

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**“DISEÑO DE UN AEROGENERADOR VERTICAL MODELO
DARRIEUS PARA ENSAYOS EN EL TÚNEL DE VIENTO
DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA PUCP”**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

LESLIE ROCÍO HERNÁNDEZ BRAVO

ASESOR: Dr. LUIS CHIRINOS GARCÍA

Lima, mayo del 2016

RESUMEN

Actualmente el agotamiento de los combustibles fósiles combinados con la creciente preocupación por la contaminación ambiental, ha llevado a pensar en nuevas alternativas para la generación de energía eléctrica. Las energías renovables son una alternativa ecológica dentro de las cuales la energía del viento es capaz de cubrir las necesidades energéticas en varias regiones del mundo. Los aerogeneradores son herramientas que permiten capturar y convertir la energía cinética del viento en mecánica y posteriormente en eléctrica. En Perú se está implementando un plan a largo plazo para la electrificación rural por energías renovables para localidades remotas en el cual se espera que se introduzcan formas eficientes de generación eléctrica a escala pequeña. Debido a eso, surge la necesidad de conocer nuevas alternativas de energías consideradas como limpias.

La presente tesis tiene como objetivo diseñar un aerogenerador vertical modelo Darrieus, como una alternativa adicional a los aerogeneradores horizontales convencionales, el cual se empleará posteriormente para realizar ensayos en el túnel de viento del Laboratorio de Energía de la PUCP con la finalidad de estudiar sus posibilidades técnicas para la generación de electricidad a pequeña escala.

Para alcanzar el objetivo propuesto, en primer lugar, se realizó un análisis aerodinámico matemático en el software Matlab para poder definir los parámetros más eficientes y obtener los valores de los coeficientes de arrastre y sustentación, así como las fuerzas producto de ellos, el torque y el desempeño evaluados en un rango promedio de velocidades (3-6 m/s) que se producen en la región peruana. En segundo lugar, luego de determinar las cargas sobre las palas del aerogenerador, se realizó el diseño estructural, dimensionamiento y selección de los materiales, a una velocidad máxima de 10 m/s, que conforman los componentes de tal forma que sean lo más ligero y pequeño posibles para que no interfieran con el flujo de aire. Finalmente, se realizó la cotización para la fabricación del diseño del aerogenerador Darrieus.

Como resultado se obtuvo un aerogenerador modelo Darrieus con 3 palas de 330 mm de longitud y 6 cm de longitud de cuerda, cuyo máximo coeficiente de potencia resultó ser 0,3619 y se da cuando la longitud de la pala es igual al diámetro del rotor; es decir, con un diámetro de 330 mm. Finalmente, el presupuesto para la fabricación del proyecto propuesto asciende a s/ 15 418,66 que incluye costo de asesor y tesista, costos de los elementos normalizados, elementos estructurales y costos de fabricación y maquinado



DEDICATORIA

A Dios.

A mi papá, pues sé que desde el cielo siempre sigue mis pasos.

A mi mamá, la motivación de mi vida, por su amor, apoyo moral
y arduo trabajo que me han permitido llegar hasta aquí.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios y a la Virgen María por protegerme y forjar mi camino.

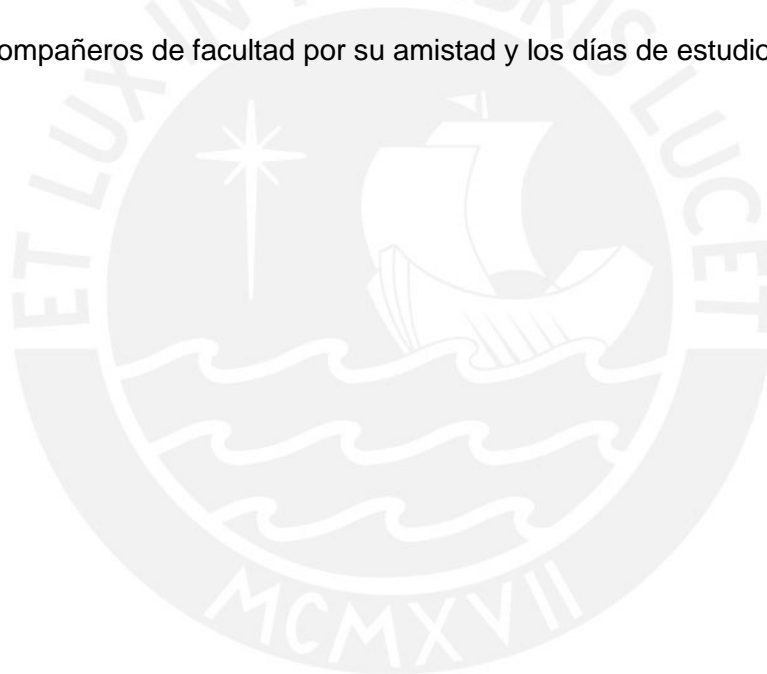
A mi papá Alejandro, por su ejemplo y enseñanzas dejadas, y a mi mamá Blanca, por su paciencia, trabajo y sacrificios a lo largo de estos años.

A mi asesor Luis Chirinos por la motivación y apoyo para el desarrollo de mi proyecto de tesis.

Al personal del Laboratorio de Energía, en especial al Ing. Ronald Mas, pues siempre estuvieron dispuestos a brindarme información y absolver mis dudas.

A Daniel por su apoyo incondicional y compañía durante los últimos ciclos.

A mis compañeros de facultad por su amistad y los días de estudio compartidos.



ÍNDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVO GENERAL	3
OBJETIVO ESPECÍFICO	3
Capítulo 1	4
GENERALIDADES	4
1.1. Introducción.....	4
1.2. Comparación entre aerogeneradores de eje vertical y horizontal	4
1.3. Clasificación de los aerogeneradores de eje vertical	5
1.3.1. Aerogenerador con rotor Savonius	5
1.3.2. Aerogenerador con rotor Darrieus	6
1.3.3. Aerogenerador con rotor Darrieus tipo H o Giromill	7
1.4. Clasificación según el coeficiente de potencia.....	8
1.5. Velocidad del viento en Perú	8
1.6. Túnel de viento.....	9
1.6.1. Características del túnel de viento de la PUCP.....	10
Capítulo 2.....	11
ANÁLISIS AERODINÁMICO DEL AEROGENERADOR DARRIEUS MEDIANTE MÉTODO ANALÍTICO	11
2.1. Introducción.....	11
2.2. Potencia del viento	11
2.3. Impulso unidimensional y Límite de Betz.....	13
2.4. Características aerodinámicas de un aerogenerador Darrieus	19
2.5. Modelos aerodinámicos analíticos	20
2.5.1. Modelos de impulso.....	21
2.6. Parámetros de diseño.....	27
2.6.1. Ubicación del aerogenerador.....	27
2.6.2. Velocidades de ensayo.....	28
2.6.4. Área de barrido.....	28

2.6.5.	Perfil aerodinámico.....	29
2.6.6.	Número de palas	29
2.7.	Parámetros de cálculo.....	30
2.7.1.	Número de tubos de corriente usados.....	30
2.7.2.	Número de Reynolds.....	30
2.7.3.	Coeficiente de arrastre	31
2.8.	Limitaciones del modelo	32
2.8.1.	Expansión de los tubos de corriente.....	32
2.8.2.	“Pérdidas dinámicas”	32
2.9.	Implementación del algoritmo.....	32
2.9.1.	Código computacional	32
2.10.	Resultados del cálculo	33
2.10.1.	Dimensiones del rotor.....	37
2.11.	Análisis de las cargas sobre las palas.....	37
2.11.1.	Cargas críticas para el diseño	38
2.12.	Validación del modelo:.....	40
Capítulo 3.....		41
	DISEÑO ESTRUCTURAL DE LOS COMPONENTES DEL AEROGENERADOR DARRIEUS	41
3.1.	Introducción.....	41
3.2.	Esquema general de funcionamiento.....	42
3.3.	Material de las palas.....	43
3.4.	Análisis de la aceleración	44
3.6.	Dimensionamiento del eje	46
3.6.1.	Análisis a la fatiga.....	52
3.6.4.	Verificación dinámica del eje	55
3.7.	Dimensionamiento de la chaveta para sensor de torque	59
3.8.	Cálculo de esfuerzos y dimensiones de pines	61
3.8.1.	Verificación del pasador a esfuerzo cortante	61

3.9.	Análisis de la deflexión de los brazos	63
3.10.	Cálculo de uniones atornilladas.....	67
3.10.1.	Tornillos para sujetar los brazos	67
3.10.2.	Verificación de la unión multitornillos de la base de la estructura	76
3.11.	Cálculo del cordón entre el marco del túnel de viento y el perfil T	76
3.12.	Selección de dispositivos	80
3.12.1.	Selección de rodamientos	80
3.12.3.	Selección de acoplamientos	82
Capítulo 4	83
	COSTOS DE FABRICACIÓN	83
4.1.	Costo de diseño.....	83
4.2.	Costos de elementos normalizados	84
4.3.	Costos de elementos estructurales.....	84
4.4.	Costos de maquinado y ensamble.....	85
4.5.	Costo total	86
CONCLUSIONES	88
BIBLIOGRAFÍA	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Ventajas y desventajas de los aerogeneradores de eje horizontal y vertical [5]	5
Tabla 2.1: Modelos aerodinámicos analíticos [10].....	21
Tabla 2.2: Radios del rotor.....	28
Tabla 2.3: Ventajas y desventajas de un aerogenerador de 2 y 3 palas [5]	30
Tabla 2.4: Máximo valor de C_p con respecto al radio	35
Tabla 2.5: Parámetros del rotor	37
Tabla 2.6: Fuerzas resultantes con respecto al ángulo azimutal	39
Tabla 3.1: Propiedades físico-mecánicas del material ABS	44
Tabla 3.2: Dimensiones de la chaveta	60
Tabla 3.3: Recomendación para deflexiones debido a momentos flectores	67
Tabla 3.4: Longitudes características del tornillo ISO 4762 M6X20	71
Tabla 3.5: Longitudes características del tornillo ISO 4018 M6X12	76
Tabla 4.1: Costo de diseño	84
Tabla 4.2: Costos de elementos normalizados	84
Tabla 4.3: Costo de elementos estructurales	85
Tabla 4.4: Tiempos estimados	85
Tabla 4.5: Costo de maquinado y ensamble	86
Tabla 4.6: Costo total.....	87

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Aerogenerador con rotor Savonius [6].....	6
Figura 1.2. Aerogenerador Darrieus con palas curvas [6]	7
Figura 1.3. Aerogenerador Darrieus tipo H o Giromill [6].....	7
Figura 1.4. Coeficiente de potencia vs TSR [7]	8
Figura 1.5. Velocidades de viento en el Perú [8].....	9
Figura 1.6. Túnel de viento del Laboratorio de Energía de la PUCP	10
Figura 2.1. Corrientes de viento a través del rotor. Velocidad axial y presión aguas arriba y aguas abajo del rotor [9]	14
Figura 2.2. Volumen de control circular a través de la turbina de viento [9].....	15
Figura 2.3. Volumen de control alternativo [9].....	17
Figura 2.4. Coeficientes de la potencia (C_p) y el empuje (C_T) como función del factor de inducción [9].....	19
Figura 2.5. Velocidad relativa y fuerzas aerodinámicas típicas sobre una pala [5] ..	20
Figura 2.6. Modelos de impulso. (a) Modelo de un solo tubo de corriente (b) Modelo de múltiples tubos de corriente [5]	22
Figura 2.7. (a) Modelo del doble disco actuador de múltiples tubos de corriente (b) Tubo de corriente con las zonas de análisis [5]	23
Figura 2.8. División del área barrida por el rotor	23
Figura 2.9. Ubicación del aerogenerador	27
Figura 2.10. Área de barrido	28
Figura 2.11. Perfil aerodinámico NACA 0018.....	29
Figura 2.12. Coeficiente de arrastre vs ángulo de ataque [5]	31
Figura 2.13. Coeficiente de sustentación vs ángulo de ataque [5]	31
Figura 2.14. Diagrama de flujo.....	33
Figura 2.15. Comparación de número de palas según Coeficiente de potencia vs TSR	34
Figura 2.16. Comparación entre longitudes de cuerda según Coeficiente de potencia vs TSR	34

Figura 2.17. Coeficiente de potencia vs TSR para velocidades de 3, 4, 5 y 6 m/s ..35	35
Figura 2.18. Coeficiente de potencia vs TSR para velocidades de 3, 4, 5 y 6 m/s ..36	36
Figura 2.19. Ángulo de ataque vs ángulo azimutal para distintas velocidades36	36
Figura 2.20. Fuerza Tangencial vs ángulo azimutal para distintas velocidades37	37
Figura 2.21. Fuerza normal vs ángulo azimutal a 10m/s.....38	38
Figura 2.22. Fuerza Tangencial vs ángulo azimutal a 10 m/s.....38	38
Figura 2.23. Diagrama de fuerzas normales y tangenciales.....39	39
Figura 2.24. Predicción del coeficiente de potencia para distintos valores de solidez [11]40	40
Figura 3.1. Aerogenerador vertical Darrieus43	43
Figura 3.2. Coeficiente de arrastre para cuerpos bidimensionales [12].....46	46
Figura 3.3. Diagrama del cuerpo libre el eje.....47	47
Figura 3.4. Deformaciones transversales por principio de superposición48	48
Figura 3.5. Diagrama de las fuerzas cortantes y momento flector.....50	50
Figura 3.6. Fuerzas transversales actuantes sobre el eje56	56
Figura 3.7. Esquema de la deformación transversal del eje sección C-P57	57
Figura 3.8. Esquema de la deformación transversal del eje sección P-A57	57
Figura 3.9. Gráfico de las zonas de trabajo para la velocidad crítica del eje [13]59	59
Figura 3.10. Dimensiones de chaveta según DIN 6885 [13]59	59
Figura 3.11. (a) Diagrama del cuerpo libre del cubo (b) Diagrama del cuerpo libre del pasador (c) Diagrama del cuerpo libre del eje [13]61	61
Figura 3.12. Arreglo brazo-álabe-soporte64	64
Figura 3.13. Sección transversal del brazo64	64
Figura 3.14. Brazo sometido a flexión y carga transversal65	65
Figura 3.15. Diagrama del cuerpo libre de la pala.....68	68
Figura 3.16. Diagrama del cuerpo libre del brazo.....69	69
Figura 3.17. Diagrama de las fuerzas cortantes y momento flector.....69	69
Figura 3.18. Diagrama de fuerza-deformación de una unión atornillada [13]73	73
Figura 3.19. Unión perfil T con el marco del túnel de viento.....77	77
Figura 3.20. Cordones de soldadura.....77	77

Figura 3.21. Perfil “T”	78
Figura 3.22. Chumacera PASEY15	80
Figura 3.23. Rodamiento soporte-brida.....	81
Figura 3.24. Transductor de torque [16].....	81
Figura 3.25. Configuración del montaje del sensor de torque [14]	82
Figura 3.26. Acoplamiento de mordaza [17].....	82



LISTA DE SÍMBOLOS

α :	Aceleración angular [rad/s ²]
$A_{\text{comprimida}}$:	Área comprimida por los tornillos [m ²]
α :	Ángulo de ataque [°]
A :	Área de barrido [m ²]
A_c :	Área de contacto [mm ²]
A :	Área del rotor [m ²]
A_{CV} :	Área del volumen de control [m ²]
A_T :	Área transversal del cilindro [m ²]
δ_{as} :	Asentamiento [μ m]
Δp :	Caída de presión en el rotor [Pa]
C_{pt} :	Coefficiente de potencia total
C_{pu} :	Coefficiente de potencia aguas arriba
C_{pd} :	Coefficiente de potencia aguas abajo
C_D :	Coefficiente de arrastre
C_s :	Coefficiente de superficie
C_i :	Coefficiente de tamaño:
C_{temp} :	Coefficiente de temperatura
C_{carga} :	Coefficiente de carga
C_D :	Coefficiente de confiabilidad
α_A :	Coefficiente de ajuste
C_p :	Coefficiente de potencia
c_f :	Constante de rigidez
c_{tor} :	Constante de rigidez del tornillo

c_p :	Constante de rigidez de las placas
ρ :	Densidad del fluido [kg/m ³]
δ :	Desplazamiento transversal [mm]
y :	Desplazamiento del punto A [mm]
\emptyset :	Diámetro del eje [mm]
d :	Diámetro del pin [mm]
D_e :	Diámetro del eje [mm]
D_c :	Diámetro del cubo [mm]
Z :	Distancia del borde inferior al centroide del área atornillada [m]
T :	Empuje [N]
τ_c :	Esfuerzo de corte [N/mm ²]
τ_a :	Esfuerzo cortante sobre el cordón de soldadura [N/mm ²]
σ_n :	Esfuerzo flector sobre el plano de la garganta [N/mm ²]
τ_n :	Esfuerzo cortante sobre el plano de la garganta [N/mm ²]
E_c :	Energía cinética del viento [J]
σ_f :	Esfuerzo de flexión [N/mm ²]
τ_t :	Esfuerzo de torsión [N/mm ²]
σ_n :	Esfuerzo normal [N/mm ²]
σ_F :	Esfuerzo a la fluencia [N/mm ²]
σ_M :	Esfuerzo de montaje [N/mm]
t_{tM} :	Esfuerzo torsor de montaje [N/mm]
σ_{eqM} :	Esfuerzo equivalente de montaje [N/mm]
a :	Espesor del cordón de soldadura [mm]
n_f :	Esfuerzo flector sobre el cordón de soldadura [N/mm ²]
τ'_t :	Esfuerzo de torsión alternante [N/mm ²]

σ'_f :	Esfuerzo de flexión alternante [N/mm]
a_u :	Factor de inducción aguas arriba
a_d :	Factor de inducción aguas abajo
β_K :	Factor de concentración de esfuerzo efectivo
η :	Factor de sensibilidad a la entalla
α_K :	Factor geométrico de concentración de esfuerzos
FS_R :	Factor de seguridad recomendado
μ :	Fricción entre placas
V :	Fuerza cortante [N]
F_c :	Fuerza centrífuga [N]
F_{as} :	Fuerza de asentamiento [N]
F_{Mmin} :	Fuerza de montaje mínima [N]
F_{Mmax} :	Fuerza de montaje máxima [N]
F_{res} :	Fuerza residual [N]
q :	Fuerza distribuida del viento [N/m]
F_D :	Fuerza de arrastre [N]
F_L :	Fuerza de sustentación [N]
$F_{transversal}$:	Fuerza transversal sobre los tornillos [N]
\dot{m}_{side} :	Flujo másico que sale del volumen de control [kg/s]
ω_n :	Frecuencia natural del sistema
I :	Inercia del rotor [kg·m ²]
I_{pala} :	Inercia total de la pala [kg·m ²]
I_{brazo} :	Inercia del brazo [kg·m ²]
L_1 :	Longitud tramo B-C [m]
L_2 :	Longitud tramo A-B [m]
L_3 :	Longitud tramo B-V [m]

c :	Longitud de cuerda [m]
L_{ef} :	Longitud efectiva de la chaveta [m]
m :	Masa de las palas [kg]
M_t :	Momento torsor [N.mm]
M_f :	Momento flector [N·mm ²]
M_t :	Momento torsor [N·mm ²]
M_{fp} :	Momento flector generado por el peso de la barra [N·mm ²]
m :	Masa de la pala [kg]
M_{tM} :	Momento torsor de ajuste [N·mm ²]
M_{ajuste} :	Momento de ajuste durante el montaje [N/mm ²]
M_{peso} :	Momento flector producido por el peso [N·mm ²]
M_t :	Momento flector producido por el peso del perfil "T" [N·mm ²]
Re :	Número de Reynolds
p :	Presión inmediata a la salida del rotor [Pa]
p_o :	Presión atmosférica [Pa]
p_{adm} :	Presión admisible [N/mm ²]
p_c :	Presión en el agujero del cubo [N/mm ²]
$p_{máx e}$:	Presión máxima en el agujero del eje [N/mm ²]
P_{tor} :	Presión en los filetes del tornillo [N/mm ²]
t :	Profundidad que penetra la chaveta en el cubo [mm]
$P_{disponible}$:	Potencia disponible del viento [W]
λ :	Tip speed ratio
t :	Tiempo para acelerar el rotor y alcanzar la velocidad deseada [s]
T :	Torque promedio [N.m]
V_o :	Velocidad del viento aguas abajo del rotor [m/s]

u :	Velocidad en la sección del rotor [m/s]
u_1 :	Velocidad del viento aguas arriba del rotor [m/s]
V_u :	Velocidad inducida aguas arriba [m/s]
V_o :	Velocidad aguas arriba del rotor [m/s]
V_d :	Velocidad inducida aguas abajo [m/s]
V_e :	Velocidad de equilibrio inducida [m/s]
ν :	Viscosidad cinemática a condiciones ambientales (25°C)
ω :	Velocidad angular [rad/s]
V_o :	Velocidad del viento [m/s]



INTRODUCCIÓN

Las energías renovables tales como la hidráulica, solar, la eólica y la geotermia, han conformado un sector importante de la energía utilizada por los humanos desde épocas remotas.

La energía eólica es una fuente de energía respetuosa del medio ambiente que se ha vuelto muy importante durante los últimos años. Es la energía cuyo origen proviene del movimiento de masa de aire; es decir, del viento. El viento es una fuente de energía limpia, sostenible que nunca se agota. Esta energía es producida mediante el movimiento de un rotor que al girar convierte la energía disponible del viento en energía cinética rotacional, lo que sería llamada una turbina de viento o aerogenerador.

El uso de energía eólica se remonta a tiempos antiguos, cuando se empleaba para propulsar veleros y la aplicación de las turbinas de viento se dio por primera vez en Persia, donde fueron utilizadas para moler trigo.

El mayor potencial eólico se encuentra en la costa de Perú, debido a la fuerte influencia del anticiclón del Pacífico y de la Cordillera de los Andes los cuales generan vientos provenientes del suroeste en toda la región de la costa. El Atlas Eólico estima un potencial sobre los 77 000 MW, de los cuales se pueden aprovechar más de 22 000 MW, sin embargo se requiere de estudios específicos para determinar el verdadero potencial eólico en Perú. [1]

Los aerogeneradores pueden ser de eje horizontal o vertical. El desarrollo de aerogeneradores horizontales en Perú es amplio. En 1996 se instaló un aerogenerador asíncrono trifásico de 250 kW en la localidad de Malabrigo (La Libertad), con una eficiencia de 36%, un aerogenerador de inducción de 450 kW en San Juan de Marcona (Ica) [2] y recientemente la empresa estadounidense Countour Global inauguró el parque eólico más grande de Perú, compuesto por 62 aerogeneradores ubicados en la costa norte del país, entre los distritos de Cupisnique en La Libertad y de Talara en la región de Piura [3]. Actualmente en Perú no se ha desarrollado ampliamente la tecnología de aerogeneradores de eje vertical.

Los aerogeneradores de eje vertical tienen varias ventajas sobre los de eje horizontal a pesar de tener una menor eficiencia, son más adecuados para el entorno urbano o zonas aisladas ya que tienen un mejor desempeño en condiciones de viento turbulento,

son omnidireccionales, se pueden situar a cortas distancias sobre el suelo y pueden trabajar individualmente.

Se sabe que actualmente en Perú existe una necesidad de electrificación en las zonas rurales, localidades aisladas y de frontera del país tal como se indica en la “Ley General de Electrificación Rural” 2006, la cual tiene por objetivo establecer un marco normativo para la promoción y el desarrollo eficiente de la electrificación en los lugares mencionados. Los proyectos a ejecutarse deben estar conforme con las normas ambientales vigentes es por eso que esta Ley le da prioridad al desarrollo de proyectos que aprovechen y desarrollen los recursos energéticos renovables [4]. Otro aspecto importante es el impacto positivo que los aerogeneradores causan sobre el medio ambiente, pues gracias a la energía eólica se genera menos CO_2 y otros gases contaminantes causantes del efecto invernadero y el cambio climático.

