza será dirigida en la dirección de rotación.

Por otro lado la fuerza en la base, no tiene un gran efecto de brazo de torque en relación con el eje del rotor. Esto contribuirá con la misma fuerza en el torque de arrancada como la fuerza en la punta.

Durante la situación operacional como se muestra en el dibujo anterior. El viento acercándose al perfil es una vez más la suma del viento libre v de 10 m/s y el viento de frente u del movimiento rotacional a través del aire. El viento frontal cerca de la raíz (base) de la pala de la turbina de 450kW es cerca de 15m/s [6], esto produce un viento resultante w sobre el perfil de 19 m/s . este viento resultante actuara sobre la sección de la pala con una fuerza de aproximadamente 500 N/m [6].

En la Figura 5(c), la fuerza es concentrada en una presión de aire contra la torre F_a , y la fuerza de manejo F_b en la dirección de rotación.

En comparación con la punta de la pala la sección de la base o raíz produce menos fuerzas aerodinámicas durante la operación, como quiera que sea mas de estas fuerzas están encausadas en la dirección correcta, es decir, en la dirección de rotación.

El cambio de tamaño y dirección de estas fuerzas desde la punta a la base determina la forma y cuerpo de la pala. El viento de frente no es tan fuerte en la base de la pala, por lo tanto la presión no es alta, de aquí que se concluya que pala debe ser hecha mas ancha para que las fuerzas sean igualmente mayores, el viento resultante tiene un gran ángulo en relación al plano de rotación en la base, por lo que la pala tiene un gran ángulo de torsión en la base [6].

Es importante que las secciones de la pala cercanas al eje estén capacitadas para resistir fuerzas y estrés del resto de la pala. Así pues el perfil de la base es de ambas formas, ancho y delgado, parcialmente porque la parte delgada del perfil da una fuerza y rigidez a la pala y también porque la parte mas ancha es necesaria para la baja velocidad del viento resultante a través de la pala, por otro lado, la conducta aerodinámica de un perfil delgado no es tan efectiva [6].

Adicionalmente a lo largo de la pala, el perfil debe ser hecho más delgado con el objeto de obtener propiedades aerodinámicas aceptables y como consecuencia el cuerpo del perfil en cualquier lugar de la pala. Para una fuerza media deseada se tiene el perfil ancho grueso y para buenas propiedades aerodinámicas el perfil delgado y para evitar altos stress aerodinámicos (perfil estrecho) y también se tiene la pala girada (giratoria) de manera que seguiría los cambios en la dirección del viento resultante.

Ahora la fuerza del viento en una sección de la pala y así se da la posibilidad de extraer energía, dependerán del ángulo de incidencia entre el plano de la rotación de movimiento de la pala φ y la velocidad relativa del viento V_{RELA} (Figura 6) como es visto en el movimiento de las palas. Simples consideraciones geométricas las cuales ignoran las turbulencias creadas por la punta de la pala muestran que el ángulo de incidencia φ es determinado por la velocidad del viento incidente V_{VIENTO} y la velocidad de la pala. La punta del aspa esta moviéndose con velocidad V_{PUN} igual $\omega_{TURB}R$ (Figura 6) [8]. Otro término comúnmente usado en la aerodinámica de las turbinas a viento es el radio de velocidad de punta λ el cual es definido por la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{\omega_{TURB}R}{V_{VIENTO}} \quad (1.5)$$

Teniendo en consideración que el tener un valor alto del radio de velocidad de punta implica que aumente la velocidad en el eje haciendo mas eficiente la generación de electricidad (esto claro de acuerdo a los factores de velocidad del viento en el lugar de trabajo), lo que nos indica que λ afecta las rpm del rotor. Los más altos valores de C_p son típicamente obtenidos por los valores λ en el rango de 8-9 (cuando la punta de la pala se mueve de 8-9 veces mas rápido que el viento entrante). Esto significa que el ángulo entre la velocidad relativa del aire como es vista en la punta del aspa y el plano del rotor es un ángulo agudo [8]. De esta manera el ángulo de incidencia φ es convenientemente calcularlo de la siguiente manera:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \arctan\left(\frac{V_{VIENTO}}{\omega_{TURB}R}\right) \quad (1.6)$$

Debe ser notado que el ángulo de incidencia φ es definido en la punta de las palas y que el ángulo local variara a lo largo de la dimensión del pala, del engranaje ($r=0$) a la punta del aspa ($r=R$) y de esta manera el valor local de φ dependerá sobre la posición a lo largo de la longitud del pala.

