

GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA CON TURBINAS WELLS

Alfredo Santa*

Marco Lozano**

Alvaro E. Pinilla***

Abstract

The present article, briefly, describes the theoretical design procedure of Wells turbines, typically utilized in Pneumatic Wave Energy Conversion Systems (PWECS). The principle behind the PWECS consists of extracting the pneumatic energy caused by an oscillating water column by the entrance of water waves in enclosed spaces. The paper establishes the design and experimental testing of a small permanent magnet generator suited for the wells turbine under development. The adequate matching between the Wells turbine and the generator has been conceived as a portable 50w d.c. electricity generation device; to be used, either, to powering telecommunications systems in military operations or to power navigation aids in rivers or at sea

Palabras Claves

Turbina Wells, generación de energía, aerodinámica, turbo-maquinaria, Energía de las Olas.

NOTACIÓN

A	Área proyectada por el disco de la turbina	V_{geom}	Velocidad geométrica
B	Número de aspas	W	Potencia
C	Longitud de cuerda del perfil	ΔP_o	Caída de presión a través de la turbina ($P_1 - P_2$)
C_L	Coefficiente de sustentación	ΔP_o^*	Número adimensional de presión $\Delta P_o / \rho \cdot \Omega^2 \cdot R^2$
C_D	Coefficiente de arrastre	α	Ángulo de ataque
D	Fuerza de arrastre	φ_o	Ángulo de velocidad efectiva
D_t	Diámetro del disco de la turbina	η	Eficiencia aerodinámica de la turbina
h	Relación diámetros del cubo y del disco	ρ	Densidad del aire bajo condiciones estándar
L	Fuerza de sustentación	σ	Solidez de la turbina
P	Presión estática	Ω	Velocidad rotacional angular
Q	Flujo	λ	$(\Omega R / U)$ Velocidad específica de rotación
r	radio de la turbina, elemento variable		
R	Radio de la turbina		
T	Torque		
T^*	Número adimensional de torque $T / \rho \cdot \Omega^2 \cdot R^5$		
U^*	$U / \Omega R$		
U_t	Velocidad rotacional inducida		
U	Velocidad de la corriente de aire		
V_{EFEC}	Velocidad efectiva		

SUBÍNDICES

1,2 Condiciones inicial y final

1. INTRODUCCIÓN

La turbina Wells es el dispositivo aerodinámico utilizado en la actualidad para las instalaciones

* Ingeniero Mecánico Universidad EAFIT, Colombia.

** Ingeniero Mecánico Uniandes, Colombia.

*** Profesor Titular Departamento de Ingeniería Mecánica Uniandes, Bogotá-Colombia.

de extracción de Energía de las Olas, o más bien la energía cinética neumática generada por una columna oscilante de agua. Esta turbina utiliza el flujo bi-direccional del aire, comprimido por una columna oscilante de agua; y en consecuencia su diseño implica que opere en un solo sentido de giro independiente del flujo de aire que incida sobre ella. Para conservar el sentido de giro de la turbina, sin importar la incidencia del aire, el rotor se diseña con perfiles aerodinámicos simétricos dispuestos radialmente. [Figura No. 1].

La turbina Wells al igual que otro tipo de turbinas, extrae la energía cinética disponible del aire, sin cambios bruscos en su velocidad de rotación que impliquen grandes aceleraciones y fuerzas aerodinámicas.

Este dispositivo Wells se acopla a un pequeño generador eléctrico de imanes permanentes para la generación de energía eléctrica a 12 Voltios y una capacidad nominal de 50 vatios. Las aplicaciones de este pequeño dispositivo pueden ir desde sistemas portátiles para operaciones militares de telefonía o para la iluminación de boyas marinas, entre otras.

2. DISEÑO AERODINÁMICO

La extracción de energía en el rotor de la turbina, implica un cambio en el momentum angular de la corriente de aire. Este cambio ocurre con la interacción entre el flujo de aire y los alabes simétricos que componen la turbina. El adecuado diseño de esta consiste en que la componente de energía cinética rotacional aguas arriba de la turbina sea lo más reducida posible. Dicha componente rotacional o velocidad inducida (U_i) tiene un efecto directo en el desempeño aerodinámico de la turbina. (Pinilla, 1985)

La teoría utilizada para el diseño aerodinámico de la turbina Wells se basa en la adecuada combinación del análisis del elemento de aspa (Blade Element Theory) y la teoría de momentum. En la figura No. 2 se ilustra el triángulo de velocidades incidentes y las fuerzas aerodinámicas sobre el elemento de aspa. Para la turbina Wells, el ángulo que describe la velocidad efectiva (ϕ_o)

respecto al plano de giro del rotor varía desde el radio del cubo hasta el radio exterior de la turbina.

