

Proyecto final de carrera

Ingeniería Mecánica

Generador Eólico de eje vertical

Eskenazi Agustina, Legajo 45457
Mela Osorio Juan Pablo, Legajo 46343
Artola Juan Ignacio, Legajo 46471
Abril de 2015

ÍNDICE

ÍNDICE.....	1
Índice de imágenes	3
Nomenclatura	5
1. Prólogo	6
2. Energía.....	7
2.1. Energías renovables	7
2.2. Turbinas de viento o aerogeneradores	7
2.2.1. Turbinas de eje horizontal.....	8
2.2.2. Turbinas de eje vertical	9
2.2.3. Cuadro comparativo.....	11
2.3. Aerogeneradores domésticos	11
3. El viento.....	12
3.1. Potencia disponible	12
3.2. Potencia captada.....	13
3.3. Coeficiente de potencia	13
3.4. Análisis estadístico de la velocidad del viento	16
4. Aerodinámica	21
4.1. Perfiles Aerodinámicos.....	21
4.2. Variación de la sustentación y la resistencia.....	24
4.3. Influencia del Número de Reynolds	25
4.4. Elección del perfil aerodinámico	26
4.5. Potencia.....	30
4.5.1. Potencia requerida	30
4.5.2. Principios básicos	31
4.6. Cálculo de fuerzas de arrastre y sustentación	32
4.6.1. Fórmulas utilizadas para el cálculo de las fuerzas.....	36
4.6.2. Potencia obtenida vs velocidad del viento.....	39
5. Cálculos de estructura.....	40
5.1. Conjunto.....	40
5.2. Dimensionamiento de las palas	41

5.3.	Dimensionamiento de las barras	45
5.4.	Dimensionamiento del eje principal	52
5.4.1.	Máximo momento torsor	52
5.4.2.	Fuerzas de posición de bandera máximas	53
5.4.3.	Fuerza directa del viento sobre el eje principal	54
5.4.4.	Selección del eje principal	57
5.4.5.	Verificación de eje secundario	59
5.5.	Selección de medidas	59
5.6.	Cálculo de roscas	60
5.6.1.	Cálculo de roscas en puntas de varillas	60
5.6.2.	Cálculo de transmisión de potencia a través de prisioneros	62
5.7.	Cálculo de soldadura	64
6.	Construcción	65
6.1.	Construcción de las palas	65
6.2.	Varillas	66
6.3.	Bridas para acople de varillas al eje	68
6.4.	Ejes	70
6.4.1.	Eje principal	70
6.4.2.	Eje secundario	70
6.4.3.	Cilindro de acople entre ejes	71
6.5.	Bridas de sujeción a la base	72
7.	Montaje	73
8.	Mediciones y análisis de rendimiento	74
8.1.	Factores que impidieron realizar las mediciones correspondientes y alcanzar los resultados calculados	74
8.1.1.	Falta de viento	74
8.1.2.	Problemas y dificultades constructivas	74
8.1.3.	Estado del generador (PMG)	75
9.	ANEXOS	76
ANEXO I	- Reporte del viento	76
ANEXO II	- Coeficientes por perfil	76

ANEXO III	- Fuerzas resultantes	76
ANEXO IV	- Tablas URANGA	76
ANEXO V	- Diagramas RISA 3D	76
ANEXO VI	- Planos	76
ANEXO VII	- Fuentes utilizadas y referencias	76
ANEXO VIII	- Consumos ENRE	76

Índice de imágenes

Ilustración 1: Aerogenerador Eje horizontal	8
Ilustración 2: Savonius	9
Ilustración 3: Darrieus	10
Ilustración 4: Fuerzas sobre un perfil aerodinámico	13
Ilustración 5: Parámetros de Weibull	18
Ilustración 6: Distribución de Weibull	19
Ilustración 7: Distribución de Weibull	19
Ilustración 8: Distribución de Weibull	20
Ilustración 9: Distribución de Weibull	20
Ilustración 10: Perfiles NACA	21
Ilustración 11: Nomenclatura NACA	22
Ilustración 12: V. del viento alrededor de un perfil alar	22
Ilustración 13: Diferencia de presiones entre caras	22
Ilustración 14: Fuerzas de Lift y de Drag	22
Ilustración 15	23
Ilustración 16	23
Ilustración 17	24
Ilustración 18: Curvas características NACA4412 y 4515	28
Ilustración 19: Factores de potencia C_p	32
Ilustración 20: Velocidad relativa del viento	32
Ilustración 21: Fuerzas de Lift y Drag en $\phi = 0^\circ$	38
Ilustración 22: Fuerzas resultantes máximas	38
Ilustración 23: Potencia vs Velocidad del viento	39
Ilustración 24: Conjunto	40
Ilustración 25: Gráfico del perfil NACA 0012	41
Ilustración 26: Gráfico del perfil NACA 0012 centrado en el C.P.	42
Ilustración 27: Curva superior del perfil NACA 0012	43
Ilustración 28: Esquema Barra en plano xy	45
Ilustración 29: Esquema Barra en plano xz	47

Ilustración 30: Posición de puesta en bandera más desfavorable	53
Ilustración 31: Fuerzas en el eje	55
Ilustración 32: Diámetros roscas	60
Ilustración 33: Área de la raíz de un filete.....	61
Ilustración 34: Esquema Brida-Prisionero-Eje	62
Ilustración 35: Cordón de soldadura	64
Ilustración 36: Armado palas 1	65
Ilustración 37: Armado palas 2	65
Ilustración 38: Armado palas 3	65
Ilustración 39 a, b y c: Unión de las piezas de poliestireno en tres pasos.	65
Ilustración 40 a, b y c: a) Colocación de la fibra de vidrio. b) Agregado de resina epoxi. c) Esparcimiento de la resina.	66
Ilustración 41: Agujero con fresa de diámetro 16mm.	66
Ilustración 42: Agujero con fresa de diámetro 10mm.	66
Ilustración 43: Pala Finalizada	66
Ilustración 44	67
Ilustración 45	67
Ilustración 46	67
Ilustración 47: Varillas con puntas achaflanadas	67
Ilustración 48: Tapón rosca macho	68
Ilustración 49: Mecanizado de la rosca con terraja.	68
Ilustración 50: Pieza final soldada al extremo de la varilla.	68
Ilustración 51: Resultados del torneado de la brida en tres pasos.	68
Ilustración 52: Mecanizado Rosca Interna	68
Ilustración 53: Pieza finalizada y montada	69
Ilustración 54: Pieza finalizada, vista de rosca interna.....	69
Ilustración 55: Brida montada al eje.....	69
Ilustración 56: Vista prisioneros	69
Ilustración 57: Eje Principal	70
Ilustración 58: Extremo inferior eje secundario.....	70
Ilustración 59: Torneado del eje secundario	71
Ilustración 60: Montaje eje secundario.....	71
Ilustración 61: Acople entre ejes.....	71
Ilustración 62: Tocho de acople.....	71
Ilustración 63: Brida porta-rodamiento	72
Ilustración 64: Montaje bridas	72
Ilustración 65: Montaje y prueba del molino.....	73

Nomenclatura

M	Masa
V	Velocidad del viento
V_r	Velocidad relativa del viento respecto de la pala
E_c	Energía cinética
P_c	Potencia Captada por el molino
P_d	Potencia disponible del viento
C_p	Coefficiente de potencia o TSR
C_L	Coefficiente de Lift
C_D	Coefficiente de Drag
L	Fuerza de Lift
D	Fuerza de Drag
c	Cuerda del perfil
A	Área de la pala
r	Radio de la pala = radio del generador
w	Velocidad angular
α	Ángulo de ataque del viento respecto a la cuerda
φ	Ángulo que indica la posición del generador en un momento dado
ρ	Densidad
μ	Viscosidad cinemática
Re	Número de Reynolds
P	Presión
F	Fuerza
T	Temperatura
R	Constante de los gases ideales
k	Factor de forma
I	Momento de inercia
σ_x	Tensión en el eje x.
σ_y	Tensión en el eje y.
τ_{yz}	Tensión cortante generada por el momento torsor
L_{eje}	Largo del eje
A_{eje}	Área longitudinal del eje

1. Prólogo

La finalidad de esta investigación ha sido llegar a diseñar un dispositivo que, mediante los recursos naturales, sea capaz de suministrar energía eléctrica a la red domiciliaria de quién quiera adquirirlo. Es por esto que el tamaño debe ser adecuado para poder ser montado sobre el techo de cualquier hogar.

Se optó por la energía eólica por tratarse de un tipo de energía alternativa que puede explotarse en varias regiones de nuestro país.

Se llevó a cabo primero una investigación acerca de los distintos tipos de turbinas eólicas que se han desarrollado, comparando las ventajas y desventajas de cada modelo para adaptarse a la necesidad de este proyecto.

El poco desarrollo que existe en las turbinas de viento de eje vertical del tipo Darrieus y las ventajas que se encontraron en comparación con los otros modelos de turbinas fueron motivos suficientes para decidir diseñar un aerogenerador de eje vertical de este tipo.

En esta presentación se muestra paso a paso cómo se diseña cada componente y cuáles son todos los factores que deben ser tenidos en cuenta para maximizar el rendimiento de esta turbina.

El análisis realizado es teórico, y se construyó un prototipo que permite comparar con la situación real las conclusiones obtenidas mediante cálculos.

2. Energía

2.1. Energías renovables

Se denomina energía renovable a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen, o porque son capaces de regenerarse por medios naturales.

La utilización de energías renovables es muy antigua. Los molinos y la navegación a vela son dos ejemplos claros de este uso. En la actualidad, las energías renovables constituyen fuentes de abastecimiento energético autóctonas y respetuosas con el medio ambiente.

Existen varios tipos de energías de este tipo, pero en este desarrollo nos centraremos en una en particular; la energía eólica la cual es obtenida a partir de la energía cinética del viento. Existen ciertos dispositivos llamados turbinas de viento o aerogeneradores que están diseñados para poder captar la mayor cantidad de esta energía cinética posible.

2.2. Turbinas de viento o aerogeneradores

Las turbinas eólicas son dispositivos que permiten convertir parte de la energía cinética contenida en las masas de aire en movimiento mecánico de rotación. Posteriormente, de acuerdo al objetivo buscado, esta energía puede usarse directamente en su forma mecánica o bien convertirse eficientemente en energía eléctrica.

La principal forma de clasificación de una turbina eólica se basa en el tipo de fuerzas de impulsión que utiliza. De acuerdo a ello, se las puede agrupar en turbinas de arrastre aerodinámico o en turbinas de sustentación aerodinámica.

El primer grupo utiliza el empuje originado por la deflexión del flujo de aire sobre las palas. Se caracteriza por desarrollar velocidades tangenciales menores que la velocidad del viento y por un relativamente alto valor de momento sobre el eje.

El segundo grupo produce la rotación de la turbina a partir de las fuerzas aerodinámicas de sustentación, basándose en el mismo principio aerodinámico bajo el cual se diseñan las alas de los aviones. Las palas de estas turbinas desarrollan velocidades lineales mayores que la velocidad del viento. Sin embargo, los niveles de torque alcanzados sobre el eje son bajos.

Este último tipo de turbina es el que generalmente se emplea para la conversión de energía eólica en energía eléctrica. La razón de esta elección se basa en las altas velocidades de rotación necesarias para la generación eléctrica como también su mayor eficiencia.

Otra manera de clasificar estas turbinas de viento es de acuerdo a la posición de su eje de rotación. Éste puede estar paralelo al suelo (Turbinas de eje horizontal) o perpendicular al mismo (Turbinas de eje vertical).

2.2.1. Turbinas de eje horizontal

Son aquellas en las que el eje de rotación del equipo se encuentra paralelo al suelo tal como se puede observar en la Ilustración 1.

Sus precedentes directos son los molinos de viento que se empleaban para la molienda y obtención de harina. En este caso, la energía cinética del aire en movimiento, proporciona energía mecánica a un rotor hélice que, a través de un sistema de transmisión mecánico, hace girar el rotor de un generador, normalmente un alternador trifásico, que convierte la energía mecánica rotacional en energía eléctrica.

Un aerogenerador de este tipo está compuesto principalmente por un rotor, donde sus palas, construidas principalmente con materiales compuestos, se diseñan para transformar la energía cinética del viento, en un momento torsor en el eje del equipo. Los rotores modernos pueden llegar a tener un diámetro de 42 a 80 metros y producir potencias de varios MW. La velocidad de rotación está normalmente limitada por la velocidad de punta de pala, cuyo límite actual se establece por criterios acústicos y estructurales.

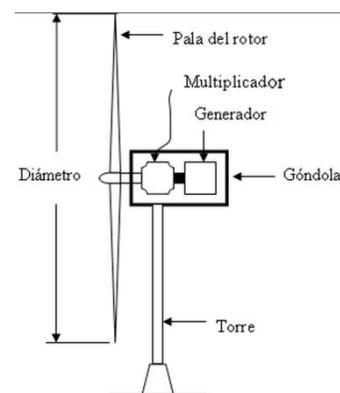


Ilustración 1: Aerogenerador Eje horizontal

En general, los aerogeneradores modernos se diseñan para trabajar con velocidades del viento que varían entre 3 y 25 m/s en promedio. La primera es la llamada velocidad de arranque y la segunda la velocidad de corte. Básicamente, el aerogenerador comienza produciendo energía eléctrica cuando la velocidad del viento supera la velocidad de arranque y, a medida que la velocidad del viento aumenta, la potencia generada es mayor, siguiendo la llamada curva de potencia.

2.2.2. Turbinas de eje vertical

Son aquellas en las que el eje de rotación se encuentra perpendicular al suelo también denominadas VAWT (por sus siglas en inglés, Vertical Axis Wind Turbine).

La característica principal de los molinos de eje vertical es que no requieren sistemas de orientación lo que evita complejos mecanismos de direccionamiento y elimina los esfuerzos a que se ven sometidas las palas ante cambios de orientación del rotor.

Por su disposición permite colocar los sistemas de conversión prácticamente a nivel de suelo, evitando pesadas cargas en las torres, como ocurre en los de eje horizontal; pero esto trae la desventaja de que las velocidades del viento son menores que si estuvieran situados en altura.

La eficiencia de estos modelos es más baja que los de eje horizontal pero son más apropiadas para áreas urbanizadas por dos razones principales; en primer lugar son bastante más silenciosas que las de eje horizontal; y también, dado que giran a velocidades menores, son menos peligrosas.

Existen dos diseños básicos de rotores de eje vertical, uno es llamado Savonius y el segundo Darrieus.

2.2.2.1. Rotor Savonius

La ilustración 2 muestra una turbina de este tipo. Su funcionamiento es esencialmente debido a la diferencia de arrastre que produce el viento en sus palas dado que una es cóncava mientras la otra convexa, por lo que se genera un momento torsor respecto al eje. Esto también provoca

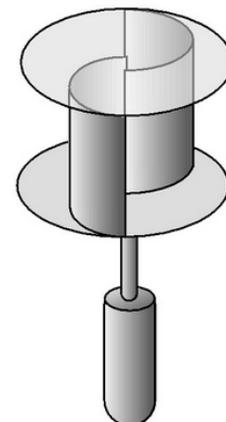


Ilustración 2: Savonius

una gran pérdida de energía causada por el rozamiento con el aire de la pala que va en contra del viento; es por esto que la mayoría de las veces se opta por utilizar los de tipo Darrieus, ya que su funcionamiento es por el fenómeno de sustentación y su rendimiento es mayor.

La turbina Savonius tiene un alto par de arranque pero su eficiencia es pobre. Un buen aerogenerador puede presentar una eficiencia cercana al 45%, mientras que un rotor Savonius difícilmente supera una eficiencia del 20%.

Vale también destacar que estas turbinas soportan mejor las turbulencias y pueden comenzar a girar con vientos de muy baja velocidad.

Por su sencillez y bajo costo es fácil de construir con técnicas artesanales. Se emplea en aplicaciones que requieren potencias pequeñas como es el caso de los extractores de aire en grandes edificios industriales o depósitos y en bombeo de agua.

2.2.2.2. *Rotor Darrieus*

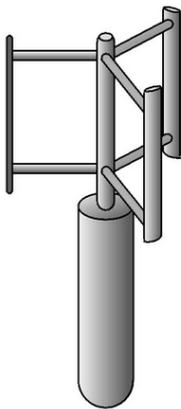


Ilustración 3: Darrieus

Son actualmente los principales competidores de los de eje horizontal de palas aerodinámicas para la generación de electricidad. La fuerza dominante es la de sustentación, y sus palas se diseñan utilizando perfiles aerodinámicos.

Tienen un par de arranque prácticamente nulo, pero entregan potencias altas al encontrarse en régimen y pueden lograr altas velocidades de giro.

Una de sus principales ventajas, además de no requerir sistema de orientación, es que el generador eléctrico puede estar montado a nivel del suelo disminuyendo así las cargas en las torres. Se muestra el modelo en la

ilustración 3.

2.2.3. Cuadro comparativo

Tabla 1

Eje vertical	Eje horizontal
Funcionamiento con vientos turbulentos, ascendentes, racheados y multidireccionados.	Necesidad de vientos constantes y direccionados.
Bajo nivel de ruido acústico.	Alto ruido de funcionamiento (efecto hélice avión).
No requiere sistema de orientación.	Utiliza sistema de orientación.
Puede trabajar cerca del suelo.	Necesidad de estructuras de elevación en busca de mejores vientos.
Segura para la avifauna.	Peligrosa para las aves.
Autofrenado aerodinámico: trabaja con vientos elevados	Necesitan ser frenadas con vientos elevados.

2.3. Aerogeneradores domésticos

El objetivo es diseñar una turbina de eje vertical, del tipo Darrieus, para uso domiciliario; es por esto que las dimensiones y magnitudes de potencia obtenida vienen acotadas a este objetivo.

Para saber donde sería correcto instalar un aerogenerador de este tipo, es menester conocer primero los vientos dominantes que existen en la zona y la forma en que pueden variar a lo largo del año. Se verá más adelante que la variable más importante a tener en cuenta para el diseño de un generador eólico es la velocidad del viento en la zona donde será instalado. Para esto se llevan a cabo mediciones de velocidades del viento durante dos años y en base a los resultados obtenidos se puede estimar el “potencial eólico” que presenta cada zona.

3. El viento

3.1. Potencia disponible

El viento dispone de una cierta cantidad de energía, la cual se debe a la energía cinética de las partículas en movimiento que lo conforman, y por lo tanto se calcula con la conocida fórmula:

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2. \text{ También sabemos que la densidad del viento se puede expresar como } \rho = \frac{m}{Vol.} = \frac{m}{A \cdot l};$$

y despejando la masa obtenemos: $m = \rho \cdot A \cdot l$

La potencia es la energía por unidad de tiempo, por lo tanto en nuestro caso sería la energía cinética de las partículas en movimiento por unidad de tiempo; y entonces se podría calcular la potencia disponible de la siguiente manera:

$$P_d = \frac{E_c}{t} = \frac{1/2 \cdot \rho \cdot A \cdot l \cdot V_1^2}{t} = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V_1^3 \quad (3.1)$$

Siendo:

$$V_1 = \text{velocidad del viento en } \frac{m}{s}$$

$A = \text{superficie perpendicular a la dirección del viento en } m^2$

Se puede apreciar que la potencia disponible depende de la velocidad del viento elevada al cubo, por lo que será el parámetro más importante a tener en cuenta.

La densidad del aire en atmósfera standard a nivel del mar es $\rho = 1,225 \frac{Kg}{m^3}$, y presenta grandes variaciones a diferentes alturas y temperaturas. La diferencia de densidad del aire entre $-10^\circ C$ y $30^\circ C$ es de $0.177 \text{ Kg}/m^3$.