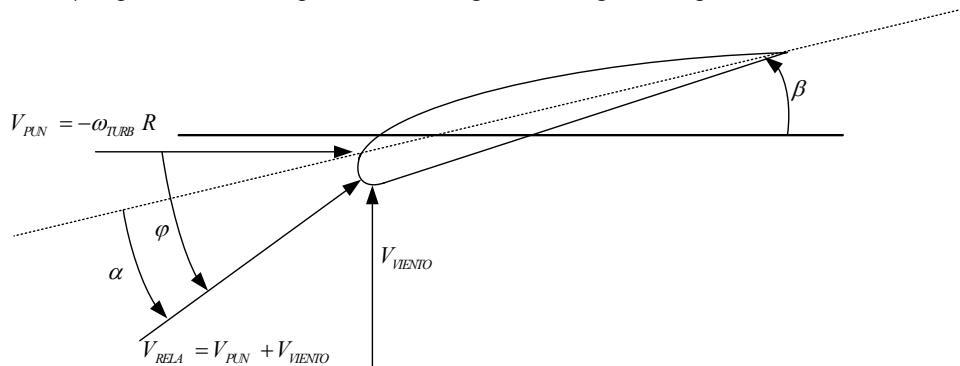


Figura 6. Ilustración de las condiciones de viento alrededor de la pala. Nota: V_{PUN} = velocidad de punta, ω_{TURB} = velocidad rotacional de la turbina, R = radio del rotor, V_{RELA} = velocidad relativa del viento, V_{VIENTO} = velocidad del viento, α = ángulo de ataque, φ = ángulo de incidencia entre el plano del rotor y V_{RELA} , β = ángulo de la pala [8]

En las turbinas a viento modernas es posible ajustar el ángulo de inclinación β del aspa a través de un mecanismo. Si la pala es girada, el ángulo de ataque α entre el aspa y el viento relativo van cambiando acorde con el ajuste realizado. Otra vez es claro que desde una perspectiva física que las fuerzas de un viento relativo en el aspa y de esta manera la energía de extraída dependerán del ángulo de ataque α entre el movimiento de las aspas del rotor y la velocidad relativa del viento V_{RELA} como es vista en el movimiento de las palas.

Como consecuencia de esto se concluye que C_p puede ser expresado por:

$$C_p = f_{C_p}(\lambda, \beta) \quad (1.7)$$

C_p Es la función de energía no lineal de λ y β . Debe ser notado que una mayor ventaja de acercamiento que incluye a C_p es que estas cantidades están normalizadas y así comparables sin importar la medida de la turbina a viento.

En las turbinas más viejas y simples las palas tienen una posición angular combinada desde la base de la turbina a viento lo que quiere decir que el ángulo de la pala es constante β . Esto es llamado control de entrada en pérdida (o pérdida pasiva), debido a que las palas de las turbinas se mantendrán a alta velocidad y así automáticamente reducen el levantamiento de las palas de la turbina. Con un ángulo combinado de palas la relación entre el coeficiente de energía C_p y radio de velocidad de las puntas dará una curva similar como la que es mostrada en la figura 7 (a) [8].

Asumiendo una velocidad del viento V_{VIENTO} constante el radio de velocidad de punta, λ , variara proporcionalmente a la velocidad rotacional de la turbina a viento. Ahora si la curva $C_p - \lambda$ es conocida para una turbina de viento en específico con un radio R del rotor de la turbina es fácil para construir de C_p contra la velocidad rotacional para cualquier velocidad del viento V_{VIENTO} . Las curvas de C_p contra la velocidad rotacional serán de idéntica forma para diferentes velocidades de vientos pero variaran en términos de su forma aguda a lo largo del eje de la velocidad rotacional como es ilustrado en la Figura 1.7 (b). De esa manera el punto óptimo operacional de la turbina a viento a una dada o supuesta velocidad del viento V_{VIENTO} Figura 7 (a), determinada por la intercepción del punto de la velocidad del rotor λ_{OPT} [8].