Ante esta situación, en el presente trabajo de tesis se realizará el diseño mecánico de un aerogenerador vertical modelo Darrieus que será instalado en el túnel de viento del laboratorio de energía de la PUCP para así poder estudiar el comportamiento de este prototipo y en un futuro contribuir al desarrollo y mejorar la calidad de vida de la población rural.

Para cumplir con esta propuesta, en el primer capítulo, se reconocieron las limitaciones del modelo como el lugar de instalación del aerogenerador y el rango de velocidades de trabajo según el promedio en la región peruana.

Posteriormente, en el segundo capítulo, se selecciona el método de cálculo, doble disco actuador de múltiples tubos de corriente, para el análisis aerodinámico y poder determinar los valores de los coeficientes de arrastre y sustentación, así como las fuerzas aerodinámicas resultantes, el torque y el coeficiente de potencia.

Después, en el tercer capítulo, se realizan los cálculos justificativos para el diseño y selección de los componentes principales como el eje, brazos, soldadura y pernos.

Concluido lo anterior, en el cuarto capítulo, se realizará un presupuesto del proyecto diseñado, donde se incluyen los precios de los elementos normalizados, elementos estructurales así como los costos de fabricación y maquinado.

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un aerogenerador vertical modelo Darrieus para ser ensayado en el túnel de viento, con sección transversal de 18"x18", del Laboratorio de Energía de la PUCP.

OBJETIVO ESPECÍFICO

- Crear el modelo geométrico del aerogenerador vertical, lo que incluye las palas, rotor y soporte para las dimensiones ya establecidas del túnel de viento.
- Conocer la interacción aerodinámica entre el aerogenerador vertical y el flujo del aire variando la distancia del diámetro del rotor con la finalidad de evaluar el comportamiento aerodinámico en el rango de velocidades promedio del viento de la región peruana.
- Diseñar los componentes y estructura que conforman el aerogenerador Darrieus.
- Realizar los planos mecánicos del diseño del aerogenerador vertical.
- Estimar los costos de la unidad propuesta.

Capítulo 1

GENERALIDADES

1.1. Introducción

Los aerogeneradores están clasificados en horizontales, también denominados HAWT (del inglés, Horizontal Axis Wind Turbine), y verticales, VAWT (del inglés, Vertical Axis Wind Turbine). Debido a que el modelo de aerogenerador a diseñar en este trabajo de tesis es de tipo vertical, en las generalidades que a continuación se presentan, se considerarán los aerogeneradores pertenecientes a esta familia; además, la información necesaria para el desarrollo del presente proyecto de tesis.

1.2. Comparación entre aerogeneradores de eje vertical y horizontal

Los aerogeneradores de eje vertical tienen como ventaja principal que no necesitan de un mecanismo de orientación pues una de sus principales ventajas es que reciben el viento en diferentes direcciones para transformarlo en energía. Esto resulta muy provechoso en lugares donde el viento es turbulento. Otra de sus ventajas es que pueden ser instalados en posiciones bajas; además, los VAWT son menos ruidosos que los HAWT por lo que son recomendables para áreas urbanas.

Tabla 1.1: Ventajas y desventajas de los aerogeneradores de eje horizontal y vertical [5]

Aerogeneradores de eje horizontal	
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Pueden ser expuestos a vientos con velocidades altas, lo cual ocurre en las alturas. - Tiene fuerzas aerodinámicas y ángulo de ataque constantes. - Requiere menor área para ser instalado debido a que el rotor se encuentra en lo alto de la torre. 	<ul style="list-style-type: none"> - Requiere un sistema de transmisión. - Requiere una torre alta. - El mantenimiento se debe llevar a cabo en lo alto de la torre. - Ruidosos.
Aerogeneradores de eje vertical	
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Omidireccionales - El rotor se encuentra cerca al nivel del suelo por lo que es simple de operar y realizar el mantenimiento. - Diseño simple. - Tecnología no muy estudiada que podría ofrecer más potencial a un menor costo. 	<ul style="list-style-type: none"> - El rotor no se encuentra a gran altura por lo que la velocidad del viento no sería muy alta. - Tiene bajas velocidades en la punta por lo que también sería una baja eficiencia. - Requiere una mayor área para ser instalado.

1.3. Clasificación de los aerogeneradores de eje vertical

La característica de estos aerogeneradores es que el eje de rotación se encuentra perpendicular al suelo. A través de los siglos, han sido muchos los diseños de molinos de eje vertical. En la actualidad se pueden dividir en tres tipos básicos a conocer: Savonius, Darrieus y H-Rotor. A continuación, se describirán brevemente estos VAWT.

1.3.1. Aerogenerador con rotor Savonius

El modelo Savonius, mostrado en la Figura 1.1, fue inventado por el ingeniero Finlandés S.J. Savonius en 1929. Este modelo es básicamente una turbina eólica que es accionada por una fuerza de arrastre con dos medios cilindros desplazados horizontalmente y fijados a un eje central en direcciones opuestas como una "S". Las

partes cóncavas de la “S” captan el viento, mientras que los reversos presentan una menor resistencia al viento.

Este tipo de rotor solo puede ser utilizado para bajas velocidades ya que presente una gran resistencia al aire. Generalmente no presentan más del 25% de eficiencia según estudios realizados, no son útiles para generar electricidad.

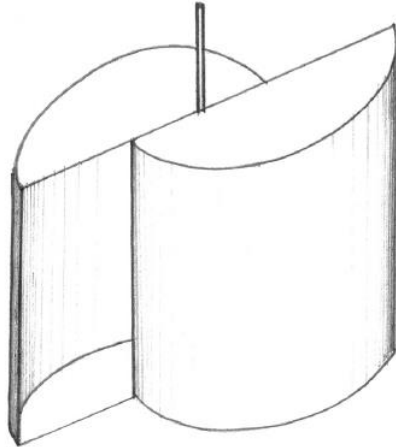


Figura 1.1. Aerogenerador con rotor Savonius [6]

1.3.2. Aerogenerador con rotor Darrieus

Fue inventado por el ingeniero Francés George Jeans Mary Darrieus y patentado en 1931. Consiste en un eje vertical asentado sobre un rotor con dos o más palas curvadas en forma de “C” unidas al eje por los dos extremos, estas palas son similares al perfil de las alas de un avión. Permite mayores velocidades que las del rotor Savonius, pero no alcanza velocidades tan altas como las de un aerogenerador horizontal es por eso que no son tan comerciales. No pueden arrancar por sí mismos ya que presentan un alto torque de resistencia, necesitan un sistema externo de arranque.

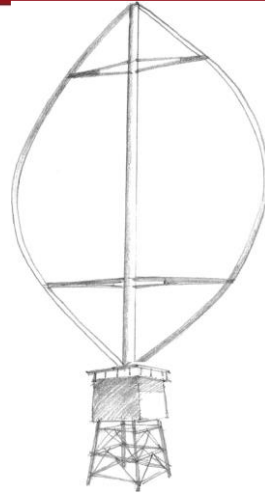


Figura 1.2. Aerogenerador Darrieus con palas curvas [6]

1.3.3. Aerogenerador con rotor Darrieus tipo H o Giromill

Este tipo de generadores también fueron patentados por G.J.M Darrieus. Consisten en palas verticales unidas al eje. Las palas verticales cambian su orientación a medida que se produce el giro del rotor para un mayor aprovechamiento de la fuerza del viento. Es un mecanismo automático que mantiene la posición de ángulo de ataque todo el tiempo lo cual es favorable para su desempeño.

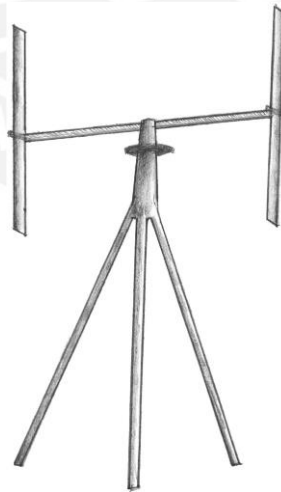


Figura 1.3. Aerogenerador Darrieus tipo H o Giromill [6]

1.4. Clasificación según el coeficiente de potencia

El coeficiente de potencia C_p es un parámetro que determina cuanta energía del viento puede ser convertida por el aerogenerador. Entonces, el aerogenerador vertical modelo Darrieus es el que presenta un mayor C_p , un mayor desempeño, en comparación de otros modelos verticales. Debido a eso, se seleccionó ese modelo para el presente proyecto de tesis.

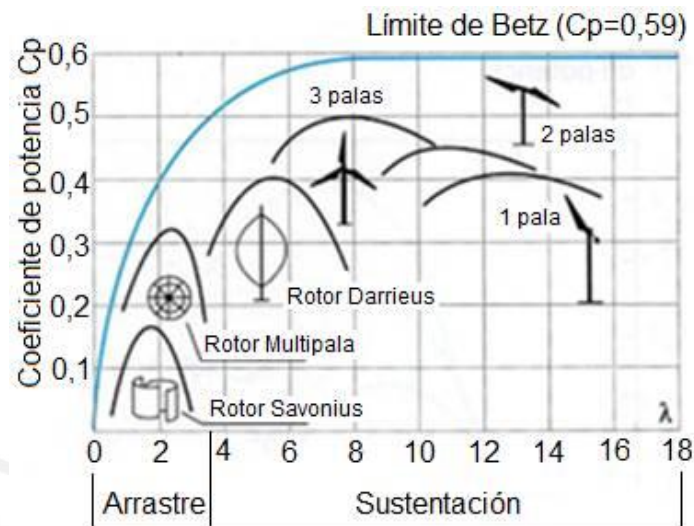


Figura 1.4. Coeficiente de potencia vs TSR [7]

1.5. Velocidad del viento en Perú

El viento es causado por las diferencias de temperatura existentes al producirse un desigual calentamiento de las diversas zonas de la tierra y la atmósfera, es por eso que las velocidades del viento son variables con respecto a la zona geográfica y estación del año.

El Perú cuenta con un potencial eólico variable, que se encuentra en un rango de 0 a 10 m/s. La velocidad promedio sobre la cota oscila entre 5 y 6 m/s; en la sierra, entre 3 y 6 m/s; en la selva, entre 1 y 4 m/s y por encima de 8 m/s sobre el océano. En la Figura 1.5 se muestra el Mapa Eólico del Perú desarrollado en los meses de febrero y junio a 80 m de la superficie del mar.

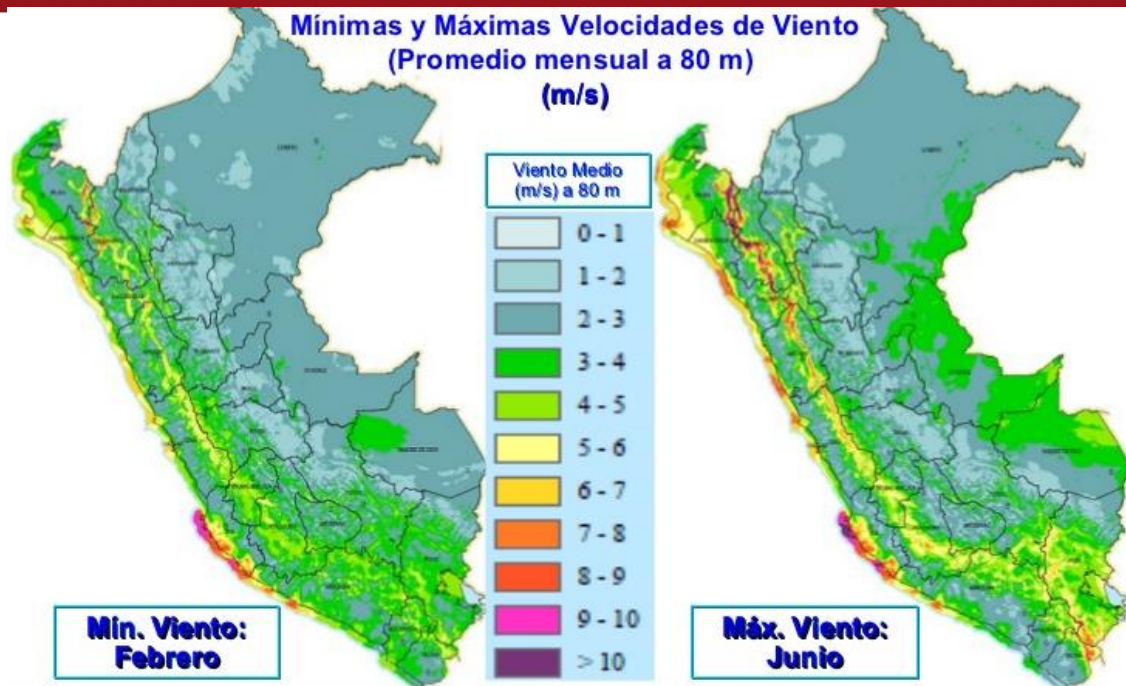


Figura 1.5. Velocidades de viento en el Perú [8]

1.6. Túnel de viento

El túnel de viento es una instalación experimental para estudiar la interacción de un fluido en movimiento sobre cuerpos sólidos de distintas formas, con la finalidad de evaluar el comportamiento fluidodinámico, energético, aerodinámico y estabilidad del cuerpo sólido a estudiarse.

En un aerogenerador, el viento incide sobre las palas donde la energía cinética del aire se transforma en energía mecánica rotativa.

Las principales ventajas de las pruebas para pequeños aerogeneradores en un Túnel de Viento contra las que se realizarían en un campo, están la optimización del diseño, construcción y operación del modelo o prototipo aerogenerador, así como el ahorro en tiempo y economía para las pruebas y ensayos. Entre los estudios que se pueden realizar se pueden mencionar los siguientes:

- Estabilidad dinámica de aerogeneradores.
- Diseño óptimo de palas según material y aerodinámica
- Diseño óptimo de álabes según material y geometrías.
- Diseño de elementos de control y seguridad de aerogenerador: mecánicos y electrónicos.

1.6.1. Características del túnel de viento de la PUCP

El túnel de viento del laboratorio del laboratorio de energía de la PUCP es un equipo especial para realizar pruebas experimentales. Este equipo consta de un motor eléctrico Crompton Parkinson con potencia de 25 HP, velocidad de 1760 rpm, voltaje 380 V, trifásico de 60 Hz y un ventilador centrífugo con velocidad de 860 rpm.

Está compuesto, principalmente, por una cámara o sección de pruebas, un ventilador centrífugo encargado de simular el viento, una estructura especial y la instrumentación correspondiente para las mediciones. En la figura 1.6 se muestran las secciones del túnel de viento. Una de estas es el difusor de característica troncocónica, diseñada de tal manera que disminuya ligeramente la velocidad y de esta forma garantizar un flujo uniforme en la sección de pruebas, seguido de una zona de contracción caracterizada por secciones que se contraen de forma continua para evitar el desprendimiento de la capa límite y turbulencias. Esto garantizaría un flujo estable y uniforme en la cámara de pruebas, y finalmente la sección de pruebas.



Figura 1.6. Túnel de viento del Laboratorio de Energía de la PUCP

Fuente: Propia

Capítulo 2

ANÁLISIS AERODINÁMICO DEL AEROGENERADOR DARRIEUS MEDIANTE MÉTODO ANALÍTICO

2.1. Introducción

En el presente capítulo se da a conocer la teoría en la cual se basa el análisis aerodinámico y el procedimiento seguido para determinar las fuerzas de arrastre, sustentación y el torque.

Finalmente, se muestran los resultados obtenidos a distintas velocidades y distintos diámetros del rotor.

2.2. Potencia del viento

La función de los aerogeneradores es interceptar la energía del viento que pasa a través de la zona de barrido del rotor para transformarla en electricidad.

La energía cinética del viento con una masa m y velocidad V_o es calculada de la siguiente forma:

$$E_c = \frac{1}{2} m V_o^2 \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Considerando una sección transversal con área A por donde pasa el viento a velocidad V_o en una unidad de tiempo existe un volumen circulando \dot{V} , el cual es conocido como flujo volumétrico (Ec. 2.2) y un flujo másico \dot{m} (Ec. 2.3):

$$\dot{V} = V_o A \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$\dot{m} = \rho V_o A \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Al expresar la energía cinética del viento que pasa a través del área transversal A por una unidad de tiempo, obtenemos la ecuación para calcular la potencia disponible del viento $P_{disponible}$ (Ec. 2.5):

$$\frac{E_c}{t} = \frac{1}{2} m V_o^2 \left(\frac{A}{t} \right) \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$P_{disponible} = \frac{1}{2} \rho A V_o^3 \quad (\text{Ec. 2.5})$$

El desempeño de la turbina está dado por el coeficiente de potencia C_p . Este coeficiente representa la energía producida por la turbina como una parte de la energía del viento que pasa a través del área transversal del rotor.

$$C_p = \frac{\text{Energía mecánica capturada por las palas}}{\text{Energía disponible del viento}} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

El coeficiente de potencia depende fuertemente de la relación de velocidad tangencial o TSR (tip speed ratio). Este término se define por la relación entre la velocidad tangencial y la velocidad del viento. Se utiliza para comparar el funcionamiento de distintas turbinas eólicas.

$$\lambda = \frac{R \omega}{V_o} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

- λ : Tip speed ratio
- ω : Velocidad angular [rad/s]
- R: Radio del rotor [m]

2.3. Impulso unidimensional y Límite de Betz

La teoría fundamental para el diseño y operación de las turbinas de viento está basado en el principio de conservación de masa y conservación de energía de las corrientes de viento para determinar el empuje que experimenta la turbina.

Para ello se cuenta con los siguientes supuestos:

- Flujo incompresible
- Flujo estacionario
- Flujo unidimensional
- Se desprecian las pérdidas por fricción

Se establece un volumen de control en un tubo de corriente como el que se muestra en la Figura 2.1.

La ecuación de Betz se refiere a la velocidad del viento aguas arriba de la turbina V_0 y la velocidad de la corriente abajo u_1 . (Fórmulas adaptadas de “Wind Turbine Technology: Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering”, David A. Spera)

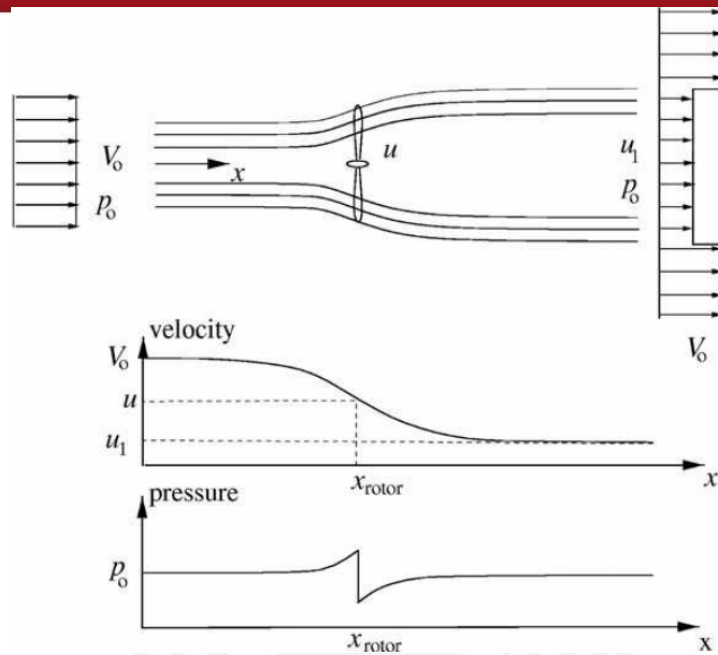


Figura 2.1. Corrientes de viento a través del rotor. Velocidad axial y presión aguas arriba y aguas abajo del rotor [9]

La Figura 2.1 representa las líneas de corriente del viento; además, al rotor o las hélices como la sección de un disco. Las hélices actúan como un dispositivo de arrastre y frenan la velocidad del viento incidente V_0 de la sección A_1 , hasta el infinito aguas abajo en la sección A_2 , donde resulta una velocidad uniforme u_1 .

La corriente incidente del viento nota la presencia del disco y dado que esta actúa como un freno a la corriente, tratará de rodearlo divergiendo las líneas de corriente como se muestra en la Figura 2.1. Por aplicación de la ecuación de Bernulli, este aumento gradual de la presión ocasiona una disminución de la velocidad.

En consecuencia:

$$V_0 > u > u_1$$

La ecuación de Bernulli considera el flujo estacionario, incompresible y sin rozamiento:

$$p_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = p + \frac{1}{2}\rho u^2 \tag{Ec. 2.8}$$

y

$$p - \Delta p + \frac{1}{2}\rho u^2 = p_0 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 \tag{Ec. 2.9}$$

Combinando las ecuaciones Ec. 2.8 y Ec. 2.9 tenemos:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho (V_o^2 - u_1^2) \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

- Δp : Caída de presión en el rotor [Pa]
- p : Presión inmediata a la salida del rotor [Pa]
- p_o : Presión atmosférica [Pa]
- ρ : Densidad del fluido [kg/m³]
- V_o : Velocidad del viento aguas abajo del rotor [m/s]
- u : Velocidad en la sección del rotor [m/s]
- u_1 : Velocidad del viento aguas arriba del rotor [m/s]

Aplicando la ecuación de momento axial en forma integral sobre el volumen de control circular con área de sección A_{cv} mostrada en la Figura 2.2:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{CV} \rho u(x, y, z) dx dy dz + \iint_{es} u(x, y, z) \rho V \cdot dA = F_{ext} + F_{pres} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

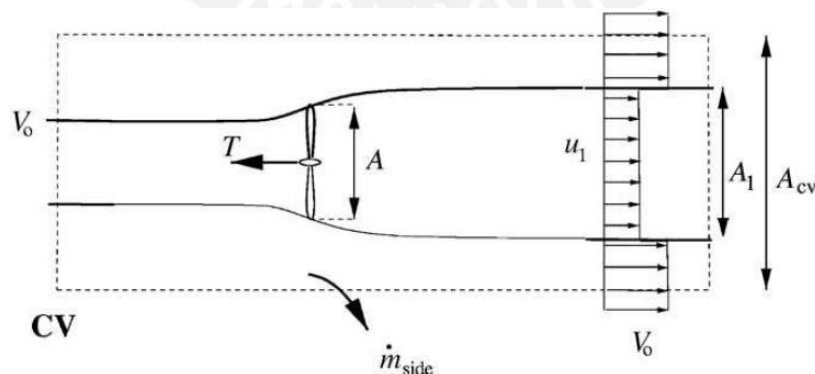


Figura 2.2. Volumen de control circular a través de la turbina de viento [9]

Donde:

\dot{m}_{side} : Flujo másico que sale del volumen de control [kg/s]

A : Área del rotor [m²]

A_{cv} : Área del volumen de control [m²]

El vector dA está apuntando hacia afuera en dirección normal de una parte infinitesimal de la superficie de control con una longitud igual a la zona de este elemento. F_{pres} es la componente axial de las fuerzas compresoras sobre la superficie de control.

El primer término de la Ec. 2.11 es cero pues el flujo es asumido estacionario, el último término también es cero pues la presión atmosférica tiene el mismo valor en los planos finales y actúa sobre una superficie de igual forma. En el límite lateral del volumen de control, la fuerza de presión no tiene ninguna componente axial como se puede ver en la Figura 2.3.