Para un elemento diferencial de la turbina (dr), la tasa de cambio del momentum angular por la velocidad de rotación (Ω), puede igualarse al diferencial de la potencia extraída por el elemento de aspa. Esta expresión conduce al principio de conservación de la energía por unidad de volumen, expresada como:

$$(P_1 - P_2) - \frac{1}{2} \rho \cdot U_i^2 = \rho \cdot r \cdot \Omega \cdot U_i \quad (2.1)$$

Y la potencia extraída por el elemento de aspa será entonces:

$$W_1 - W_2 = U \cdot (2\pi r dr) \left((P_1 - P_2) - \frac{1}{2} \rho \cdot U_i^2 \right) \quad (2.2)$$

El término $(P_1 - P_2) 2\pi r \cdot dr \cdot U$ el trabajo entregado por el fluido en la unidad de tiempo. $(\frac{1}{2} \rho \cdot U_i^2) 2\pi r \cdot dr \cdot U$, representa la energía cinética rotacional por unidad de tiempo, que se deja en la estela y la cual no se aprovecha en la extracción de energía. (Pinilla, 2001)

2.1. Fuerzas aerodinámicas sobre el perfil

Las fuerzas aerodinámicas de sustentación y arrastre pueden descomponerse en una componente axial (F_x) y una componente tangencial (F_T) (Ver figura No 2). Esta última es la responsable del movimiento rotacional del disco de la turbina.

$$\begin{aligned} F_T &= L \sin \phi_o - D \cos \phi_o \\ F_x &= L \cos \phi_o + D \sin \phi_o \end{aligned} \quad (2.3)$$

En un perfil simétrico la dirección de la componente tangencial (F_T) debe ser la misma para ángulos de ataque positivos y negativos, produciendo un giro en el rotor de la turbina en una única dirección. La componente axial es la fuerza que servirá para el diseño estructural de la turbina. (Raghunathan y Beattie, 1996). La condición de diseño que optimiza la fuerza aerodinámica sobre el elemento de aspa y expresado como fuerza de sustentación y arrastre será entonces:

$$L = \frac{1}{2} \rho \cdot V_{EFEC}^2 \cdot c \cdot C_{L_{optimo}}$$

$$D = \frac{1}{2} \rho \cdot V_{EFEC}^2 \cdot c \cdot C_D \quad (2.4)$$

Combinando las componentes tangencial de la fuerza aerodinámica y la ecuación de energía, expresada como:

$$(P_1 - P_2) = \rho \cdot U \cdot U_i \cdot \cot \phi_o \quad (2.5)$$

del triángulo de velocidades [Figura No. 2] se puede determinar el ángulo de la velocidad efectiva (ϕ_o) respecto al plano de rotación de la turbina. (Pinilla, 2001). Este es el primer parámetro para determinar la geometría óptima del asa de la turbina.

$$\cot \phi_o = \frac{\Omega r + U_i}{U} \quad (2.6)$$

El diseño óptimo de la turbina considera que la caída de presión a través de la turbina sea constante para cada elemento de asa. Asegurando esta condición se obtiene la ecuación 2.7, que determina la velocidad inducida (U_i) para cada posición radial:

$$U_i = \frac{P_1 - P_2}{2\rho \cdot \Omega \cdot r} \quad (2.7)$$

Combinando estas expresiones se obtiene la ecuación de diseño que determina la longitud y distribución de la cuerda óptima a lo largo del asa. (Pinilla, 2001).

$$\frac{B \cdot c \cdot CL_{optimo}}{4\pi r} = \Delta P_o^* \cdot \frac{1}{\sqrt{1+(U^*)^2}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{\Delta P_o^*}{2} \cdot \left(\frac{2+(U^*)^2}{1+(U^*)^2}\right)\right)} \quad (2.8)$$

3. DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DE LA TURBINA WELLS

3.1. Análisis Dimensional

Para determinar unas dimensiones preliminares del rotor de la turbina se recurre a los resultados reportados en Curran y Gato, 1997, en el cual se obtiene la eficiencia para varios

tipos de rotores Wells. El procedimiento se basa en rotores de 8 aspas radiales con un perfil NACA 0015, con la siguiente geometría:

Tabla No. 1 Dimensiones

(Curran y Gato, 1997)	
Diámetro exterior	590 mm
Diámetro del cubo	400 mm
Cuerda	125 mm
Solidez (σ)	0.640
Velocidad de rotación	2000 rpm

La solidez (σ) del rotor es la relación entre el área ocupada por las aspas y el área total descrita por el mismo. Para el caso de la turbina Wells este valor puede calcularse a través de:

$$\sigma = \frac{2 \cdot B \cdot c}{\pi \cdot D_i \cdot (1+h)} \quad (2.9)$$

La solidez del rotor varía con el recíproco del cuadrado de la velocidad específica (U^*) de diseño. (Pinilla, 1985) Es decir, cuando se requiere una alta velocidad para extraer energía, se requieren valores pequeños de solidez. Otra característica es que el torque de arranque aumenta con el incremento de la solidez, de allí el compromiso de balancear estas características para obtener un diseño óptimo de turbina.

Realizando un análisis adimensional, se pueden determinar 4 grupos que tipifican el funcionamiento de la turbina. Estos grupos son función de la densidad del fluido, velocidad del aire, diámetro del rotor, caída de presión, velocidad angular, potencia extraída y torque. Estos números se convierten en los parámetros conocidos inicialmente en el diseño del sistema.

La eficiencia de la turbina puede ser determinada a través de la relación entre la potencia extraída y la energía neumática disponible.

$$\eta = \frac{T \cdot \Omega}{Q \cdot \Delta P_o} \quad (2.10)$$

Los valores obtenidos en el experimento de la referencia para los parámetros adimensionales en estudio, son determinados en el punto máximo de eficiencia obtenida para la turbina y mostrados en la tabla No 2.

Para el valor obtenido de eficiencia, se produjo una velocidad en la corriente de aire de 9.30 m/s, un flujo de 1.37 m³/s, una caída de presión de 2362 Pa, un torque en el disco de 7.35 N.m para una potencia útil de 1924 W. (Curran y Gato, 1997).

Tabla No. 2 Resultados
(Curran y Gato, 1997)

ΔP_o^*	0.330
T^*	0.04
U^*	0.120
η^*	59,5%

3.2. Diseño de la geometría preliminar

Con los parámetros adimensionales del estudio anterior, se realizó un procedimiento de similitud geométrica representado en el aseguramiento de la solidez (s) y la relación de diámetros. Como primera aproximación se elige un diámetro del rotor de 300 mm para una velocidad de rotación de 3000 rpm.

Para las condiciones atmosféricas de Bogotá con una densidad de 0.950 Kg/m³ a 2600 m, los resultados de diseño preliminares para la turbina son los siguientes:

Tabla No. 3 Resultados propuestos

Diámetro exterior	300 mm
Diámetro del Cubo	204 mm
Cuerda	63 mm
Torque	0.285 Nm
Potencia	89.47 W
Caída de presión	708.83 Pa
Velocidad aire	5.65 m/s
Caudal de aire	0.215 m ³ /s
Energía neumática	152.32 W
Eficiencia Global	59.8%

La relación que se presenta entre la velocidad de rotación y potencia generada, para el rotor propuesto se presenta en la figura No. 3.

Se conserva el número de aspas para mantener el torque de arranque necesario. La disposición de las aspas puede ser de manera rectangular o por sectores, la ventaja de las aspas sectoriales

radica en la concentración del flujo en el diámetro exterior, lo cual se refleja en una rápido arranque. [Figura No. 5]

Entre más delgado sea el perfil aerodinámico, su relación sustentación-arrastre óptimos aumenta para un determinado número de Reynolds. Se elige un perfil NACA 0018 con una relación C_L/C_D de 37.2 que se presenta a un ángulo de ataque de 8° y su número de Reynolds de 160000. [Figura No. 4].