La velocidad óptima del rotor $\omega_{TURB,OPT}$ de la turbina es lo encontrado reescribiendo (5) como es mostrado en:

$$\omega_{TURB,OPT} = \frac{\lambda_{OPT} V_{VIENTO}}{R} \quad (1.8)$$

La velocidad óptima del rotor en una velocidad dada del viento puede ser también encontrada en la Figura 7 (b). Obsérvese que la óptima velocidad de rotación para una velocidad específica del viento también depende del radio de la turbina R el cual se incrementa con la data de energía de la turbina. Así pues mientras mayor sea la potencia nominal de la turbina a viento será menor la velocidad optima rotacional.

Estas ecuaciones aerodinámicas básicas de las turbinas a viento proveen una comprensión de que las turbinas a viento combinadas deben ser diseñadas de acuerdo a la velocidad rotacional para encontrar o adecuar la mas conveniente velocidad del viento en el área de instalación. A todas las demás velocidades del viento, no será posible que una turbina a viento de velocidad combinada o controlada mantenga la operación con una eficiencia óptima de energía. En el caso de las turbinas de viento con velocidad variable la velocidad rotacional de la turbina es ajustada de acuerdo al rango de la velocidad del viento por la velocidad de punta λ que es mantenido por λ_{OPT} . De esa manera la eficiencia del coeficiente de energía C_p llega al máximo y trae como consecuencia que la salida de energía mecánica de una variable velocidad de la turbina debe ser más alta que una turbina de velocidad controlada [8]. Mientras mas alta sea la velocidad del viento la energía mecánica es mantenida a un nivel promedio de la turbina a viento impulsando las hojas de la turbina.

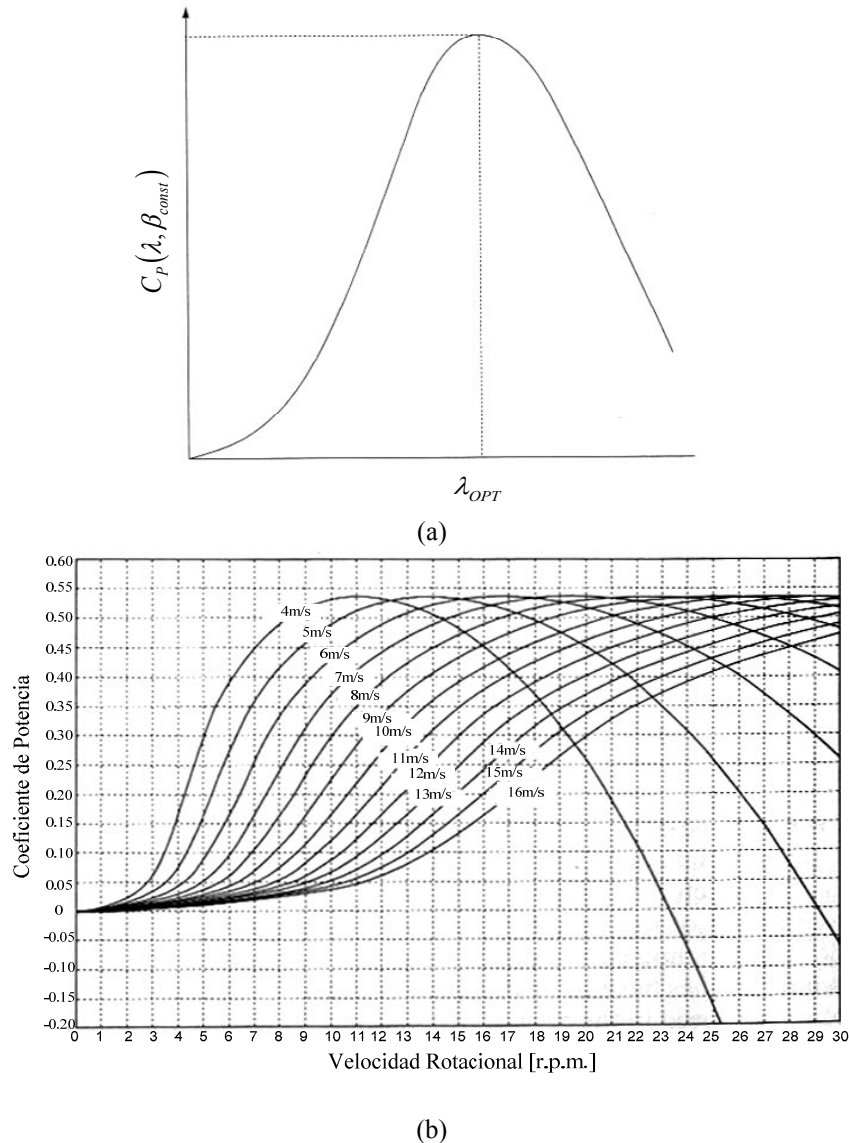


Figura 7. Coeficiente de potencia C_p para un ángulo de pala fijo (a) C_p como una función de la relación de velocidad de pala (b) C_p como una función de la velocidad rotacional para varias velocidades de viento [8]