La densidad se calcula como $\rho = \frac{P}{R \cdot T}$.

Siendo:

$P = \text{presión del aire}$

$R = \text{constante de los gases ideales}$

$T = \text{temperatura}$

3.2. Potencia captada

Así como se vio que el viento tiene una energía disponible, se debe saber que esa energía no se puede captar en su totalidad, y para esto se parte de la suposición de que si una turbina captase todo el viento que entra a ella, del otro lado no saldría nada, y esto es un absurdo.

La potencia captada va a ser igual a la potencia disponible multiplicada por un factor de potencia (C_p), que tomará los valores máximos presentados en la tabla 2. Estos valores son datos empíricos tabulados a partir de gráficos que fueron obtenidos de experimentos e investigaciones a lo largo de los años. Una de las fuentes donde se pueden apreciar, es en el libro “*Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*” citado en la bibliografía (Anexo VII).

Tabla 2

Tipo de turbina	Coefficiente de potencia (C_p)
Eje horizontal	0,463
Eje vertical - Savonius	0,173
Eje vertical - Darrieus	Depende el perfil usado pero se aproxima a 0,420

Cada modelo de generador utiliza principios distintos para justificar los valores de los coeficientes de potencia máximos de la tabla anterior. A continuación se detalla el cálculo del factor de potencia para las turbinas del tipo Darrieus.

3.3. Coeficiente de potencia

En la Ilustración 4 se pueden ver además de las fuerzas que actúan sobre el perfil aerodinámico, la dirección que tendrán los vectores velocidad. En la figura se representan la velocidad del viento, la velocidad tangencial de la pala y la velocidad relativa entre estas dos.

A continuación se calculará la potencia captada por sustentación, ya que este es el principio de funcionamiento de las turbinas Darrieus. Se comienza tomando una sección de la pala de una hélice; entonces la fuerza F que hace girar las palas es:

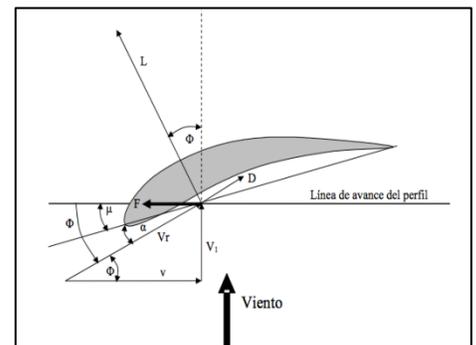


Ilustración 4: Fuerzas sobre un perfil aerodinámico

$F = L \sin \Phi - D \cos \Phi$ (donde L y D representan las fuerzas de sustentación y arrastre respectivamente)

Siendo: $\sin \Phi = \frac{V_1}{V_r}$; $\cos \Phi = \frac{v}{V_r}$ y $\Phi = \alpha + \mu$

V_1 : velocidad del viento

v : velocidad tangencial ($w.R$)

V_r : velocidad relativa entre las velocidades anteriores

α : ángulo de ataque

μ : paso de la hélice

Φ : posición angular de la hélice

Las fuerzas de sustentación (Lift) y arrastre (Drag) se calculan de la siguiente manera:

$$L = C_L \frac{1}{2} \rho V_r^2 A \quad (3.2)$$

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho V_r^2 A \quad (3.3)$$

Donde C_L y C_D representan los coeficientes adimensionales de lift y drag respectivamente que son particulares de cada perfil alar. (Ver capítulo 4)

Luego, la fuerza total será: $F = L \frac{V_1}{V_r} - D \frac{v}{V_r} = \frac{1}{2} \rho V_r^2 A \left[C_L \frac{V_1}{V_r} - C_D \frac{v}{V_r} \right]$

$$F = \frac{1}{2} \rho V_r^2 A \left[C_L \frac{V_1}{V_r} - C_D \frac{v}{V_r} \right] \quad (3.4)$$

A continuación se buscará una expresión para el coeficiente de potencia, sabiendo que la potencia captada se calcula como $P_C = F \cdot v$ y a la vez, siendo esta igual a la potencia disponible multiplicado por el ya mencionado coeficiente de potencia (C_p) se tiene:

$$P_C = F \cdot v = P_d \cdot C_p$$

Entonces, mediante las ecuaciones (3.1) y (3.4) se obtiene:

$$\frac{1}{2} \rho V_r^2 A \left[C_L \frac{V_1}{V_r} - C_D \frac{v}{V_r} \right] \cdot v = \frac{1}{2} \rho V_r^3 A \cdot C_p$$

Simplificando:

$$\left[C_L \frac{V_1}{V_r} - C_D \frac{v}{V_r} \right] \cdot v = V_r \cdot C_p$$

$$\left[C_L \frac{V_1}{V_r} - C_D \frac{v}{V_r} \right] \cdot \frac{v}{V_r} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{V_1}{V_r} \frac{v}{V_r} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{V_1}{V_r^2} \frac{v}{(\sin^2 \Phi + \cos^2 \Phi)} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{V_1}{V_r^2} \frac{v}{\left(\frac{V_1^2}{V_r^2} + \frac{v^2}{V_r^2} \right)} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{V_1}{V_r^2} \frac{v}{\left(\frac{V_1^2}{V_r^2} + \frac{v^2}{V_r^2} \right)} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{V_1 \cdot v}{(V_1^2 + v^2)} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{V_1 \cdot v}{V_1^2 \left(1 + \frac{v^2}{V_1^2} \right)} = C_p$$

$$\left[C_L - C_D \frac{v}{V_1} \right] \cdot \frac{v}{V_1} \frac{1}{\left(1 + \frac{v^2}{V_1^2} \right)} = C_p$$

Tomando $\frac{v}{V_1} = x$ queda:

$$C_p = [C_L - C_D x] \frac{x}{(1 + x^2)} \tag{3.5}$$

Se obtiene el coeficiente de potencia en función de x. Derivando e igualando a cero para obtener el valor máximo de Cp se logra un valor que depende de los coeficientes de lift y drag.

Estos coeficientes dependen no solo del perfil aerodinámico, sino también del ángulo de ataque, que a su vez depende de la posición angular de la hélice. Si bien existe un coeficiente de potencia máximo para cada perfil, este valor será de aproximadamente:

$$C_{p \max} \cong 0,5$$

Para el caso de las turbinas de eje vertical, se observa en la Tabla 2 que se puede captar mucha más energía por sustentación que por resistencia, pero este valor es ligeramente menor que en el caso de las turbinas de eje horizontal.

3.4. Análisis estadístico de la velocidad del viento

Para poder determinar en qué rangos de viento trabajará la turbina, y así poder especificar adecuadamente sus dimensiones, se pidieron los historiales de velocidades de viento al Servicio Meteorológico Nacional de los últimos dos años. Las tablas que muestran los correspondientes valores se encuentran en el Anexo I y corresponden a la costa Norte del Río de la Plata (San Isidro).

La función que mejor se ajusta para describir la distribución de la velocidad del viento, la cual es una variable aleatoria continua, es la de Weibull.

Esta es una distribución biparamétrica que define las características del sitio a analizar, y de esta manera se puede determinar la velocidad que más concurrencia presenta.

Esta será la velocidad del viento nominal que se utilizará para el diseño de la turbina.

La función de densidad de probabilidad se define como:

$$f(v) = \frac{k}{c} \times \left(\frac{v}{c}\right)^{k-1} \times e^{-\left(\frac{v}{c}\right)^k} \quad (3.6)$$

Donde:

v: velocidad del viento medio (m/s)

c: factor de escala que suele ser próximo a la velocidad media (m/s)

k: factor de forma que caracteriza la asimetría de la función de probabilidad.

Los parámetros k y c se determinan a partir de un ajuste por mínimos cuadrados (análisis de regresión) teniendo en cuenta la expresión de las frecuencias acumuladas.

Se deben determinar los parámetros c y k que dependen de los valores de velocidad de viento de la zona a analizar. Para ello se realiza una tabla de frecuencias, donde se calcula la cantidad de

veces en el año que hubo determinada velocidad, y también se calcula la frecuencia relativa, la cual representa la probabilidad de ocurrencia de cada velocidad.

La integral sobre todo el dominio de la función da como resultado la unidad; ya que es la suma de todas las probabilidades de ocurrencia.

Para poder calcular los parámetros correspondientes se seguirá el siguiente procedimiento:

En primer lugar se calcula la función acumulada de probabilidad, la cual se define como sigue:

$$F(v) = \int_0^v f(v) = 1 - e^{-\left(\frac{v_i}{c}\right)^k} \quad (3.7)$$

Luego aplicando logaritmo natural a ambos lados de la función acumulada, llegamos a la expresión de una recta.

$$1 - F(v) = e^{-\left(\frac{v_i}{c}\right)^k}$$

$$\text{Ln}(1 - F(v)) = \text{Ln}\left(e^{-\left(\frac{v_i}{c}\right)^k}\right)$$

$$\text{Ln}(1 - F(v)) = -\left(\frac{v_i}{c}\right)^k \text{Ln}(e)$$

$$\text{Ln}(-\text{Ln}(1 - F(v))) = \text{Ln}\left(\frac{v_i}{c}\right)^k$$

$$\text{Ln}(-\text{Ln}(1 - F(v))) = k(\text{Ln } v_i - \text{Ln } c)$$

$$\text{Ln}(-\text{Ln}(1 - F(v))) = k\text{Ln } v_i - k\text{Ln } c$$

La función de densidad de probabilidad representada de esta manera se asemeja a la ecuación de una recta: $y=ax+b$; donde:

$$\text{La variable dependiente } y = \text{Ln}(-\text{Ln}(1 - F(v_i)))$$

$$\text{La variable independiente } x = \text{Ln } v_i$$

La pendiente $a = k$

La ordenada al origen $b = -k \ln c$

Entonces graficando las variables x e y en un par de ejes (Ilustración 5) y mediante el cálculo de la recta de regresión se obtienen los parámetros.

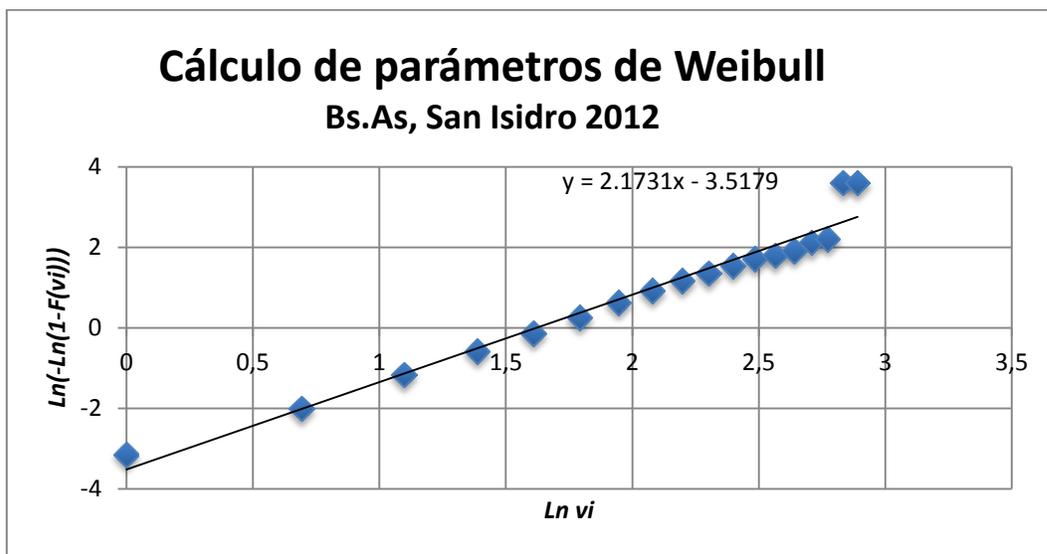


Ilustración 5: Parámetros de Weibull

$$a = k = 2.1731$$

$$b = -k \ln c$$

$$-3.5179 = -2.1731 \ln c$$

$$c = 5.0472$$

Finalmente la función de densidad de probabilidad de Weibull es la siguiente:

$$f(v) = \frac{2.1731}{5.0472} \times \left(\frac{v}{5.0472}\right)^{2.1731-1} \times e^{-\left(\frac{v}{5.0472}\right)^{2.1731}}$$

$$f(v) = 0.4316 \times \left(\frac{v}{5.0472}\right)^{1.1731} \times e^{-\left(\frac{v}{5.0472}\right)^{2.1731}} \quad (3.8)$$

Las Ilustraciones 6, 7 y 8 muestran la distribución de Weibull para la zona de estudio correspondiente a los años 2012, 2013 y 2014 respectivamente.

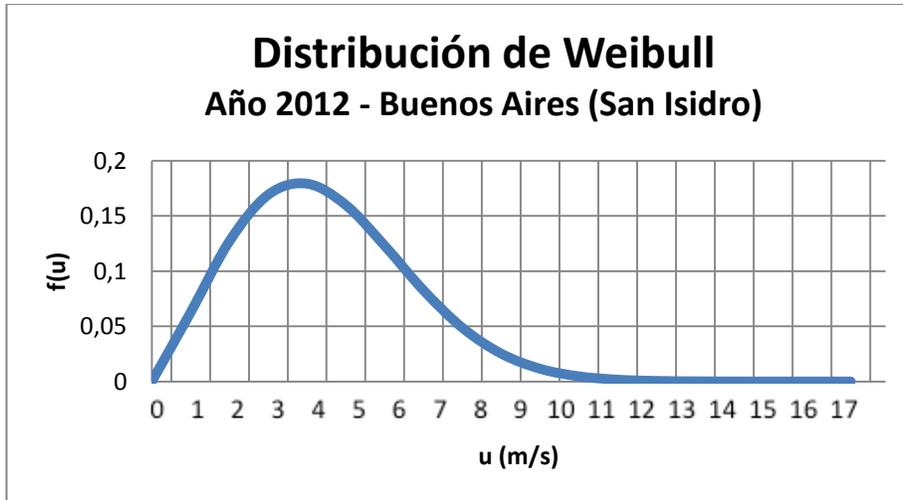


Ilustración 6: Distribución de Weibull

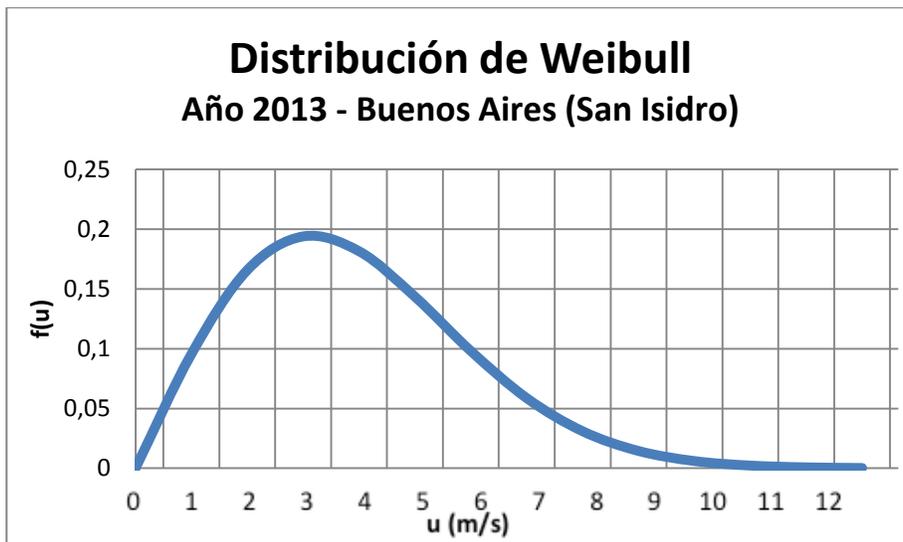


Ilustración 7: Distribución de Weibull

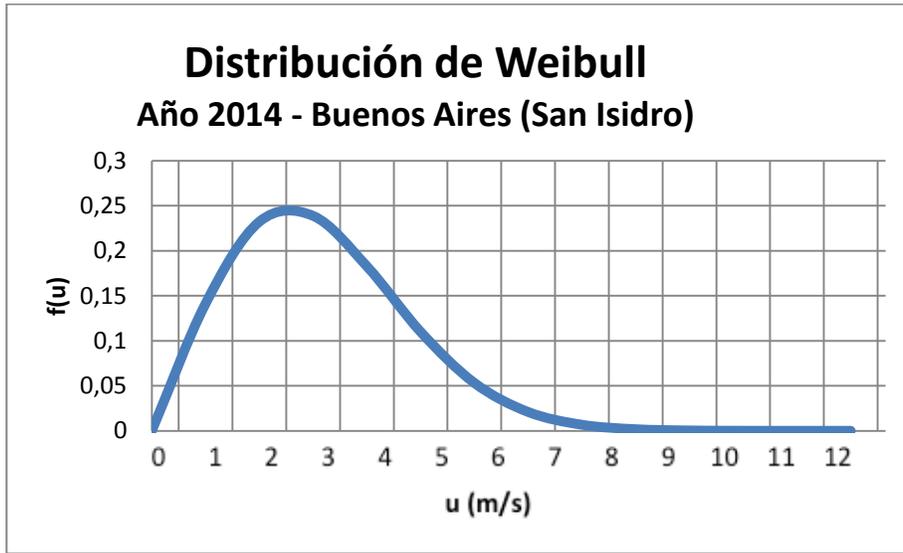


Ilustración 8: Distribución de Weibull

Teniendo en cuenta los datos obtenidos, la velocidad más frecuente en el área seleccionada es entre 2 y 4 m/s dependiendo el año observado.

Se muestra como ejemplo en la Ilustración 9, el análisis de velocidad de viento para la zona de Jericocoara situada en Brasil; ya que ésta presenta una velocidad nominal de entre 6m/s y 7m/s.

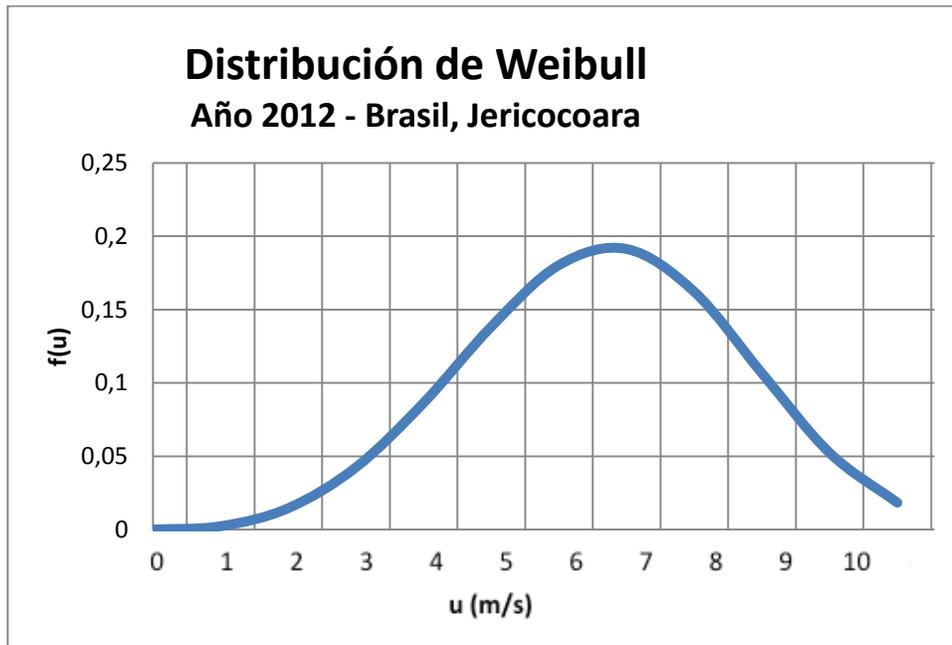


Ilustración 9: Distribución de Weibull

4. Aerodinámica

4.1. Perfiles Aerodinámicos

La teoría moderna de perfiles data de 1905, cuando el hidrodinámico ruso N. E. Joukowsky (1847-1921) desarrolló un teorema de la circulación para determinar la sustentación de un perfil de curvatura y espesor arbitrarios. Con esta teoría básica ampliada y desarrollada por Prandtl, Kármán y sus discípulos, es posible diseñar ahora perfiles de baja velocidad que tengan cualquier distribución de presiones sobre la superficie y con las características apropiadas para la capa limite. Hay familias enteras de perfiles, mostradas en la ilustración 10, casi todas desarrolladas en Estados Unidos bajo la tutela de la NACA (ahora NASA).