3.3. Adecuación geometría preliminar

Con los resultados mostrados en los parámetros adimensionales, se optimiza la geometría del rotor de la turbina con ayuda de las ecuaciones teóricas de la sección 2. Se conserva la consideración inicial de un rotor de 8 aspas, con una velocidad angular de 3000 rpm.

Se obtienen los valores de la velocidad inducida (U_i), ángulo de ataque ($\alpha = \phi_o$), factor de diseño ($B \cdot C \cdot CL_{optimo} / 4pr$), número de flujo (U^*) y velocidad efectiva de la corriente de aire en cualquier elemento de aspa para determinada posición radial. [Tabla No.4].

La velocidad inducida (U_i) al igual que el ángulo (ϕ_o), son mayores en el cubo y varían hasta un mínimo en la punta, este comportamiento produce una velocidad efectiva mayor en la punta. De igual manera la geometría del perfil representada en la longitud de cuerda, muestra un valor menor en el cubo hasta un máximo en la punta. Este tipo de aspas es conocido como sectorial, y optimiza la extracción de la potencia disponible en la corriente de aire. [Figura No. 5].

La desventaja de las aspas sectoriales radica en su fabricación. Otra opción de construcción consistiría en un diseño simplificado conformado por una aspa rectangular con una longitud de cuerda media. [Figura No. 6].

4. DISEÑO DEL GENERADOR

La energía mecánica rotacional suministrada por la turbina debe ser transformada a energía eléctrica a través de un generador eléctrico. Se optó por diseñar un generador de imanes permanentes el cual tiene un menor volumen y peso

en comparación a una máquina tradicional equivalente. (Patrick y Stephen, 1996).

Este generador se debe ajustar a los requerimientos de la turbina, tales como: bajo torque de arranque y generación de potencia entre 50 -100 W. [Figura No. 7].

4.1. Diseño del embobinado

El generador consta de una parte estática conformada por un núcleo magnético y 8 bobinas dispuestas simétricamente alrededor del núcleo. La parte giratoria es constituida por un volante de motocicleta NIPÓN DENSO, el cual contiene (4) imanes dispuestos radialmente.

El voltaje inducido en el devanado depende del número de vueltas de cada una de las bobinas, el material del núcleo y la velocidad relativa entre el devanado y el campo. Para obtener un voltaje suficiente en el devanado, el generador debe tener la máxima cantidad posible de bo-

binas y vueltas en cada una de ellas. Considerando las condiciones geométricas del volante, se disponen 8 bobinas con 16 vueltas cada una; dos bobinas por cada polo del volante. [Foto No. 1]

Cada bobina se fabrica con alambre de cobre esmaltado AWG No. 19, con un diámetro de 0.912 mm, y una capacidad máxima de corriente de aproximadamente 12 A. Estas se disponen en un núcleo fabricado con láminas de acero al silicio con alta permeabilidad magnética. Debe tenerse en cuenta que las principales pérdidas en una máquina eléctrica se deben a las producidas en el núcleo y al cobre del devanado. (Wallace y Rodríguez, 2000)

La eficiencia del generador se ve influenciada en primera medida, por el entrehierro que existe entre el núcleo y el campo magnético. Esta distancia en el generador diseñado tiene aproximadamente 1.20 mm. (radiales)

Tabla No. 4 Resultados óptimos (Pinilla, 2001)

r (mm)	$V_T = \Omega r$ (m/s)	u_t (m/s)	ϕ_o (grados)	V_{efec} (m/s)	U^*	C_DISEÑO	c(mm)
102 ¹	32,044	11,642	7,375	44,051	0,176	0,2486	54,03
107	33,552	11,119	7,215	45,028	0,169	0,2489	56,63
112	35,060	10,641	7,054	46,050	0,161	0,2491	59,22
116	36,568	10,202	6,894	47,111	0,155	0,2493	61,82
121	38,076	9,798	6,737	48,207	0,149	0,2494	64,41
126	39,584	9,425	6,582	49,334	0,143	0,2496	67,00
131	41,092	9,079	6,431	50,489	0,138	0,2497	69,59
136	42,600	8,758	6,283	51,668	0,133	0,2499	72,18
140	44,108	8,458	6,140	52,869	0,128	0,2500	74,77
150 ²	47,124	7,917	5,866	55,330	0,120	0,2502	79,94

4.2. Generación de Corriente

Cuando una carga externa es conectada al devanado del generador un circuito cerrado se completa, permitiendo la circulación de una corriente. Es importante recordar que el disco de turbina Wells diseñado estará sometido a un flujo de aire oscilante que implicará en el generador un voltaje a una frecuencia variable. Esta consideración obliga a la utilización de un rectificador a la salida del generador para lograr un voltaje de naturaleza continua.