La Figura 8 da la ilustración de una turbina de velocidad fija y una de velocidad variable, muestra que la salida de potencia mecánica que es más alta para la turbina de velocidad variable en todas las velocidades del viento. Solamente en una velocidad de 7m/s es igual la salida de potencia mecánica siendo semejante en otros valores [8].

Las turbinas de velocidad variable tendrán un mejor rendimiento anual en producción comparada con los de velocidad fija, esto es como consecuencia del costo de mayor complejidad en su construcción y anexos en los convertidores electrónicos de energía lo que permite una operación variable de velocidad. Si la turbina es levantada en un ambiente con vientos altos, la ganancia en producción anual de energía será menos significativo, porque esa ganancia es obtenida primeramente en situaciones con viento bajo. Algunas veces las turbinas de velocidad fija son de alguna manera caracterizada con la de velocidad variable. Algunos constructores también incluyen dos generadores, uno de alta y otro de baja energía con un número diferentes de pares de palas, dentro de la turbina, o colocan un generador especial el cual permite el cambio del número de pares de polos. Cambiando las conexiones del devanado, en este caso la fracción de incremento anual en la producción de energía de una turbina de velocidad variable es obtenida a través de una simple y efectiva medida [8].

A velocidades altas del viento, con un óptimo valor de C_p la potencia mecánica podrá exceder la nominal para la cual fue diseñada la turbina. Debido a esto es necesario reducir la potencia mecánica, lo cual se logra rotando las aspas fuera del ángulo óptimo de lanzamiento, hay dos posibilidades de hacerlo: fuera del viento o contra el viento [8].

Si las palas son giradas fuera del viento, el levantamiento en las hojas es reducido gradualmente, esto se conoce control de levantamiento y requiere un cambio relativamente grande en el ángulo de levantamiento para reducir la energía considerablemente.

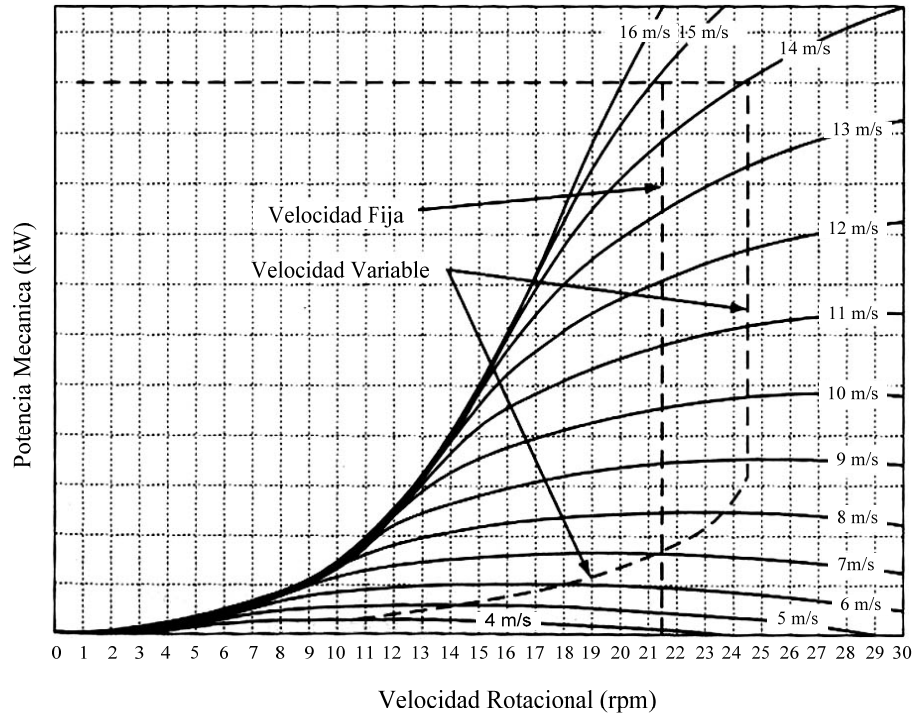


Figura 8. Potencia Mecánica contra la velocidad rotacional de turbinas con velocidad variable y con velocidad fija para varias velocidades de viento (4-16 m/s)

Si las palas son giradas contra el viento, entrarán en pérdida y así automáticamente la sustentación de la turbina, este efecto es obtenido con un pequeño cambio en el ángulo de elevación.