Asumiendo un rotor ideal de la Ec. 2.11:

$$\rho u_1^2 A_1 + \rho V_o^2 (A_{cv} - A_1) + \dot{m}_{side} V_o - \rho V_o^2 A_{cv} = -T \quad (Ec. 2.12)$$

Por conservación de la masa se puede hallar \dot{m}_{side} :

$$\begin{aligned} \rho A_1 u_1 + \rho (A_{cv} - A_1) V_o + \dot{m}_{side} &= \rho A_{cv} V_o \\ \dot{m}_{side} &= \rho A_1 (V_o - u_1) \end{aligned} \quad (Ec. 2.13)$$

Otra relación de la conservación de la masa:

$$\dot{m} = \rho u A = \rho u_1 A_1 \quad (Ec. 2.14)$$

Asumiendo que el rotor es ideal, es posible establecer una relación entre las velocidades V_o , u_1 y u , el empuje T , y la energía P . El empuje es la fuerza en dirección del flujo resultante de la caída de presión en el rotor (Δp) y es usada para reducir la energía del viento de V_o hasta u_1 .

$$T = \Delta p \cdot A \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde:

- T: Empuje [N]
- Δp : Caída de presión en el rotor [Pa]
- R: Radio del rotor [m]

Además, de las ecuaciones Ec. 2.12, 2.13 y 2.14:

$$T = \rho u A (V_o - u_1) = \dot{m}(V_o - u_1) \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Entonces, de las ecuaciones Ec. 2.11, 2.12 y 2.13:

$$u = \frac{1}{2}(V_o + u_1) \quad (\text{Ec. 2.17})$$

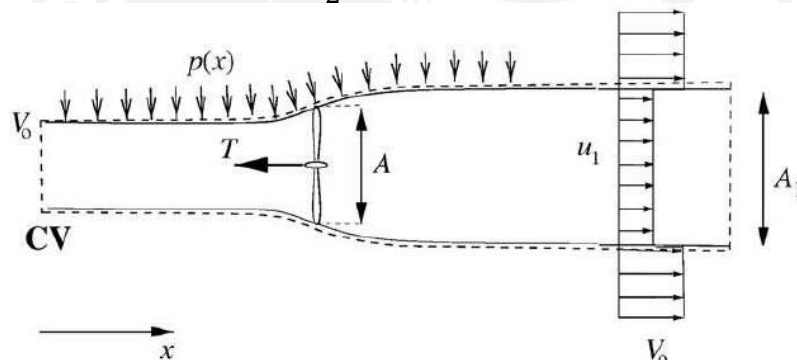


Figura 2.3. Volumen de control alternativo [9]

Se asume que el flujo no tiene fricción, por lo tanto la energía interna no cambia desde la entrada hasta la salida, y la potencia del eje P se halla utilizando el volumen de control mostrado en la Figura 2.3.

$$P = \dot{m} \left(\frac{1}{2} V_o^2 + \frac{P_o}{\rho} - \frac{1}{2} u_1^2 - \frac{P_o}{\rho} \right) \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Además, de las ecuaciones Ec. 2.12 y Ec. 2.15 se tiene:

$$P = \frac{1}{2} \rho u A (V_0^2 - u_1^2) \quad (\text{Ec. 2.19})$$

El factor de inducción a se define:

$$u = (1 - a)V_0 \quad (\text{Ec. 2.20})$$

De las ecuaciones Ec. 2.14 y Ec. 2.18:

$$u_1 = (1 - 2a)V_0 \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Estas ecuaciones pueden ser reemplazadas en la Ec. 2.18 de la potencia P y en la Ec. 2.16 para el empuje:

$$P = 2\rho V_0^3 a(1 - a)^2 A \quad (\text{Ec. 2.22})$$

$$T = 2\rho V_0^2 a(1 - a)^2 A \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Para poder tener una referencia del poder del viento en el área transversal del rotor pero sin aerogenerador, tenemos que $P_{disponible}$ de la Ec. 2.5. La potencia extraída y el aire en un flujo libre son conocidos como coeficiente de potencia (C_p), el cual es un número adimensional.

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho V_0^3 A} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

De la misma manera se define el coeficiente de empuje C_T :

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 A} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

El C_p es el coeficiente de potencia que determina el rendimiento aerodinámico del rotor.

Si se grafican las ecuaciones Ec. 2.24 y Ec. 2.25 obtenemos la gráfica de la Figura 2.4 en la cual podemos observar que el C_p máximo es un valor cercano a 0.6, el cual en teoría es 0,592.

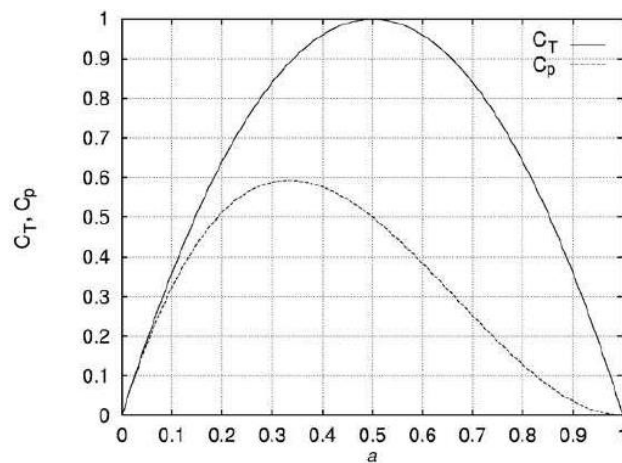


Figura 2.4. Coeficientes de la potencia (C_p) y el empuje (C_T) como función del factor de inducción [9]

2.4. Características aerodinámicas de un aerogenerador Darrieus

Según Paraschivoiu I. [5], los aerogeneradores Darrieus dependen de varios parámetros geométricos para la clasificación aerodinámica que generalmente incluye la solidez del rotor:

$$\sigma = NcH/S \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Donde:

- σ : Solidez del rotor
- N: Número de palas
- c: Longitud de cuerda [mm]
- H: Altura del rotor [mm]
- S: Área de barrido [mm²]
- R: Radio del rotor [mm]

En la Figura 2.5 se muestra la sección transversal con una velocidad angular ω . Se puede observar la resultante V_R producto de la combinación entre la velocidad del viento V y la velocidad tangencial $V_t = R\omega$. La velocidad resultante V_R actúa con el ángulo de ataque α sobre el perfil creando las fuerzas aerodinámicas sobre la sección del álabe y se producen dos componentes: arrastre y sustentación.

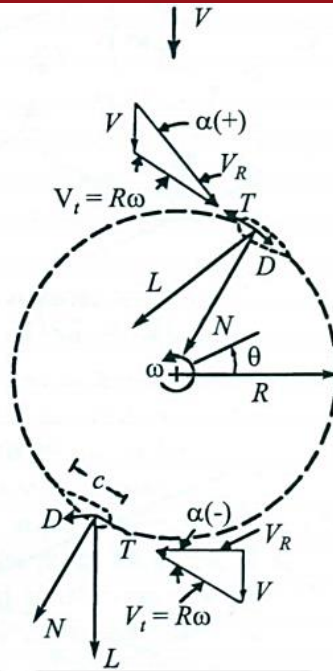


Figura 2.5. Velocidad relativa y fuerzas aerodinámicas típicas sobre una pala [5]

2.5. Modelos aerodinámicos analíticos

En la sección 2.4 se presentaron los principales parámetros geométricos de un aerogenerador. Para determinar una relación entre ellos y el máximo desempeño del aerogenerador vertical, de acuerdo con distintas literaturas, existen distintos métodos y los principales son los siguientes: aerodinámica computacional, y métodos experimentales. Debido a que el objetivo del presente proyecto de tesis es diseñar un aerogenerador vertical para posteriormente realizar ensayos en el Laboratorio de Energía, se centrará en los métodos de aerodinámica computacional.

A continuación se nombran los más importantes:

- Modelos de momento
- Modelos de vórtice
- Modelos viscosos – Computational Fluid Dynamics (CFD)

Tabla 2.1: Modelos aerodinámicos analíticos [10]

Categoría	Método	Aplicación
Aerodinámica computacional	Modelo de tubos múltiples de corriente	Estudiar el desempeño aerodinámico
	Doble disco actuador de múltiples tubos de corriente	Estudiar el desempeño aerodinámico Analizar los aerogeneradores verticales Darrieus Diseño aerodinámico y evaluación económica. Optimización de la longitud de cuerda y el espesor.
	Modelo del vórtice	Es un método potencial basado en el cálculo de la velocidad a través de la turbina influenciado por los vórtices.
Fluidos dinámicos computacionales	CFD	Estudiar el desempeño aerodinámico Evaluar el ruido aerodinámico Mejorar la eficiencia Evaluar el efecto de las mallas en resultados computacionales

Cada modelo presenta ventajas y desventajas. El modelo más estudiado y validado es el Modelo de impulso el cual se empleará para el desarrollo analítico del presente proyecto de tesis.

2.5.1. Modelos de impulso

El principio básico por el cual se determina la potencia es a través de un balance del impulso que se realiza al viento entre aguas arriba y aguas abajo del rotor el cual en conjunto con la ecuación de Bernoulli permite obtener el rango de velocidades que afectan a la turbina, y por ende se puede obtener la potencia.

Existen tres categorías dentro de estos modelos analíticos: el modelo de un solo tubo de corriente, el cual supone que el todo el rotor está encerrado en un solo tubo de corriente; el de múltiples tubos de corriente, en el cual el área de barrido es dividida en varios tubos de corriente y en dos secciones, aguas arriba y aguas abajo.

2.5.1.1. Modelo de un solo tubo de corriente

Este modelo es el método más simple, asume que la velocidad del viento es constante a través de todo el disco, área de barrido del rotor. Entonces, la velocidad inducida aguas arriba es la misma que aguas abajo. Este modelo siempre predice coeficientes de potencia más altos que los experimentales.

2.5.1.2. Modelo de múltiples tubos de corriente

El área de barrido del rotor es dividida en varios tubos de corriente paralelos y sucesivos como se muestra en la figura 2.6 (b). Dicha teoría del impulso se aplica sobre cada tubo de corriente. El aire se asume como no viscoso e incomprensible.

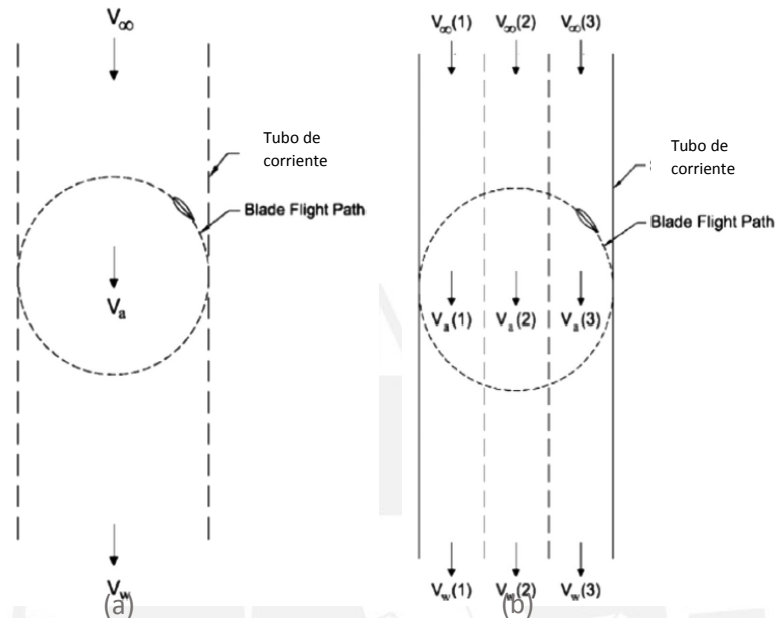


Figura 2.6. Modelos de impulso. (a) Modelo de un solo tubo de corriente (b) Modelo de múltiples tubos de corriente [5]

2.5.1.3. Modelo del doble disco actuador de múltiples tubos de corriente

Dentro de los modelos de impulso, el escogido para el análisis aerodinámico es el modelo del doble disco actuador de múltiples tubos de corriente sus abreviaciones en inglés son DMSV.

El DMSV fue desarrollado por Ion Paraschivoiu para determinar las fuerzas aerodinámicas sobre las palas y el desempeño del rotor para un aerogenerador Darrieus. Esta teoría representa a la turbina como un disco actuador el cual se divide en dos secciones, aguas arriba y aguas abajo donde se considera la variación de las velocidades inducidas en función del ángulo azimutal; además, se divide en varios tubos de corriente.

Según la teoría del disco de doble actuador, se sabe que el viento pasa dos veces por el área de barrido del rotor y las velocidades inducidas difieren en la sección de aguas arriba con respecto a aguas abajo, por lo que se crea una discontinuidad de presión en el tubo de flujo de aire que pasa a través del rotor. La pala interactúa primero con el flujo en la zona aguas arriba del rotor. Se observa en la Figura 2.7 (b).

El análisis está basado en las condiciones que el flujo experimenta en cada tubo de corriente, se usa una combinación entre la teoría de impulso de las palas, la conservación del impulso lineal y angular y la posterior división del tubo de corriente en N elementos. En cada elemento se analizan las fuerzas de arrastre y sustentación que interactúan sobre las palas.

Para el análisis se asume que la velocidad del viento percibe una desaceleración cerca del rotor. La vista frontal representa el área de barrido como un disco con dos zonas donde la velocidad es desacelerada dos veces, en la sección de aguas arriba y aguas abajo. Además, se asume que no hay variación de la velocidad inducida a lo largo de las palas pues están sometidas a la misma velocidad del flujo de aire.

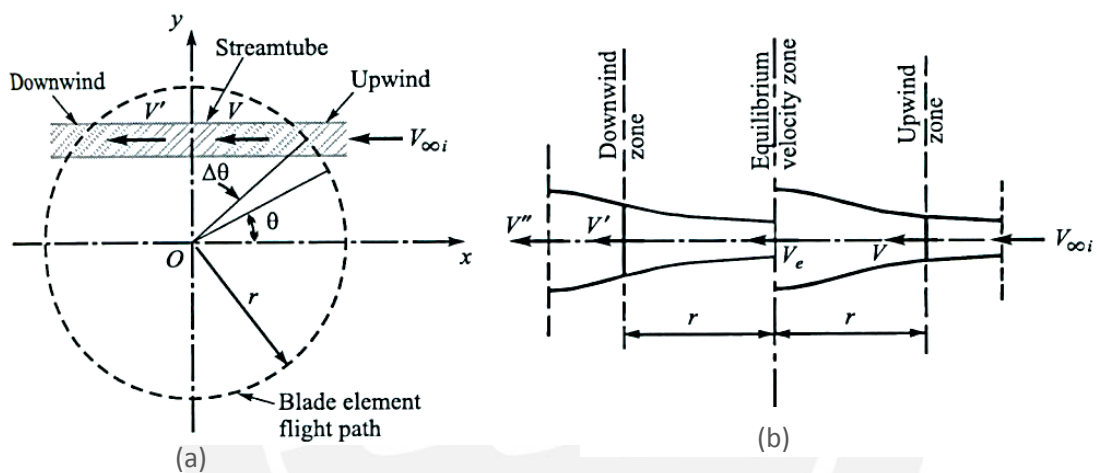


Figura 2.7. (a) Modelo del doble disco actuador de múltiples tubos de corriente (b) Tubo de corriente con las zonas de análisis [5]

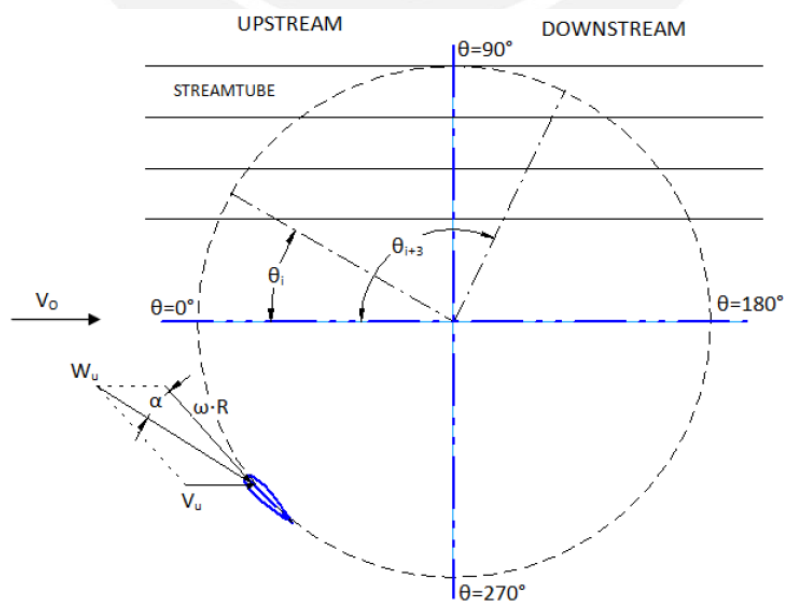


Figura 2.8. División del área barrida por el rotor

De acuerdo con Paraschivoiu, la velocidad inducida decrece en la dirección axial del flujo de aire. Esta velocidad se ve afectada por un factor de inducción que es menor a 1 pues la velocidad inducida es menor a la velocidad aguas arriba de la turbina.

La velocidad del aire inducido para la corriente de aguas arriba es la siguiente:

$$V_u = V_o \cdot a_u \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Donde:

V_u : Velocidad inducida aguas arriba [m/s]

V_o : Velocidad aguas arriba del rotor [m/s]

a_u : Factor de inducción aguas arriba

En el plano central, entre la corriente aguas arriba y aguas abajo, el equilibrio de la velocidad inducida es:

$$V_e = V_o \cdot (a_u - 1) \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Finalmente, para la corriente aguas abajo del rotor, la velocidad inducida es:

$$V_d = V_e \cdot a_d \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Donde:

V_d : Velocidad inducida aguas abajo [m/s]

V_e : Velocidad de equilibrio inducida [m/s]

a_d : Factor de inducción aguas abajo

Una vez conocidas las velocidades inducidas a través de toda la trayectoria del rotor se puede calcular las fuerzas de arrastre y sustentación para cada posición de las palas.

Luego de haber calculado esas fuerzas, se procede a calcular el torque y coeficiente de potencia producidos por la turbina.

La resultante de la velocidad rotacional depende del TSR y de la velocidad inducida:

$$W_u = \sqrt{V_u^2 [(\lambda - \text{seno}^2\theta)^2 + \text{cos}^2\theta]} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

Se utiliza para calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{W_u \cdot c}{\nu} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

c : Longitud de cuerda [m]

ν : Viscosidad cinemática a condiciones ambientales (25°C)

La ecuación del ángulo de ataque del perfil aerodinámico se define de la siguiente manera:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{\cos\theta \cdot \cos\alpha_o - (\lambda - \text{seno}\theta) \cdot \text{seno}\alpha_o}{\sqrt{[(\lambda - \text{seno}^2\theta)^2 + \text{cos}^2\theta]}}\right) \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Donde:

α : Ángulo de ataque [°]

En la Ec. 2.32 se debe introducir un ángulo de ataque inicial diferente de cero grados (89°).

Además, los coeficientes normales y tangenciales son los siguientes:

$$C_n = C_l \cdot \cos\alpha + C_d \cdot \sin\alpha \quad (\text{Ec. 2.33})$$

$$C_t = C_l \cdot \sin\alpha + C_d \cdot \cos\alpha \quad (\text{Ec. 2.34})$$

Donde:

C_n : Coeficiente normal

C_t : Coeficiente tangencial

El torque producido por la pala, en función de los coeficientes normales y tangenciales, es calculado usando la siguiente expresión:

$$Q(\theta) = \frac{1}{2} \rho c R L C_t W^2 \quad (\text{Ec. 2.35})$$

El torque promedio (Q_{av}) es producido por la corriente aguas arriba del rotor

$$Q_{av} = \frac{N}{2\pi} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} Q(\theta) d\theta \quad (\text{Ec. 2.36})$$

El coeficiente de torque promedio se calcula de la siguiente manera:

$$C_{pav} = \frac{Q_{av}}{\frac{1}{2} \rho V_o^2 S R} \quad (\text{Ec. 2.37})$$

El coeficiente de potencia, que determina el desempeño de la turbina, se determina por la siguiente fórmula:

$$C_{pu} = C_{Qav} \cdot \lambda \quad (\text{Ec. 2.38})$$

Finalmente, el coeficiente de potencia total es la suma de los coeficientes de potencia aguas arriba y aguas abajo.

$$C_{pt} = C_{pd} + C_{pu} \quad (\text{Ec. 2.39})$$

Donde:

- C_{pt} : Coeficiente de potencia total
- C_{pu} : Coeficiente de potencia aguas arriba
- C_{pd} : Coeficiente de potencia aguas abajo

2.6. Parámetros de diseño

Luego de conocer el procedimiento para evaluar el desempeño de un aerogenerador Darrieus, es importante determinar los parámetros de entrada que se usarán para la implementación del algoritmo.

2.6.1. Ubicación del aerogenerador

La ubicación del aerogenerador es un factor importante para el diseño. Para ello se evaluaron distintas posibilidades como colocarlo dentro del túnel de viento, en medio de la sección de ensayos, pero debido a la expansión del flujo de aire aguas abajo, las dimensiones del modelo se verían limitadas y reducidas para no interferir con dicho fenómeno. Otra alternativa fue colocarlo a la salida del túnel de viento, como se puede observar en la Figura 2.9, la mitad del aerogenerador se encontraría girando dentro de la sección de ensayos mientras que la segunda mitad, fuera del túnel de viento. En dicha alternativa se evaluó el comportamiento de la velocidad luego de salir del túnel de viento hasta una distancia de 1.5 m utilizando el software ANSYS.

En la Figura 2.9 (c), se muestra la sección del paso del viento situado a 20 cm de la salida del túnel de viento. Como se puede ver, la velocidad se mantiene prácticamente constante a excepción de los bordes de aproximadamente 3 cm, donde se sufre una pérdida de velocidad. Por lo tanto, se decidió diseñar el aerogenerador para que trabaje a la salida del túnel de viento y de tal forma que no entre en contacto con los bordes.

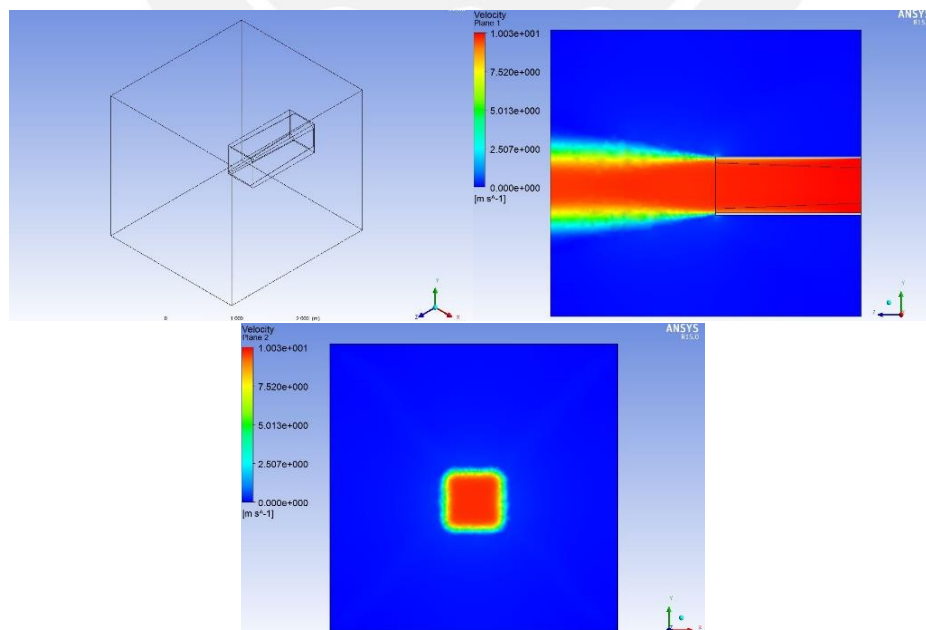


Figura 2.9. Ubicación del aerogenerador

Fuente: Propia

2.6.2. Velocidades de ensayo

En la sección 1.4, se mencionó los rangos de velocidades que se desarrollan en el país, los cuales varían desde 0 hasta 10 m/s. El presente trabajo de tesis se centra en un rango de velocidades entre 3 y 6 m/s pues son las velocidades de viento más comunes en el Perú.

2.6.3. Diámetro variable

Con el fin de poder realizar ensayos sobre el rotor en distintas condiciones, se decidió realizar el diseño para distintos diámetros. En la tabla 2.2 se muestran los tres diámetros para los cuales se realizarán los ensayos.

Tabla 2.2: Radios del rotor

Radio	%	mm
R1	121	200
R2	100	165
R3	80	132

2.6.4. Área de barrido

El área total del barrido es determinado por el tamaño de diseño de la turbina. Para un aerogenerador vertical, el área de barrido tiene una sección transversal rectangular definida por la altura y el diámetro de la unidad.