El voltaje en el generador diseñado es rectificado inicialmente con una conexión de diodos tipo puente de onda completa con una capacidad máxima de 25 A. La onda de voltaje obtenida en las terminales (3 y 4) del puente es directa, la cual debe ser corregida a una onda lo

más uniforme posible. Para obtener un voltaje continuo, se colocan dos condensadores de 6800 mF y 4700 mF conectados en paralelo a la salida del puente rectificador.

4.3. Montaje experimental

Para caracterizar el funcionamiento del generador se diseña una carga eléctrica conformada por 3 bombillos de alta de automóvil dispuestos en paralelo, con el fin de obtener una corriente eléctrica por cada una de las líneas.

El generador es montado en un torno mecánico con valores fijos de velocidad entre 60 a 2245 RPM, verificando este valor con un tacómetro de luz estroboscópica. El objetivo de este montaje es determinar la potencia extraída del generador, obtenida por la corriente total que cir-

cula por el circuito eléctrico y el voltaje a la salida del puente de rectificación. [Foto No. 2]

Finalmente se mide el voltaje en el dominio del tiempo con ayuda de un osciloscopio, para determinar el comportamiento de sus ondas dentro del sistema.

4.4. Resultados obtenidos

En un generador de imanes permanentes la velocidad de giro del campo magnético es conocida como la velocidad sincrónica de rotación y es determinada fácilmente por:

$$n_s = \frac{120 * f}{p} \quad (2.11)$$

Donde:

n_s : Velocidad sincrónica de rotación (RPM)

f: Frecuencia del sistema (Hz)

p: Número de polos (4)

La frecuencia medida de la onda de voltaje es de 84.7 Hz; considerando la ecuación anterior se obtiene un valor de velocidad sincrónica de 2541 RPM, valor que es cercano a la velocidad de giro del volante del generador. El comportamiento de la onda final de voltaje se acerca a la forma deseada con pequeñas fluctuaciones que deberán ser corregidas posteriormente.

El voltaje se reduce a medida que la carga en el sistema aumenta, considerando sólo la rectificación en el puente de onda completa el valor máximo obtenido es de 10.58 VDC. Este valor puede aumentarse con la adición de los condensadores a la salida del puente rectificador. [Figura No. 8] La potencia máxima extraíble es de 60.51 W para un valor de 9.10 VCC y una corriente total en el sistema de 6.65 A. [Figura No. 9]

Para producir una velocidad de giro de 2500 RPM en el disco preliminar de la turbina Wells, se requiere una potencia mecánica de 51.78 W. Comparando con los resultados de la potencia eléctrica del generador, sería posible utilizar el generador para alcanzar el objetivo de 50 W eléctricos. El exceso de potencia eléctrica podría ser utilizado para optimizar el diámetro exterior del disco o su velocidad de giro.

5. INVESTIGACIÓN FUTURA

Los conocimientos teóricos y experimentales hasta el momento enmarcan el adecuado acople y diseño del disco preliminar de la turbina y el generador requerido para extraer la potencia eléctrica necesaria de 60 W.

5.1 Optimización del generador y de la turbina

Con los resultados preliminares del generador se debe optimizar la geometría del rotor de la turbina con el fin de definir la geometría del modelo. En esta etapa se define la construcción del rotor y los experimentos que permitirán el refinamiento del modelo teórico y la obtención de parámetros adimensionales.

Esta etapa igualmente caracteriza el desempeño mecánico del generador, determinado por curvas de torque y el comportamiento frente a variaciones en la velocidad del rotor. Variaciones que se presentan por las oscilaciones en el flujo de aire a través de la turbina.