Acoplamiento Mecánico

Entre los componentes mecánicos de una turbina eólica, solo son de interés desde el punto de vista eléctrico, aquellos que puedan transmitir oscilaciones a la red dentro del ancho de banda de interés. Los componentes a considerar son:

- Palas
- Eje de baja velocidad
- Caja multiplicadora, o convertidora de velocidad.
- Eje de alta velocidad

El eje de baja velocidad contiene el eje en sí de la turbina de viento, y el de alta velocidad el rotor del generador eléctrico. Existen diseños que se apartan de este esquema, pero es el típico. Algunas turbinas con generadores multipolares eliminan la caja multiplicadora, lo cual permite una reducción de la elasticidad del acoplamiento entre el buje y el generador. Por otro lado, Idan y Lior [10] proponen un acoplamiento de relación y velocidad variable, que permite que las palas giren a velocidad variable mientras el generador gira a velocidad constante. Sin embargo, este sistema solo ha sido ensayado mediante simulación numérica.

En estudios de pequeña señal algunos autores representan por separado las palas, el eje de baja velocidad y el eje de alta velocidad, que se indica en la Figura 9. Este método empleado por Wasnezuk et al. [11] para el estudio de turbina de viento de dos ejes, mediante el modelo de 4 masas, y por Rodríguez

[12] y Veganzones. [13], [14] en estudios de turbinas de viento de tres palas mediante el modelo de 5 masas. Este modelo permite representar por separado el torque entrante a cada pala así como las oscilaciones entre el eje y el buje. Anderson y Bose [15] y Papathanassiou y Papadopoulos [16] también separan las palas y el buje, pero representan las palas mediante una sola masa, como si estuvieran rigidamente unidas. Este modelo corresponde al sistema de la Figura 1.10. Hinrichsen y Notan [17] consideran que la unión de la pala y el buje está fuertemente amortiguada, y utilizan un modelo de dos masas.

Este modelo ha sido desde entonces empleado por numerosos autores [18], [19], [20], [21], [22]. El equivalente mecánico está representado en la Figura 11. Maletestas et al. [23] y Hand y Balas [24] utilizan el modelo de una sola masa, uniendo las palas, el buje, la caja multiplicadora y el eje de alta velocidad. Es el modelo de la Figura 12. Resultado de investigaciones recientes [21], establece la necesidad de representar el acoplamiento entre el buje y la turbina por medio de un modelo de dos masas.

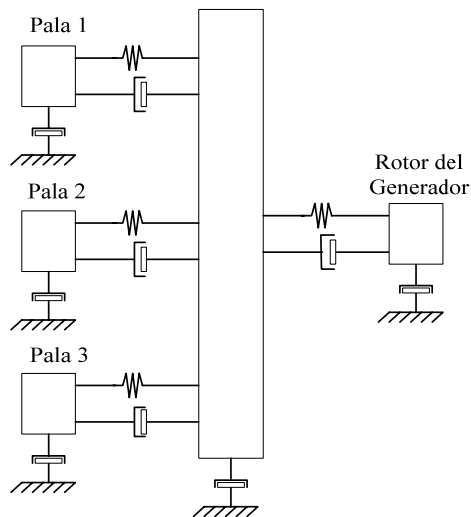


Figura 9: Modelo de cinco Masas [25]

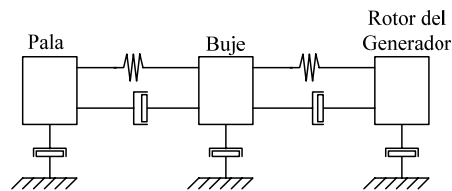


Figura 10. Modelo de tres Masas [25]

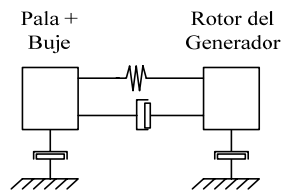


Figura 11. Modelo de dos Masas [25]

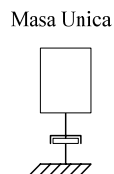


Figura 12. Modelo de una sola Masa [25]