La energía capturada, es proporcional al área de barrido y al cubo de la velocidad del viento, de acuerdo a esto se podría deducir que a mayor área de barrido y velocidad del viento se puede obtener una mayor energía.

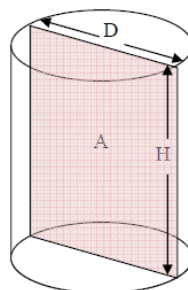


Figura 2.10. Área de barrido

2.6.5. Perfil aerodinámico

La mayoría de los aerogeneradores Darrieus usan los perfiles NACA 00XX, de acuerdo a la nomenclatura son perfiles simétricos, pues logran un alto coeficiente de sustentación, bajo coeficiente de arrastre y existe una base de datos extensa desarrollada en base a experimentos realizados en túneles de viento. Antiguamente se utilizaban perfiles de bajo espesor como el NACA 0012 y NACA 0015, pero últimamente los requerimientos han aumentado y se ha optado por fabricar perfiles de mayor espesor.

Se seleccionó el perfil NACA 0018 pues es uno de los que tiene mayor espesor, los dos últimos dígitos indican que el espesor es del 18 por 100%, comparado con el perfil NACA 0012 (12% de cuerda); además, se obtiene un mejor desempeño en el arranque con superficies gruesas.

El contorno del perfil aerodinámico seleccionado se dibujó en el software QBLADE, especializado en perfiles aerodinámicos. En el Anexo 1 se indican las coordenadas del contorno del perfil y la sección del perfil se muestra en la Figura 2.11:

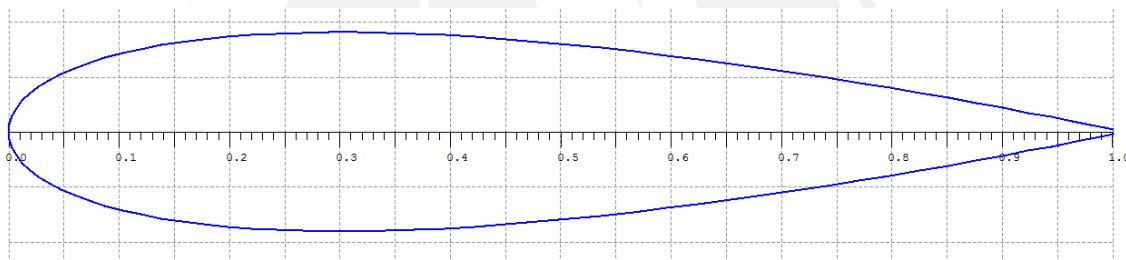


Figura 2.11. Perfil aerodinámico NACA 0018

2.6.6. Número de palas

Un aerogenerador Darrieus de dos palas podría parecer ideal debido a la simplicidad de su diseño, al uso de menos material para su construcción y, por lo tanto, baratos. Sin embargo, los rotores de tres palas ofrecen un mayor coeficiente de potencia y presentan ventajas en relación a la variación periódica del torque como de la magnitud y dirección de la fuerza resultante sobre el rotor. Las fuerzas aerodinámicas de un rotor con dos palas, cada una separada por 180° , actúan casi en la misma dirección ocasionando problemas de balance y vibraciones que se transmiten hacia toda la estructura; además, las palas se encuentran en posiciones desfavorables donde no se produce sustentación continua por lo que la rotación cuando ambos álabes se encuentran perpendiculares con respecto a la dirección del viento es contraproducente. Mientras que un rotor con

tres palas separadas por 120° asegura que alguna de ellas esté generando sustentación y rotación constante.

Tabla 2.3: Ventajas y desventajas de un aerogenerador de 2 y 3 palas [5]

Característica	3 Palas	2 Palas
Costo de construcción	Alto	Bajo
Costo de ensamble	Alto	Bajo
Opciones para técnicas de fabricación	Bueno	Malo
Potencia/peso	Bueno	Malo
Dinámica estructural	Bueno	Malo

2.7. Parámetros de cálculo

2.7.1. Número de tubos de corriente usados

Se utilizaron 36 “streamtubes”, esto quiere decir que se evaluó las condiciones del viento cada vez que la pala se desplazaba 5°. Se escogió este número pues es el que el autor Paraschivoiu I. emplea para realizar sus cálculos.

2.7.2. Número de Reynolds

Este parámetro expresa la influencia de las fuerzas viscosas en un flujo no ideal. Se define como:

- Número de Reynolds periférico:

$$Re_t = \frac{r \omega L}{\nu} \quad (\text{Ec. 2.40})$$

- Número de Reynolds del álabe:

$$Re_b = \frac{w L}{\nu} \quad (\text{Ec. 2.41})$$

El número de Reynolds aproximado para los aerogeneradores verticales es $Re=1,16 \times 10^5$. Actualmente existe una base de datos extensa de los perfiles aerodinámicos que

fue desarrollada en túneles de viento. (Base de datos de “Wind Turbine Design With Emphasis On Darrieus Concept”, I. Paraschivoiu).

2.7.3. Coeficiente de arrastre

El análisis de la fuerza sobre las palas, el torque y el coeficiente de potencia del aerogenerador, necesita los valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para todos los ángulos de ataque del perfil aerodinámico seleccionado. En las Figuras 2.12 y 2.13, se muestran los coeficientes de arrastre y sustentación para un número de Reynolds de $1,16 \cdot 10^5$ de acuerdo a la base de datos del libro “Wind Turbine Design” del autor Ion Paraschivoiu.

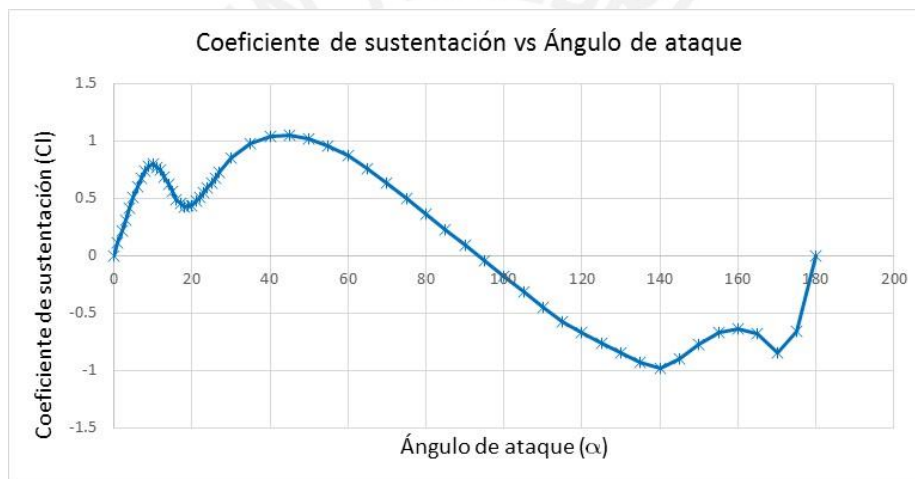


Figura 2.12. Coeficiente de arrastre vs ángulo de ataque [5]

Fuente: Elaboración propia con data de [5]

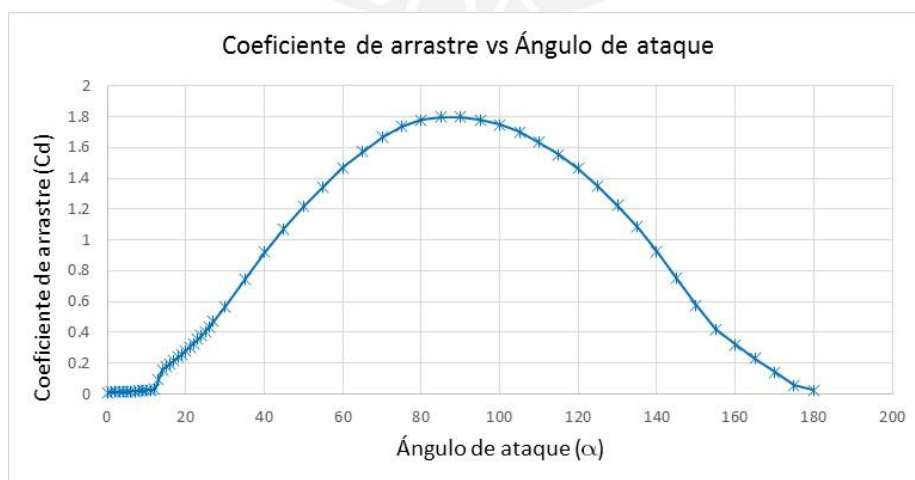


Figura 2.13. Coeficiente de sustentación vs ángulo de ataque [5]

Fuente: Elaboración propia con data de [5]

2.8. Limitaciones del modelo

2.8.1. Expansión de los tubos de corriente

Los aerogeneradores Darrieus presentan una aerodinámica compleja, la revolución periódica de una pala genera variaciones significantes en la dirección del flujo. El flujo diverge en dirección hacia aguas abajo pues la velocidad disminuye causando la expansión de los tubos de corriente. En un modelo más realista la sección del disco aguas arriba debería ser menor que la mitad del área del disco barrido. En la teoría del *Double Multiple Streamtube* (DMST) no se toma en cuenta la expansión del fluido.

2.8.2. “Pérdidas dinámicas”

Las “pérdidas dinámicas” es un fenómeno complejo e inestable, que está relacionado con la rápida variación del ángulo de ataque con respecto del tiempo; debido a esta variación, se origina un vórtice en la punta del perfil aerodinámico. Bajo estas condiciones la fuerza de sustentación se ve afectada debido a la separación de la capa límite de la superficie del perfil aerodinámico y esto podría resultar en una mayor pérdida relativa de sustentación comparada con las pérdidas estáticas. Esto se presenta en el arranque, parada y bajos TSR, el ángulo de ataque puede llegar a tomar valores cercanos a $\pm 90^\circ$ [10].

El ángulo de ataque calculado según la teoría del DMST no considera la turbulencia del flujo de aire.

2.9. Implementación del algoritmo

2.9.1. Código computacional

Se diseñó un programa en Matlab siguiendo la teoría del DMST descrita anteriormente para calcular las fuerzas aerodinámicas, torque y coeficiente de potencia aguas arriba y aguas abajo del rotor.

Se necesitó la base de datos de los coeficientes de arrastre y sustentación dependiendo del número de Reynolds y el ángulo de ataque del perfil NACA 0018. De acuerdo a eso, se realizó un proceso de iteración del factor de inducción para cada uno de los tubos de corriente y se obtuvo la velocidad relativa del viento, el número de Reynolds, ángulo de ataque y las fuerzas normal y tangencial. En la Figura 2.14 se muestra el diagrama del cálculo.

Datos de entrada:

- Configuración del rotor: Diámetro de la turbina, número de palas, base de datos de los valores de coeficiente de sustentación y arrastre de acuerdo al número de Reynolds (C_N y C_D).
- Características de operación: Velocidad del aire, rapidez rotacional y características del fluido.

Valores de salida:

- Fuerzas principales: fuerza normal y tangencial expresada en sus respectivos coeficientes C_N y C_D .
- Coeficiente de potencia en función del TSR.

Los resultados del torque, fuerza normal y radial, se utilizarán para el análisis estructural.

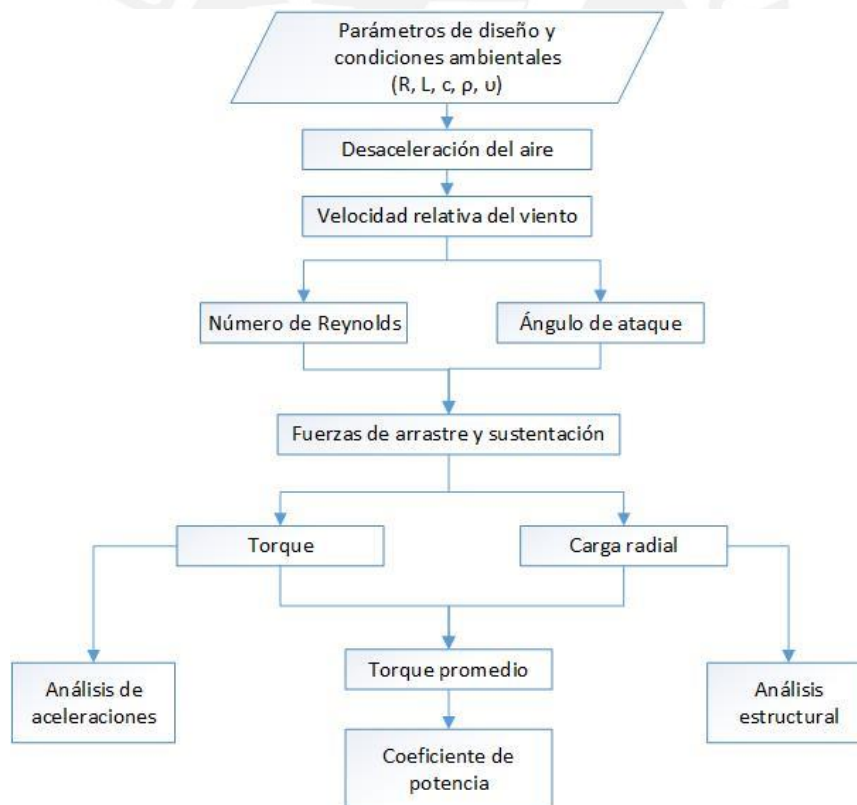


Figura 2.14. Diagrama de flujo

2.10. Resultados del cálculo

Como se mencionó anteriormente, el aerogenerador es diseñado para realizar ensayos en el túnel de viento con velocidades de 3, 4, 5 y 6 m/s. Las fuerzas sobre los álabes se

calcularon variando la velocidad del rotor, en un determinado rango, y manteniendo constante la velocidad del viento para cada uno de los 4 casos. En el Anexo 3 se muestra un ejemplo de cálculo para hallar los resultados que se muestran a continuación.

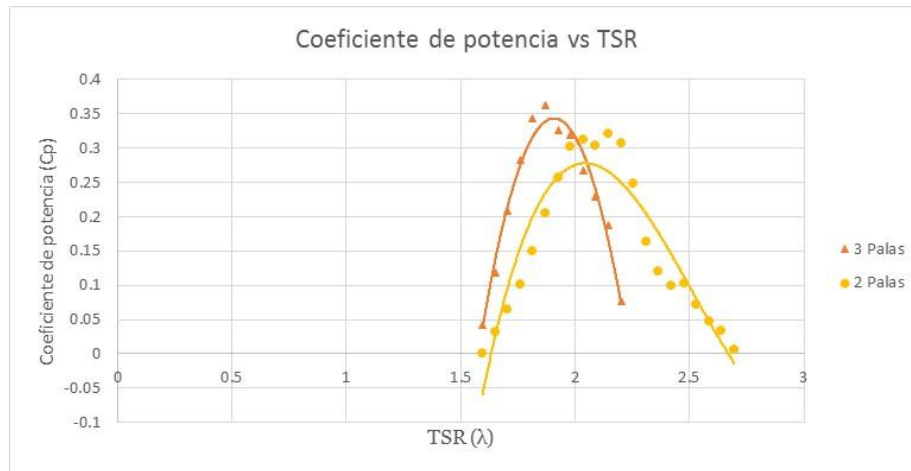


Figura 2.15. Comparación de número de palas según Coeficiente de potencia vs TSR

La Figura 2.15 muestra la comparación entre un rotor de 2 y 3 palas a una velocidad de 3 m/s y un radio de 0.165 m. Se puede observar que un rotor de 3 palas genera un mayor coeficiente de potencia en comparación de uno de 2 palas. Además, de acuerdo a la figura, el límite de Betz para un DMST no es $16/27$ (≈ 0.593) pues ese valor es para un solo elemento actuador. Por esta razón, se trabajó con un aerogenerador de 3 palas.

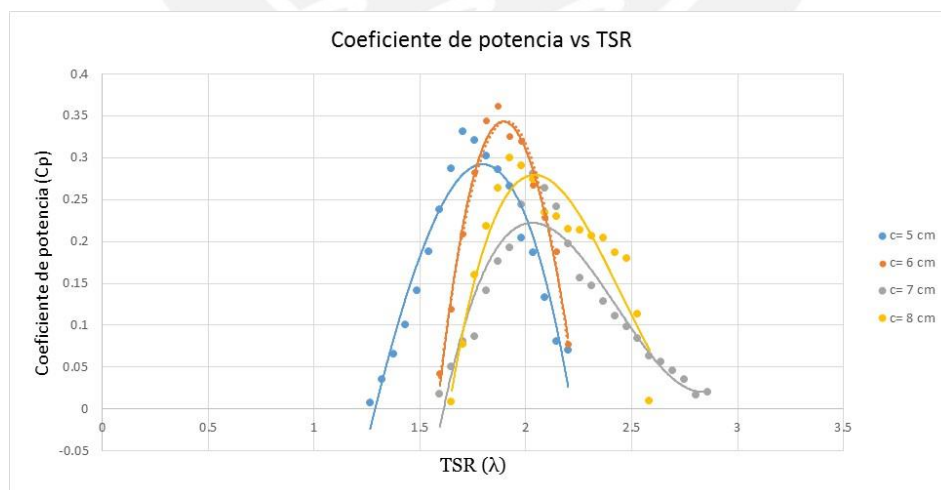


Figura 2.16. Comparación entre longitudes de cuerda según Coeficiente de potencia vs TSR

Luego de decidir trabajar con un rotor de 3 palas, se hizo el análisis para determinar la longitud de cuerda más beneficiosa. La Figura 2.16 muestra el coeficiente de potencia

vs TSR para una velocidad constante de 3 m/s para distintas longitudes de cuerda como 5, 6, 7 y 8 cm.

Como se puede observar, con una longitud de cuerda de 6 cm se obtiene un mayor coeficiente de potencia (un mejor desempeño). Por lo tanto, se seleccionó ese valor para realizar el diseño.

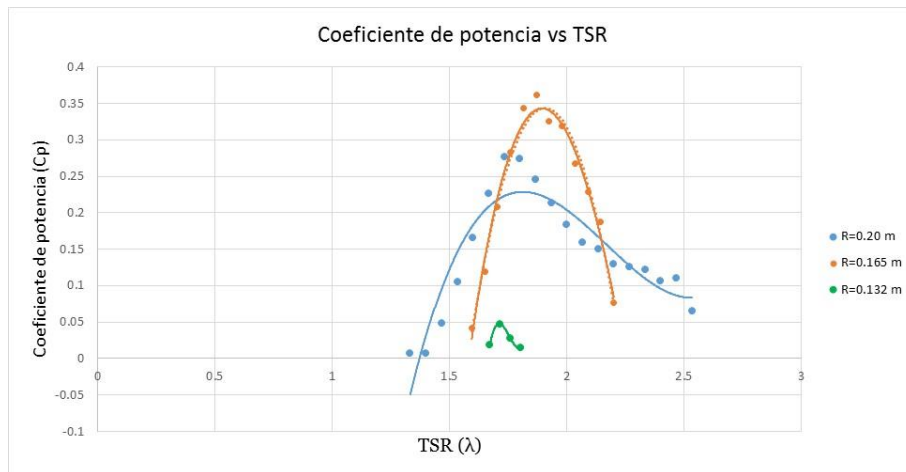


Figura 2.17. Coeficiente de potencia vs TSR para velocidades de 3, 4, 5 y 6 m/s

En la Figura 2.17, se comparan los coeficientes de potencia para los distintos diámetros a la velocidad de 3 m/s. Se observa que cuando el radio es 0,165 m; es decir, cuando el valor del diámetro es igual a la longitud de la pala, se obtiene el máximo Cp. Esto quiere decir que resulta más beneficioso un aerogenerador con D=H. La tabla 2.4 muestra los máximos valores del coeficiente de potencia para sus respectivos radios.

Tabla 2.4: Máximo valor de Cp con respecto al radio

Máx. Cp	Radio (m)
0,0475	0,132
0,3619	0,165
0,2762	0,2

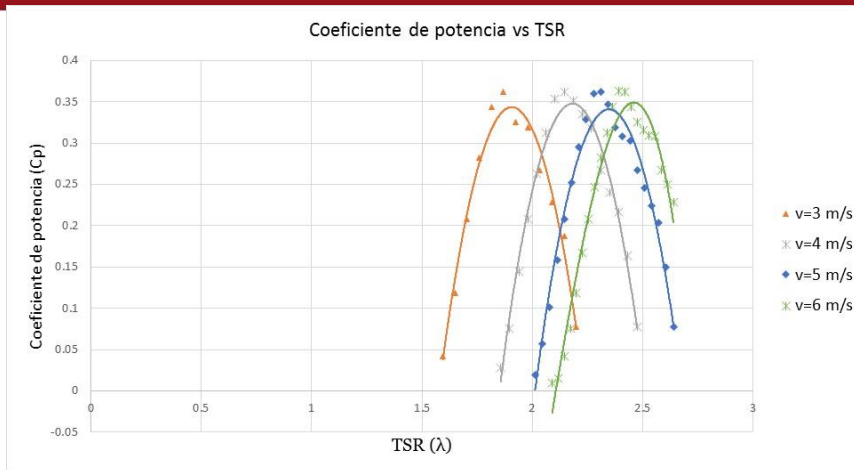


Figura 2.18. Coeficiente de potencia vs TSR para velocidades de 3, 4, 5 y 6 m/s

En la Figura 2.18 se observa que los máximos coeficientes de potencia para cada velocidad son ligeramente distintos. Sin embargo, el desempeño del aerogenerador dependerá directamente del TSR.

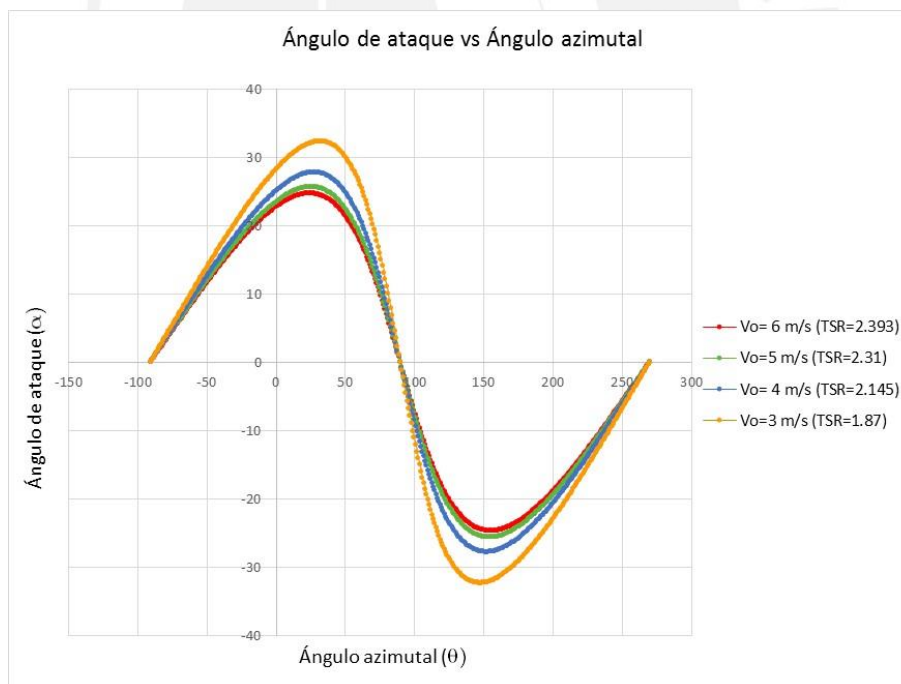


Figura 2.19. Ángulo de ataque vs ángulo azimutal para distintas velocidades

El ángulo de ataque varía conforme lo hace la velocidad. En la figura 2.19, se observa la curva del ángulo de ataque con respecto al ángulo azimutal para los máximos TSR, determinados en la Figura 2.18, para las velocidades de 3, 4, 5 y 6 m/s. Conforme

aumenta el TSR, los ángulos de ataque serán menores. Además, la fuerza tangencial depende de los coeficientes de arrastre y sustentación así como del ángulo de ataque. Debido a eso, la fuerza tangencial también varía considerablemente a cualquier TSR.