5.2 Diseño final y adecuación

La etapa final consiste en la construcción del dispositivo sugerido con la adecuación del generador eléctrico y el dispositivo de suministro de aire por medio de un fuelle. Este último involucra los límites ergonómicos, las condiciones de los equipos a los cuales se suministra energía, y el desarrollo de un modelo económico para su inmediata o futura implementación.

La construcción del sistema propuesto, genera una base preliminar de conocimiento en nuestro país para implementar y diseñar futuros sistemas de conversión de energía a pequeña escala bajo el principio de turbinas Wells, principalmente en zonas remotas del país.

6. CONCLUSIÓN

Los resultados experimentales obtenidos del generador eléctrico muestran la posibilidad de extraer una potencia de 60 W a 2545 rpm. Los cálculos teóricos preliminares para dimensionar la turbina Wells muestran una potencia requerida de 51.78 W para producir un giro de 2500 rpm. Los resultados teóricos y experimentales

se encuentran bien encaminados para realizar el acople más adecuado de los elementos para la construcción del dispositivo final.

Vale la pena mencionar que este trabajo es el resultado de la primera parte de una tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica (Santa) con el apoyo de un estudiante en su proyecto de grado (Lozano). El desarrollo del dispositivo completamente probado en el laboratorio se culminará a mediados del mes de Mayo de 2002.

7. REFERENCIAS

1. Curran, R., Gato, L.M.C. The Energy conversion of several types of Wells turbine designs. Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A, 1997, 211, 133-145.
2. Dunn, P.D. Renewable Energies: Sources, Conversion and Application. IEE energy series Vol. 2, Peter Peregrinus Ltd., 1986, 290-336.
3. Pinilla, Alvaro E., Wind Powered Pumping Systems for Colombia. Ph. D. Thesis, Reading University, 1985, 43-66.
4. Pinilla, Alvaro E., Diseño de turbina Wells. Documento Interno de Trabajo, Universidad de los Andes, 2001, Bogotá.
5. Patrick, R., Dale. Stephen, W., Fardo. Rotating electrical machines and power systems. Prentice Hall, second edition, 1996.
6. Raghunathan, S., Beattie, W.,C. Aerodynamic performance of contra-rotating Wells turbine for wave energy generation. Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A, 210, 1996.
7. Sharpe, D., J. Layman's Guide to the aerodynamics of Wind Turbines. Wind energy conversion, 1988, 229-242.
8. Wallace, C., Rogel. Rodríguez, E., Alejandro. Diseño de un generador de flujo axial con imanes permanentes para aplicaciones eólicas. Revista facultad de Ingeniería, U.T.A. Chile. Vol.7, 2000.

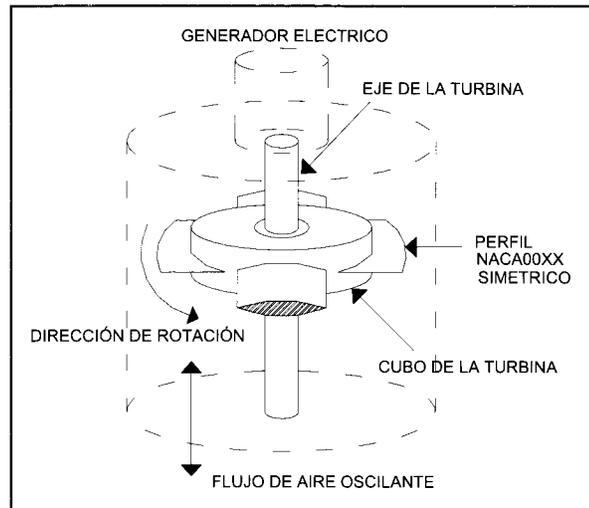


Figura No. 1 Diagrama esquemático de una turbina Wells

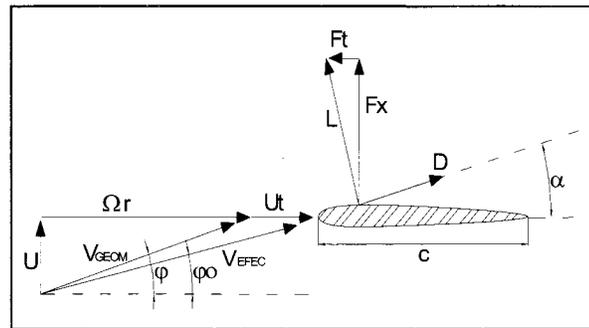


Figura No. 2 Velocidades y fuerzas aerodinámicas sobre perfil. (Pinilla, 1985)