Modelo Mecánico de Aerogeneradores

El modelo de tres masas, Figura 10, representa un equivalente mecánico de las masas giratorias elásticamente acopladas entre sí. Las tres inercias corresponden al rotor de la turbina, la caja convertidora de velocidad y el generador eléctrico. Los ejes de interconexión, disco de frenos, etc., son incorporados en las inercias concentradas del modelo. La elasticidad y los elementos de amortiguamiento entre inercias adyacentes corresponden a la elasticidad de los ejes de alta y baja velocidad y fricción, donde los elementos externos de amortiguamiento están representados por pérdidas de torque (Figura 13) [25].

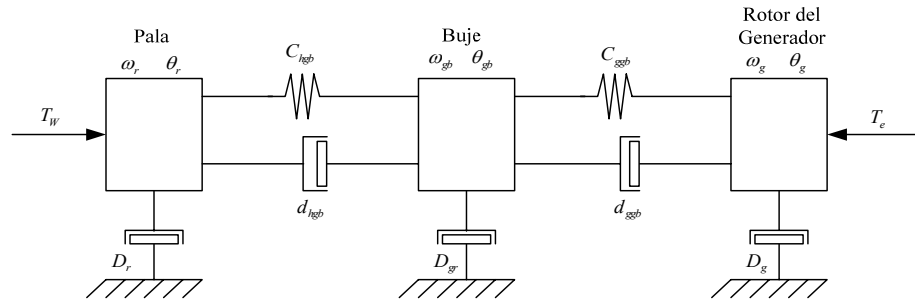


Figura 13: Modelo de tres masas para turbina de viento [25]

La ecuación de estado que corresponde al equivalente mecánico empleando como variables de estado las posiciones angulares y las velocidades:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{\theta} \\ \hat{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [0]_{3 \times 3} & [I]_{3 \times 3} \\ -[2\hat{H}]^{-1}[C] & -[2\hat{H}]^{-1}[D] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\theta} \\ \hat{\omega} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [0]_{3 \times 3} \\ [2\hat{H}]^{-1} \end{bmatrix} \hat{T} \quad (1.9)$$

Donde:

$\hat{\theta}^T = [\theta_r \quad \theta_{gb} \quad \theta_g]$, Es el vector de posición angular de rotor, caja convertidora y generador.

$\hat{\omega}^T = [\omega_r \quad \omega_{gb} \quad \omega_g]$, Es vector de velocidades angulares de rotor, caja convertidora y generador.

$\hat{T}^T = [T_w \quad 0 \quad T_g]$, Es el vector de torques externos actuantes en el lado del toro de la turbina (torque aerodinámico T_w) y en el rotor del generador (torque electromagnético T_g), convencionalmente acelerante.
 $[2\hat{H}] = \text{diag}(2H_r, 2H_{gb}, 2H_g)$, es la matriz diagonal 3×3 de inercia.

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{hgb} & -C_{hgb} & 0 \\ -C_{hgb} & C_{hgb} + C_{ggb} & -C_{ggb} \\ 0 & -C_{ggb} & C_{ggb} \end{bmatrix} \quad (1.10)$$

Es la matriz 3×3 de rigidez, donde C_{hgb} y C_{ggb} , son los coeficientes de rigidez del eje a la caja convertidora y de ésta al generador [25].

$$[D] = \begin{bmatrix} D_r + d_{hgb} & -d_{hgb} & 0 \\ -d_{hgb} & D_{gb} + d_{hgb} + d_{ggb} & -d_{ggb} \\ 0 & -d_{ggb} & D_d + d_{ggb} \end{bmatrix} \quad (1.11)$$

Es la matriz 3×3 de amortiguamiento, donde d_{hgb} , y d_{ggb} , son los amortiguamientos relativos de las acoplamientos elásticos, y D_r, D_{gb}, D_g son los coeficientes de amortiguamiento externos [25].

Modelo del Eje

En este artículo se ha tomado en consideración para la modelación mecánica de la turbina de viento, el modelo de dos masas, donde solo el eje de baja velocidad es incluido. Esto se debe a que la frecuencia de resonancia está alrededor de 2Hz, estando dentro de la banda de interés de la simulación dinámica (0.1-

10Hz) [4]. La frecuencia de resonancia de la caja convertidora de velocidad y el eje de alta velocidad son mucho mas altas que el espectro de interés, por ello se asumen infinitamente fuertes [16].