2.10.1. Dimensiones del rotor

Las dimensiones del rotor del aerogenerador Darrieus fueron seleccionadas luego de un proceso de iteración y pruebas entre distintos parámetros de entrada. En la tabla 2.5 se muestran los valores finales de los parámetros de entrada.

Tabla 2.5: Parámetros del rotor

Parámetro	Valor
Radio	0,165 m
Altura	0,33 m
Largo de cuerda	0,06 m
Número de álabes	3
Perfil	NACA 0018

2.11. Análisis de las cargas sobre las palas

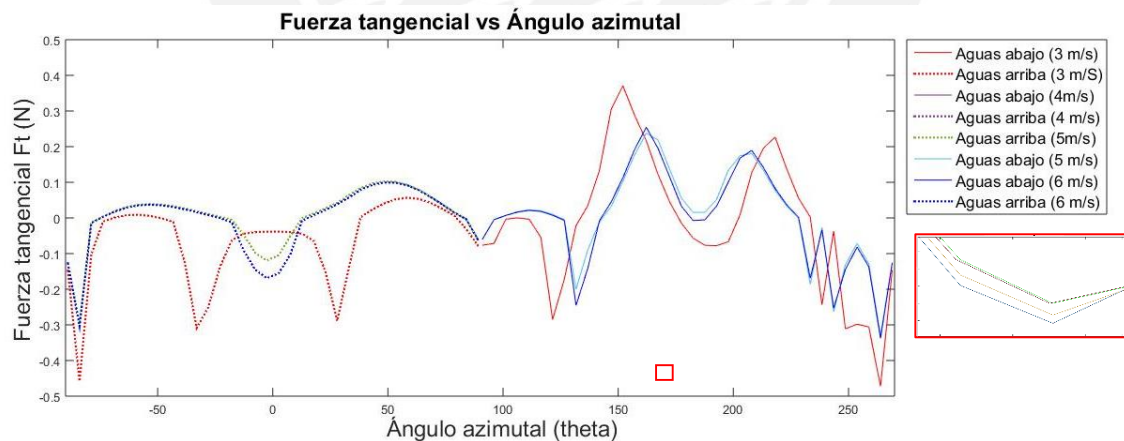


Figura 2.20. Fuerza Tangencial vs ángulo azimutal para distintas velocidades

En la Figura 2.20, se ve la variación de la fuerza tangencial en función del ángulo de ataque. Se aprecia que la máxima fuerza tangencial ocurre cuando el álabe se encuentra a 175° aguas abajo. Además, se observa la presencia de fuerzas tangenciales negativas a ciertos ángulos azimutales, lo que aparentemente indicaría

que el rotor va a necesitar una fuerza de impulso para girar; sin embargo, eso es falso. Por ejemplo, cuando un álabe se encuentra a 0° aguas abajo el flujo es perpendicular a este y la fuerza tangencial a 6 m/s es -0,15 N, mientras que los otros dos álabes se encuentran a -80° y 80° aguas arriba y sus fuerzas tangenciales son 0,05N 0,08N respectivamente. Lo cual garantiza que el rotor seguirá.

2.11.1. Cargas críticas para el diseño

Ya que el viento presenta picos en su data histórica, por la naturaleza variable del viento, se asume una carga mayor para el diseño para poder asegurar que los elementos que lo componen no van a fallar. Como se vio en la sección 1.5, en Perú hay regiones donde la velocidad del viento alcanza 10 m/s. Se decidió realizar el diseño a esa velocidad y con el diámetro máximo de 400 mm.

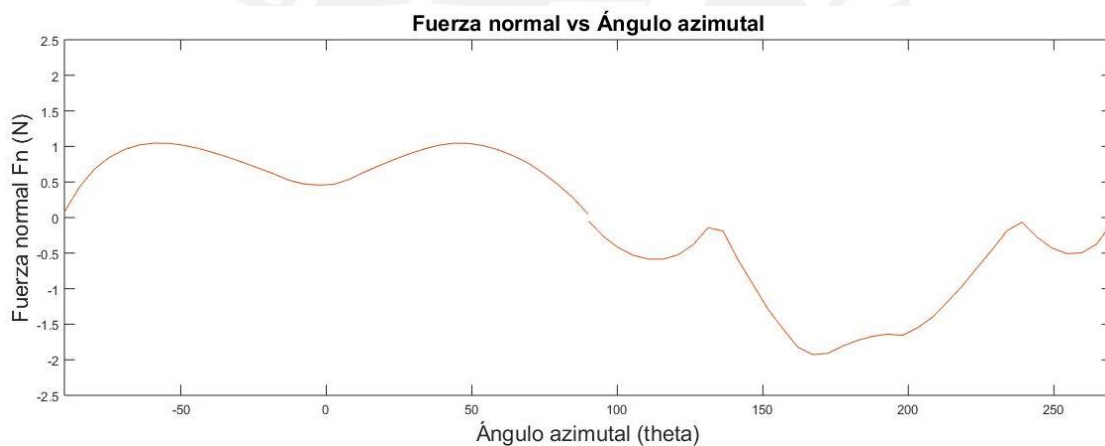


Figura 2.21. Fuerza normal vs ángulo azimutal a 10m/s

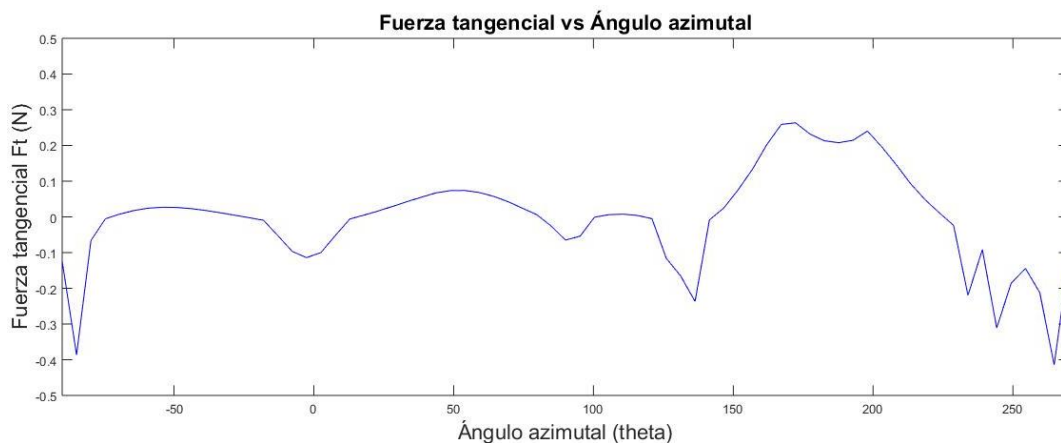


Figura 2.22. Fuerza Tangencial vs ángulo azimutal a 10 m/s

De las Figuras 2.21 y 2.22 se obtiene la máxima fuerza resultante, que alcanza el valor 1,932 N y ocurre cuando un álabe se encuentra a 175° aguas abajo, mientras que los otros dos álabes se encuentran a -65° y 55° aguas arriba. En la Tabla 2.6 se muestran las fuerzas actuantes en función del ángulo azimutal de los tres álabes para un mismo instante.

Tabla 2.6: Fuerzas resultantes con respecto al ángulo azimutal

Ángulo azimutal	Fuerza normal [N]	Fuerza tangencial [N]	Fuerza resultante [N]
175° aguas abajo	-1,9138	0,2633	1,932
-65° aguas arriba	0,9602	0,0077	0,962
55° aguas arriba	0,8988	0,0178	0,899

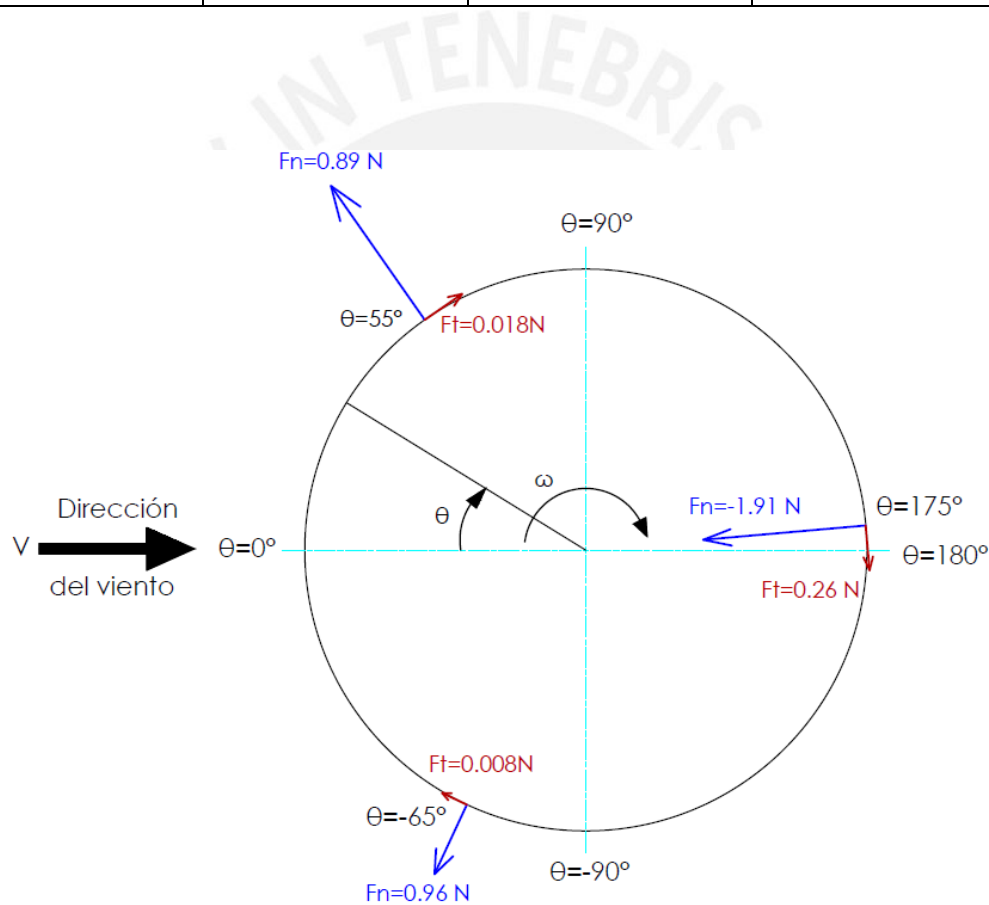


Figura 2.23. Diagrama de fuerzas normales y tangenciales

En la Figura 2.23 se representan las fuerzas normales y tangenciales que actúan sobre cada álabe en la condición más crítica, a 10 m/s, para poder realizar el diseño estructural en el siguiente capítulo.

La fuerza resultante es 2,9 N y el torque 300,7 N·mm

2.12. Validación del modelo:

En los años 80s, se usaron diseños basados en el modelo de múltiples tubos de corriente para tener un estudio global del efecto de la solidez en los aerogeneradores Darrieus. En la Figura 2.24 se muestra el resultado de los modelos estudiados.

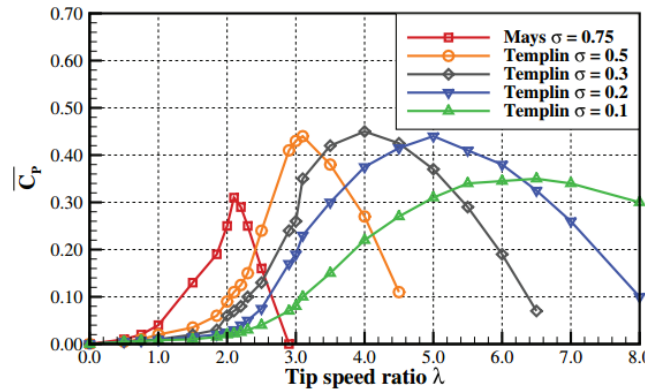


Figura 2.24. Predicción del coeficiente de potencia para distintos valores de solidez [11]

Los resultados de las curvas de la Figura 2.24 tienen la misma tendencia que las curvas obtenidas según las gráficas de las Figuras 2.15, 2.16, 2.17 y 2.18. Además, con las dimensiones definidas del rotor para el presente proyecto de tesis, según la Ec 2.26 se obtiene un valor de solidez (σ) igual a:

$$\sigma = \frac{NcH}{S} = \frac{2 \cdot 60 \cdot 330}{\frac{330^2 \cdot 4}{\pi}} = 0,69 \quad (Ec. 2.42)$$

El valor del coeficiente de potencia máximo, para una solidez $\sigma=0,75$, es aproximadamente 0,32 mientras que para el rotor diseñado en el presente proyecto de tesis es 0,3619. Por lo tanto, se comprueba que el modelo diseñado cumple con la tendencia de los modelos validados.

Capítulo 3

DISEÑO ESTRUCTURAL DE LOS COMPONENTES DEL AEROGENERADOR DARRIEUS

3.1. Introducción

El diseño de un aerogenerador consiste en conocer el régimen de cargas o esfuerzos a los que estarán sometidos todos sus elementos mecánicos en régimen dinámico. El conocimiento de las cargas permitirá determinar las dimensiones de los soportes y el material de los componentes del aerogenerador de tal forma que las tensiones y las deformaciones no superen los límites establecidos.

El régimen de cargas indicado anteriormente, es resultado de las fuerzas cuyo régimen puede ser:

Aerodinámico:

Las fuerzas aerodinámicas se deben a la interacción del viento con el rotor. Este es un fenómeno no lineal ya que las fuerzas de sustentación y arrastre que se producen sobre las palas cambian con respecto al ángulo de ataque de la velocidad del viento.

Inercial:

Las fuerzas de origen inercial están producidas por el movimiento de la estructura, o el efecto de la gravedad. Por ejemplo, en las palas se producen fuerzas centrífugas producidas por el régimen de giro del rotor y fuerzas estáticas debido al peso.

Estructural:

El análisis estructural comprende el diseño del eje y la estructura sobre la cual se va a montar el aerogenerador, los instrumentos de medición y demás componentes.

En el presente Capítulo 3 se realiza el análisis inercial y estructural del aerogenerador Darrieus. Dicho análisis se considerará para una velocidad máxima del viento de 10 m/s y un diámetro $D=0,4$ m que corresponden a las condiciones más críticas.

3.2. Esquema general de funcionamiento

El aerogenerador está situado a la salida de la sección del túnel de viento, se sujeta mediante pernos al marco del túnel de viento; además, dicho marco está montado sobre el cuerpo del túnel de tal forma que su propio peso no recaerá sobre los tornillos del equipo y evita que estos trabajen a corte.

El eje de aerogenerador está fijado al marco por medio de dos chumaceras para que el rotor pueda girar libremente cuando interactúe con las distintas velocidades del viento. En la parte central se encuentra el rotor, el cual consta de tres palas de perfil aerodinámico NACA 0018, tres brazos, los cuales serán intercambiables dependiendo del requerimiento del diámetro del rotor, y un soporte para los brazos, el cual se conecta al eje mediante un pin.

En la parte inferior se observa instalado el sensor de torque de acuerdo a las condiciones que se exige. Finalmente, el eje del aerogenerador se encuentra apoyado sobre una base, la cual se sujeta a la estructura principal mediante pernos.

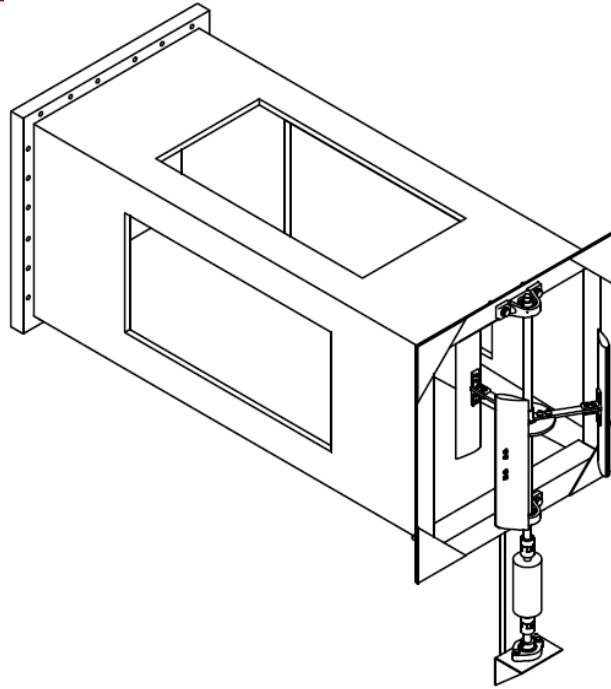


Figura 3.1. Aerogenerador vertical Darrieus

Fuente: Propia

3.3. Material de las palas

Como se mencionó en la sección 2.7.4, las palas tendrán la forma del perfil aerodinámico NACA 0018 y debido a la complejidad de la geometría, se optó por fabricarla en una impresora 3D en base a un material termoplástico de manera vertical. Además, se recubrirán con una pintura acrílica para uniformizar las superficies y que las superficies de las palas sean lisas.

El área de impresión 3D de VEO PUCP cuenta con equipos de última generación, entre ellos la impresora FORTUS 400mc la cual fue seleccionada para la fabricación de las palas debido a que es la apropiada para trabajar con las dimensiones que se determinaron anteriormente. Además, se seleccionó el material termoplástico ABS-M30. Dicho material es entre 25% y 70% más fuerte que el estándar Stratasys ABS y es ideal para la creación de prototipos. El ABS – M30 tiene una mayor resistencia a la tracción, impacto y a la flexión. En la Tabla 3.1 se muestra un resumen de las propiedades físico-mecánicas y en el Anexo 2 de encuentra la ficha técnica.

Tabla 3.1: Propiedades físico-mecánicas del material ABS

Alargamiento en la rotura	%	45
Coefficiente de fricción	-	0,5
Módulo de tracción	G Pa	2,1 - 2,4
Resistencia a la tracción	M Pa	41 - 45
Densidad	g/cm ³	1,05

3.4. Análisis de la aceleración

Luego de determinar el material con el que se fabricarán las palas. Se procede a calcular el tiempo necesario para alcanzar la velocidad angular deseada.

Para ello, es necesario conocer la aceleración angular del rotor:

$$\alpha = \frac{T}{I} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

α :	Aceleración angular	[rad/s ²]
T:	Torque promedio	[N.m]
I:	Inercia del rotor	[kg·m ²]

Como se vio en la sección anterior, para las condiciones de diseño a 10 m/s, el torque (T) es 300,7 N.mm y la velocidad angular (ω) es 131 rad/s. La inercia se calcula de la siguiente manera:

$$I = I_{pala} + I_{brazo} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

I_{pala} :	Inercia total de la pala	[kg·m ²]
I_{brazo} :	Inercia del brazo	[kg·m ²]

$$I_{pala} = \frac{1}{12} m_{pala} (c^2 + (0,18c)^2) + m_{pala} R^2 \quad (\text{Ec. 3.3})$$

$$I_{pala} = \frac{1}{12} \cdot 0,281(0,06^2 + (0,18 \cdot 0,06)^2) + 0,281 \cdot 0,2^2 = 0,011327 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

y

$$I_{brazo} = \frac{1}{12} m_{brazo} (h^2 + R^2) + m_{brazo} \left(\frac{R}{2}\right)^2 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$$I_{brazo} = \frac{1}{12} 0,039(0,05^2 + 0,2^2) + 0,039 \left(\frac{0,2}{2}\right)^2 = 0,0005281 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Reemplazando los valores de las Ec. 3.3 y 3.4 en la Ec. 3.2 se obtiene $I=0,011855 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ y, por lo tanto, la aceleración angular (α) es $25,36 \text{ rad/ s}^2$.

El tiempo se define como:

$$t = \frac{\omega}{\alpha} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

t: Tiempo para acelerar el rotor y alcanzar la velocidad deseada [s]

ω : Velocidad angular [rad/s]

De acuerdo a las Ec. 3.1 y 3.5 el tiempo requerido para acelerar el rotor es 5,16 segundos.

3.5. Fuerza distribuida del viento sobre el eje

El eje del aerogenerador se encuentra sometido a una fuerza de arrastre ya que se opone al paso del viento en toda su longitud.

La fuerza de arrastre se determina de la siguiente manera:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V^2 A_T C_D \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Donde:

ρ : densidad del aire [kg/m^3]

C_D : coeficiente de arrastre

A_T : área transversal [m^2]

El coeficiente de arrastre está en función del número de Reynolds y se sabe que $Re=V\cdot d/\nu=10\cdot 19/(1,51\cdot 10^{-5})= 1,25\cdot 10^6$.

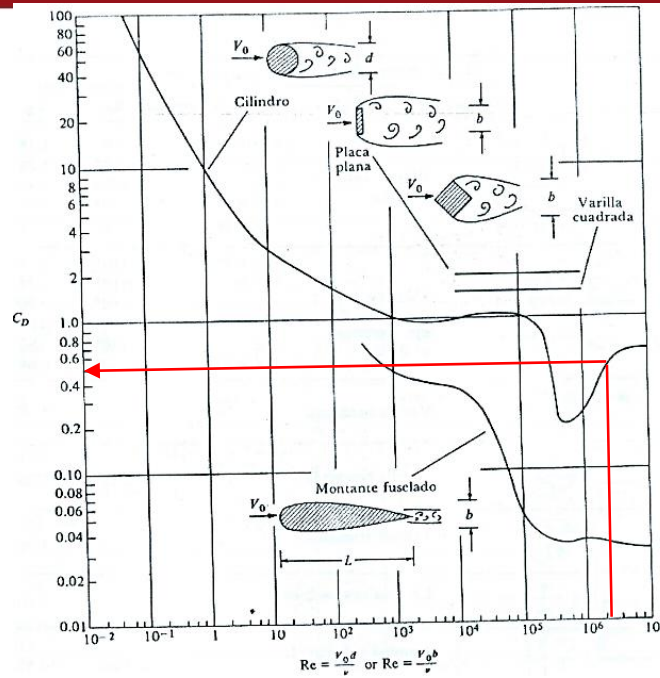


Figura 3.2. Coeficiente de arrastre para cuerpos bidimensionales [12]

Entonces, el coeficiente de arrastre C_D es 0,5. Reemplazando el valor de C_D en la Ec. 3.6, se obtiene que la fuerza de arrastre $F_D = 0,5928$ N.

La fuerza de arrastre se puede representar como una fuerza distribuida a lo largo de todo el eje. Por lo tanto, la fuerza distribuida sería:

$$q = \frac{F_D}{L_2} \tag{Ec. 3.7}$$

Donde:

q: fuerza distribuida del viento [N/m]

Luego de reemplazar valores en la Ec. 3.7 se obtiene que $q = 1,14$ N/m

3.6. Dimensionamiento del eje

Las cargas a las que se encuentra sometido el eje se muestran en la Figura.

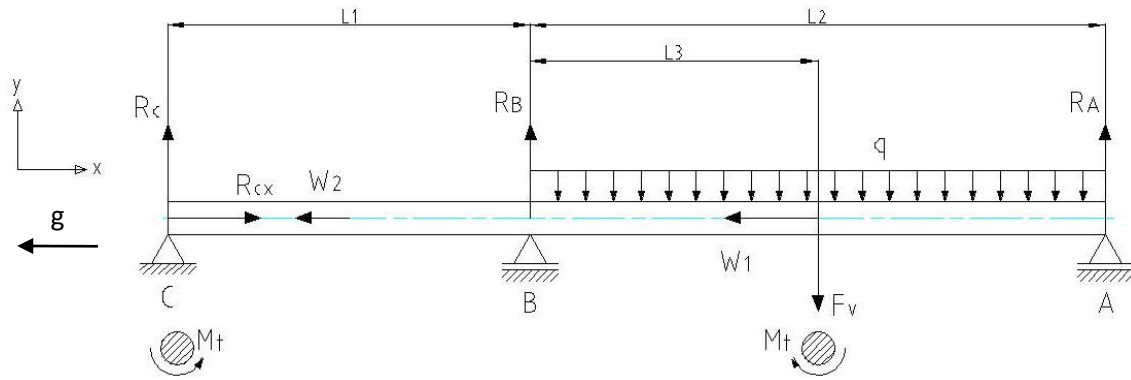


Figura 3.3. Diagrama del cuerpo libre el eje

Fuente: Propia

Donde:

- L₁: Longitud tramo B-C [m]
- L₂: Longitud tramo A-B [m]
- L₃: Longitud tramo B-V [m]

Datos:

Longitudes de los tramos entre apoyos:

- L₁ = 328 mm
- L₂ = 520 mm
- L₃ = 260 mm
- L = 848 mm

Las fuerzas F_v es la resultante de las fuerzas de sustentación y arrastre generadas por el viento sobre cada pala analizada en el Capítulo 2.

$$F_v = -2,9 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos son estáticamente indeterminados debido a eso, se usó el método de deflexión de vigas por superposición. Se analizó el apoyo que se encuentra en la sección B donde el desplazamiento es cero.