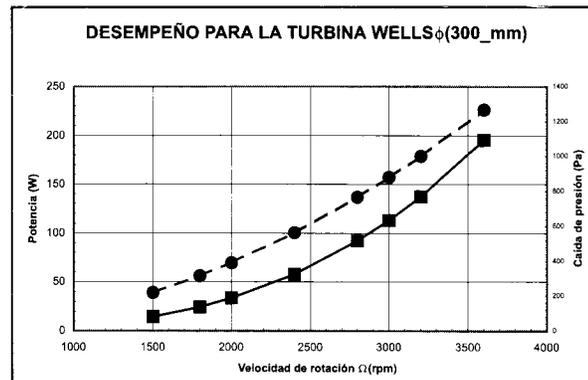


Figura No. 3 Relación entre la velocidad angular y potencia generada

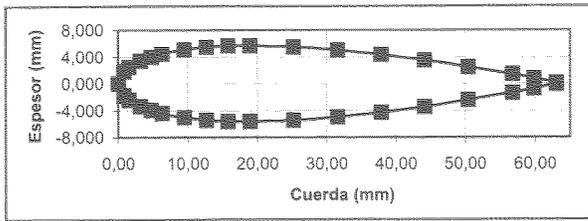


Figura No. 4 Perfil NACA0018 para una cuerda de 63 mm

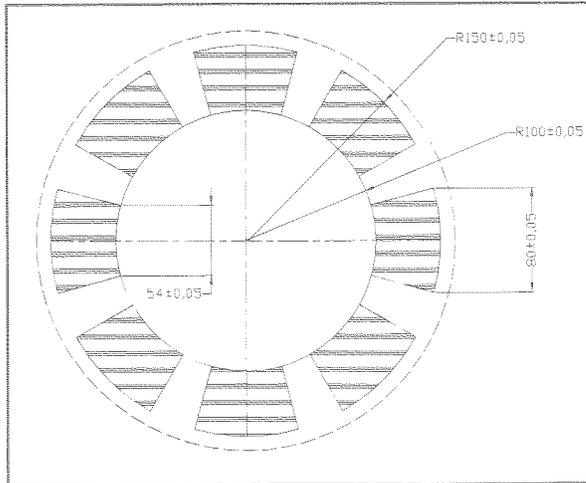


Figura No. 5 Disco de turbina optimizado por sectores

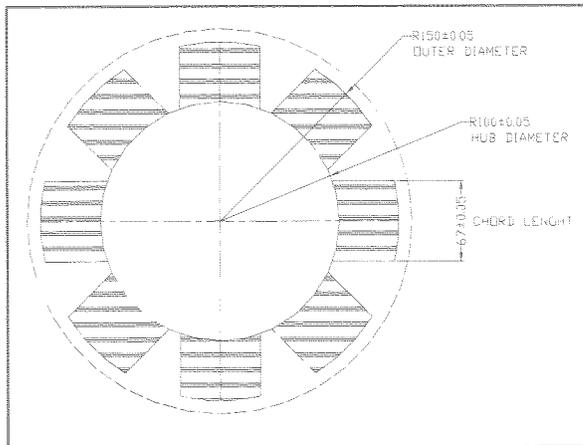
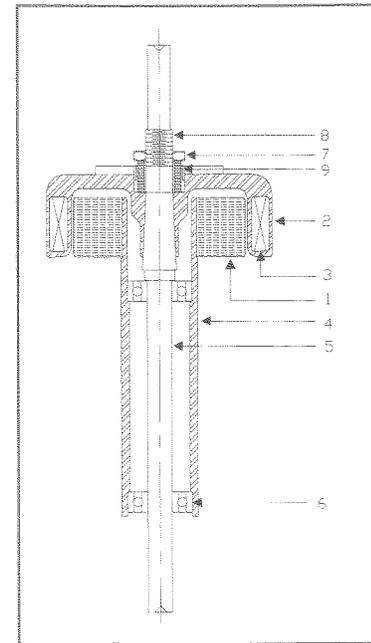
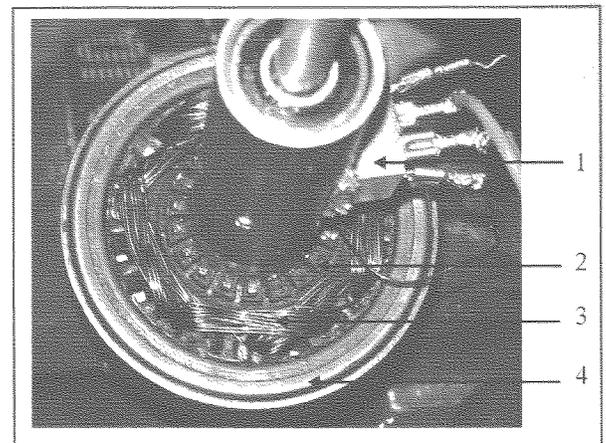