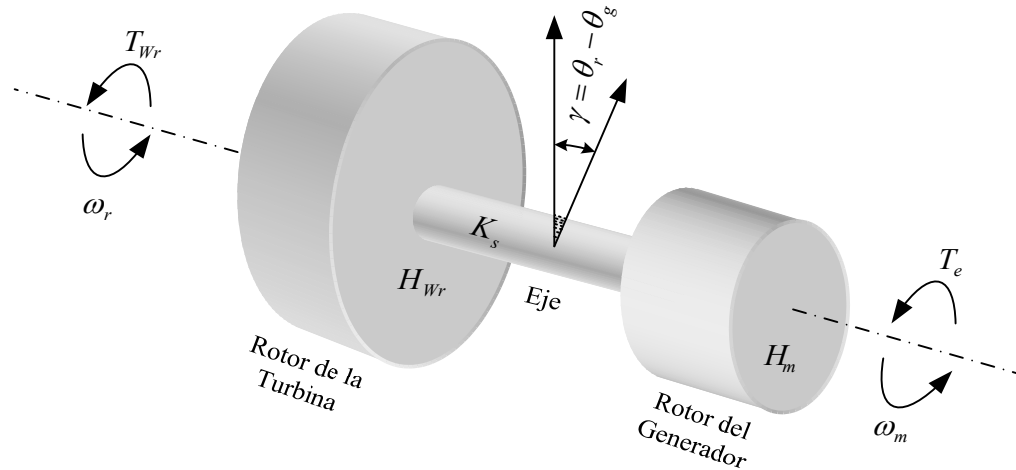


Figura 14. Modelo de las dos masas [16]

Las ecuaciones de movimiento dinámico del equivalente mecánico de la turbina viento puede ser expresado de acuerdo a:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{wr}}{dt} &= \frac{T_{wr} - K_s \gamma}{2H_{wr}} \\ \frac{d\omega_m}{dt} &= \frac{K_s \gamma - T_e}{2H_m} \\ \frac{d\gamma}{dt} &= 2\pi f (\omega_{wr} - \omega_m) \end{aligned} \quad (1.12)$$

Donde f , es la frecuencia nominal de la red [Hz], el T es el torque [p.u], γ es el desplazamiento angular entre los dos extremos del eje [radianes eléctricos] y ω es la velocidad rotacional [rad/s]. H es la constante de inercia [s], K_s es la rigidez del eje [p.u. torque/radianes eléctricos]. Los subíndices w_r , m y e , significan, rotor de la turbina, generador mecánico y generador eléctrico respectivamente [9]. La intención principal es modelar el primer modo torsional del sistema de transmisión mecánica pero realmente, el modelo incluye el primer y segundo modo debido al uso del sistema de dos masas (modelo de segundo orden).