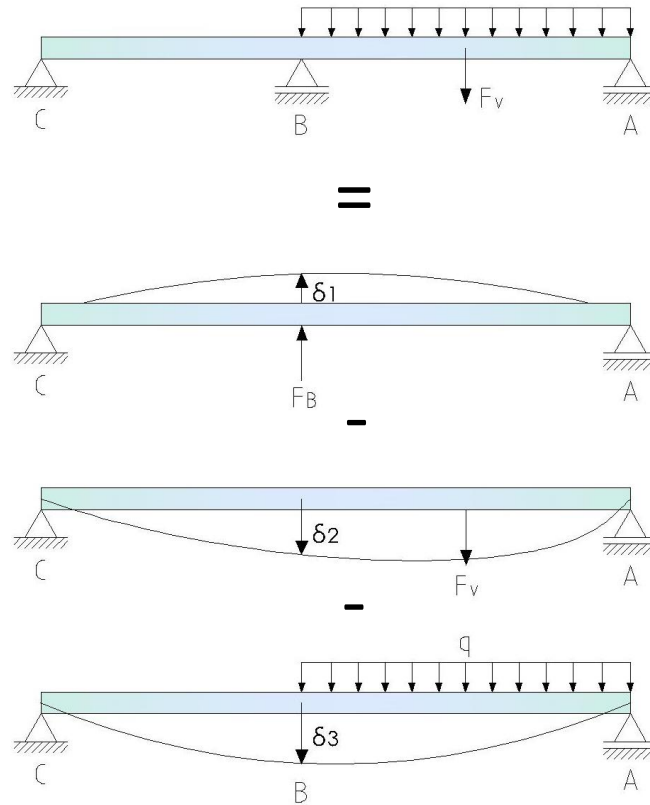


Figura 3.4. Deformaciones transversales por principio de superposición

Fuente: Propia

Además:

$$\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = 0 \tag{Ec. 3.8}$$

Analizando el primer diagrama:

$$\delta_1 = \frac{R_B \cdot L_1 \cdot L_2}{6EIL} \cdot (L^2 - L_1^2 - L_2^2) \tag{Ec. 3.9}$$

Analizando el segundo diagrama:

$$\delta_2 = -\frac{F_V \cdot L_1 \cdot L_2}{6EIL} \cdot (L^2 - L_3^2 - L_2^2) \tag{Ec. 3.10}$$

En el tercer diagrama se analizó la fuerza distribuida ejercida sobre el eje por el viento. El Anexo 4 se muestra el procedimiento para hallar la ecuación del desplazamiento en la sección B.

$$\delta_3 = -\frac{q \cdot L_3 \cdot (L - L_3)}{2EIL} \cdot \frac{(L - L_2)^3}{3} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Las Ec. 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6 se resolvieron y se obtuvo que la fuerza ejercida en el apoyo B.

$$R_B = 3,338 \text{ N}$$

Luego de hallar la reacción en el apoyo B, se procedió a calcular las reacciones en los demás apoyos.

Sumatoria de momentos con respecto a la sección C:

$$\sum M_C = 0$$

$$R_B \cdot L_1 - F_V \cdot (L_1 + L_3) - q \cdot L_2 \cdot (L_1 + L_3) + R_A \cdot (L) = 0 \quad (\text{Ec. 3.12})$$

$$R_A = 0,719 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_C + R_B - F_V - q \cdot L_2 + R_A = 0 \quad (\text{Ec. 3.13})$$

$$R_C = -0,5642 \text{ N}$$

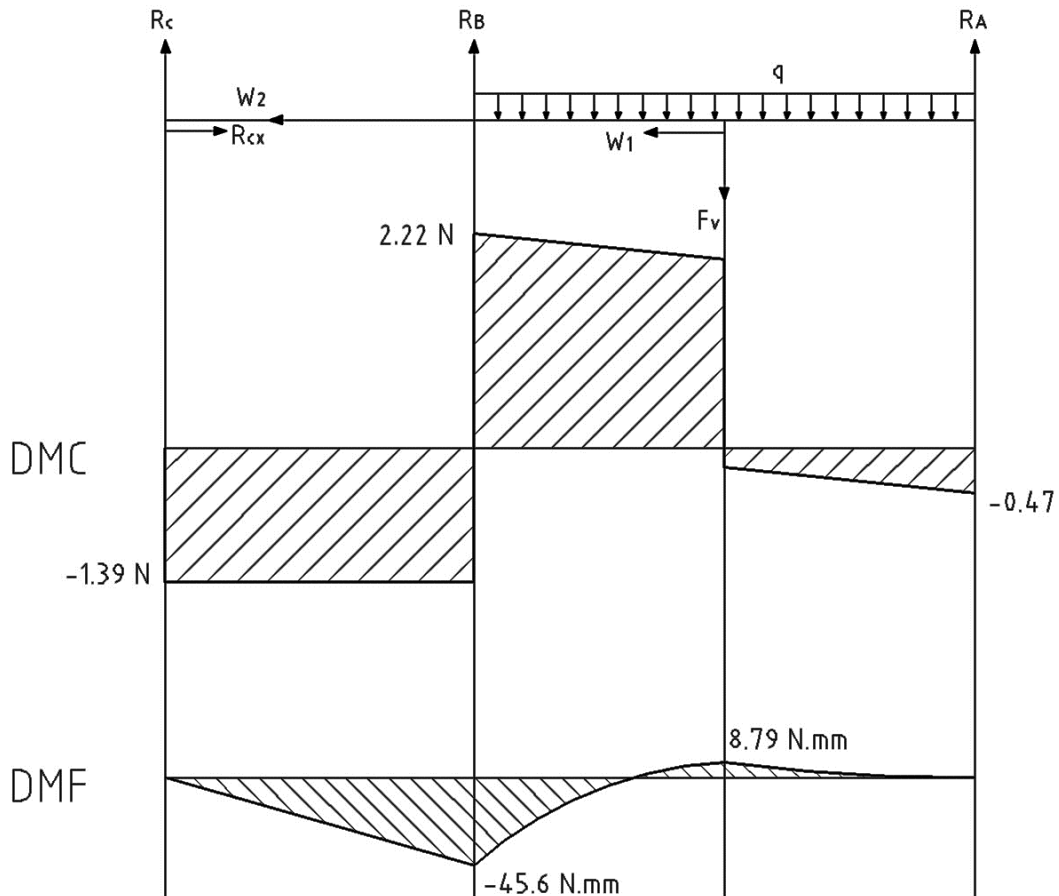


Figura 3.5. Diagrama de las fuerzas cortantes y momento flector

Fuente: Propia

El material seleccionado para manufacturar el eje es el Ck45 o el equivalente a AISI 1045, se eligió este material pues es el más utilizado en la fabricación ejes y árboles. Los valores de resistencia del material seleccionado son los siguientes:

$$\sigma_B = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fF} = 530 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tF} = 210 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fALT} = 350 \text{ MPa}$$

$$T_{tPUL} = 210 \text{ MPa}$$

Análisis de la sección más crítica:

Se realizó el cálculo tentativo para determinar el diámetro del eje en la sección crítica B. En esta sección se colocará un rodamiento; por lo tanto, se debe tener en cuenta que el diámetro interior de los rodamientos son múltiplos de 5.

Momento flector: $M_f = -45,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t = 300,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Fuerza cortante: $V = 2,22 \text{ N}$

Los esfuerzos correspondientes son los siguientes:

Esfuerzo normal: $\sigma_n = 0$ (Este esfuerzo es cero pues el rodamiento es un apoyo libre y no soporta carga axial)

Esfuerzo de flexión: $\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{464,48}{d^3} \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo de torsión: $\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{1531,45}{d^3} \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo de corte: $\tau_c = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} = \frac{2,83}{d^2} \text{ N/mm}^2$

Según la teoría de máxima distorsión o Von Mises, se cumple que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \cdot (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente [N/mm²]

Además, se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS_R} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Donde:

FS_R : Factor de seguridad recomendado

σ_F : Esfuerzo a la fluencia [N/mm²]

El factor de seguridad recomendado para este tipo de diseños es 5.

Resolviendo las Ec. 3.9 y 3.10, se obtiene:

$$d_{min} = 3,26 \text{ mm}$$

Se escogió trabajar con $d = 15 \text{ mm}$ como diámetro del asiento del rodamiento debido a que es una dimensión más comercial.

3.6.1. Análisis a la fatiga

El árbol, por el simple hecho de estar girando y tener momento flector, es sometido a esfuerzo de flexión alternante. Se analizó si el eje sufre una falla por fatiga, para dicho análisis se encontrará sometido a esfuerzos pulsantes y alternantes. Como una alternativa que no requiere descomponer los esfuerzos en sus componentes alternante y medio, se empleará la expresión de C. Bach.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f'^2 + 3 \cdot (\alpha_o \cdot \tau_t')^2} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{fAlt}}{1,73 \cdot \tau_{tPul}} \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Donde:

σ_{fAlt} : Resistencia a la fatiga en flexión alternante [N/mm^2]

τ_{tPul} : Resistencia a la fatiga en torsión pulsante [N/mm^2]

3.6.2. Análisis de la sección B por flexión alternante

Del cálculo de la fluencia se obtuvo un esfuerzo por momento flector $\sigma_f = 0.14 \text{ N/mm}^2$. Debido a que el árbol es real, los esfuerzos de flexión y torsión están influenciados por los coeficientes aumentadores: se deben calcular los β_K , C_s , C_t , C_{temp} , C_{carga} y C_c .

Por lo cual el esfuerzo de flexión (σ_f') se determina con la siguiente ecuación:

$$\sigma_f' = \frac{\beta_f}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp}} \cdot \sigma_f \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Donde:

σ_f' : Esfuerzo de flexión [N/mm^2]

El diámetro de 15 mm, en la sección B, se verificó por fatiga siguiendo la metodología e información de Rodriguez [13]. Además, en el Anexo 5 se adjuntan las gráficas de los coeficientes empleados para el cálculo de fatiga.

Coefficientes aumentadores:

- **Factor efectivo de concentración de esfuerzos (β_K):**

El factor de concentración de esfuerzo efectivo se determina según el tipo de carga, como flexión o torsión. Se determina con la siguiente fórmula:

$$\beta_K = 1 + \eta \cdot (\alpha_K - 1) \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Donde η es el factor de sensibilidad a la entalla y se determina como:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

El redondeo del rodamiento es 0,5mm y del Anexo 7, se seleccionó un radio "r" en el cambio de sección de 0,8mm.

Reemplazando el valor del radio, "r" igual a 0,8 mm, en la Ec. 3.15 se obtiene que η es 0,61.

El factor geométrico de concentración de esfuerzos (α_K) depende de:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8}{15} = 0,053 \quad \text{y} \quad \frac{D}{d} = \frac{19}{15} = 1,27$$

Mediante los gráficos que se encuentran en el Anexo 7, los cuales están en función de la geometría del eje y del tipo de carga, se determinan los coeficientes de fatiga:

$$\alpha_{Kf} = 2$$

Reemplazando estos valores en la Ec. 3.14, se obtiene:

$$\beta_{Kf} = 1,61 \quad \text{y} \quad \beta_{Kt} = 1,35$$

- **Coefficiente de superficie (C_s):**

El árbol tiene como esfuerzo a la rotura $\sigma_B = 650 \text{ N/mm}^2$ y será torneado hasta obtener una rugosidad R_t de 16 μ . El valor de C_s es 0,88.

- **Coefficiente de tamaño (C_t):**

El diámetro de la sección es de 15 mm y la carga es de flexión. El valor de C_t resulta ser 0,92.

- **Coefficiente de temperatura (C_{temp}):**

Para una temperatura de operación de 20 °C, C_{temp} es 1.

- **Coefficiente de carga (C_{carga}):**

A una carga de flexión le corresponde un coeficiente de 1.

- **Coefficiente de confiabilidad (C_D):**

Se asume que el material cumple con la resistencia a la fluencia y rotura por consiguiendo el coeficiente de confiabilidad es 1.

Los valores del factor de concentración de esfuerzos efectivos se reemplazan en las Ec. 3.18:

$$\sigma'_f = 273,68 \text{ kPa}$$

3.6.3. Análisis de la sección B por torsión pulsante

Del cálculo a la fluencia se obtuvo que el esfuerzo debido al momento torsor es igual a $\tau_t = 0,45 \text{ N/mm}^2$.

Coefficientes aumentadores:

- **Factor efectivo de concentración de esfuerzos (β_K):**

El factor geométrico de concentración de esfuerzos α_K depende de:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8}{15} = 0,053 \quad \text{y} \quad \frac{D}{d} = \frac{19}{15} = 1,27$$

Del Anexo 6, para una carga de torsión, el factor α_K es 1.6.

Luego de reemplazar los resultados en la Ec. 3.19, se obtiene que:

$$\beta_K = 1,366$$

$$\sigma_{eq} = 1,35 \text{ MPa}$$

- Coeficiente de superficie (C_s): 0,88
- Coeficiente de tamaño (C_t): 0,92
- Coeficiente de temperatura (C_{temp}): 1

- Coeficiente de carga (C_{carga}): 1
- Coeficiente de confiabilidad (C_c): 1

Luego de conocer los coeficientes aumentadores, se procede a calcular el esfuerzo de torsión alternante reemplazando los valores en la Ec. 3.21:

$$\tau'_t = \frac{\beta_t}{C_s \cdot C_t \cdot C_{tep}} \cdot \sigma_t = 461,77 \text{ kPa} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

La sección "B" es sometida a esfuerzos combinados de torsión y flexión, por lo que se calculó el esfuerzo equivalente empleando la expresión de C. Bach de la Ec. 3.18.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0,2737^2 + 3 \cdot \left(\frac{350}{1,73 \cdot 210} \cdot 0,462 \right)^2} = 0,818 \text{ MPa}$$

Para verificar que el elemento no va a fallar por fatiga se tiene que cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_{fAlt}}{FS_R} \quad (\text{Ec. 3.22})$$

El factor de seguridad, de acuerdo a los apuntes de clase de Paulsen, para un eje giratorio es $FS=5$.

$$\frac{\sigma_{fAlt}}{FS_R} = 75 \text{ MPa}$$

Se verifica que la Ec. 3.22 se cumple, por lo que el diámetro de 15 mm del eje no falla por fatiga.

3.6.4. Verificación dinámica del eje

Con el fin de evitar que se produzca el fenómeno de resonancia; es decir deformaciones excesivamente grandes en el rango plástico del material, se debe verificar que la velocidad de giro no esté cerca de la velocidad de giro propia del sistema (frecuencia natural).

En esta sección, se calcula la velocidad crítica del eje para verificar que este no falle por efecto de la resonancia. La velocidad crítica de rotación de un eje se da cuando las oscilaciones de rotación entran en resonancia con las oscilaciones naturales del mismo, lo cual causan un colapso.

La velocidad crítica depende de la constante de rigidez (c_i) y de la masa (m). La constante de rigidez del eje está dada por la fuerza aplicada en la sección a analizar, en este caso es la fuerza generada por el viento, y la del desplazamiento transversal (δ) generado por dicha fuerza.

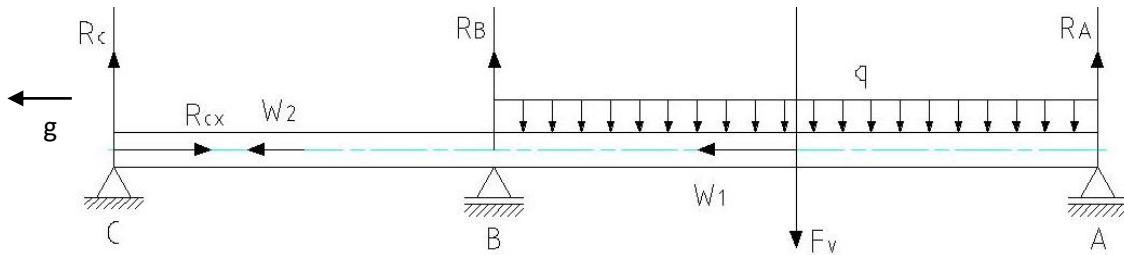


Figura 3.6. Fuerzas transversales actuantes sobre el eje

Fuente: Propia

La verificación se inicia determinando el desplazamiento transversal siguiendo el primer teorema de Castigliano.

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial F} = \int_0^L \frac{M}{EI} \left(\frac{\partial M}{\partial F} \right) dx \quad (\text{Ec. 3.23})$$

Se procede a hallar las reacciones en los apoyos por el método de superposición, tal como se realizó en la sección 3.3. Entonces:

$$R_A = 0,262 \cdot F - 0,178 \quad [N] \quad (\text{Ec. 3.24})$$

$$R_B = 1,117 \cdot F + 1,419 \quad [N] \quad (\text{Ec. 3.25})$$

$$R_C = -0,379 \cdot F - 1,775 \quad [N] \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Para poder realizar el cálculo de la deformación transversal (δ) en la sección P se dividió al eje en dos tramos y se aplicó el teorema de Castigliano (3.23) y reemplazando las Ec. 3.24, 3.25 y 3.26.

- Tramo C-P:

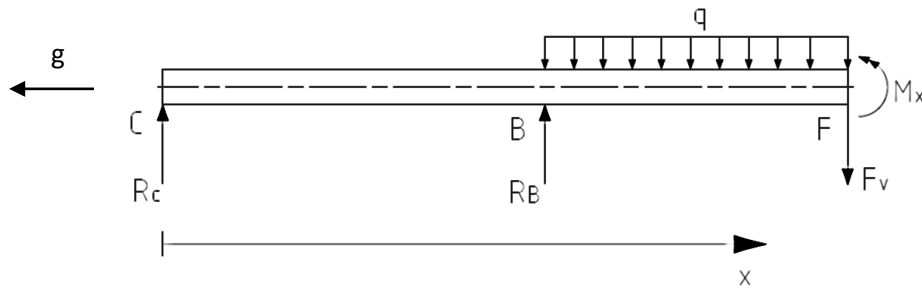


Figura 3.7. Esquema de la deformación transversal del eje sección C-P

Fuente: Propia

$$M_x = R_c \cdot x + R_B \cdot (x - 0,328) + \frac{q}{2} \cdot (x - 0,328)^2$$

$$\delta_1 = \int_0^{0,588} \frac{M_x}{EI} \left(\frac{\partial M_x}{\partial F} \right) dx = -\frac{0,045}{EI}$$

- Tramo P-A:

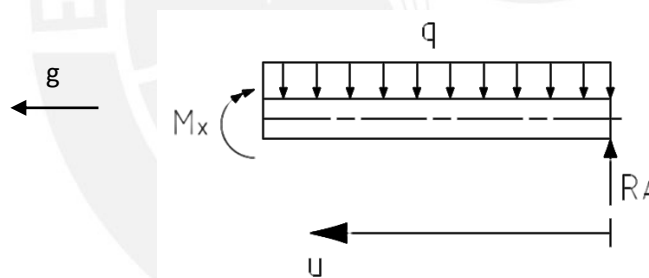


Figura 3.8. Esquema de la deformación transversal del eje sección P-A

Fuente: Propia

$$M_u = R_A \cdot u - \frac{w_u^2}{2}$$

$$\delta_2 = \int_0^{0,26} \frac{M_x}{EI} \left(\frac{\partial M_x}{\partial F} \right) du = -\frac{0,028}{EI}$$

Donde:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \tag{Ec. 3.27}$$

Además, el módulo de elasticidad del acero es $E=2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ y la inercia $I = \pi \cdot r^4/4 = \pi \cdot (19/2)^4/4 = 6397,12 \text{ mm}^4$. Luego de reemplazar los valores de los desplazamientos transversales parciales en la Ec. 3.23, se obtuvo $\delta = -5,434 \cdot 10^{-5} \text{ m}$.

La constante de rigidez está determinada por la siguiente ecuación:

$$c_f = \frac{F_v}{\delta} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Luego de reemplazar los valores se obtuvo que $c_f = 3,975 \cdot 10^4 \text{ kg/s}^2$.

La frecuencia natural del sistema es la siguiente:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{c_f}{m}} = 217,147 \text{ /s} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

Donde:

m: masa de las palas [kg]

La velocidad crítica determina la zona de trabajo del eje, ya sea subcrítica o supercrítica, para lo cual se define λ como la relación de la velocidad del sistema y la velocidad crítica.

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_n} = 0,672 \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Según recomendación de las notas de clase de Paulsen [13] el factor λ debe ser mayor que 0,8. El resultado de la Ec. 3.30 cumple con la recomendación.

$$\frac{y}{e} = \frac{\lambda^2}{1 - \lambda^2} = 0,825 \quad (\text{Ec. 3.31})$$

Luego de obtenida la relación entre la deformación transversal (y) y la excentricidad de la masa (e) se puede determinar en qué zona de trabajo se encuentra.

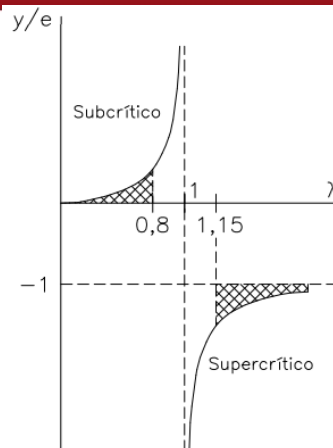


Figura 3.9. Gráfico de las zonas de trabajo para la velocidad crítica del eje [13]

La coordenada de trabajo se encuentra en la zona subcrítica de la Figura 3.9, dicha zona se ubica en el rango admisible de trabajo. Se concluye que el eje no fallará por resonancia.

3.7. Dimensionamiento de la chaveta para sensor de torque

La transmisión del torque entre el árbol de transmisión del sistema y el sensor de torque se da por medio de una chaveta.

Dicha selección está basada en la norma DIN 6885 y en el Anexo 7 se presentan las dimensiones estandarizadas. En la Figura 3.10 se muestran las dimensiones características de la unión por chaveta que se ha considerado para la selección.

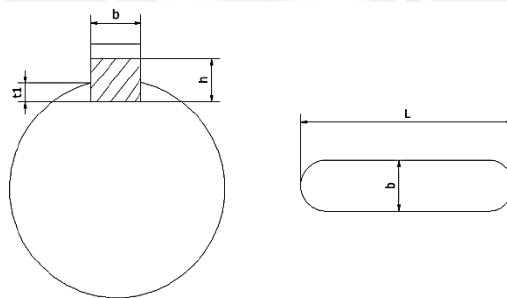


Figura 3.10. Dimensiones de chaveta según DIN 6885 [13]

Según el Anexo 7, de acuerdo al diámetro de 15 mm del eje del árbol le corresponde las siguientes medidas: ancho "b"= 5 mm, altura "h"= 5 mm, "t1"= 3 mm; se escogió como longitud de chaveta "L"= 23 mm pues es la misma longitud del canal chavetero del sensor de torque.