Figura No. 6 Geometría simplificada de la turbina



1. Estator (Devanado)
2. Rotor implementado por volante de motocicleta (Campo)
3. Imán permanente
4. Estructura principal del estator
5. Eje del rotor en material SAE 4340
6. Rodamiento 6201 2RS
7. Tuerca de fijación 3/4"
8. Rosca externa para fijación del rotor 1/2" NF
9. Buje aseguramiento f 21.6 x 15.6 mm

Figura No. 7 Diagrama del generador diseñado



1. Puente de rectificación
2. Núcleo o entrehierro
3. Bobinas
4. Volante

Foto No. 1 Partes Físicas del generador

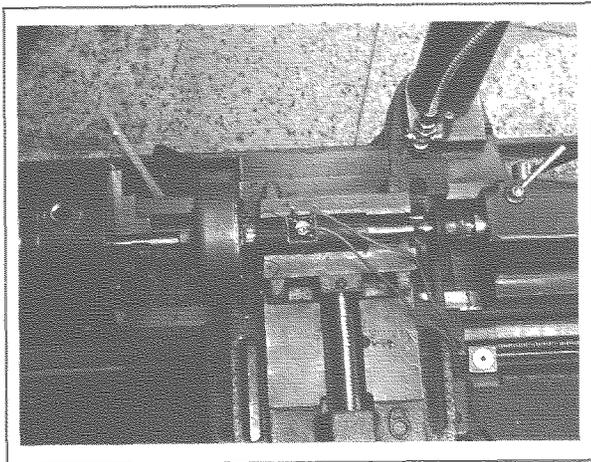


Foto No. 2 Montaje experimental del generador.

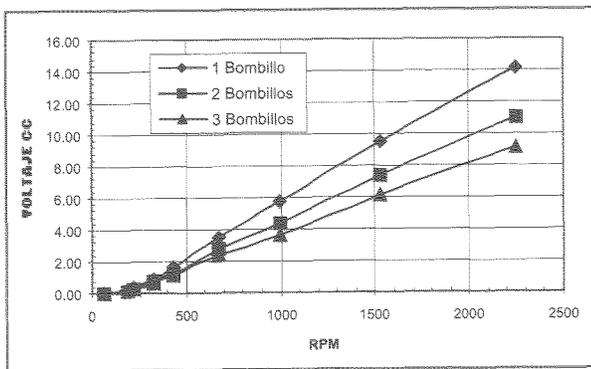


Figura No. 8 Comportamiento del voltaje inducido

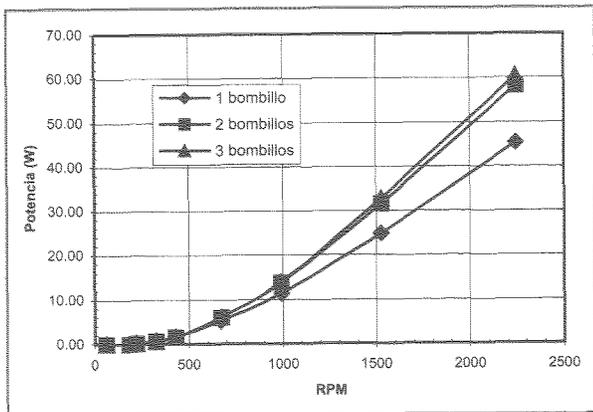


Figura No. 9 Comportamiento de la potencia generada