Referencias Documentales

- [1] Danish Wind Industry Association. [Página web en línea]. Disponible: <http://www.windpower.org> [Consulta: Frecuente].
- [2] González-Longatt, Francisco, "Turbina de Viento: Caracterización de Operación". Enero de 2005. *II Congreso Iberoamericano de Estudiantes de Ingeniería Eléctrica II CIBELEC 2006*. Puerto La Cruz, Venezuela, 2006.
- [3] Méndez R., Juan E., Villasana F., Rafael A., "Análisis de Pre-Factibilidad Técnica-Comercial para el Desarrollo de una Granja de Viento en la Isla de Margarita, Venezuela" ", *Trabajo Especial de Grado para optar al título de Ingeniero Electricista en la Universidad Nacional Experimental Politécnica de la Fuerza Armada Nacional*, Maracay, Venezuela, 2006.
- [4] Gary, I. Johnson. *Wind Energy Systems*. Prentice Hall, EE.UU., 2001.
- [5] Belén A (2003). Impacto Dinámico y Estrategias de Regulación de Potencia Generada por los Parques Eólicos de la Red Eléctrica Peninsular. Tesis doctoral. Universidad Tecnológica de Madrid, Madrid, España.
- [6] Henrik Stiesdal, Claus Nybroe, John Furze, Hugh Piggott. "Bonus Info: The Wind Turbine Components and Operation", 1999
- [7] J.G. Slootweg "Modeling Wind Turbines in Power System Dynamics Simulations." *PhD Thesis on Delft University of Technology*. Netherland, 2003.
- [8] Thomas Ackermann, *Wind Power in Power Systems*, Royal Institute of Technology, editorial Jhon Wiley and Sons, Ltd, Stockholm, Sweden, 2005.
- [9] Tony Burton, David Sharpe, Nick Jenkins, Ervin Bossanyi, *Wind Energy Handbook*, John Willey and Sons, LTD, Inglaterra, 2001.
- [10] Moshe Idan and David Lior. "Continuous variable speed wind turbine: Transmission concept and robust control". *Wind Engineering*. 24(3):151-167, 2000.
- [11] O. Wasynezuk, D. T. Man, and J. P. Sullivan. "Dynamic behavior of a class of wind turbine generator during random wind fluctuations". *IEEE Trans. On Power Apparatus and System*, PAS-100 (6): 2837-2845, Junio 1981.
- [12] Jose Luis Rodríguez Amenedo. "Análisis Dinámico y Diseño del Sistema de Control de Aeroturbinas de Velocidad Variable con Generador Asíncrono doblemente alimentado". Tesis doctoral, Universidad Carlos III. Madrid, 2000.
- [13] C. Veganzones, A. Alonso, A. Crespo, R. Gómez, J. C. Burgos, J. L. Rodríguez, P. Ledesma, M. Martínez, and R. Rodríguez. "Wind park impact evaluation program". In *Proceedings of the EWEC99*, Abril 1999.
- [14] Carlos Vegazones Nicolás. "Modelos para el análisis dinámico y optimización operacional de sistemas eólicos de paso fijo con generadores de inducción con cascada retórica supersicrona." Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid., 1990.
- [15] P. M. Anderson, and Anjan Bose. "Stability simulation of wind turbines systems". *IEEE Trans. On Power Apparatus and System*, PAS102(12:3791-3795, Diciembre 1983.
- [16] S.A. Papathanassiou and M.P. Papadopoulos. "Dynamic behavior of variable speed wind turbines under stochastic wind". *IEEE Trans. On Energy Conversion*, Vol 14, No. 4, pp. 1617-1623, Diciembre 1999.
- [17] E.N. Hinrichsen and P.J. Nolan. "Dynamics and stability of wind generators". *IEEE Trans. On Power Apparatus and Systems*, PAS-101(8), Agosto 1982.
- [18] C. Counan, P. Juston, and G. Testaud. "Funcionament dynamique de aérogénérateurs raccodés á un réseau électrique". *EDF Bulletin de la Direccion des Études et Rochestes*. 3:41-59, 1986
- [19] P. Bongers, W. Sturn, I. Kraan, S. Dijkstra, and O. Bosgra. "Control options for wind energy conversion systems". In *European Community Wind Energy Conference*, pp.534-537, Marzo 1983.
- [20] M. González, L. Rouco, M. Alonso, J.R Diago, and F.J. Peréz. "Modelos de aerogeneradores para estudios de estabilidad en sistemas eléctricos". In *Quintas Jornadas Hispano-Lusas de Ingeniería Eléctrica*, pp. 1211- 1218, Julio 1997.
- [21] V. Akhmatov, H. Knudsen, and A. H. Nielsen, "Advanced simulation of windmills in the electric power supply". *Electrical Power and Energy Systems*. 22:421-434, 2000.
- [22] N. Herrero, J.A. Sanchez,, C. Veganzones, and J. R. Wilhelmi Ayza. "Simulación de parques eólicos conectados a la red. Influencia de los parámetros del tren de transmisión". En *Séptimas Jornadas Hispano-Lusas de Ingeniería Eléctrica*, Julio 2001.
- [23] P.B. Malatestas, M.P. Papadopoulos, and G. Stavrakakis. "Modeling and identification of diesel-wind turbines systems for penetration assessment". *IEEE Transaction on Power Systems*, Vol. 8, No. 3. Agosto 1993
- [24] M. Maureen Hand and Mark, J. Balas, "Systematic controller design methodology for variable speed wind turbines". *Wind Engineering*, No 24, vol. 3, pp. 169-187, 2000.
- [25] Francisco M. González-Longatt, "Modelo de Sistemas de Turbinas de Viento Parte I: Rotor y Tren Mecánico", *II Congreso Iberoamericano de Estudiantes de Ingeniería Eléctrica II CIBELEC 2006*. Puerto La Cruz, Venezuela, 2006.