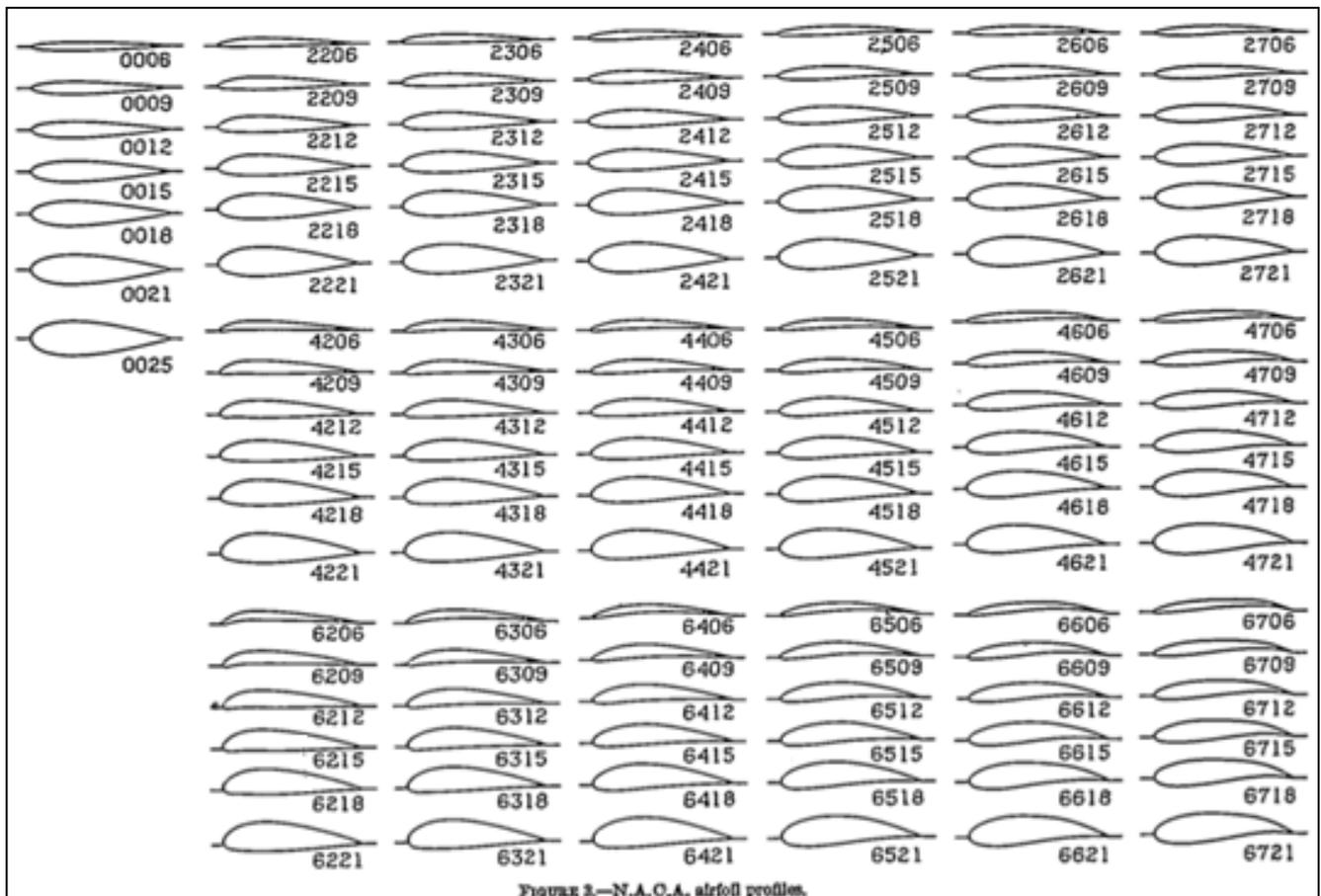


Ilustración 10: Perfiles NACA

En la ilustración 11 se describe la nomenclatura de un perfil aerodinámico, determinada principalmente por la cuerda, borde de ataque, borde de fuga, espesor y curvatura.

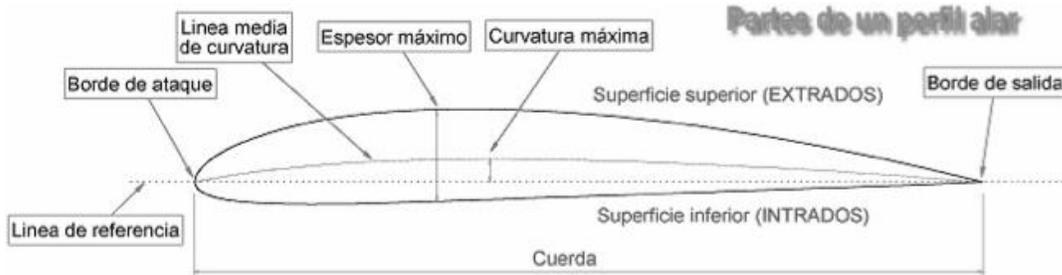


Ilustración 11: Nomenclatura NACA

Cuando un perfil de esta forma enfrenta una corriente de aire, se desarrollan distintas velocidades a ambos lados del cuerpo, las cuales se muestran en la

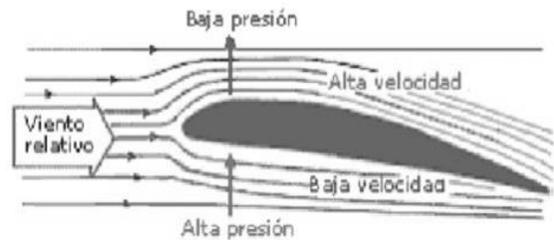


Ilustración 12: V. del viento alrededor de un perfil alar

Ilustración 12.

La velocidad del fluido es mayor sobre el extrados (la cara superior del perfil) y de acuerdo con la ecuación de Bernoulli, a mayor velocidad corresponde una menor presión, por lo que en esta cara

se genera una zona de baja presión mientras que en el intrados (cara inferior) una sobrepresión. Esta diferencia de presiones da lugar a una fuerza resultante llamada fuerza de presión, que actúa sobre toda el área del



Ilustración 13: Diferencia de presiones entre caras perfil. (Ilustración 13)

La resultante, suma de todas las fuerzas actuantes, puede separarse en sus componentes normal y paralela a la dirección de la velocidad de la corriente libre como se observa en la Ilustración 14. Como ya se vio en el capítulo 3.3, la componente normal L, se denomina fuerza de sustentación (lift) y

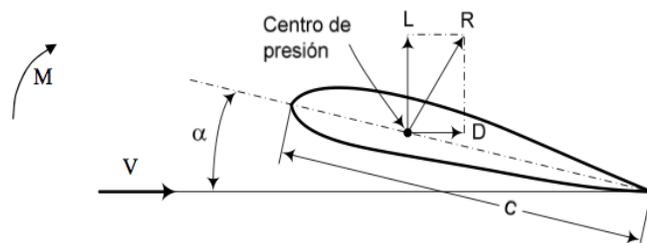


Ilustración 14: Fuerzas de Lift y de Drag

la paralela D se denomina fuerza de resistencia o arrastre (drag); el ángulo α se denomina ángulo de ataque; y estas fuerzas como se vio en el capítulo 3, se calculan mediante las ecuaciones (3.2) y (3.3).

Donde C_L y C_D son los llamados coeficientes de lift y drag respectivamente, los cuales dependen de la forma del perfil y del ángulo de ataque. La variable A representa el área proyectada, la cual se observa en la Ilustración 15.

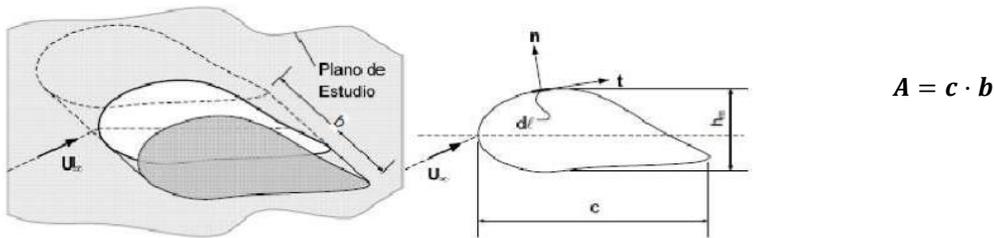


Ilustración 15

Estos perfiles aerodinámicos se agrupan en familias, pero además de esto existen aquellos que son

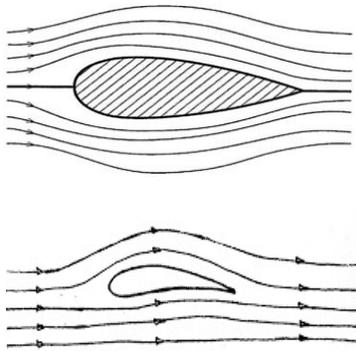


Ilustración 16

simétricos y los que no lo son. Esta diferencia se puede observar en las ilustración 16. Decir que un perfil es simétrico se refiere a que este presenta la misma curvatura por encima de la cuerda que por debajo, por lo que sus dos caras (intradós y extradós) se comportan de la misma manera cuando el viento lo impacta de frente (ángulo de ataque igual a 0°). Sabiendo los coeficientes de lift y drag para ángulos de ataque positivos, se tienen entonces los coeficientes para los ángulos negativos, ya que son los mismos. Para un perfil asimétrico, que también se lo denomina “con curvatura”, sus dos caras son distintas, por lo que los coeficientes de lift y drag para ángulos positivos no son los mismos que para los ángulos negativos.

los mismos que para los ángulos negativos.

4.2. Variación de la sustentación y la resistencia

El coeficiente de sustentación C_L , crece en forma aproximadamente lineal con el ángulo de ataque hasta un valor máximo, a partir del cual cae abruptamente. En esta última situación, el perfil entra en pérdida dejando de sustentar. La pérdida se produce debido al desprendimiento de la capa límite en el extradós del perfil, como consecuencia del gradiente de presión adverso existente más allá del punto de máximo espesor. Por esta razón, es importante que la forma de los perfiles aerodinámicos, tengan un gradiente de presión reducido. De este modo, el desprendimiento de la vena fluida ocurre en la parte posterior del perfil, próximo al borde de fuga, y entonces la sustentación se mantiene elevada por más tiempo. (Ilustración 17)

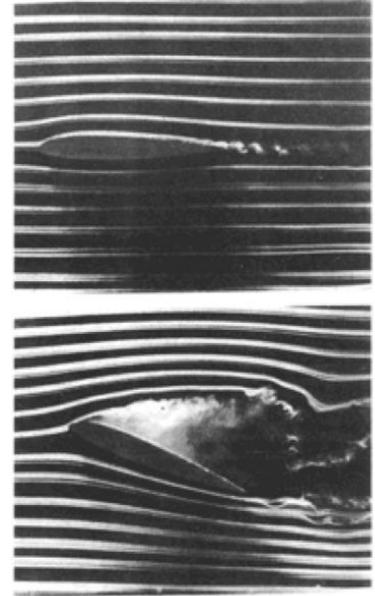


Ilustración 17

Las propiedades deseables de los perfiles son: elevada sustentación y baja resistencia. El parámetro usado para medir la calidad del perfil es C_L/C_D y en especial interesa el valor $(C_L/C_D)_{máx}$ que puede alcanzar al variar el ángulo de ataque. El coeficiente de resistencia C_D , por su parte, tiene un valor bajo para pequeños ángulos de ataque y aumenta en forma aproximadamente parabólica hasta la pérdida.

4.3. Influencia del Número de Reynolds

Los coeficientes aerodinámicos dependen del número de Reynolds.

Los ensayos experimentales han sido realizados para aplicaciones aeronáuticas con elevados números de Reynolds y estos no son directamente aplicables a las turbinas eólicas, debido a las bajas velocidades de rotación de sus hélices. Para algunos perfiles, existen datos a bajos números de Reynolds provenientes de aplicaciones en aeromodelismo.

Debemos calcular el número de Reynolds para determinar el tipo de flujo que se tiene en esta turbina y así poder utilizar los coeficientes de sustentación y arrastre correspondientes.

Este número adimensional se calcula con la ecuación:

$$Re = \rho c V_r / \mu \quad (4.1)$$

Siendo;

$$\rho = 1,25 \text{ Kg/m}^3$$

$$c = 0,25 \text{ m (cuerda del perfil)}$$

$$\mu = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

Como puede observarse en la tercer columna de la Tabla 8 (pág. 35 - para más detalle ver Anexo III), la velocidad relativa (V_r) de la pala respecto del viento, varía entre 22,8 m/s (con una velocidad nominal de 6 m/s) y 76,85 m/s (para una velocidad de corte de 13,25 m/s).

En la ilustración 4 de la página 14 se pueden ver los vectores velocidad, de donde se desprende que se puede calcular la velocidad relativa de la pala respecto del viento mediante la regla del seno. En el capítulo 4.6 se explica en detalle la elección de las velocidades nominal y corte propuestas.

$$V_r = \sqrt{(V_1^2 + v^2 + 2 \cdot V_1 \cdot v \cdot \text{sen}(\alpha))} \quad (4.2)$$

Para este rango de velocidades relativas de viento se obtiene un número de Reynolds de:

$$Re = \rho \frac{c V_{rel}}{\mu} = 900.000 \text{ (promedio)}$$

De acuerdo al número de Reynolds obtenido, la turbina trabajará en régimen turbulento.

4.4. Elección del perfil aerodinámico

La elección del perfil aerodinámico para hélices de aerogeneradores se inicia seleccionando aquellos que poseen un elevado coeficiente de sustentación y simultáneamente un bajo coeficiente de resistencia. Esto normalmente se obtiene tomando aquellos perfiles que poseen altos valores de la relación sustentación sobre resistencia; C_L/C_D . También se deberán considerar otras propiedades relacionadas con la forma en que estos coeficientes varían con la variación en el ángulo de ataque.

Para las turbinas eólicas se sugieren aquellos perfiles para los cuales el coeficiente C_L alcanza su valor máximo en forma suave, evitando los que tienen picos agudos de C_L en función de α , en los cuales la abrupta caída de la sustentación pueden producir fuertes vibraciones. Estos perfiles son denominados “perfiles turbulentos”, ya que para la incidencia de flujos turbulentos, el desprendimiento de la capa límite se produce con ángulos de ataque mayores que los que puede soportar un perfil laminar.

Tomando como base el reporte N°460 de NACA “The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel” se seleccionó el perfil se utilizará para el aerogenerador.

El reporte surge de ensayos realizados para cada perfil dentro de un túnel de viento. Como resultado de estos ensayos se obtuvieron los gráficos donde se relaciona la variación C_L y C_D con respecto a la variación del ángulo de ataque α . Estos gráficos son conocidos como “curvas características del perfil”.

Para la selección del perfil se desarrolló una planilla Excel con cuatro columnas: ángulo de ataque α , coeficientes de lift (C_L) y drag (C_D); y el valor del cociente entre ambos (C_L/C_D). Estos datos se tabularon para la totalidad de los perfiles presentes en el ANEXO II.

El primer punto a tener en cuenta fue la detección de los perfiles denominados laminares. Este tipo de perfiles presentan muy buenos comportamientos al trabajar dentro de flujos laminares debido a que logran un desprendimiento de la capa límite muy alejado al borde de ataque. El inconveniente es que tienen un muy mal rendimiento para trabajar dentro de regímenes

turbulentos, siendo esta la situación más común a la que se ven expuestos este tipo de aerogeneradores por encontrarse a bajas alturas. Bajo esta premisa se decidió descartarlos y enfocar la selección dentro del grupo de perfiles turbulentos.

Los perfiles denominados turbulentos tienen un rendimiento menor que los laminares cuando ambos trabajan dentro de un régimen laminar, pero si se los compara trabajando dentro de un flujo turbulento, los perfiles turbulentos logran un desprendimiento de la capa límite más alejado del borde, lo que se refleja en un C_L mayor.

La siguiente premisa para la selección fue buscar la mejor relación C_L/C_D . Cuanto mayor sea esta relación, mejor será el rendimiento del perfil ya que lo que se busca es un valor elevado de C_L y un mínimo valor de C_D . Esta relación se puede apreciar en la Tabla 3.

Por otro lado se tuvo en cuenta que la variación de C_L/C_D con respecto al ángulo de ataque α sea en forma “suave” y no que varíe abruptamente con el ángulo, ya que esto podría generar picos en la fuerza de sustentación, lo que se refleja en cargas pulsantes sobre la pala.

Luego de descartar los perfiles que no cumplieran con las condiciones recientemente descriptas, se seleccionaron aquellos que presentaron un $C_L/C_D > 10$; y que además esta relación se mantenga como mínimo hasta ángulos de ataque de 16° . El resultado dejó como candidatos a los perfiles 2518; 4412; 4509 y 4515.

Perfil	α	C_L	C_D	C_L/C_D	Perfil	α	C_L	C_D	C_L/C_D	Perfil	α	C_L	C_D	C_L/C_D	Perfil	α	C_L	C_D	C_L/C_D
.4509	-2	0,15	0,01	15,00	.4515	-2	0,18	0,017	10,59	.2518	-2	0	0,01	0,00	.4412	-2	0,15	0,013	11,54
.4509	0	0,3	0,015	20,00	.4515	0	0,31	0,0185	16,76	.2518	0	0,14	0,013	10,77	.4412	0	0,3	0,018	16,67
.4509	2	0,45	0,02	22,50	.4515	2	0,475	0,021	22,62	.2518	2	0,3	0,018	16,67	.4412	2	0,45	0,02	22,50
.4509	4	0,6	0,03	20,00	.4515	4	0,6	0,033	18,18	.2518	4	0,43	0,02	21,50	.4412	4	0,6	0,03	20,00
.4509	6	0,75	0,04	18,75	.4515	6	0,725	0,044	16,48	.2518	6	0,57	0,03	19,00	.4412	6	0,7	0,04	17,50
.4509	8	0,9	0,06	15,00	.4515	8	0,9	0,058	15,52	.2518	8	0,7	0,04	17,50	.4412	8	0,88	0,06	14,67
.4509	10	1,04	0,07	14,86	.4515	10	1,02	0,073	13,97	.2518	10	0,85	0,058	14,66	.4412	10	1	0,07	14,29
.4509	12	1,18	0,09	13,11	.4515	12	1,18	0,095	12,42	.2518	12	1	0,075	13,33	.4412	12	1,15	0,09	12,78
.4509	14	1,3	0,115	11,30	.4515	14	1,265	0,112	11,29	.2518	14	1,12	0,09	12,44	.4412	14	1,3	0,11	11,82
.4509	16	1,42	0,14	10,14	.4515	16	1,385	0,136	10,18	.2518	16	1,27	0,11	11,55	.4412	16	1,4	0,13	10,77
.4509	18	1,53	0,16	9,56	.4515	18	1,5	0,16	9,38	.2518	18	1,38	0,135	10,22	.4412	18	1,5	0,16	9,38
.4509	20	1,52	0,21	7,24	.4515	20	1,58	0,188	8,40	.2518	20	1,47	0,16	9,19	.4412	20	1,6	0,19	8,42
.4509	22	1,4	0,32	4,38	.4515	22	1,62	0,222	7,30	.2518	22	1,46	0,22	6,64	.4412	22	1,65	0,22	7,50
.4509	24	1,3	0,4	3,25	.4515	24	1,6	0,28	5,71	.2518	24	1,4	0,28	5,00	.4412	24	1,6	0,3	5,33
.4509	26	1,2		0,00	.4515	26	1,53	0,35	4,37	.2518	26	1,32	0,33	4,00	.4412	26	1,5	0,36	4,17
.4509	28	1,1		0,00	.4515	28	1,4	0,4	3,50	.2518	28	1,23	0,38	3,24	.4412	28	1,35		0,00
.4509	30	1		0,00	.4515	30	1,27		0,00	.2518	30	1,04		0,00	.4412	30	1,2		0,00

Tabla 3

A estos cuatro perfiles se le realizó un nuevo filtro el cual tenía como fin encontrar el perfil que mayor amplitud de ángulos de ataque α tenga con relación $C_L/C_D > 7$. La razón de aplicar esta condición fue que se quiso buscar el perfil que presente el menor salto de C_L/C_D respecto de la variación de α . De esta manera se descartaron los perfiles NACA 4509 y 2518 quedando seleccionados los modelos NACA 4412 y NACA 4515.