En este caso, la función de cubo le corresponde al acoplamiento cuyo material seleccionado es el hierro fundido GG.

$$L_{ef} \geq \frac{2 \cdot M_t}{\phi t p_{adm}} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Donde:

- ϕ : Diámetro del eje [mm]
 M_t : Momento torsor [N.mm]
 t : Profundidad que penetra la chaveta en el cubo [mm]
 p_{adm} : Presión admisible [N/mm²]

$$L_{ef} = L - b = 23 - 5 = 18 \text{ mm}$$

$$t = h - t_1 = 5 - 2.3 = 2,7 \text{ mm}$$

Reemplazando valores en la Ec. 3.32.

$$18 \geq \frac{2 * 23 \text{ mm} \cdot 300,7 \text{ N} \cdot \text{mm}}{15 \text{ mm} \cdot 2,7 \text{ mm} \cdot 50 \text{ N/mm}^2} = 6,83$$

Por lo tanto, se decidió usar una chaveta de longitud $L= 23$ mm, ancho $b=5$ mm y altura $h=5$ mm.

En la tabla 3.2 se muestran las dimensiones de la chaveta que une el eje con el sensor de torque.

Tabla 3.2: Dimensiones de la chaveta

Fuente: Propia

Dimensión	Valor	Unidad
Diámetro del eje	15	mm
Ancho b	5	mm
Altura h	5	mm
t1	2.3	mm
Longitud L	23	mm
t	2.7	mm
Lef	18	mm
Mt	300.7	N.mm
Padm del cubo	50	N/mm ²

3.8. Cálculo de esfuerzos y dimensiones de pines

El eje se conecta con el soporte de los brazos de las palas mediante un pasador ubicado transversalmente. El material seleccionado para soportar las fuerzas actuantes es el C15Ck15 según la norma AISI/SAE 1015 pues es un acero adecuado para pasadores de mediana resistencia.

Las propiedades mecánicas del material para el pasador se obtienen de Rodríguez J. [12].

$$\sigma_B = 560 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_F = 300 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_{f \text{ Pul}} = 300 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{t \text{ Pul}} = 180 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_{t \text{ Alt}} = 150 \text{ N/mm}^2$$

3.8.1. Verificación del pasador a esfuerzo cortante

La unión entre el soporte del brazo y el eje se hace por medio de un pasador que atraviesa ambos elementos de tal forma que el montaje se pueda realizar con facilidad.

En la Figura 3.10 se muestran los diagramas del cuerpo libre del cubo, pasador y eje. A continuación se realiza el dimensionamiento del pasador y la verificación del material debido al esfuerzo cortante y aplastante.

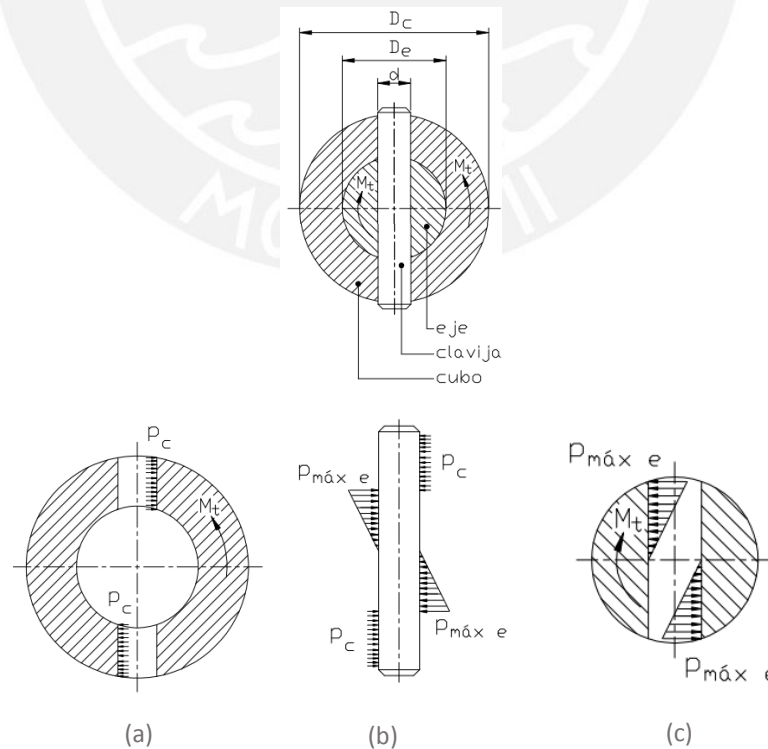


Figura 3.11. (a) Diagrama del cuerpo libre del cubo (b) Diagrama del cuerpo libre del pasador (c) Diagrama del cuerpo libre del eje [13]

Donde:

- d: diámetro del pin [mm]
- D_e : diámetro del eje [mm]
- D_c : diámetro del cubo [mm]
- $P_{\text{máx e}}$: presión máxima exterior [N/mm²]
- P_c : presión del cubo [N/mm²]

La fuerzas cortantes que se aplican sobre el pin son la del momento torsor y el peso del conjunto álabes, brazos y soporte de los brazos.

Para efectos del cálculo, se asume en un inicio el diámetro del pin (d) igual a 4 mm pues cumple con la recomendación de las notas de clase de Paulsen $d/D_e = 0,2 \dots 0,3$.

$$\frac{d}{D_e} = \frac{4 \text{ mm}}{19 \text{ mm}} = 0,21 \quad (\text{Ec. 3.33})$$

- Esfuerzo cortante producido por el momento torsor:

$$F_{cM} = \frac{M_t}{D_e} = \frac{300,7 \text{ N} \cdot \text{mm}}{19 \text{ mm}} = 15,83 \text{ N} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

- Esfuerzo cortante producido por el peso:

$$F_{cp} = \frac{V}{A} = \frac{14,33}{\pi \cdot 4^2 / 4} = 1,14 \text{ N} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

La fuerza resultante del corte, de acuerdo a las Ec. 3.34 y 3.35 es $F_c = 15,87 \text{ N}$.

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d^2} = 1,26 \text{ N/mm}^2$$

Asumiendo un factor de seguridad FS=5:

$$\tau_c \leq \tau \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$1,26 \text{ N/mm}^2 \leq 150 \text{ N/mm}^2, \text{ cumple}$$

3.8.2. Verificación por aplastamiento

Se calcula que cumpla el esfuerzo de aplastamiento considerando el área que está en contacto directo con el eje.

- Presión en el agujero del cubo:

$$p_c = \frac{4 \cdot M_t}{(D_c^2 - D_e^2)} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$p_c = \frac{4 \cdot 300,7}{(25^2 - 19^2)} = 4,56 \text{ N/mm}^2$$

La presión admisible material del cubo (p_{adm}) es 90 N/mm^2 . Entonces, $p_c \leq p_{adm}$ cumple la desigualdad por lo que el agujero del cubo no fallará por aplastamiento.

- Presión máxima en el agujero del eje:

$$p_{máx e} = \frac{6 \cdot M_t}{d \cdot D_e^2} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$p_{máx e} = \frac{6 \cdot 300,7}{4 \cdot 19^2} = 1,25 \text{ N/mm}^2$$

De la misma manera, la presión admisible material del eje (p_{adm}) es 90 N/mm^2 . Entonces, $p_{máx e} \leq p_{adm}$ cumple la desigualdad por lo que el agujero del eje no fallará por aplastamiento.

3.9. Análisis de la deflexión de los brazos

El aerogenerador está diseñado para ser ensayado con tres diámetros distintos, 200, 165 y 132 mm. En la Figura 3.12 se muestra el arreglo de la unión de la pala al brazo; y el brazo, al eje. Como se observa, el brazo está sometido a flexión ocasionada por el peso de la pala y por su propio peso.

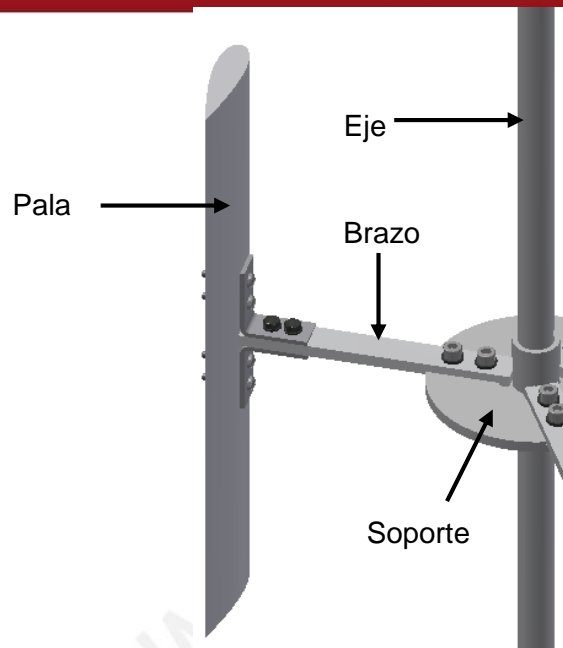


Figura 3.12. Arreglo brazo-álabes-soporte

Fuente: Propia

El material seleccionado para el brazo es aluminio 6061, con una sección transversal de $a \times b$. En la Figura 3.13 se muestra la sección transversal de los brazos del aerogenerador, donde los valores de a y b , 18 mm y 6 mm respectivamente, fueron seleccionados para que interfirieran en lo mínimo con el paso del flujo de aire.

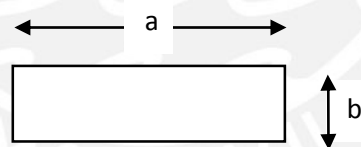


Figura 3.13. Sección transversal del brazo

Fuente: Propia

Donde:

a: Ancho del brazo [mm]

b: Largo del brazo [mm]

A continuación se muestra el análisis de la deflexión del brazo para corroborar que las dimensiones seleccionadas de la sección transversal cumplan con las recomendaciones permitidas de deflexión.

El análisis de la deflexión se realizó para el brazo de longitud de 200 mm pues es el que presentaría un mayor desplazamiento vertical debido a los momentos flectores; además, se examinó para el caso de una barra empotrada en voladizo.

El área que se asume como empotrada es el área del brazo que se encuentra en contacto con el soporte. Entonces la longitud en voladizo es la siguiente:

$$L = r1 - \frac{d_{soporte}}{2} = 200 - 57,5 = 142,5 \text{ mm}$$

Se genera un momento flector M_{fp} , producto del traslado del peso del brazo desde su centroide hacia el extremo A, y se obtiene el diagrama de la figura 3.14 donde se observa que la barra está sometida a deflexión por una fuerza transversal y por momento flector. En el Anexo 8 se indican los pesos de todos los componentes del aerogenerador.

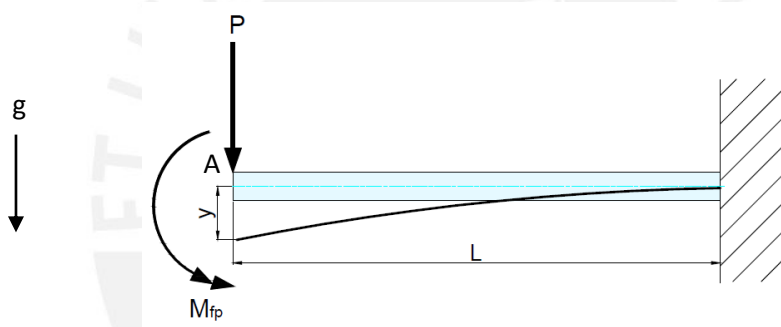


Figura 3.14. Brazo sometido a flexión y carga transversal

Fuente: Propia

El momento flector generado por el peso de la barra es el siguiente:

$$M_{fp} = P_{Barra} \cdot \frac{L}{2} = (0,039 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) \cdot \frac{142,5 \text{ mm}}{2} = 27,26 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Donde:

P_{Barra} : Peso de la barra [kg]

Además, la fuerza transversal es la suma del peso de la pala más el de la barra.

$$P = P_{Pala} + P_{Barra} = (0,281 \text{ kg} + 0,039 \text{ kg}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 3,14 \text{ N}$$

Donde:

P_{Total} : Peso total [kg]

P_{Pala} : Peso de la pala [kg]

El desplazamiento del punto A es el siguiente:

$$y = y_1 + y_2 \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Donde:

y : Desplazamiento total [mm]

y_1 : Desplazamiento generado por la fuerza transversal [mm]

y_2 : Desplazamiento generado por el momento flector [mm]

Analizando el desplazamiento generado por la fuerza transversal:

$$y_1 = \frac{P}{6 \cdot E_{AI} I} (x^3 - 3Lx^2) \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Analizando el desplazamiento generador por el momento flector:

$$y_2 = -\frac{M_{fp}}{2 \cdot E_{AI} I} x^2 \quad (\text{Ec. 3.41})$$

Donde $E_{AI} = 7 \times 10^4$, la inercia I está determinada por $b \times h^3/12 = 18 \times 6^3/12 = 324 \text{ mm}^4$.

Además, se está analizando la deflexión en el punto A por lo que el valor de la variable x es 142,5 mm.

Reemplazando los valores en la Ec. 3.40:

$$y_1 = \frac{3,24 \text{ N}}{6 \cdot 7 \times 10^4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 324 \text{ mm}^4} (142,5 \text{ mm}^3 - 3 \cdot 142,5 \text{ mm}^2) = -0,092 \text{ mm}$$

Reemplazando los valores en la Ec. 3.41:

$$y_2 = -\frac{196,408 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2 \cdot 7 \times 10^4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 324 \text{ mm}^4} 142,5 \text{ mm}^2 = -0,022 \text{ mm}$$

Luego de reemplazar los resultados de las Ec. 3.40 y 3.41 en la ecuación Ec. 3.39 se obtiene que $y = -0,114 \text{ mm}$.

En la Tabla 3.3 se muestran los valores de deflexiones recomendados, por el autor Shigley, ocasionados por momentos flectores.

Tabla 3.3: Recomendación para deflexiones debido a momentos flectores

Fuente: Elaboración propia con data de [15]

Partes generales de una máquina	0,0005 hasta 0,003 in/in de la longitud
Precisión moderada	0,000 01 hasta 0,000 5 in/in
Alta precisión	0,000 001 hasta 0,000 01 in/in

La relación entre el desplazamiento calculado y la longitud total del brazo es el siguiente:

$$\frac{y}{r} = \frac{0,114 \text{ mm}}{142,5 \text{ mm}} = 0,000 767 \frac{\text{in}}{\text{in}}$$

El valor $0,000 767 \frac{\text{in}}{\text{in}}$, se ubica dentro de la recomendación de precisiones moderadas; por lo tanto, las dimensiones de la sección del brazo son suficientes para cumplir con el objetivo del diseño.

3.10. Cálculo de uniones atornilladas

La selección comprendió en el cálculo del momento de ajuste para los tornillos que se encuentren sometidos a fuerzas transversales para asegurar que las placas no deslicen entre sí; y por lo tanto, para evitar que los tornillos trabajen a corte.

3.10.1. Tornillos para sujetar los brazos

Las palas, de perfil NACA 0018, se sujetan a un perfil rectangular y, este a su vez, a un disco de soporte. La unión de perfil rectangular con el disco de soporte se da por medio

de 2 tornillos allen ISO 4762 M6x20 – grado 8,8. La unión es del tipo unión con tornillo y tuerca (UTT).

Dichas palas están influenciadas por la fuerza de arrastre, sustentación y centrífuga. Para la realización del cálculo se trabajó con las mayores fuerzas de arrastre y sustentación, cuando la pala se encuentra a 150°.

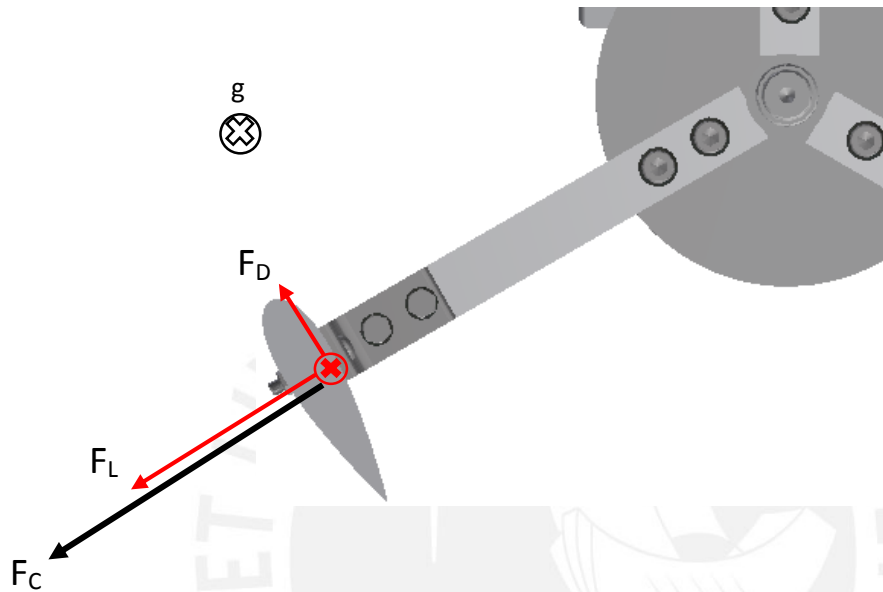


Figura 3.15. Diagrama del cuerpo libre de la pala

Fuente: Propia

Donde:

- F_D : Fuerza de arrastre [N]
- F_L : Fuerza de sustentación [N]
- F_C : Fuerza centrífuga [N]

- Fuerza centrífuga:

La fuerza centrífuga depende del radio y de la velocidad rotacional.

$$F_c = m \cdot R \cdot \omega^2 \quad (\text{Ec. 3.42})$$

Donde:

- m : Masa de la pala [kg]
- R : Radio del rotor [m]

$$F_c = 0,281 \text{ kg} \cdot 0,165 \text{ m} \cdot (133 \text{ rad/s})^2 = 994,12 \text{ N}$$

De la sección (2.11.1) se conoce que las fuerzas normal y tangencial, cuando la pala se encuentra a 55° , son 0,89 N y 0,018 N, respectivamente. Luego de realizar la sumatoria de fuerzas, se obtiene que la fuerza transversal ($F_{\text{transversal}}$) es de 995 N.

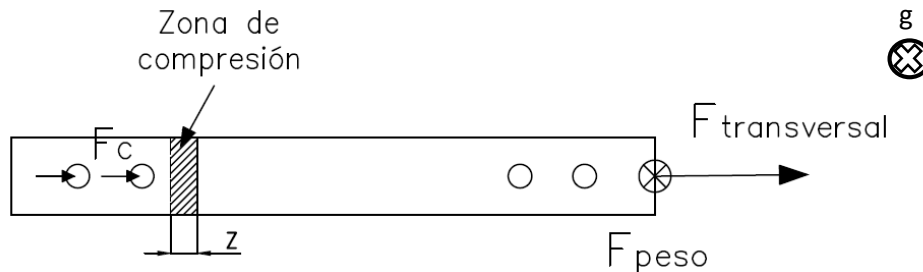


Figura 3.16. Diagrama del cuerpo libre del brazo

Fuente: Propia

En la Figura 3.16, se muestra en diagrama del cuerpo libre del brazo. La fuerza cortante (F_c) para un tornillo es $F_{\text{transversal}}/2$ y resulta ser 497,5 N.

La unión mostrada, entre el brazo y el disco es una unión multi-tornillos que está sometida a fuerzas transversales o fuerza exterior de corte ($F_{\text{transversal}}$), fuerzas paralelas a los ejes del tornillo, ocasionadas por el peso de la pala (F_{peso}), y momentos de flexión.

3.10.1.1. Unión multitornillos sometida a momento flector:

La unión multitornillos está sometida a un momento flector producto del peso de la pala. Este momento genera una fuerza exterior a tracción. En la Figura 3.17 se observa la deformación de los tornillos, la cual es directamente proporcional a la distancia del eje de giro. La zona que tiende a comprimirse tiene una dimensión Z , cuyo valor es la distancia del borde inferior al centroide de las áreas de los tornillos a tracción y del área de la placa sometida a compresión. El valor de Z se determina a continuación:



Figura 3.17. Diagrama de las fuerzas cortantes y momento flector

Fuente: Propia

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (\text{Ec. 3.43})$$

$$d_s = \frac{5,35 + 4,773}{2} = 5,062 \text{ mm}$$

$$A_{\text{comprimida}} \cdot \frac{Z}{2} = A_{\text{tracción}} \cdot (H - Z) \quad (\text{Ec. 3.44})$$

$$18 \cdot Z \cdot \frac{Z}{2} = 2 \cdot \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{[(12,5 - Z) + (30,5 - Z)]}{2}$$

$$Z = 7,8 \text{ mm}$$

Para calcular las fuerzas sobre los tornillos se realiza equilibrio de momentos en el punto de aplicación de la reacción:

$$\sum n_i \cdot F_i \cdot \left(H_i - \frac{Z}{3}\right) = M \quad (\text{Ec. 3.45})$$

$$F_1 \cdot \left(H_1 - \frac{Z}{3}\right) + F_2 \cdot \left(H_2 - \frac{Z}{3}\right) = 0,281 \cdot 111,9$$

Además:

$$\frac{F_1}{H_1 - Z} = \frac{F_2}{H_2 - Z} \quad (\text{Ec. 3.46})$$

Luego de resolver las Ec. 3.45 y 3.46, se obtiene que $F_1 = 0,22 \text{ N}$ y $F_2 = 1,05 \text{ N}$.

3.10.1.2. Cálculo de la constante de rigidez del tornillo (C_{tor})

El cálculo de basa en la norma VDI 2230, las dimensiones del tornillo se muestran en la tabla.

Tabla 3.4: Longitudes características del tornillo ISO 4762 M6X20

Fuente: Propia

Tramo	Comentario	D1 [mm]	A1 [mm]	L [mm]
I	Cabeza	6	28.2744	3
II	Tramo sin rosca	6	28.2744	1
IV	Tramo roscado libre	5.0615	20.120992	12
V	Tramo roscado dentro de la tuerca	5.0615	20.120992	2.53
VI	Filetes en contacto	6	28.2744	2.4

La constante de rigidez se obtiene sumando la constante de cada tramo según la siguiente expresión:

$$\frac{1}{C_{tor}} = \sum_i^n \frac{1}{c_i} = \frac{1}{E} \cdot \sum_i^n \frac{L_i}{A_i} \quad (Ec. 3.47)$$

Donde:

C_i : Constante de rigidez del tramo i -ésimo [N/mm]

El módulo de elasticidad "E" es 2×10^5 N/mm², luego, reemplazando los valores de la Tabla 3.4 en la Ec. 3.47, se obtiene C_{tor} igual a 221 396,6 N/mm.

3.10.1.3. Cálculo de la constante de rigidez de las placas (C_p)

Se conocen los siguientes datos:

Longitud entre placas: L_p : 12 mm

Diámetro de la cabeza del tornillo: $d_1 = s = 7$ mm

Diámetro de la circunferencia igual al menor ancho de las placas: $D_{ext} = 18$ mm

Para determinar el caso en el que se encuentra la configuración, se debe conocer el diámetro máximo (D_{max}).

$$D_{max} = d_1 + L_p \cdot \tan \gamma \quad (Ec. 3.48)$$

Donde, para una unión con tornillo y tuerca se cumple:

$$\tan \gamma = 0,36 + 0,032 \cdot \ln \left(\frac{\beta_L}{2} \right) + 0,153 \cdot \ln \varepsilon \quad (\text{Ec. 3.49})$$

y

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = 1,2 \quad \text{y} \quad \varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1} = 1,8$$

Reemplazando los valores de β_L y ε en la Ec. 3.49 y luego en la Ec. 3.48, se obtiene que el D_{max} es 15,2 mm.

Caso 2: $D_{ext} = 18 > D_{max} = 15,2$ mm por lo que el área de presión sobre las placas tiene la forma de dos troncos de cono en la unión.