Como se puede apreciar en la Tabla 4, ambos perfiles presentan resultados muy similares.

	4412	4515
Promedio C_L/C_D	11,21	10,98
Máximo C_L/C_D	22,50	22,62
Prom. $C_L/C_D > 10$	15,25	14,80

Tabla 4

Finalmente se optó por elegir el perfil NACA 4412 dado que es el que mejores características aerodinámicas presenta. La Ilustración 18 muestra las curvas características para los perfiles seleccionados.

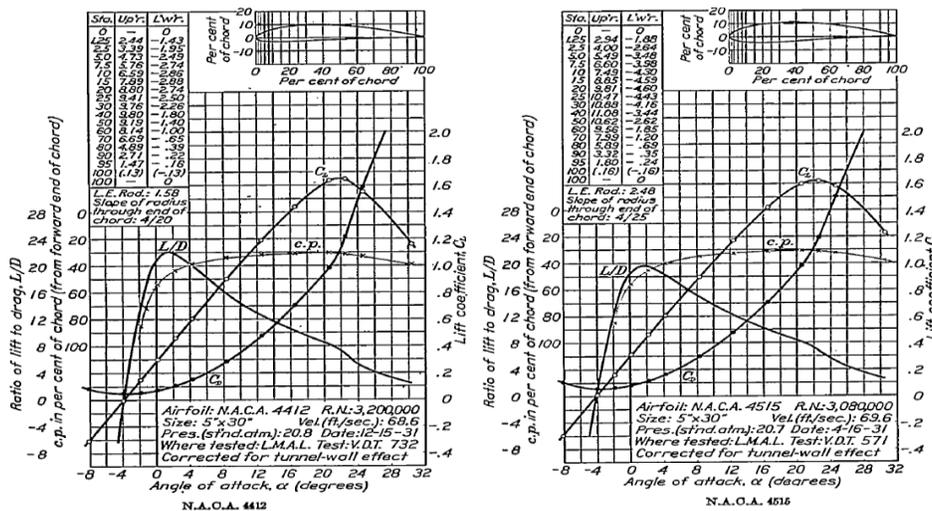


Ilustración 18: Curvas características NACA4412 y 4515

Este desarrollo, al ser completamente teórico presenta un fuerte inconveniente a la hora de definir el perfil aerodinámico, debido a que los datos existentes de los coeficientes de lift y drag son simplemente para ángulos mayores a -5° , y dado que en nuestro caso el ángulo de ataque para el aerogenerador en cuestión varía entre -13° a 13° aproximadamente a lo largo de una revolución, no es posible predecir el comportamiento de un perfil asimétrico en ciertos instantes. Estos valores que acotan el ángulo de ataque se pueden observar en las tablas del Anexo III.

Se debería construir un prototipo para evaluar los perfiles seleccionados dentro de un túnel de viento, pero ante esta imposibilidad económica se optó por trabajar con un perfil simétrico, ya que para estos se conocen los coeficientes para ángulos positivos y negativos.

De acuerdo a esto se repitió el procedimiento utilizado y se llegó a la conclusión de que dentro del grupo de perfiles simétricos, el que mejores propiedades presentó fue el NACA 0012.

En la Tabla 5 se muestran los valores de los coeficientes de lift y drag en función del ángulo de ataque para el perfil seleccionado. Estos valores fueron tabulados utilizando las curvas de NACA mostradas anteriormente.

Tabla 5

Perfil	Alfa	Cl	Cd	Cl/Cd
.0012	-2	-0.18	0.018	-10.00
.0012	0	0	0.01	0.00
.0012	2	0.18	0.018	10.00
.0012	4	0.3	0.018	16.67
.0012	6	0.45	0.02	22.50
.0012	8	0.6	0.03	20.00
.0012	10	0.75	0.042	17.86
.0012	12	0.9	0.06	15.00
.0012	14	1.05	0.078	13.46
.0012	16	1.18	0.088	13.41
.0012	18	1.3	0.119	10.92
.0012	20	1.43	0.14	10.21
.0012	22	1.52	0.17	8.94
.0012	24	1.2	0.32	3.75
.0012	26	0.99	0.36	2.75
.0012	28	0.92	0.4	2.30
.0012	30	0.89	0.44	2.02

4.5. Potencia

4.5.1. Potencia requerida

Antes de comenzar con el dimensionamiento de la turbina es necesario definir qué potencia se espera generar, y para esto, teniendo en cuenta que el objetivo es abastecer una vivienda, se analizará el consumo de energía en una casa sin red eléctrica, como podría ser el caso de un puesto de campo.

La tabla 6 muestra el cálculo de potencia media requerida por electrodoméstico. La potencia máxima y el coeficiente adimensional de funcionamiento fueron extraídos de las tablas de consumo ENRE (Ente Nacional Regulador de la electricidad) presentada en el ANEXO VIII.

Para cada electrodoméstico se calculó, a partir de la potencia máxima y teniendo en cuenta por un lado, la cantidad de horas por día que se utiliza, y también cuánto tiempo realmente funciona a esa potencia máxima, la potencia media de uso.

Tabla 6

Electrodoméstico	Cantidad	Potencia máxima (W)	Potencia máxima total (W)	Horas de uso por día	Coefficiente de simultaneidad	Potencia máxima total requerida (W)	Coefficiente adimensional de funcionamiento	Potencia media (W)
Computadora	1	300	300	3	0.125	37.5	1	37.5
Heladera con freezer	1	195	195	24	1.000	195.0	0.5	97.5
Ventilador de techo	2	60	120	6	0.250	30.0	1	30.0
Horno Microondas	1	800	800	0.5	0.021	16.7	0.8	13.3
Lámpara bajo consumo 15W	6	15	90	5	0.208	18.8	1	18.8
Lavarropas semi-automático	1	200	200	1	0.042	8.3	0.4	3.3
Minicomponente	1	60	60	2	0.083	5.0	1	5.0
Televisor color 14"	1	50	50	2	0.083	4.2	1	4.2
Plancha	1	1000	1000	0.5	0.021	20.8	1	20.8

Teniendo en cuenta la potencia media de todos los electrodomésticos citados se obtiene una Potencia Media total de 230W; lo que implica un Consumo de 5.5 kWh (por día).

4.5.2. Principios básicos

Como se vio en el capítulo 2, al extraer potencia, la turbina tiene un efecto sobre el viento, donde “aguas abajo” de la misma, el aire se mueve más despacio que “aguas arriba” debido a que se produce el ya mencionado fenómeno de transferencia de energía y cantidad de movimiento. Es debido a esto que existe un óptimo nivel de potencia que se puede obtener para una dada “área de barrido”, siendo esta el área frontal que atraviesa el viento (para un aerogenerador del tipo Darrieus).

Esta potencia sería entonces;

$$P_c = C_p \frac{1}{2} \rho V_1^3 A \quad (4.3)$$

El coeficiente de potencia C_p permite representar las principales características de las hélices, dependiendo exclusivamente del perfil alar seleccionado.

Otro parámetro importante en el diseño de aerogeneradores es el TSR representado por λ . El TSR se conoce como la relación de velocidad de punta de pala, “Tip Speed Ratio” por sus siglas en inglés, y es la relación entre la velocidad tangencial del perfil NACA y la velocidad del viento real.

Se define como $\lambda = \frac{\omega R}{V_1}$; donde R es el radio de la hélice y ω la velocidad angular.

Este parámetro es aplicado al momento de diseñar las turbinas del tipo empuje ascensional, como una turbina eje vertical Darrieus, mientras que no es aplicable a un tipo de turbinas de arrastre como el Savonius. La relación del ángulo de rotación ϕ , ángulo de ataque α y TSR es el siguiente:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\text{sen}(\phi)}{\lambda + \text{cos}(\phi)}\right) \quad (4.4)$$

Este parámetro combina las variables más importantes del diseño, de modo que el comportamiento de cualquier hélice queda totalmente definido al representarse el coeficiente de potencia C_p en función de la relación de velocidades λ .

Puede notarse en la Ilustración 18, que los máximos valores de C_p para turbinas rápidas con elevado λ , son mayores que las de bajo valor de λ .

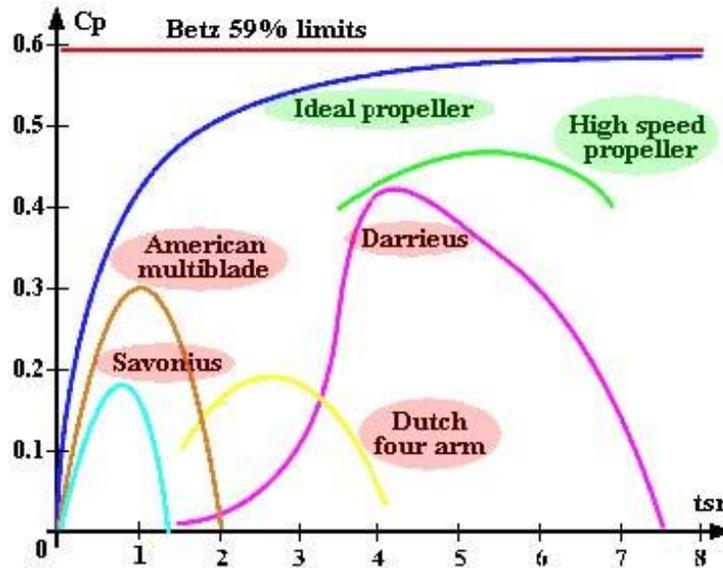


Ilustración 19: Factores de potencia C_p

4.6. Cálculo de fuerzas de arrastre y sustentación

En esta sección se detallará cómo se calculó la potencia que se espera que genere el molino.

Como se vio en el capítulo 3.3, las fuerzas actuantes en cada hélice se calculan mediante las ecuaciones (3.2) y (3.3). La ilustración 20 muestra las fuerzas que actúan sobre el perfil alar de acuerdo a la posición de giro.

Para poder calcular las fuerzas de sustentación y arrastre debemos conocer en primer lugar el perfil que se va a utilizar, ya que este determina los coeficientes correspondientes. Para el caso de este estudio, como se vio en el capítulo 3.4, el perfil seleccionado es el NACA 0012. La tabla 5 muestra el valor de estos coeficientes en función del ángulo de ataque.

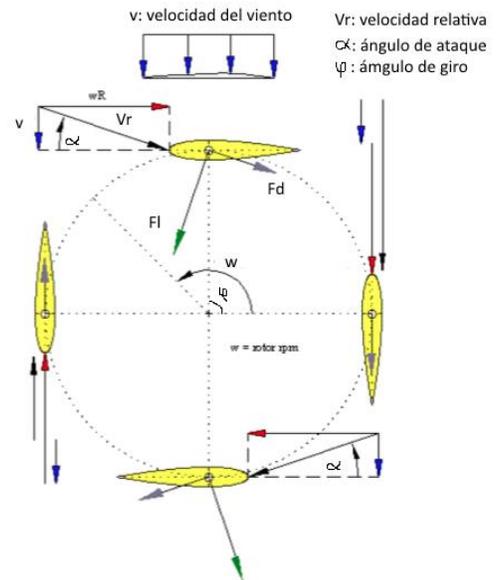


Ilustración 20: Velocidad relativa del viento

Por otro lado se debe determinar el área proyectada A , para lo que se deberá elegir el largo de la pala y el valor de la cuerda del perfil.

Por último se deberá calcular el valor de la velocidad relativa, la cual depende de la velocidad del viento y de la velocidad tangencial en la punta de la pala. Se pueden observar los vectores velocidad en la Ilustración 21. En cuanto a la velocidad del viento se trabajará con la velocidad nominal obtenida a través del análisis estadístico de Weibull del capítulo 2, y la velocidad tangencial dependerá no solo de la posición en la que se encuentra el perfil sino también del parámetro TSR introducido en la sección 4.2.

Se generó una planilla Excel que combina todas las variables recién mencionadas para calcular las fuerzas de sustentación y arrastre; y de esta manera poder estimar la potencia que se generará. En esta planilla se fue variando el área de barrido manteniendo un valor de TSR fijo y utilizando la velocidad de viento nominal obtenida hasta llegar a una potencia cercana a la esperada.

Al ser tan baja la velocidad del viento nominal de la zona de estudio, el área de barrido necesaria para generar una potencia razonable resultaba demasiado grande, se debía construir un generador de 3 metros de diámetro; por lo que se optó por construir un prototipo de menor tamaño.

Para esto se planteó no superar los 2m de diámetro y 2,2m de altura. Se decidió construir las palas de 1.2m de longitud, ya que la base le daría aproximadamente 1m más de altura.

La cuerda se decidió que sería de 0.25m; y basándonos en las curvas de potencia vs. λ de la ilustración 18 se fijó un TSR de 4.8.

Habiendo fijado las dimensiones de pala, en consecuencia, teniendo un área de barrido determinada, se obtuvo una velocidad nominal de 6m/s.

En cuanto a la velocidad de corte, se optó por ser de 13,25m/s ya que la probabilidad de obtener vientos más fuertes para la zona estudiada es muy baja, y teniendo en cuenta que se está construyendo un prototipo de menor tamaño que el calculado para la zona, se optó por no tener que construir un modelo con dimensiones tales como para soportar ráfagas demasiado fuertes.

En la tabla 7 figuran todos los datos que se tuvieron en cuenta para el cálculo de las fuerzas:

Tabla 7

DATOS		
Velocidad del viento (v)	6	m/s
Velocidad de tangencial = $w.R = TSR.v$	28,80	m/s
ϕ	$0^\circ - 359^\circ$	$^\circ$
$TSR = \lambda$	4,8	-
Densidad del aire (ρ)	1,20	Kg/m ³
Altura de la pala (H)	1,20	m
Cuerda pala	0,25	m
Radio de giro de la pala (R)	1,00	m
Velocidad angular (w)	28,80	rad/s
Potencia del viento dentro de la ventana completa	311,04	W
Rend C_p	0,35	-
Potencia a obtener en eje según C_p	108,9	W
Diámetro barra	0,0158	m
C_d de la barra	0,3	-

La tabla 8 que se muestra a continuación toma los datos de la tabla 7 y devuelve:

- la fuerza resultante normal al radio de giro que se genera en cada pala para cada posición del generador (para ϕ entre 0° y 359°)
- La fuerza resultante total
- El momento torsor que se generará.

La tabla completa se puede ver en el Anexo III

Tabla 8

ϕ (°)	ϕ (Rad.)	Vr (m/s)	α (RAD)	α (°)	F_L/C_L ó F_D/C_D	C_L	C_D	F_L (N)	F_D (N)	$F_{L,x}$ (N)	$F_{D,x}$ (N)	F_D (N)	F_{res} (N)	F_{res} (N)	F_{res} (N)	F_{total} (N)
												c/barra (X)	Pala 1	Pala 2	Pala 3	
0	0,00	29,42	0,21	11,77	155,8	0,735	0,0408	114,5	6,4	13,8	-6,2	-0,30	7,0	-1,3	0,6	6,2
1	0,02	29,52	0,20	11,73	156,9	0,7275	0,0402	114,1	6,3	13,7	-6,2	-0,30	6,9	-1,2	0,4	6,1
2	0,03	29,62	0,20	11,68	158,0	0,7275	0,0402	114,9	6,3	13,7	-6,2	-0,31	6,9	-1,1	0,3	6,1
3	0,05	29,72	0,20	11,63	159,0	0,72	0,0396	114,5	6,3	13,6	-6,2	-0,31	6,8	-1,0	0,1	5,9
4	0,07	29,83	0,20	11,58	160,1	0,72	0,0396	115,3	6,3	13,7	-6,2	-0,31	6,8	-0,9	0,0	5,9
5	0,09	29,93	0,20	11,52	161,2	0,7125	0,039	114,9	6,3	13,5	-6,2	-0,31	6,8	-0,8	-0,2	5,8
6	0,10	30,03	0,20	11,46	162,3	0,7125	0,039	115,6	6,3	13,6	-6,2	-0,31	6,7	-0,7	-0,3	5,7
7	0,12	30,13	0,20	11,40	163,4	0,705	0,0384	115,2	6,3	13,4	-6,1	-0,32	6,7	-0,5	-0,4	5,7
8	0,14	30,22	0,20	11,34	164,4	0,6975	0,0378	114,7	6,2	13,3	-6,1	-0,32	6,6	-0,3	-0,5	5,8
9	0,16	30,32	0,20	11,27	165,5	0,6975	0,0378	115,4	6,3	13,3	-6,1	-0,32	6,5	-0,1	-0,5	5,9
10	0,17	30,42	0,20	11,20	166,6	0,69	0,0372	114,9	6,2	13,2	-6,1	-0,32	6,4	0,2	-0,6	6,0
11	0,19	30,52	0,19	11,13	167,6	0,6825	0,0366	114,4	6,1	13,0	-6,0	-0,32	6,4	0,4	-0,7	6,1
12	0,21	30,62	0,19	11,05	168,7	0,6825	0,0366	115,1	6,2	13,0	-6,1	-0,33	6,3	0,7	-0,7	6,2
13	0,23	30,71	0,19	10,97	169,8	0,675	0,036	114,6	6,1	12,9	-6,0	-0,33	6,2	0,9	-0,8	6,3
14	0,24	30,81	0,19	10,89	170,8	0,6675	0,0354	114,0	6,0	12,7	-5,9	-0,33	6,1	1,2	-0,9	6,4
15	0,26	30,90	0,19	10,81	171,9	0,66	0,0348	113,4	6,0	12,6	-5,9	-0,33	6,0	1,4	-1,0	6,4
16	0,28	31,00	0,19	10,72	172,9	0,6525	0,0342	112,8	5,9	12,4	-5,8	-0,34	5,9	1,7	-1,1	6,4
17	0,30	31,09	0,19	10,64	174,0	0,645	0,0336	112,2	5,8	12,2	-5,7	-0,34	5,8	1,9	-1,2	6,4
18	0,31	31,18	0,18	10,55	175,0	0,6375	0,033	111,6	5,8	12,0	-5,7	-0,34	5,7	2,1	-1,4	6,4
19	0,33	31,27	0,18	10,45	176,0	0,6375	0,033	112,2	5,8	12,0	-5,7	-0,34	5,6	2,4	-1,4	6,6
20	0,35	31,36	0,18	10,36	177,1	0,63	0,0324	111,5	5,7	11,8	-5,6	-0,34	5,5	2,6	-1,5	6,6

4.6.1. Fórmulas utilizadas para el cálculo de las fuerzas

A continuación se explica cada uno de los valores de la tabla 8:

ϕ (°): Ángulo ϕ en grados

ϕ (Rad.): Ángulo ϕ en radianes

Vr (m/s): Velocidad del viento relativa a la pala. Esta velocidad se calcula mediante la ecuación (4.2) utilizando el teorema del seno ya mencionado en el capítulo 4.4.

α (Rad): Ángulo de ataque del viento sobre la pala. Este se calcula mediante la ecuación (4.4)

F_L/C_L ó F_D/C_D : Las fuerzas de Lift y de Drag que actúan sobre la pala divididas por sus respectivos coeficientes dan el mismo resultado:

$$\frac{F_L}{C_L} = \frac{F_D}{C_D} = \frac{1}{2} \rho V_r^2 A \quad (4.5)$$

C_L : Coeficiente de Lift para esa posición de la pala (depende del ángulo de ataque α y se obtiene de las tablas NACA para el perfil 0012) .

C_D : Coeficiente de Drag para esa posición de la pala (depende del ángulo de ataque α y se obtiene de las tablas NACA para el perfil 0012).

F_L (N): Fuerza de Lift que actúa sobre la pala medida en Newtons. Ecuación (3.2)

F_D (N): Fuerza de Drag que actúa sobre la pala medida en Newtons. Ecuación (3.3)

F_L (en X): Componente en el eje X de la Fuerza de Lift que actúa sobre la pala medida en Newtons:

$$F_{L \text{ en } X} = F_L \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (4.6)$$

F_D (en X): Componente en el eje X de la Fuerza de Drag que actúa sobre la pala medida en Newtons:

$$F_{D \text{ en } X} = F_D \cdot \text{cos}(\alpha) \quad (4.7)$$

F_D c/barra: Corresponde a la componente en X de la fuerza de Drag que actúa sobre cada una de las barras que unen al eje con la pala:

$$F_{D \text{ Barra en } X} = C_{D \text{ cilindro}} \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{\text{media de la barra}}^2 \cdot A_{\text{barra}} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.8)$$

$F_{\text{res Pala 1}}$: Es la fuerza resultante que actúa sobre la pala en la dirección del *eje X*.

$$F_{\text{res}} = F_{L \text{ en } X} - F_{D \text{ en } X} - 2F_{D \text{ Barra en } X} \quad (4.9)$$

Como las palas están separadas a 120° , cada pala repite el comportamiento de la anterior al girar los 120° . Es decir:

$$F_{\text{res Pala 1 cuando } \varphi = 0^\circ} = F_{\text{res Pala 2 cuando } \varphi = 120^\circ} = F_{\text{res Pala 3 cuando } \varphi = 240^\circ} \quad (4.10)$$

F_{total} : Es la suma de las resultantes en X que actúan sobre las tres palas:

$$F_{\text{total}} = F_{\text{res Pala 1}} + F_{\text{res Pala 2}} + F_{\text{res Pala 3}} \quad (4.11)$$

Nota: Cuando hablamos de *eje X*, nos referimos al eje sobre el cual se encuentra ubicada la cuerda de la pala. Este eje es siempre perpendicular al radio de giro del generador.

Por ejemplo, para la posición $\phi = 0^\circ$, las fuerzas de Lift (en verde) y Drag (en rojo) son las que se muestran a en la ilustración 21:

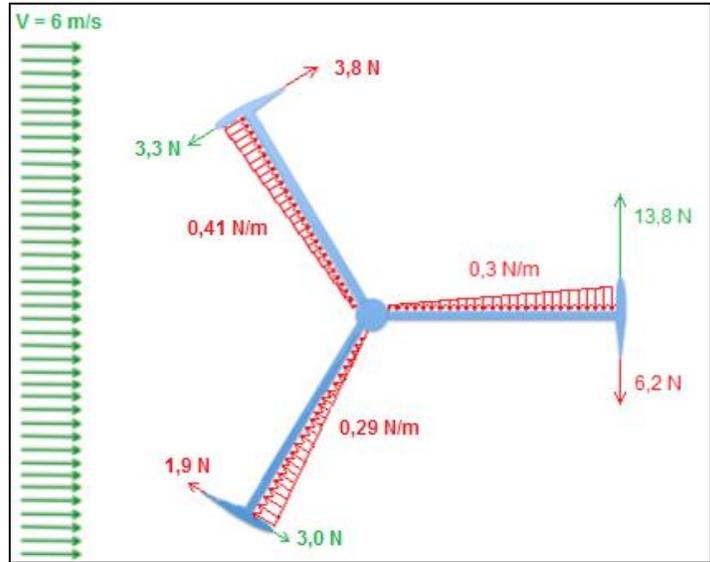


Ilustración 21: Fuerzas de Lift y Drag en $\phi = 0^\circ$

El total de las fuerzas en el instante en que $\phi = 0^\circ$, con una velocidad de viento de 6 m/s da una resultante $F_{total} = 6,2N$.

En el Anexo III Pueden verse los resultados de las fuerzas resultantes de cada posición de giro. Se puede observar en la ilustración 22 que las resultantes máximas se dan en las posiciones $\phi=90^\circ$, $\phi=210^\circ$ y $\phi=330^\circ$:

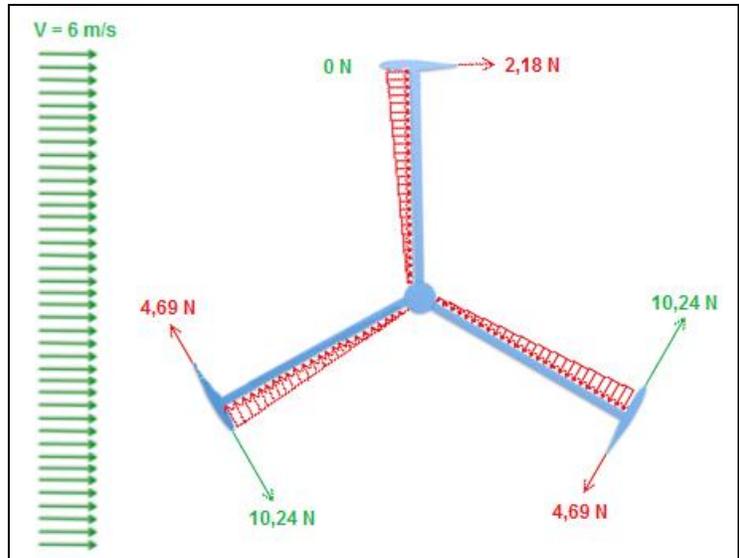


Ilustración 22: Fuerzas resultantes máximas

De esta manera para calcular las potencias, se puede ir variando la velocidad del viento en la Tabla 7 y observando la potencia generada por el molino que devuelve la Tabla 8 (Ambas en el ANEXO III).

4.6.2. Potencia obtenida vs velocidad del viento

La ilustración 23 muestra la relación de velocidad del viento en función de la potencia obtenida para los parámetros fijados. Los valores graficados se pueden observar en la Tabla 9.

Tabla 9

Vviento (m/s)	Potencia obtenida (W)
0	0
1	1
2	7
3	23
4	54
5	105
6	181
7	288
8	430
9	612
10	840
11	1118
12	1451
13	1845
14	2305

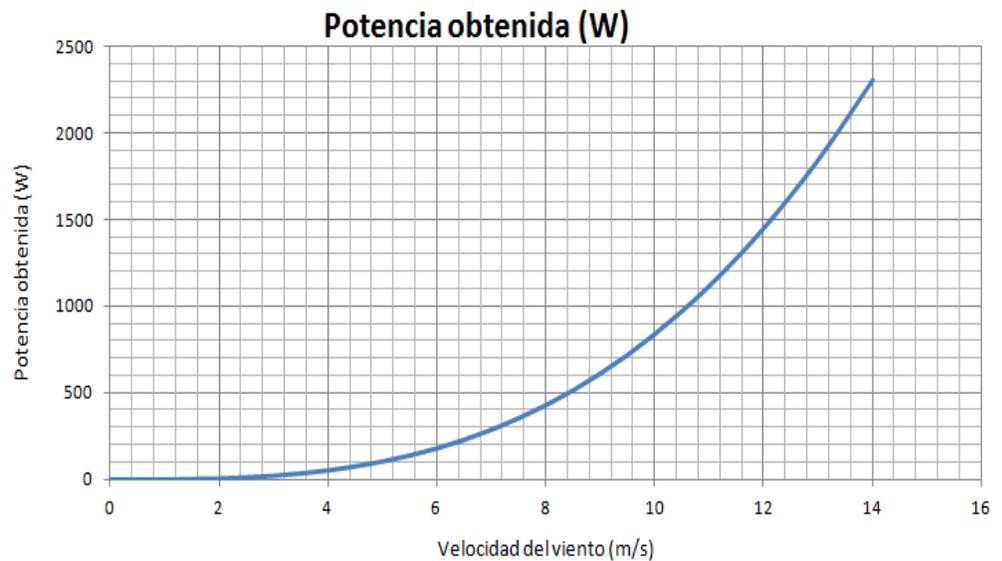


Ilustración 23: Potencia vs Velocidad del viento

Si bien estos valores muestran que a velocidades bajas el molino estaría generando electricidad, esto no es real, ya que hay que determinar una velocidad de arranque capaz de vencer la inercia de todo el conjunto y alcanzar la velocidad de giro necesaria para que el PMG comience a generar electricidad.

Por otro lado, los valores obtenidos corresponden a un molino cuyo TSR sea 4,8 para cualquier

velocidad del viento, es decir, que la velocidad de punta de pala sea 4,8 veces mayor que la velocidad del viento. Esto no se cumple para velocidades del viento bajas, y tampoco puede cumplirse para velocidades del viento muy elevadas, con lo cual los valores de la tabla a tener en cuenta son los valores medios de velocidad del viento (entre 6-9 m/s). Para estos casos, las predicciones realizadas mediante cálculo teórico serán las más aproximadas a la realidad y será el punto de mayor rendimiento de la máquina (44% considerando la potencia total del viento que pasa por el área que ocupa el generador).

5. Cálculos de estructura

5.1. Conjunto

En la Ilustración 24 se esquematiza el aerogenerador que se desea construir, detallando el nombre de cada una de sus piezas.

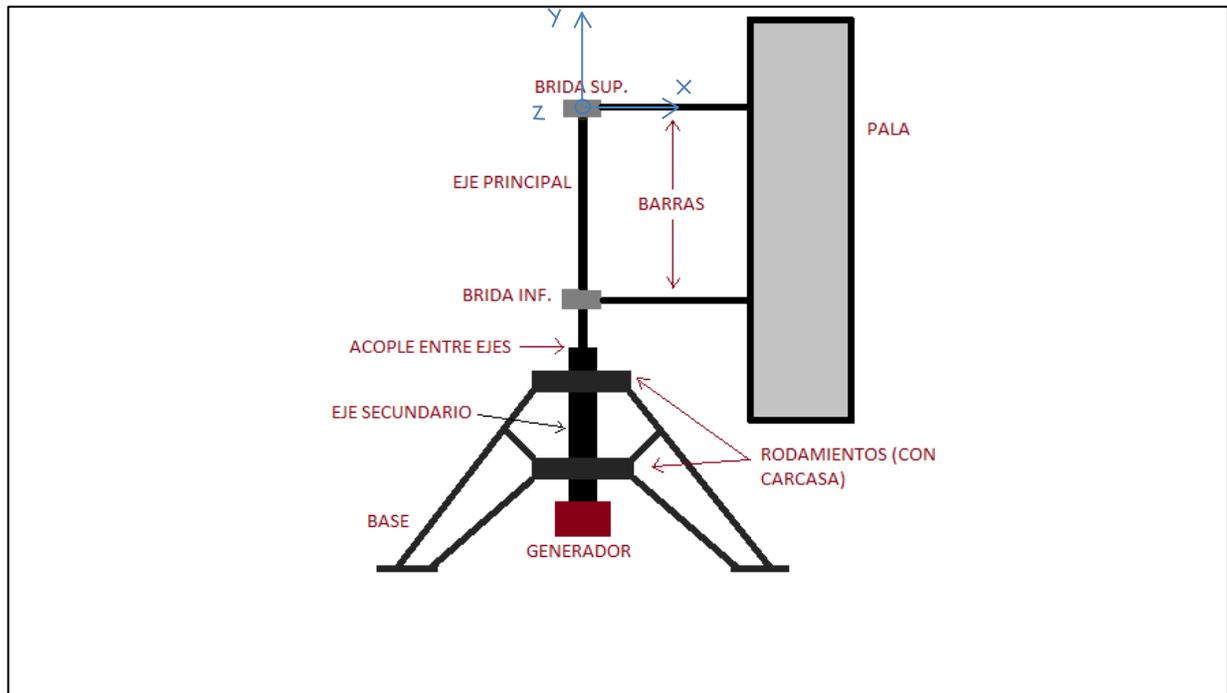


Ilustración 24: Conjunto

5.2. Dimensionamiento de las palas

A continuación se presenta el cálculo de la flexión de la pala a lo largo de su eje vertical. La fórmula de la curva que representa al perfil NACA 0012 es la siguiente:

Por tratarse de un perfil NACA 0012.

Largo de la cuerda en metros.

$$f(x) = \frac{0.12 \cdot 0.25}{0.2} \cdot \left(0.2969 \cdot \sqrt{\left(\frac{x}{0.25}\right)} - \frac{0.126 \cdot x}{0.25} - 0.3516 \cdot \left(\frac{x}{0.25}\right)^2 + 0.2843 \cdot \left(\frac{x}{0.25}\right)^3 - 0.1015 \cdot \left(\frac{x}{0.25}\right)^4 \right)$$

Se grafica (Ilustración 25) la función para los valores positivos y negativos de $y=f(x)$, con las constantes correspondientes a un perfil NACA 0012 con longitud de cuerda $c = 0,25m$ utilizando el programa *Derive 6*;

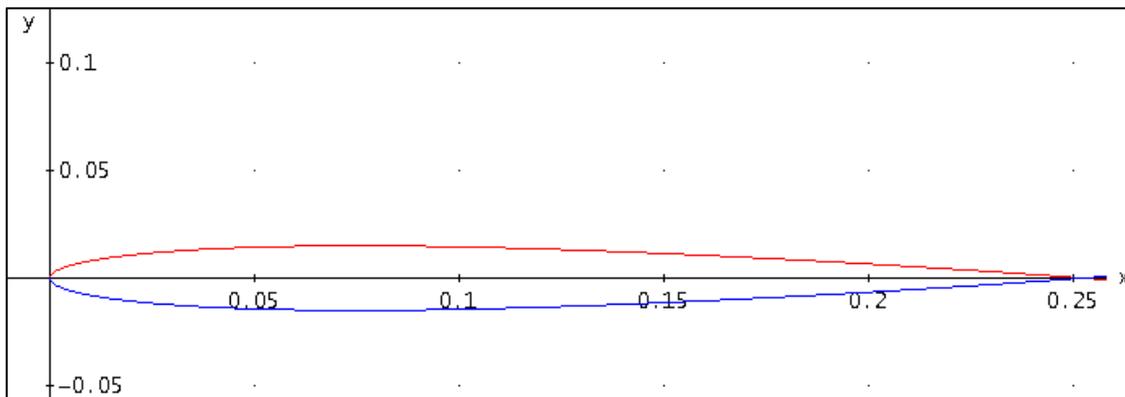


Ilustración 25: Gráfico del perfil NACA 0012

El valor del espesor máximo para los perfiles NACA 0012 es el 12% de la longitud de la cuerda y la ubicación del mismo es en el 30% de la misma. En este punto es donde se encontrará la máxima sollicitación originada por la flexión de la pala.

Para poder dimensionar el espesor de fibra de vidrio que será necesario, se calcularán las tensiones en este punto.

Primero se traslada el centro de coordenadas a la coordenada X en donde se encuentra el espesor máximo del perfil:

$$f(x) = \frac{0.12 \cdot c}{0.2} \cdot \left(0.2969 \cdot \sqrt{\left(\frac{x + 0.3 \cdot c}{c} \right)} - \frac{0.126 \cdot (x + 0.3 \cdot c)}{c} - 0.3516 \cdot \left(\frac{x + 0.3 \cdot c}{c} \right)^2 + 0.2843 \cdot \left(\frac{x + 0.3 \cdot c}{c} \right)^3 - 0.1015 \cdot \left(\frac{x + 0.3 \cdot c}{c} \right)^4 \right)$$

La gráfica se muestra en la Ilustración 26:

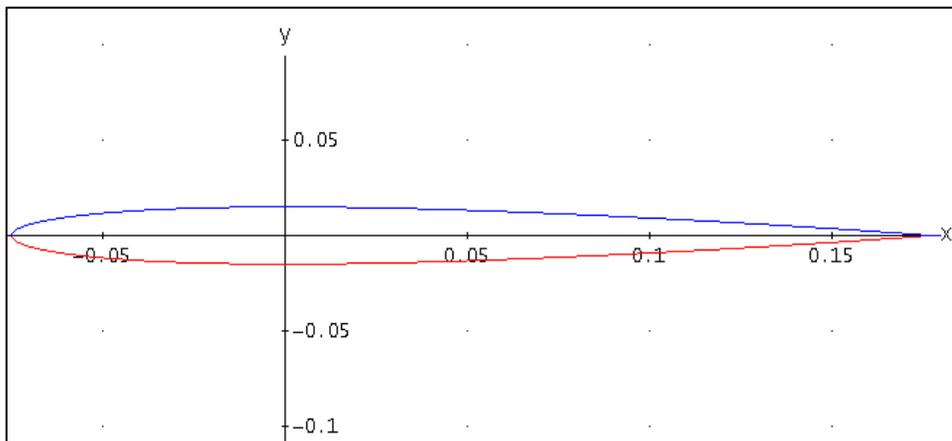


Ilustración 26: Gráfico del perfil NACA 0012 centrado en el C.P.

La expresión del Momento Flexor máximo que podrá resistir la fibra de vidrio es la siguiente:

$$M_{max} = \frac{\sigma \cdot I_{max}}{h_{max}} \quad (5.1)$$

Siendo:

- σ = la resistencia a la tracción de la fibra de vidrio.
- $h_{m\acute{a}x}$ = la mitad del 12% del largo de la cuerda ($3\text{cm}/2 = 1,5\text{cm}$)
- $I_{m\acute{a}x}$ = el momento de inercia con respecto al eje X de la pala.

Para calcular $I_{m\acute{a}x}$ debe resolverse la siguiente integral:

$$I_{max} = \int y^2 dA \tag{5.2}$$

Siendo:

$$y = f(x) \quad y \quad dA = e dx$$

Integrando la siguiente curva entre $-0.3C$ y $0.7C$ (Ilustración 27)

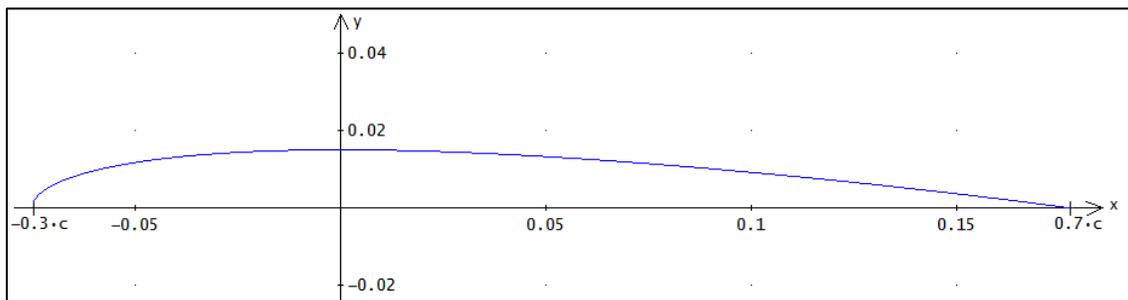


Ilustración 27: Curva superior del perfil NACA 0012

Resolviendo la ecuación (5.2) se obtiene:

$$I_{max} = \int y^2 dA = \int_{-0.3c}^{0.7c} f(x)^2 e dx = 6,196 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot e$$

El $M_{m\acute{a}x}$ para el que estará diseñada la pala se surge de la siguiente expresión:

$$M_{max} = \frac{QL^2}{8} = \frac{mw^2rL}{8} \tag{5.3}$$

Siendo:

- Q: Una carga uniformemente distribuida sobre la pala (representando al viento)
 m: La masa de la pala.
 w: La velocidad angular máxima de diseño.
 r: El radio del generador (distancia entre el eje del generador y el eje vertical de la pala).
 L: Longitud de la pala.

Los valores de diseño serán los siguientes:

$m = 3 \text{ Kg}$ (Se toma este valor para obtener un resultado conservador. El mismo se confirmará según el espesor e obtenido a continuación ya que la masa depende fundamentalmente de esta magnitud).

$w = 64 \text{ rad/s}$ (Correspondiente a la velocidad del viento adoptada para diseño $u = 13,25 \text{ m/s}$)

$r = 1,015 \text{ m}$

$L = 1,2 \text{ m}$

Resolviendo la ecuación (5.3)

$$M_{max} = \frac{3Kg \cdot \left(64 \frac{rad}{s}\right)^2 \cdot 1,015m \cdot 1,2m}{8} = 1870,85N$$

Igualando las ecuaciones (5.1) y (5.3) se puede despejar el espesor e de fibra de vidrio:

$$M_{max} = \frac{\sigma \cdot I_{max}}{h_{max}} = 1870,85 \frac{N}{m} = \frac{\sigma \cdot 6,196 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot e}{0,015m}$$

$$e = \frac{1870,85 \frac{N}{m} \cdot 0,015m}{\sigma \cdot 6,196 \cdot 10^{-5} m^3}$$

El valor de la resistencia a la tracción de la fibra de vidrio es $\sigma_{\text{fibra de vidrio}} = 2600\text{MPa}$ considerando el método manual de laminación que se utilizará para construir las pala.

Las capas estarán compuestas por un 40% de fibra y 60% de matriz. Suponiendo que la fibra de vidrio será la encargada de resistir las tensiones de tracción, el valor de resistencia a la tracción a utilizar para los cálculos será el 40% de la misma, es decir, $\sigma = 1040\text{MPa}$.

Considerando este valor, se calculó el espesor e de fibra que se necesitará:

$$e = \frac{1870,85 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 0,015\text{m}}{1040\text{MPa} \cdot 6,196 \cdot 10^{-5}\text{m}^3} = 4,374 \cdot 10^{-4}\text{m} = 0,4374\text{mm}$$

Como el peso de las palas es notablemente inferior a 3Kg con este espesor se garantiza que la pala resistirá las tensiones a las que estará solicitada.

5.3. Dimensionamiento de las barras

En primer lugar se analizarán las fuerzas a las que estará sometida cada barra en los ejes X e Y.

Estas se encuentran esquematizadas en la Ilustración 28. La longitud de la barra será de 1m según se definió en el capítulo 4.6.

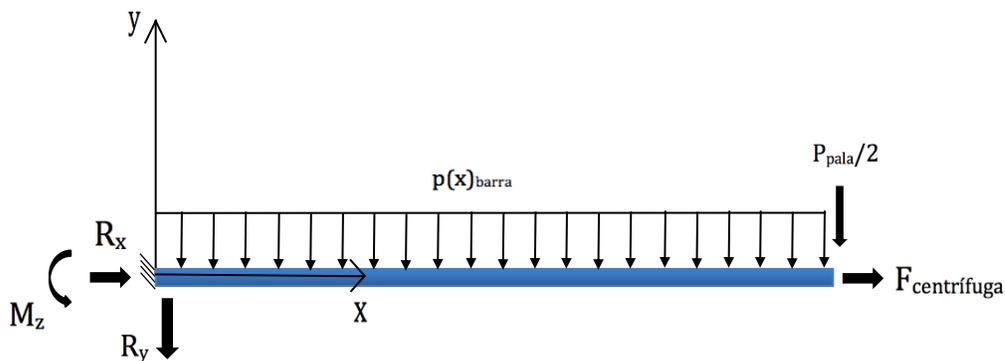


Ilustración 28: Esquema Barra en plano xy

$$\sum F_x = R_x + F_{\text{centrifuga}} = 0 \tag{5.4}$$

$$F_{centrifuga} = \frac{F_{centrifuga\ de\ la\ pala}}{2} + F_{centrifuga\ de\ la\ barra} \quad (5.5)$$

$$F_{centrifuga} = \frac{m_{pala} \cdot v^2}{2 \cdot r_{pala}} + \frac{m_{barra} \cdot v^2}{r_{barra}} \quad (5.6)$$

Se toma la mitad de la fuerza centrífuga de la pala debido a que esta fuerza será resistida por las dos barras que la sujetan. La velocidad de punta de pala v es igual al producto de la velocidad angular w y el radio de la pala $R_{pala}=1m$ (longitud de la barra= x).

$$\sum F_y = R_y - p(x)_{barra} \cdot x - \frac{P_{pala}}{2} = 0 \quad (5.7)$$

$$\sum M_z = M_z - p(x)_{barra} \cdot x \cdot \frac{x}{2} - \frac{P_{pala}}{2} \cdot x = 0 \quad (5.8)$$

$$M_z = P_{barra} \cdot 0,5m + \frac{P_{pala}}{2} \cdot 1m \quad (5.9)$$

$$P_{pala} = m_{pala} \cdot g \quad (5.10)$$

$$P_{barra} = m_{barra} \cdot g \quad (5.11)$$

$$m_{barra} = \pi \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4} \rho_{Aluminio} \cdot 1m \quad (5.12)$$

Donde $\rho_{Aluminio}$ debe ser tomado del catálogo del fabricante de tubos de aluminio.

$$m_{pala} = m_{poliestireno\ expandido} + m_{Fibra\ de\ vidrio} \quad (5.13)$$

En la Ilustración 29 se analizan las fuerzas en el plano XZ.

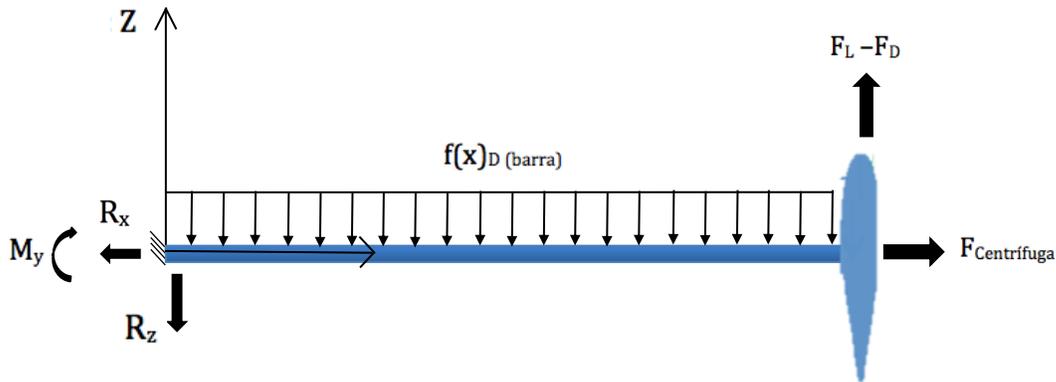


Ilustración 29: Esquema Barra en plano xz

Las fuerzas en el eje X son las mismas que para el plano X Y.

En el eje Z las ecuaciones son las siguientes:

$$\sum F_z = -R_z - F_{Drag\ barra} + F_{Lift} - F_{Drag\ pala} = 0 \quad (5.14)$$

Donde:

$$F_{Drag\ barra} = C_D \cdot \frac{1}{2} \rho_{Aire} \cdot v_{Barra}^2 \cdot A_{Barra} \quad (5.15)$$

El coeficiente de drag C_D de la barra depende del Número de Reynolds, el cuál se calculará mediante la ecuación (4.1) utilizando la velocidad media de la barra en lugar de la velocidad relativa.

Para la velocidad de corte de 13,25 m/s definida en el capítulo 4.3, la velocidad máxima percibida por la punta de la pala es de 64m/s, por lo que la velocidad media de la barra será $\frac{1}{2} 64 \text{ m/s} = 32 \text{ m/s}$.

$$Re = \frac{32 \frac{m}{s} \cdot 0,016m}{1,5 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 3,413 \cdot 10^4$$

Con este número de Reynolds, podemos tomar el coeficiente $C_D = 0,3$ según *Frank M. White, 5ta edición* pág. 468. Se calcula entonces a continuación la fuerza de drag de la barra mediante la ecuación (5.15)

$$F_{Drag\ Barra} = 0,3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,25 \frac{Kg}{m^3} \cdot v_{Barra}^2 \cdot 1m \cdot d_e = 0,1875 \frac{Kg}{m^2} \cdot v_{Barra}^2 \cdot d_e$$

Luego se calculan las fuerzas de sustentación y arrastre para una de las palas; ecuaciones (3.2) y (3.3) respectivamente.

$$F_{Lift} = C_L \cdot \frac{1}{2} \rho_{Aire} \cdot v_{Pala}^2 \cdot A_{Pala} = C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,25 \frac{Kg}{m^3} \cdot V_r^2 \cdot 0,25m \cdot 1,2m = C_L \cdot V_r^2 \cdot 0,1875 \frac{Kg}{m}$$

$$F_{Drag} = C_D \cdot \frac{1}{2} \rho_{Aire} \cdot V_r^2 \cdot A_{Pala} = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,25 \frac{Kg}{m^3} \cdot V_r^2 \cdot 0,25m \cdot 1,2m = C_D \cdot V_r^2 \cdot 0,1875 \frac{Kg}{m}$$

Los coeficientes de Lift y de Drag, dependen del ángulo de ataque de la pala con respecto al viento. Lo mismo sucede con la velocidad relativa de la pala, ya que la misma se compone de la velocidad tangencial ($w \cdot R$) y la velocidad del viento (v).

Las ecuaciones que se obtuvieron, son las mismas que se encuentran en la tabla 8 y que figuran en el Anexo III, donde se calcularon las fuerzas resultantes a lo largo de toda la vuelta (360°).

Para el dimensionamiento de las barras se tomará la posición de palas que presente las fuerzas resultantes más desfavorables.

$$\sum M_y = -M_y + (F_L - F_D) \cdot x - f(x)_{D(barra)} \cdot x \cdot \frac{x}{2} \quad (5.16)$$

Despejando la ecuación 5.16:

$$M_y = (F_L - F_D) \cdot 1m - F_{D(barra)} \cdot \frac{1m}{2}$$

Finalmente se determinará el diámetro y el espesor de la barra de manera tal que pueda resistir las tensiones a las que estará sometida. Para este dimensionamiento es necesario calcular σ_x ya que debe ser comparada con la tensión de fluencia del Aluminio T-6061 siendo esta de 110MPa.

$$\sigma_x = \frac{F_{centrífuga}}{A_{transversal\ de\ la\ barra}} + \frac{|\bar{M}| \cdot y}{I_z} \quad (5.17)$$

Donde $|\bar{M}|$ es el momento oblicuo generado por los momentos calculados en las ecuaciones (5.9) y (5.16) - M_z y M_y respectivamente.

Al ser la barra un perfil circular;

$$|\bar{M}| = \sqrt{(M_z)^2 + (M_y)^2} \quad (5.18)$$

$$A_{transversal\ de\ la\ barra} = \pi \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4} \quad (5.19)$$

$$I_z = \pi \frac{(d_e^4 - d_i^4)}{64} \quad (5.20)$$

$$y = \frac{d_e}{2} \quad (5.21)$$

Los siguientes valores son dato:

- $m_{pala} = 0,88363Kg$
- $w = 64rad/s$
- $r_{pala} = 1m$
- $r_{barra} = 0,5m$
- $g = 9,81m/s^2$

Se realizaron cálculos de σ_x para distintos valores de secciones tubulares de Al T-6061, los cuales fueron tomados del catálogo del proveedor de los caños de aluminio “Perfimet” (Tabla 10).

Tabla 10

EXTRUIDOS		
Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (gramos)
25,4	2	390
25,4	3	570
22,22	1,5	315
15,8	1,5	195
19	1,5	235
TREFILADOS		
Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (gramos)
15,8	1	125
15,8	1,4	185
15,8	2	370
16	2	237
19,05	1	154
19,05	1,4	225
19,05	2	289
19,05	3	418
22,22	1	185
22,22	1,4	265
22,22	2	343
25,4	1	210
25,4	1,4	30

Se utilizó un coeficiente de seguridad de 1,15 y se seleccionó la barra de menor diámetro para la cual sus dimensiones cumplen con la condición $\sigma_{x\ total} < 95,65MPa$ ya que es requisito lograr el menor peso posible y disminuir la resistencia al viento que esta presenta.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 11. Con estos resultados se seleccionó la medida de barra a utilizar, la cual presenta las siguientes dimensiones:

$d_e=15,8mm$; $d_f=11.8mm$; $e= 2mm$. Los diagramas característicos correspondientes a la barra seleccionada se encuentran en el Anexo V.

Tabla 11

d_e (mm)	Esp. (mm)	Masa (gr)	Masa barra (Kg)	V_{media} barra (m/s)	r_{barra} (m)	Masa pala (Kg)	V_{pala} m/s	r_{pala} (m)	$F_{centrifuga}$ (N)	$A_{transversal}$ barra (m^2)	M_z (N.m)	F_{lift} pala (N)	F_{drag} pala (N)	F_{drag} barra (N)	M_y (N.m)	$M_{oblicuo}$ (N.m)	y (m)	I_z (m^4)	σ_x (Mpa)
15,8	1	125	0,125	32	0,5	0,883	64	1	2064,4	4,65E-05	4,94	33,6	15	1,38	17,22	17,911	0,008	1,28E-09	155,04
15,8	1,4	185	0,185	32	0,5	0,883	64	1	2187,3	6,33E-05	5,24	33,6	15	1,38	17,22	17,994	0,008	1,66E-09	120,32
15,8	2	237	0,237	32	0,5	0,883	64	1	2293,8	8,67E-05	5,49	33,6	15	1,38	17,22	18,070	0,008	2,11E-09	94,19
16	2	370	0,37	32	0,5	0,883	64	1	2566,1	8,80E-05	6,15	33,6	15	1,40	17,20	18,263	0,008	2,20E-09	95,61
19,05	1	154	0,154	32	0,5	0,883	64	1	2123,8	5,67E-05	5,09	33,6	15	1,66	16,93	17,679	0,01	2,32E-09	110,15
19,05	1,4	225	0,225	32	0,5	0,883	64	1	2269,2	7,76E-05	5,43	33,6	15	1,66	16,93	17,782	0,01	3,04E-09	84,91
19,05	2	289	0,289	32	0,5	0,883	64	1	2400,3	1,07E-04	5,75	33,6	15	1,66	16,93	17,880	0,01	3,95E-09	65,56
19,05	3	418	0,418	32	0,5	0,883	64	1	2664,4	1,51E-04	6,38	33,6	15	1,66	16,93	18,094	0,01	5,04E-09	51,80
22,22	1	185	0,185	32	0,5	0,883	64	1	2187,3	6,67E-05	5,24	33,6	15	1,94	16,65	17,459	0,011	3,76E-09	84,39
22,22	1,4	265	0,265	32	0,5	0,883	64	1	2351,1	9,16E-05	5,63	33,6	15	1,94	16,65	17,580	0,011	4,98E-09	64,86
22,22	2	343	0,343	32	0,5	0,883	64	1	2510,8	1,27E-04	6,01	33,6	15	1,94	16,65	17,707	0,011	6,56E-09	49,77
25,4	1	210	0,21	32	0,5	0,883	64	1	2238,5	7,67E-05	5,36	33,6	15	2,22	16,38	17,232	0,013	5,71E-09	67,50
25,4	1,4	305	0,305	32	0,5	0,883	64	1	2433,0	1,06E-04	5,83	33,6	15	2,22	16,38	17,382	0,013	7,63E-09	52,00

5.4. Dimensionamiento del eje principal

Las fuerzas que se tuvieron en cuenta para el diseño del eje corresponden a la situación extrema que considera en simultáneo el frenado del rotor con una velocidad del viento de 13,25m/s, siendo esta la velocidad de corte propuesta en el capítulo 4.3; las fuerzas transmitidas al eje por las palas en la posición de bandera más desfavorable; y la fuerza de drag que el viento genera sobre la superficie del eje.

5.4.1. Máximo momento torsor

De la hoja de cálculo de la tabla 8, se desprende que el momento torsor máximo generado para una velocidad de viento de 13,25m/s es 34,5N.m; este momento es la suma de los momentos que genera cada una de las palas y coincide con la posición en la que aparecen las fuerzas resultantes máximas:

Tabla 12

$\phi(^{\circ})$	Vf (m/s)	$\alpha(^{\circ})$	F_L/C_L ó F_D/C_D	C_L	C_D	F_L (N)	F_D (N)	F_L (en X)	F_D (en X)	F_D	F_{res}	F_{res}	F_{res}	F_{total}	Momento
										c/barra (X)	Pala 1	Pala 2	Pala 3	P1+P2+P3	Total N.m
90	76,85	0,00	1063,1	0	0,01	0,0	10,6	0,0	-10,6	-2,10	-14,8	24,7	24,7	34,5	34,5
210	58,12	-11,39	608,0	0,705	0,0384	428,6	23,3	49,9	-22,9	-1,18	24,7	24,7	-14,8	34,5	34,5
330	58,12	11,39	608,0	0,705	0,0384	428,6	23,3	49,9	-22,9	-1,18	24,7	-14,8	24,7	34,5	34,5

5.4.2. Fuerzas de posición de bandera máximas

La posición más desfavorable para la puesta en bandera de las palas es la que se muestra en la Ilustración 30:

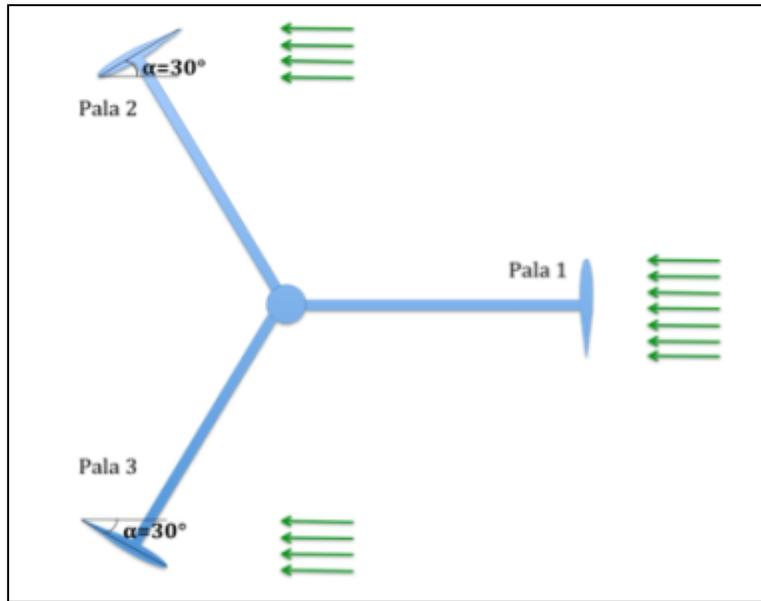


Ilustración 30: Posición de puesta en bandera más desfavorable

Para esta posición, la fuerza resultante que recibirá el eje, es la suma de la fuerza individual de cada pala en la posición de bandera. Esta fuerza se calculó de la siguiente manera:

$$F_{\text{palas en bandera}} = F_{\text{pala 1 en bandera}} + F_{\text{pala 2 en bandera}} + F_{\text{pala 3 en bandera}} \quad (5.22)$$

$$F_{\text{palas en bandera}} = F_{\text{pala 1 en band.}} + \text{sen}(\alpha) \cdot F_{\text{pala 1 en band.}} + \text{sen}(\alpha) \cdot F_{\text{pala 1 en band.}} \quad (5.23)$$

$$F_{\text{palas en bandera}} = 2 \cdot F_{\text{pala 1 en band.}} = 2 \left(\frac{1}{2} \rho \cdot A_{\text{pala}} \cdot C_d \cdot v^2 \right) \quad (5.24)$$

Entonces; tomando un coeficiente de arrastre (C_d) correspondiente al perfil NACA 0012 para un ángulo de ataque de 30° (Tabla 5) se obtiene la fuerza de las palas en bandera:

$$F_{\text{palas en bandera}} = 2 \left(\frac{1}{2} 1,25 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,2\text{m} \cdot 0,25\text{m} \cdot 0,44 \cdot \left(13,25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right) = 28,96\text{N}$$

Se toma la mitad de las fuerzas de las palas ya que serán transmitidas al eje a través de dos barras que las sujetan al eje.

5.4.3. Fuerza directa del viento sobre el eje principal

Ya se calculó el momento torsor y las fuerzas que las palas transmitirán al eje. Por último falta incluir la fuerza que ejerce el viento directamente sobre el eje:

$$F_{\text{viento en eje}} = \frac{1}{2} \rho \cdot A_{\text{eje}} \cdot C_d \cdot v^2 \quad (5.25)$$

Entonces;

$$F_{\text{viento en eje}} = \frac{1}{2} 1,25 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot d_e \cdot L_{\text{eje}} \cdot 0,3 \cdot \left(13,25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 = 32,92 d_e \cdot L_{\text{eje}}$$

La longitud de la pieza completa del eje principal se decidió que sería de 1m. Esto se debe a que el molino debe ser desarmable y fácilmente transportable. Por otro lado una longitud mayor, traería inconvenientes en el mecanizado utilizando los tornos disponibles en el taller de la facultad.

Como el eje principal se monta empotrado dentro del eje secundario, la longitud del eje a tener en cuenta en los cálculos es $L_{\text{eje}} = 0,9\text{m}$ por lo que $F_{\text{viento en eje}} = d_e \cdot 29,63\text{N/m}$

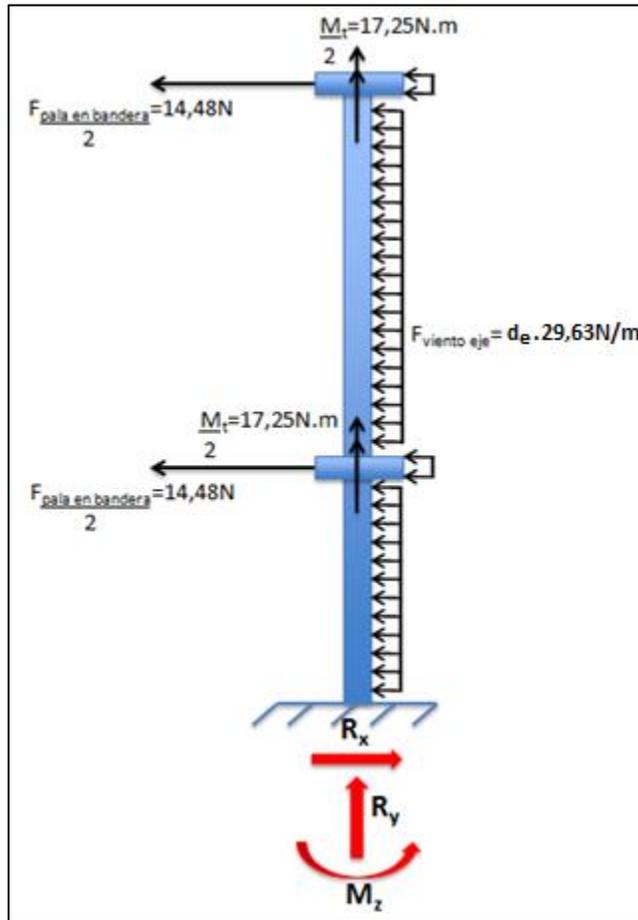


Ilustración 31: Fuerzas en el eje

A continuación se determinará el diámetro y el espesor del eje de manera tal que pueda resistir las tensiones a las que será sometido.

$$\sum F_x = R_x - F_{palas\ en\ bandera} - F_{viento\ en\ eje} = 0 \quad (5.26)$$

$$R_x = F_{palas\ en\ bandera} + F_{viento\ en\ eje}$$

$$R_x = 28,96N + 32,92 d_e \cdot L_{eje}$$

Se desprecia la reacción en el eje Y que es la generada por el peso propio del generador.

A continuación se calculan los momentos de flexión M_z y torsión T_y para utilizarlos en el cálculo las tensiones máximas correspondientes. Se sujetaron las barras al eje principal de la siguiente manera: La barra superior irá sujeta al extremo superior del eje y la barra inferior a $\frac{1}{3}L_{eje}$.

$$M_z = \frac{1}{2}F_{pala\ en\ bandera} \cdot L_{eje} + \frac{1}{2}F_{pala\ en\ bandera} \cdot \frac{L_{eje}}{3} + F_{viento\ eje} \cdot \frac{L_{eje}}{2} \quad (5.27)$$

$$T_y = \frac{1}{2}M_t + \frac{1}{2}M_t = 34.5\ N \cdot m \quad (5.28)$$

Se calcula primero la tensión en el eje y:

$$\sigma_y = \frac{M_z \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right)}{I} \quad (5.29)$$

$$I = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{64} \quad (5.30)$$

Luego la tensión cortante generada por el momento torsor:

$$\tau_{yz} = \frac{T_y \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right)}{I_p} \quad (5.31)$$

Por último, mediante el Círculo de Mohr se calculan las tensiones máximas σ_1 y σ_2 .

$$R = \sqrt{\tau_{yz}^2 + \left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2} \quad (5.32)$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y}{2} \pm R \quad (5.33)$$

5.4.4. Selección del eje principal

Siendo la tensión del aluminio T-6061 de 110MPa se tomará un coeficiente de seguridad de 2 y mediante la planilla Excel presentada en la tabla 13 con el catálogo de tubos de aluminio Trefilados de Ormetal se seleccionará el eje principal del generador.

Como podrá observarse en la tabla 13 a continuación, se pintaron de celeste las filas para las cuales se cumple la condición de σ_1 y σ_2 menores a 55MPa y de menor diámetro posible.

Como la vinculación entre el eje y las bridas se iba a realizar mediante prisioneros, se eligió entonces el eje de 4mm de espesor que nos permitiría mecanizar con mayor facilidad la rosca interna para atornillar los prisioneros.

Tabla 13

Tubos Perimet Trefilados			F _{palas en bandera} (N)	F _D viento sobre eje principal (N)	R _x (N)	M _z (Nm)	T _y (Nm)	σ_y (Mpa)	τ_{yz} (MPa)	R (Radio de Mohr) (Mpa)	σ_1 (Mpa)	σ_2 (Mpa)
d _e (mm)	Esp. (mm)	Masa (gr)										
15,8	1	125	28,96	0,47	29,43	17,59	34,5	108,64	106,56	119,61	662,80	423,59
15,8	1,4	185	28,96	0,47	29,43	17,59	34,5	83,84	82,23	92,30	511,50	326,90
15,8	2	237	28,96	0,47	29,43	17,59	34,5	65,93	64,66	72,58	402,21	257,05
16	2	370	28,96	0,47	29,43	17,59	34,5	63,99	62,75	70,44	390,37	249,50
19,05	1	154	28,96	0,56	29,52	17,63	34,5	72,49	70,93	79,65	442,12	282,81
19,05	1,4	225	28,96	0,56	29,52	17,63	34,5	55,20	54,01	60,66	336,68	215,36
19,05	2	289	28,96	0,56	29,52	17,63	34,5	42,55	41,63	46,76	259,52	166,00
19,05	3	418	28,96	0,56	29,52	17,63	34,5	33,31	32,59	36,60	203,16	129,96
22,22	1	185	28,96	0,66	29,62	17,67	34,5	52,21	50,96	57,26	318,30	203,79
22,22	1,4	265	28,96	0,66	29,62	17,67	34,5	39,39	38,45	43,20	240,17	153,76
22,22	2	343	28,96	0,66	29,62	17,67	34,5	29,95	29,23	32,84	182,57	116,89
25,4	1	210	28,96	0,75	29,71	17,71	34,5	39,37	38,34	43,10	239,95	153,76
25,4	1,4	305	28,96	0,75	29,71	17,71	34,5	29,50	28,73	32,29	179,80	115,21
29	1,5	360	28,96	0,86	29,82	17,76	34,5	20,96	20,36	22,90	127,71	81,91
30	2	480	28,96	0,89	29,85	17,78	34,5	15,39	14,93	16,80	93,73	60,14
31,75	1,5	390	28,96	0,94	29,90	17,80	34,5	17,29	16,75	18,85	105,29	67,58
31,75	2	510	28,96	0,94	29,90	17,80	34,5	13,60	13,18	14,83	82,84	53,18
31,75	3	740	28,96	0,94	29,90	17,80	34,5	9,98	9,68	10,89	60,81	39,03

Tubos Perfimet Trefilados			F _{palas en bandera} (N)	F _D viento sobre eje principal (N)	R _x (N)	M _z (Nm)	T _y (Nm)	σ _y (Mpa)	τ _{yz} (MPa)	R (Radio de Mohr) (Mpa)	σ ₁ (Mpa)	σ ₂ (Mpa)
d _e (mm)	Esp. (mm)	Masa (gr)										
38,1	1,5	470	28,96	1,13	30,09	17,88	34,5	11,78	11,36	12,80	71,68	46,09
38,1	2	900	28,96	1,13	30,09	17,88	34,5	9,19	8,87	9,99	55,95	35,97
44,5	2	1060	28,96	1,32	30,28	17,97	34,5	6,62	6,35	7,16	40,25	25,92
45	2	730	28,96	1,33	30,29	17,98	34,5	6,46	6,20	6,99	39,31	25,32
50,8	4	1570	28,96	1,51	30,47	18,05	34,5	2,83	2,70	3,05	17,19	11,09
50,8	1,5	630	28,96	1,51	30,47	18,05	34,5	6,49	6,20	7,00	39,45	25,45
50,8	2	830	28,96	1,51	30,47	18,05	34,5	5,02	4,79	5,41	30,49	19,67
50,8	3	1220	28,96	1,51	30,47	18,05	34,5	3,55	3,39	3,83	21,58	13,92
60	5	2340	28,96	1,78	30,74	18,18	34,5	1,66	1,57	1,78	10,05	6,50
63,5	1,5	790	28,96	1,88	30,84	18,22	34,5	4,12	3,90	4,41	25,00	16,18
63	5	2470	28,96	1,87	30,83	18,22	34,5	1,49	1,41	1,59	9,03	5,84
63,5	3	1550	28,96	1,88	30,84	18,22	34,5	2,21	2,09	2,37	13,43	8,69
70	11,75	5810	28,96	2,07	31,03	18,31	34,5	0,68	0,64	0,72	4,10	2,66
76	2	1260	28,96	2,25	31,21	18,39	34,5	2,19	2,06	2,33	13,30	8,64
76,2	3	1870	28,96	2,26	31,22	18,39	34,5	1,51	1,42	1,61	9,18	5,96
80	5	3200	28,96	2,37	31,33	18,44	34,5	0,89	0,83	0,94	5,37	3,49
88,9	5,48	3890	28,96	2,63	31,59	18,56	34,5	0,66	0,61	0,69	3,98	2,59
101,6	2	1700	28,96	3,01	31,97	18,73	34,5	1,23	1,13	1,28	7,41	4,84
101,6	3	2510	28,96	3,01	31,97	18,73	34,5	0,84	0,78	0,88	5,09	3,33
101,6	5	4100	28,96	3,01	31,97	18,73	34,5	0,54	0,49	0,56	3,24	2,12

5.4.5. Verificación de eje secundario

Para el eje secundario se utilizaron las dimensiones del generador de eje vertical del tipo Savonius construido por alumnos de ingeniería mecánica para su proyecto final. Este generador se denominó “EOLOS” y se encuentra en el taller del I.T.B.A. Por factores económicos se decidió utilizar la base de dicho generador, como también el eje secundario, los rodamientos, y el generador eléctrico; por lo que solamente se verifica que este eje pueda soportar las nuevas solicitaciones mecánicas.

El eje secundario es notoriamente más robusto que el primario, ya que tiene un espesor 37% mayor y un diámetro 75% más grande. Además se encontrará sujeto en sus extremos a través de dos rodamientos, como puede observarse en el esquema de la ilustración 23 (pág. 41), que evitarán que tenga que resistir cargas en la dirección radial. Es de suponer que resistirá las cargas a las que será sometido, de todas formas se comprobará que pueda resistir a la tensión cortante generada por el momento Torsor que será la de mayor exigencia para este eje.

Utilizando la fórmula 5.31 se obtiene:

$$\tau_{yz} = \frac{34,5Nm \cdot \frac{0,0889m}{2}}{\pi \frac{0,0889^4 - 0,07794^4}{32}} = 0,61MPa$$

Como se puede observar, el eje resistirá a las solicitaciones a las que será sometido.

5.5. Selección de medidas

Según los cálculos presentados recientemente, y teniendo en cuenta los catálogos de Ormetal para Aluminio T-6061 se decidió comprar para el eje principal un cilindro de diámetro exterior 50,8mm y 4mm de espesor; y para las varillas se seleccionaron aquellas de diámetro exterior 15,8mm y 2mm de espesor. Como estas últimas no tienen un espesor suficiente para ser roscadas, entonces se compraron varillas sólidas del mismo diámetro exterior que las huecas, para conformar piezas en forma de “tapón” que serían soldadas a los extremos de las varillas huecas para así efectuar en ellas las roscas correspondientes. (ver capítulo 6.2)

5.6. Cálculo de roscas

5.6.1. Cálculo de roscas en puntas de varillas

Teniendo en cuenta la siguiente expresión se calculará el diámetro mínimo que deben tener las roscas de los extremos de las varillas para soportar los esfuerzos correspondientes.

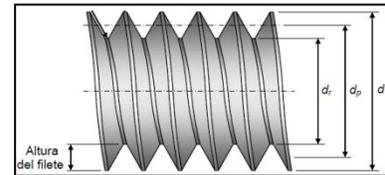


Ilustración 32: Diámetros roscas

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (5.34)$$

Siendo:

A_t : área de esfuerzo a tracción

d_p : diámetro nominal

d_r : diámetro menor

Ver Ilustración 32

En primer lugar se procederá a calcular el área necesaria despejándola de la siguiente fórmula:

$$\sigma = \left(\frac{F}{A} \right) F_s \quad (5.35)$$

Siendo:

σ : la tensión de fluencia del aluminio (110MPa)

F: la fuerza centrífuga en cada barra (2293,8N)

F_s : factor de seguridad (1,15)

Se obtiene un área necesaria de 24 mm², por lo que se debe cumplir la siguiente condición:

$$24 \text{ mm}^2 \leq \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \rightarrow (d_p + d_r) \geq 11,06 \text{ mm}$$

La rosca mínima admisible debe ser de $\varnothing = 6,35 \text{ mm}$.

Con diámetros menores a una pulgada, y tuerca y perno del mismo material, la condición $L_T \geq 0,5d$ (siendo L_T el largo de la parte roscada del perno) se garantiza que la resistencia al barrido es mayor que la resistencia a la tracción, según *NORTON; Robert L. Diseño de Máquinas*.

Finalmente, en función de las herramientas disponibles, de lograr mayor facilidad constructiva y una mayor resistencia mecánica, se decidió roscar las puntas de las varillas de aluminio con rosca macho M14x1,5 para la unión varilla-eje; y rosca hembra M10x1,25 para la unión varilla-pala.

Como la unión varilla-pala se realizó mediante bulón de acero, se verifica a continuación la resistencia al barrido de los filetes:

$$S_{Sba} = \frac{F_{bt}}{A_{ba}} \tag{5.36}$$

Siendo:

S_{Sba} La tensión cortante máxima (debe ser menor a la del aluminio que es 110MPa).

$$F_{bt} = \frac{m_{pala} \cdot v^2}{2 \cdot r_{pala}} = \frac{0,88363Kg \cdot (64m/s)^2}{2,1m} = 1809,67N$$

La fuerza que transmite el perno a la rosca interna de la varilla.

$$A_{ba} = (W_i p) \pi \cdot d_r = 0,8 \cdot 1,25 \cdot \pi \cdot 8,75mm = 27,5mm^2$$

Área total de la raíz de un filete (ver ilustración 33)

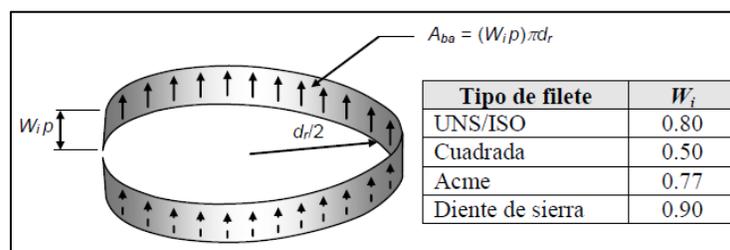


Ilustración 33: Área de la raíz de un filete

$$S_{Sba} = \frac{1809,67N}{27,5mm^2} = 65,8MPa$$

Si se divide a S_{Sba} por el número de filetes en contacto ($n_f = \frac{L_T}{p}$) entonces:

$$\frac{S_{Sba}}{n_f} = \frac{65,8MPa}{\frac{30mm}{1,25mm}} = 2,74MPa$$

La tensión es muy inferior a la admisible del aluminio (110MPa).

En el ANEXO IV se encuentran las tablas de recomendaciones de uso “Uranga” que fueron utilizadas al momento de seleccionar los diámetros y pasos de las roscas. (Ver capítulo 6.2)

5.6.2. Cálculo de transmisión de potencia a través de prisioneros

A continuación se verificará la capacidad de los prisioneros M10x1,25 que se seleccionaron para vincular las bridas de acople con el eje.

Del ANEXO III se puede observar que el torque máximo que tendrá que transmitir el eje es 34,4N.m esto se da para la posición $\varphi=90^\circ$; $\varphi=210^\circ$; $\varphi=330^\circ$. Como el torque total es transmitido hacia el eje a través de dos bridas, cada una transmite 17,25Nm.

En la figura 34 se puede observar el esquema de la brida con un prisionero transmitiendo el torque al eje principal:

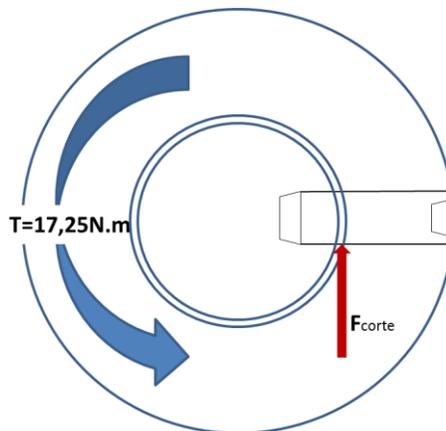


Ilustración 34: Esquema Brida-Prisionero-Eje

La fuerza cortante que debe resistir el prisionero es la siguiente:

$$F_{corte} = \frac{T}{r}$$

Donde:

T es el torque a transmitir (17,25Nm)

r es la distancia entre el punto donde se aplica la fuerza y el eje de giro (Diámetro del agujero de la brida: 49,8mm)

$$F_{corte} = \frac{17,25Nm}{0,0249m} = 692,7N$$

Esta fuerza debe ser menor a la resistencia al corte del prisionero F_v que viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_v = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A_S}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

$\alpha_v = 0,5$ constante.

$f_{ub} = 400MPa$ es la resistencia a la tracción del prisionero.

A_S es el área de la sección del prisionero en el valle de la rosca.

$$A_S = \pi \cdot \frac{(8,75mm)^2}{4} = 60,13mm^2$$

$\gamma_{M2} = 1,25$ es el coeficiente parcial de seguridad.

Por lo tanto la resistencia al corte del prisionero es la siguiente:

$$F_v = \frac{0,5 \cdot 400MPa \cdot 60,13mm^2}{1,25} = 9621,12N < 692,7N$$

De esta manera, y considerando que se colocaron tres prisioneros, se verifica que los mismos no tendrán problemas con respecto a las tensiones de corte.

Resta verificar el aplastamiento de las piezas de aluminio que se están uniendo (brida – eje). El aplastamiento se verifica mediante la siguiente fórmula:

$$F_{v,Ap} = \frac{\alpha_v \cdot k \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

$\alpha_v = 0,5$ constante.

$K = 2,5$ constante.

$f_u = 110\text{MPa}$ es la resistencia a la tracción del aluminio.

$d = 8,75\text{mm}$ es el diámetro del prisionero.

$t = 5\text{mm}$ es el menor de los espesores de las piezas a unir (en este caso el eje).

$\gamma_{M2} = 1,25$ es el coeficiente parcial de seguridad.

Con lo cual la máxima fuerza de aplastamiento a resistir por el eje es la siguiente:

$$F_{v,Ap} = \frac{0,5 \cdot 2,5 \cdot 110\text{MPa} \cdot 8,75\text{mm} \cdot 5\text{mm}}{1,25} = 4812,5\text{N} > 692,7\text{N}$$

Por lo tanto se verifica que los tres prisioneros que se colocaron en cada brida podrán transferir el torque al eje sin inconvenientes.

Fuente: *UPC - Elementos de Máquinas - U. Atornilladas.*

5.7. Cálculo de soldadura

Las roscas calculadas anteriormente se conformarán en las varillas sólidas, las cuales irán soldadas a las varillas huecas (ver capítulo 6.2). Se efectuarán soldaduras en “V” por arco (TIG) utilizando material de aporte ER5053. A continuación se calcula la fuerza a la tracción que resistirán las soldaduras.

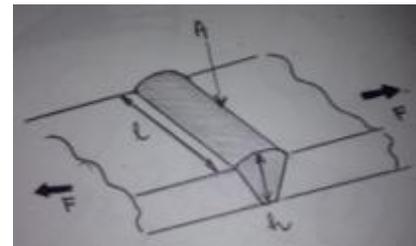


Ilustración 35: Cordón de soldadura

$$F = h \sigma_{Al} l = h \sigma_{Al} 2\pi r \quad (5.36)$$

Siendo;

h : 2mm

r : 14,8mm (diámetro medio)

σ_{Al} : 110MPa

(Ver Ilustración 35)

La fuerza calculada es de 20kN, por lo que, siendo la fuerza centrífuga del orden de los 3kN, la soldadura será capaz de resistir las tensiones a las que estarán sometidas las varillas.

6. Construcción

6.1. Construcción de las palas

Las palas se fabricaron utilizando poli-estireno expandido, madera balsa, fibra de vidrio y resina epoxi. Para cada pala se partió de dos placas de poli-estireno expandido de 600x300x50mm cada una. Por medio de un “Segelín” se cortó cada placa con la forma del perfil alar seleccionado (NACA 0012). De esta manera se cortaron ocho placas de poli-estireno como la que se muestran en las ilustraciones 36, 37 y 38.



Ilustración 36: Armado palas 1



Ilustración 37: Armado palas 2



Ilustración 38: Armado palas 3

Para cada pala se utilizaron dos piezas de 600mm, se conformaron 4 palas para de esta manera conservar una como repuesto.

El siguiente paso fue unir las piezas de poli-estireno entre sí para lograr el largo final de la pala (1200mm). Para esto, se las enhebró con dos vástagos de madera y se les colocó pegamento entre las caras en contacto. Este paso se observa en las ilustración 39 a, b y c.

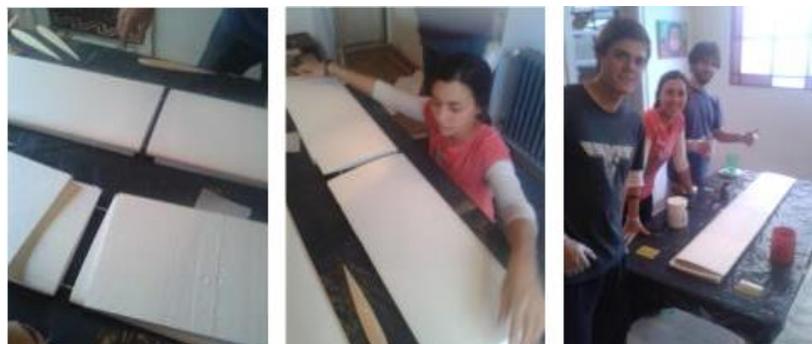


Ilustración 39 a, b y c: Unión de las piezas de poliestireno en tres pasos.

Una vez conformadas las palas, el siguiente paso fue cubrirlas con fibra de vidrio y resina epoxi como se puede observar en las ilustraciones 40 a,b y c. Estos son los materiales que absorberán todas las solicitaciones a las que se someterá la pieza.

Esta instancia se realizó con la ayuda de las “camas” – tapas sobrantes de los cortes del “Segelín” - y colocando una lámina de “mylar” entre la cama y la pieza para evitar la adherencia entre ellas luego de colocada la resina.



Ilustración 40 a, b y c: a) Colocación de la fibra de vidrio. b) Agregado de resina epoxi. c) Esparcimiento de la resina.

Finalmente se las dejó reposando durante 48 horas para lograr el curado de la mezcla.

Una vez pasado el tiempo de secado, se recortaron todos los sobrantes de fibra de vidrio y se lijaron los bordes.

El siguiente paso fue realizar los agujeros utilizando una fresa de diámetro de 16mm para lograr la vinculación entre pala y varilla. Luego se rellenaron completamente estos agujeros con resina y una vez que esta se curó, se volvieron a agujerear las palas en los mismos puntos pero con una fresa de 10mm de diámetro. Las ilustraciones 41 y 42 muestran el agujereado con fresa mientras que la ilustración 43 muestra la pala terminada.



Ilustración 41: Agujero con fresa de diámetro 16mm.



Ilustración 42: Agujero con fresa de diámetro 10mm.



Ilustración 43: Pala Finalizada

6.2. Varillas

Se compraron 8 varillas de aluminio 6061 de las siguientes dimensiones: 1m de longitud; 15,88mm de diámetro exterior; y 2mm de espesor. Para el molino solamente se usaron 6, por lo que se tenían dos de repuesto.

Estas varillas se unen por un extremo a los agujeros de las palas mediante un bulón, por lo que deberán tener la rosca correspondiente. Para lograrlo se diseñó una pieza “tapón” utilizando una varilla sólida del mismo material y diámetro exterior 15,88mm; la cual fue cortada en secciones de 30 mm de longitud (ilustración 44). Utilizando el torno se les redujo el diámetro a 11,8mm por 10mm de longitud para que pueda colocarse dentro de la varilla (ilustración 45), y se le conformó un chaflán para poder soldarla posteriormente. En el otro extremo del “tapón” se le realizó un agujero el torno; utilizando una mecha de 8,75mm de diámetro, para luego pasar un macho de roscar M10x1,25. El bulón de M10x1,25 uniría la pala a la varilla (ilustración 46).



Ilustración 44



Ilustración 45



Ilustración 46

Como muestra la ilustración 47; a las varillas se les conformó un chaflán en cada extremo para facilitar la soldadura con el “tapón”.



Ilustración 47: Varillas con puntas achaflanadas

El otro extremo de la varilla estaría unido al eje principal mediante una rosca. Se fabricó otra pieza también en forma de “tapón”; la cual se observa en la ilustración 48; donde de un lado se le redujo el diámetro para poder soldarla y, a diferencia de la pieza anterior, en la otra punta se redujo el diámetro a 14mm y se le confeccionó una rosca externa M14x1,5 con la terraja correspondiente (ilustración 49). Esta sería la forma de unir la varilla a la brida que se encuentra sujeta al eje principal.

Finalmente estos tapones se soldaron a los extremos correspondientes de cada varilla como muestra la ilustración 50.



Ilustración 48: Tapón rosca macho



Ilustración 49: Mecanizado de la rosca con terraja.

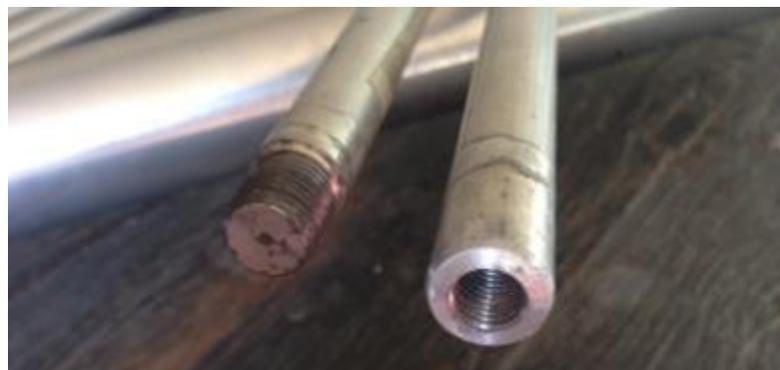


Ilustración 50: Pieza final soldada al extremo de la varilla.

6.3. Bridas para acople de varillas al eje



Ilustración 51: Resultados del torneado de la brida en tres pasos.

únicamente dos.

Se fabricaron tres bridas a partir de un tocho sólido de aluminio 6061 de 80mm de diámetro y 130mm de longitud, de las cuales se utilizarían



Ilustración 52: Mecanizado Rosca Interna

En primer lugar se seccionó el cilindro en tres partes de 34mm de longitud cada una, utilizando una sierra. Luego cada trozo se colocó en el torno para realizarle un cilindrado externo, y un agujero, ya que necesitaríamos que la cara interna sea concéntrica con la externa para tener un buen acople al eje principal. El diámetro interior fue de 49.80mm. Luego habría que mecanizarle tres agujeros en la periferia, donde irían acopladas las varillas. Se les hizo una marca a 120º cada una ubicada en el centro del cilindro y se procedió a agujerearlas para luego pasar el macho de roscar correspondiente (ilustraciones 51 y 52).



Ilustración 53: Pieza finalizada y montada



Ilustración 54: Pieza finalizada, vista de rosca interna

Por último se les realizaron tres agujeros más a cada una para poder sujetar las bridas al eje principal. Para estos se utilizó una broca de 8,75mm, y luego se pasó un macho de roscar M10x1,25. Se compraron prisioneros M10x1,25. Ver ilustraciones 55 y 56.



Ilustración 55: Brida montada al eje



Ilustración 56: Vista prisioneros

6.4. Ejes

El sistema cuenta con dos ejes de distintos tamaños acoplados mediante un cilindro macizo. El eje principal, de aluminio 6061, diámetro exterior 50.8mm, espesor 4mm y longitud 1000mm es el que sostiene las palas mediante las bridas y varillas anteriormente descritas. El eje secundario, de 88.9mm de diámetro exterior, 5.48mm de espesor y 800mm de longitud, es el que acopla el eje principal al generador eléctrico. Estos dos ejes se unen mediante un cilindro macizo de 80mm de diámetro y 100mm de longitud, el cual se inserta en el eje secundario y mediante un agujero en el centro se acopla al eje principal por medio de soldaduras y prisioneros.

6.4.1. Eje principal

El eje principal fue confeccionado a partir de un cilindro de aluminio 6061, de 50,8mm de diámetro exterior, 4mm de espesor y 1000mm de longitud. A este eje se le tornearon los dos extremos. El superior simplemente para acoplarle la brida superior, y dejarla con el ajuste adecuado. El inferior por un lado para acoplarlo al cilindro sólido efectuando la unión entre ejes, y también para el ajuste de la brida inferior. Se observa en la ilustración 57 dicho eje con las respectivas bridas.



Ilustración 57: Eje Principal

6.4.2. Eje secundario

Este eje es el que acopla el generador eléctrico con el eje principal. Sus dimensiones originales eran de 88,9mm de diámetro exterior, 5,48mm de espesor y 800mm de longitud. En el extremo inferior se le realizó una serie de agujeros para poder acoplarlo al generador eléctrico, los cuales se pueden observar en la ilustración 58.



Ilustración 58: Extremo inferior eje secundario

En el extremo superior se lo torneó internamente hasta un diámetro interior de 78.5mm para introducir el tocho sólido. También se le realizó un cilindrado exterior en sus extremos para poder colocar los rodamientos. La ilustración 59 muestra el eje secundario siendo torneado mientras que en la ilustración 60 se observa la base, el generador, los rodamientos y el eje secundario.



Ilustración 59: Torneado del eje secundario



Ilustración 60: Montaje eje secundario

6.4.3. Cilindro de acople entre ejes

Se partió del mismo cilindro que se utilizó para las bridas. Se cortó con la sierra un pedazo de 100mm de longitud. Su diámetro original era de 80mm y se lo redujo a 78.5mm para poder encastrarlo en el eje secundario (ilustraciones 61 y 62). Se calentó el eje secundario y se le introdujo el cilindro de acople a presión y luego se soldó la periferia. Una vez introducido se colocó el eje secundario (conteniendo el tocho sólido en el interior de uno de sus extremos) en el torno para confeccionar el agujero



Ilustración 61: Acople entre ejes



Ilustración 62: Tocho de acople

interior que sería el de alojamiento al eje principal.

Este agujero concéntrico con el eje fue de 48mm. El acople con el eje principal se logró mediante prisioneros. Se le confeccionaron 3 agujeros los cuales se roscaron internamente para alojar prisioneros M10x1,25.

6.5. Bridas de sujeción a la base

El sistema cuenta con dos bridas que acoplan el eje secundario a la base. Estas tienen en su interior un rodamiento de bolas de 85mm de diámetro interior y 150mm de diámetro exterior. Ver ilustraciones 63 y 64.



Ilustración 63: Brida porta-rodamiento



Ilustración 64: Montaje bridas

NOTA: Los planos de las piezas del proyecto se encuentran en el ANEXO VI.

7. Montaje

Una vez confeccionadas todas las piezas se procedió al armado. En primer lugar se colocaron las bridas en el eje principal. Luego el eje secundario se lo posicionó en la base y a este se acopló el eje principal con los prisioneros correspondientes. A continuación se enroscaron las varillas a los agujeros de las bridas; y por último se colocaron las palas con los bulones correspondientes. Para disminuir las vibraciones del conjunto se sujetaron las palas mediante tensores de acero de 1,5mm de diámetro. El molino ya puede ser utilizado para las pruebas correspondientes. La ilustración 65 muestra la secuencia de armado.



Ilustración 65: Montaje y prueba del molino

8. Mediciones y análisis de rendimiento

No fue posible realizar mediciones.

8.1. Factores que impidieron realizar las mediciones correspondientes y alcanzar los resultados calculados

8.1.1. Falta de viento

Se buscaron zonas dónde el viento tenga registros similares o superiores a las velocidades utilizadas en el diseño. Esto fue posible, ya que nos guiamos por los pronósticos que muestran las siguientes: www.windguru.com y www.delviento.com.

La ubicación designada para realizar las pruebas fue el complejo de *Nordelta*. Se montó el generador en la punta de un muelle que está ubicado sobre el lago principal del complejo, donde habitualmente se practican deportes náuticos. En la primera prueba el molino logró arrancar y girar sin ayuda externa alguna pero para esa prueba no se pudo registrar la velocidad del viento. Para realizar las siguientes pruebas se compró un anemómetro que nos permita medir la velocidad del viento durante las mismas. Lamentablemente, las mediciones no fueron exitosas debido a que los vientos registrados no alcanzaron los valores esperados (valores utilizados durante el diseño). Estas mediciones, se realizaron en distintos días y horarios pero nunca durante temporales lluviosos.

Debido a los inconvenientes presentados se intentó colocar el aparato en la terraza de un edificio cercano al río, donde los vientos son considerablemente más fuertes, pero los costos de subir la base hicieron que la idea sea descartada.

8.1.2. Problemas y dificultades constructivas

Las palas son las piezas que mayor influencia tienen en el rendimiento del generador. Esto se debe a que son las encargadas de transmitir la potencia proveniente del viento hacia el eje. Los coeficientes de Lift y Drag en los que nos basamos para el cálculo de la potencia, consideraban los

valores informados por NACA los cuales fueron tomados mediante experimentos realizados a perfiles cuyos procesos constructivos difieren en gran medida con los que pudimos llevar a cabo nosotros. La dificultad de laminar en forma “casera” conlleva a tener discrepancias con lo teórico en cuanto a rugosidad de la superficie de las palas, medidas del perfil a lo largo de toda la pieza e imperfecciones de terminación en borde de ataque y el de fuga. Este factor condiciona en gran medida el rendimiento del generador.

Otro problema constructivo que limitó el rendimiento del generador fue el hecho de tener que adaptar las medidas de los ejes a la base del EOLOS. Esto tuvo gran influencia en las dimensiones y por lo tanto en los pesos de algunos elementos rotantes tales como rodamientos, eje secundario, acople entre ejes y sobre todo el propio generador de imanes permanentes.

Por último debe tenerse en cuenta que la transmisión de potencia hacia el PMG se hace desde el eje secundario hacia la carcasa del mismo, en lugar de hacerlo entre los ejes. Esto genera que el momento necesario para el arranque sea mayor, porque se necesita rotar la parte más pesada del PMG mientras que la parte más liviana, el eje, permanece fija a la base.

8.1.3. Estado del generador (PMG)

Más allá que el PMG utilizado no es el indicado para este tipo de molinos, es razonable por razones económicas y por tratarse de un prototipo de estudio, que hayamos utilizado el generador con el que contaba la facultad. Debe tenerse en cuenta que el PMG estuvo almacenado un tiempo considerable, sin mantenimiento alguno, por lo que las pérdidas mecánicas internas suponemos mayores a las originales.

9. ANEXOS

ANEXO I	-	Reporte del viento
ANEXO II	-	Coeficientes por perfil
ANEXO III	-	Fuerzas resultantes
ANEXO IV	-	Tablas URANGA
ANEXO V	-	Diagramas RISA 3D
ANEXO VI	-	Planos
ANEXO VII	-	Fuentes utilizadas y referencias
ANEXO VIII	-	Consumos ENRE