Para un tronco de cono:

$$C_{cono} = \frac{\pi \cdot E_{cono} \cdot d_{ag} \cdot \tan \gamma}{\ln \left(\frac{(d_{max} - d_{ag}) \cdot (d_1 + d_{ag})}{(d_{max} + d_{ag}) \cdot (d_1 - d_{ag})} \right)} \quad (\text{Ec. 3.50})$$

Como se sabe, el brazo será fabricado de aluminio 6061 y el disco de acero A36.

$$C_{Al} = \frac{\pi \cdot 7 \cdot 10^4 \cdot 7 \cdot 0,434}{\ln \left(\frac{(15,2 - 7) \cdot (10 + 7)}{(15,2 + 7) \cdot (10 - 7)} \right)} = 1\,242\,667,9 \text{ N/mm}$$

$$C_{Acero} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7 \cdot 0,434}{\ln \left(\frac{(15,2 - 7) \cdot (10 + 7)}{(15,2 + 7) \cdot (10 - 7)} \right)} = 3\,728\,003,9 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{Al}} + \frac{1}{C_{Acero}}$$

$$C_p = 932\,000,9 \text{ N/mm}$$

3.10.1.4. Cálculo de la fuerza de asentamiento

El asentamiento se producirá en todos los pares de superficie en contacto, y en esta sección se procedió a calcular la fuerza de asentamiento F_{as} . Para el cálculo se consideró una rugosidad promedio de 25 μm ; además, se sabe que el tipo de carga es transversal y de corte.

$$\delta_{as} = \delta_{en\ los\ hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{entre\ placas} \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Valores recomendados para el asentamiento de acuerdo al Anexo 9:

$$\delta_{as} = 3 + 4,5 + 2 \cdot 2,5 = 12,5 \mu m$$

$$F_{as} = \frac{C_{tor} \cdot C_p}{C_{tor} + C_p} \cdot \delta_{as} \tag{Ec. 3.52}$$

$$F_{as} = \frac{221\,396,6 \cdot 932\,000,9}{221\,396,6 + 932\,000,9} \cdot \frac{12,5}{1000} = 2\,236,24 \text{ N}$$

Como se identificó en la sección 3.10.1.1, el tornillo se encuentra sometido a una carga transversal de 494,5 N. Esto conlleva a que se debe hallar el torque de ajuste necesario al momento del montaje para asegurar que las placas no deslicen entre sí cumpliendo la siguiente ecuación:

$$\mu \cdot F_{res} > F_{transversal} \tag{Ec. 3.53}$$

Donde se considera que el coeficiente de fricción entre las placas es $\mu=0,15$, la fuerza residual debe ser mayor que 3 296,7 N.

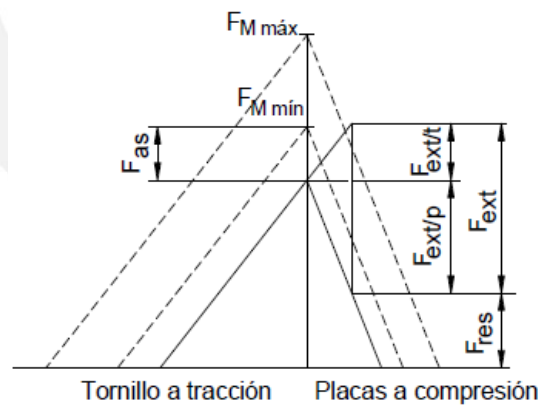


Figura 3.18. Diagrama de fuerza-deformación de una unión atornillada [13]

Fuente: Propia

La Figura 3.18 se puede expresar como la siguiente ecuación:

$$FM_{min} = F_{res} + F_{ext/p} + F_{as} \tag{Ec. 3.54}$$

$$FM_{min} = 3\,316,67 + 1,05 \frac{C_p}{C_t + C_p} + 2\,236,2 = 5\,553,75 \text{ N} \cdot mm$$

$$FM_{max} = FM_{min} \cdot \alpha_A \quad (Ec. 3.55)$$

Para el montaje se hará uso de un torquímetro al cual le corresponde un coeficiente de ajuste (α_A) de 1,5. Resolviendo la Ec. (3.55) se obtuvo una fuerza de montaje máxima (FM_{max}) igual a 8 330.63 N.

3.10.1.5. Verificación de falla por fluencia

El momento torsor de ajuste M_{tM} se calcula aplicando la siguiente ecuación:

$$M_{tM} = FM_{max} \cdot \tan(\rho + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} \quad (Ec. 3.56)$$

Donde:

$$\tan \varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1}{\pi \cdot 5,35} \quad ; \quad \varphi = 3,405^\circ$$

$$\tan \rho = \frac{\mu}{\cos 30^\circ} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} \quad ; \quad \rho = 9,826^\circ$$

Luego de reemplazar los valores en la Ec. 3.56, se obtuvo un momento torsor de ajuste igual a 5 239,46 N.mm

Se sabe que el diámetro $d_3 = 4,019$ mm; entonces, $d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{5,35 + 4,773}{2} = 5,062$ mm

La carga exterior produce esfuerzos en el tornillo durante el trabajo:

$$\sigma_M = \frac{4 \cdot FM_{max}}{\pi \cdot d_0^2} \quad (Ec. 3.57)$$

$$\tau_{tM} = \frac{16 \cdot M_{tM}}{\pi \cdot d_0^3} \quad (Ec. 3.58)$$

Se obtuvo como resultado que $\sigma_M = 414,02$ N/mm² y $\tau_{tM} = 205,79$ N/mm².

De acuerdo con Von Mises el esfuerzo equivalente es:

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2} \quad (Ec. 3.59)$$

Los valores de las Ec. 3.57 y 3.58 se reemplazaron en la Ec. 3.59 y se obtuvo que el esfuerzo equivalente es 546,32 N/mm².

El esfuerzo de fluencia (σ_F) para un tornillo de grado 8,8 es 640 N/mm². Para que el tornillo no falle por fluencia se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{eqM} \leq 0,9 \cdot \sigma_F \quad (Ec. 3.60)$$

$$546,32 \leq 576$$

Se cumple la relación (3.60) por lo que el tornillo allen ISO 4762 M6 x 20 de grado 8,8 no fallará.

3.10.1.6. Verificación del esfuerzo de aplastamiento en las superficies de contacto

El área en contacto se calcula según la geometría del caso:

$$A_c = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} \quad (Ec. 3.61)$$

$$A_c = 40,06 \text{ mm}^2$$

La presión en los filetes se halla con la Ec. 3.62:

$$P_{tor} = \frac{FM_{max}}{A_c} \quad (Ec. 3.62)$$

$$P_{tor} = 207,98 \text{ N/mm}^2$$

Se debe cumplir:

$$P_{tor} \leq P_{Adm} \quad (Ec. 3.63)$$

La presión admisible superficial para el aluminio 6061 es 260 N/mm² (ver Anexo 10). Por lo tanto, se cumple la Ec. 3.63.

3.10.1.7. Momento de ajuste durante el montaje M_{ajuste}

La fricción entre la placa y la cabeza del tornillo se debe vencer durante el montaje para lo cual se aplica el momento M_p .

$$M_p = \mu \cdot FM_{max} \cdot \frac{d_1 + d_{ag}}{4} \quad (Ec. 3.64)$$

$$M_p = 5\,310,78 \cdot \text{mm}$$

El momento de ajuste se calcula según la Ec. 3.43:

$$M_{ajuste} = M_{tM} + M_p \quad (\text{Ec. 3.65})$$

$$M_{ajuste} = 10,55 \text{ N.m}$$

3.10.2. Verificación de la unión multitorneillos de la base de la estructura

La base se encuentra unida a la estructura metálica, en especial al perfil T, por medio 4 tornillos hexagonales ISO 4018 M6x12, el tipo de unión es tornillo y tuerca (UTT).

La base es la encargada de soportar el peso del aerogenerador; entonces, la carga transversal es la suma de los pesos de todos los componentes igual a 102,47 N. Además, la carga se encuentra a 36,55 mm de la unión multitorneillos lo que genera un momento flector y, en consecuencia, que los tornillos se sometan a carga de tracción.

En la tabla 3.5 se muestra el resumen de los cálculos realizados para los cuales se siguió el mismo procedimiento que en la sección 3.10. En el Anexo 11 se muestra el ejemplo de cálculo.

Tabla 3.5: Longitudes características del tornillo ISO 4018 M6X12

Fuente: Propia

Item	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de roidez del tornillo	C _{tor}	273 750,80	N/mm
Constante de rigidez de las placas	C _p	1 542 868,64	N/mm
Fuerza de asentamiento	F _{as}	2 906,23	N
Fuerza residual	F _{res}	88,30	N
Fuerza de montaje mínima	FM _{min}	2997,90	N
Fuerza de montaje máxima	FM _{max}	4496,85	N
Momento torsor de ajuste	M _{tM}	2 827,15	N.m
Esfuerzo equivalente	σ _{eq M}	294,85	N/mm ²
Presión sobre filetes	P _{tor}	112,26	N/mm ²
Momento de ajuste total	M _{ajuste}	7 605,00	N.mm

3.11. Cálculo del cordón entre el marco del túnel de viento y el perfil T

En esta sección se verifica que no falle la soldadura que une el perfil en “T” con el marco del túnel de viento por ser el más crítico debido a que es el que soportará la base de la estructura. La verificación se realizó siguiendo la metodología e información de K.

Paulsen y el Eurocódigo 3 [13]. En la Figura 3.20 se muestra el detalle del cordón de soldadura.

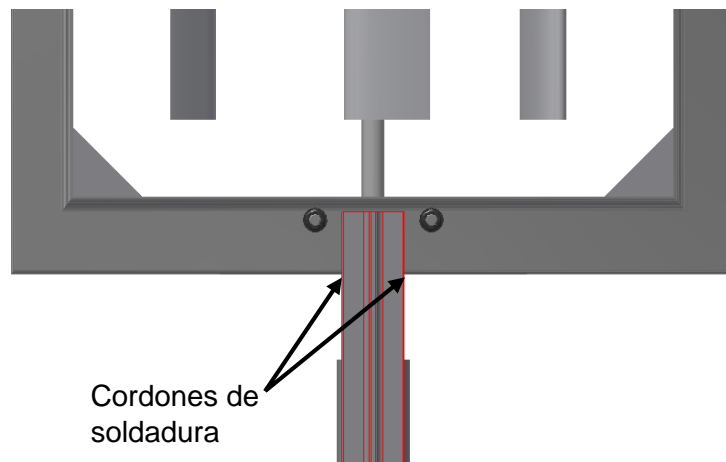


Figura 3.19. Unión perfil T con el marco del túnel de viento

Fuente: Propia

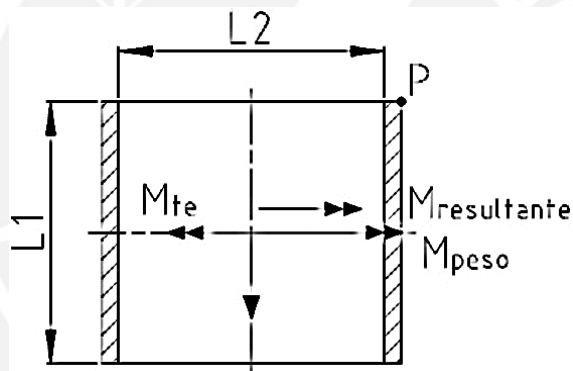


Figura 3.20. Cordones de soldadura

Fuente: Propia

Datos:

$$L_1 = 50,8 \text{ mm}$$

$$L_2 = 50,8 \text{ mm}$$

El peso de la turbina genera un momento flector (M_{peso}) igual a 1 963,16 N.mm; además, se genera un momento flector resultado del peso del perfil (M_{Te}) de 549,04 N.mm.

A continuación se muestra el cálculo de los momentos flectores.

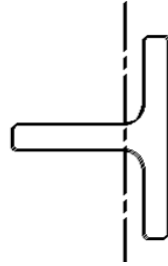


Figura 3.21. Perfil "T"

Fuente: Propia

El centroide del perfil "T" se encuentra a 11,26 mm de la soldadura a analizar. Entonces:

$$M_{Te} = P_T \cdot d \quad (\text{Ec. 3.66})$$

Donde:

M_t : momento flector producido por el peso del perfil "T" [N·mm]

d : distancia desde el centroide del perfil "T" hasta la soldadura [mm]

El resultado del momento flector M_{Te} es 549,04 N·mm.

El momento flector generado por el peso de todo el rotor (véase Anexo 8 para conocer los pesos de los componentes) se calcula de la misma manera que la Ec. 3.66 y resulta ser $M_{\text{peso}} = 1\,963,16$ N·mm. Luego, el momento flector resultante ($M_{\text{resultante}}$) sobre la soldadura es la resta.

$$M_{\text{resultante}} = M_{\text{peso}} - M_{Te} \quad (\text{Ec. 3.67})$$

$$M_{\text{resultante}} = 1\,414,13 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Como recomendación, el espesor máximo del cordón de soldadura está dado por la siguiente ecuación:

$$a_{\text{max}} = 0,7 \cdot t \quad (\text{Ec. 3.68})$$

Donde t es el menor espesor entre las placas a soldar que corresponde al espesor del perfil en "T" igual a 6,35 mm. Por lo tanto, luego de resolver la Ec. 3.66, se decidió trabajar con un espesor del cordón de soldadura de $a = 3$ mm.

$$I = \frac{2 \cdot a \cdot L_1^3}{12} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 50,8^3}{12} = 62\,401,94 \text{ mm}^4$$

$$\text{Area} = 2 \cdot L_1 \cdot a = 2 \cdot 50,8 \cdot 4 = 290,17 \text{ mm}^2$$

Los esfuerzos sobre el cordón de soldadura en el punto crítico "P":

$$n_f = \frac{M_{\text{resultante}} \cdot y}{I} \quad (\text{Ec. 3.69})$$

$$n_f = \frac{(1\,963,16 - 509,04) \cdot (50,8/2)}{62\,401,94} = 0,58 \text{ N/mm}^2$$

$$t_a = \frac{F_t}{A} \quad (\text{Ec. 3.70})$$

$$t_a = \frac{102,47 \text{ N}}{290,17} = 0,353 \text{ N/mm}^2$$

Los esfuerzos en el plano de la garganta son los siguientes:

$$\sigma_n = \frac{n_f + \tau_n}{\sqrt{2}} = 0,407 \text{ N/mm}^2 \quad ; \quad \tau_n = \frac{n_f - \tau_n}{\sqrt{2}} = 0,407 \text{ N/mm}^2$$

Con los esfuerzos, el Eurocódigo 3 define el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (\text{Ec. 3.71})$$

Reemplazando los valores en la Ec. 3.69, se obtiene que el σ_{eq} es igual a 0,814 N/mm².

Para que la soldadura trabaje adecuadamente se deben verificar las siguientes condiciones:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_\omega \cdot \gamma_{M\omega}} \quad (\text{Ec. 3.72})$$

$$0,814 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{360}{0,8 \cdot 1,25} \text{ N/mm}^2 = 0,814 \leq 259,2$$

Cumple la inecuación, por lo que la soldadura no fallará.

3.12. Selección de dispositivos

3.12.1. Selección de rodamientos

Dado que el eje del aerogenerador se encuentra en posición vertical se necesita colocar rodamientos o cojinetes para que pueda girar libremente.

Se debe sostener el eje en cada extremo por un rodamiento montado sobre una estructura, esta estructura será el marco que se encuentra en la sección a la salida del túnel de viento, el cuál será diseñado para no dañar el actual marco que se encuentra instalado en el túnel de viento. Además, debido a las condiciones que requiere el sensor, se debe instalar un rodamiento a cada uno de sus extremos.

Los rodamientos fueron seleccionados del catálogo FAG.

Apoyo A y B: a pesar de que no soportan la misma carga radial, se decidió seleccionar la misma chumacera con rodamiento autoalineable con 15 mm de diámetro interno. El código del soporte de apoyo, de acuerdo al catálogo FAG, es PASEY15. Las especificaciones técnicas se muestran en el Anexo 12.



Figura 3.22. Chumacera PASEY15

Apoyo C: este es un apoyo fijo, soporta carga radial y axial, se seleccionó un rodamiento autoalineable ya que las cargas que actúan sobre este son pequeñas con 12 mm de diámetro interno. El código del rodamiento, de acuerdo al catálogo FAG, es FLCTEY12. Las especificaciones técnicas se muestran en el Anexo 13.

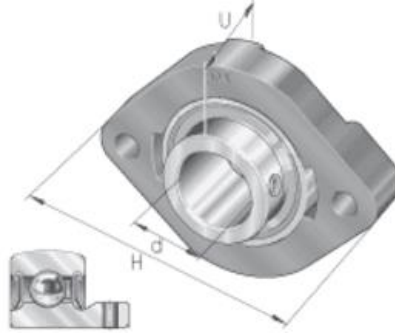


Figura 3.23. Rodamiento soporte-brida

3.12.2. Selección del transductor de torque

El desempeño del aerogenerador está determinado por dos parámetros importantes: la velocidad del viento y el torque generado. El Laboratorio de energía cuenta con sensores de torque de la marca Datum modelo M425, tamaño 1 - clase B como se muestra en la figura 3.24. Esta tecnología rotatoria de no contacto es un transductor que proporciona data directamente proporcional al torque, cuenta con rodamientos, colocados en el eje, que soportan el estator.



Figura 3.24. Transductor de torque [16]

La configuración del montaje que el transductor exige se muestra en la figura 3.16. Como se observa, está conformado por lo siguiente: dos rodamientos, un par de acoplamientos colocados a los extremos, los cuales pueden ser rígidos o flexibles, y un soporte que se conecta al sensor por medio de una tira delgada para evitar que el sensor gire.

En el Anexo 14 se muestran las especificaciones técnicas del sensor seleccionado y como el peso, dimensiones, rango, entre otros.

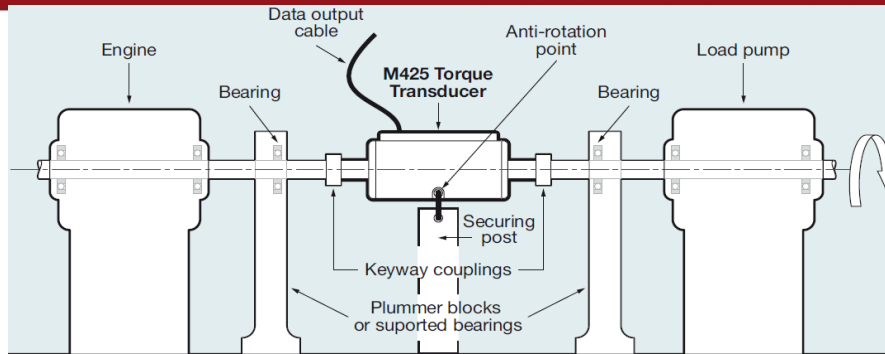


Figura 3.25. Configuración del montaje del sensor de torque [14]

3.12.3. Selección de acoplamientos

Como se mencionó en la sección 3.8, la configuración para instalar el sensor de torque requiere de un par de acoplamientos. Se seleccionaron acoplamientos flexibles del catálogo de Lovejoy pues tienen buen desempeño para transmisiones ligeras. En la Figura 3.26 se muestra el acoplamiento seleccionado.



Figura 3.26. Acoplamiento de mordaza [17]

Los acoplamientos tienen un diámetro interior de 15 mm y son de hierro, se encuentran en el catálogo con la serie 15 – L050. En el Anexo 15 se muestran los datos técnicos del acoplamiento.

Capítulo 4

COSTOS DE FABRICACIÓN

El presente capítulo tiene por objetivo realizar una cotización de la fabricación del aerogenerador Darrieus. Para calcular el costo total que implica la fabricación, se van a separar los sub-costos de acuerdo a categorías los cuales finalmente se sumarán para obtener el costo total. Se separan de la siguiente manera:

- Costo de diseño
- Costos de elementos normalizados
- Costo de elementos estructurales
- Costo de maquinado y ensamble

4.1. Costo de diseño

Este tipo de costo involucra las horas-hombre invertidas en el desarrollo del proyecto, lo que implica la realización de la memoria de cálculo, elaboración de planos de ensamble y despiece. Se consideró el trabajo de un asesor principal y el de un tesista encargado de la elaboración de la memoria de cálculo y planos.

Tabla 4.1: Costo de diseño

Personal	Costo (s/.)	Tiempo	Total (s/.)
Asesor	200/hora	40 horas	8000
Tesista	900/mes	6 meses	5400
TOTAL (s/.)			13400

4.2. Costos de elementos normalizados

Dentro de los costos normalizados se consideran elementos que existen en el mercado y no necesitan un maquinado; es decir, pueden ser ensamblados sin previo trabajo. Tales como tornillos, arandelas, tuercas, rodamientos, entre otros. Se aprecian en la siguiente tabla:

Tabla 4.2: Costos de elementos normalizados

ID	Descripción	Modelo/material	Marca	Cantidad	Precio unitario (s/.)	Precio total (s/.)
1	Acoplamiento D=15mm	L050 HUB 15MM	Lovejoy	2	47.78	95.56
2	Rodamiento	PASEY15	FAG	1	86.72	86.72
3	Rodamiento	FLCTE12	FAG	2	81.41	162.82
4	Tornillo hexagonal M10 x 45	ISO 4034	5.8	4	1	4
5	Arandela A10	ISO 7091	St 30	8	0.2	1.6
6	Tuerca hexagonal M10	-	5.8	4	0.3	1.2
7	Tornillo hexagonal M6 x 12	-	5.8	4	0.5	2
8	Arandela A6	-	St30	24	0.3	7.2
9	Tuerca hexagonal M6	-	8	12	0.3	3.6
10	Tornillo cilíndrico M6 x 20	-	8.8	6	0.5	3
11	Tuerca hexagonal M6	-	8	6	0.3	1.8
12	Tornillo hexagonal M5 x 20	-	5.8	6	0.3	1.8
13	Tuerca hexagonal M5	-	5.8	6	0.3	1.8
14	Arandela A4	-	St 30	12	0.3	3.6
15	Tornillo cabeza hueca M4 x 25	-	8.8	12	0.3	3.6
16	Tuerca hexagonal M4	-	8.8	12	0.3	3.6
SUBTOTAL						383.91

4.3. Costos de elementos estructurales

Para los elementos estructurales se consideran los elementos que para poder convertirse en elementos finales necesitan un proceso de maquinado. Entre estos clasifican elementos como perfiles, o planchas que solo requieren procesos de corte, taladrado o soldado; de la misma manera, barras que requieren proceso de torneado, rectificado o torneado. Los precios de los elementos se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4.3: Costo de elementos estructurales

ID	Descripción	Modelo/Material	Longitud/ cantidad	Costo por longitud/unidad (s/. /m)	Precio total (s/.)
1	Pala	NACA 0018/ABS-M30	3	215.33	646
2	Perfil L 2"x2"x3/16"	ASTM A36	1.47 m	7.85	11.53
3	Perfil L 2.5"x2.5"x3/16"	ASTM A36	0.49 m	9.94	4.87
4	Perfil T 2"x2"x1/4"	ASTM A36	0.43 m	15.01	6.45
5	Plancha PL 2mm	ASTM A36	0.14x0.12 m2	-	2.00
6	Plancha PL 5mm	ASTM A36	0.12x0.12 m2	-	2.00
7	Plancha PL 5mm	Aluminio 6061	0.054x0.16 m2	-	2.00
8	Barra 25 mm	ASTM A36	0.056 m	67.12	3.92
9	Barra 20 mm	ASTM A36	0.702 m	58.36	40.97
SUBTOTAL					719.75

4.4. Costos de maquinado y ensamble

Se consideran las horas-hombre que se invierten en la transformación de la materia prima (planchas de acero, perfiles estructurales y barras) hasta obtener el elemento deseado. El costo de hora-hombre incluye el costo de la mano de obra y los consumibles utilizados (electrodos, broca, disco de desbaste, etc), dichos costos fueron basados en consultas realizadas al personal de una empresa metalmecánica.

A continuación, en la Tabla 4.4, se presentan los tiempos estimados, de acuerdo a consultas realizadas a operadores, para realizar el torneado de ejes.

Tabla 4.4: Tiempos estimados

Tiempo de torneado del eje principal	2 h
Tiempo de torneado del eje inferior	1 h
Tiempo para mediciones por pieza	20 min
Tiempo para colocar el material y retirar la pieza torneada	25 min
Tiempo para preparar el torno (colocar el plato de arrastre, centros y otros)	1 h

Tiempo estimado:

- Eje principal:

$$t_{e1} = 2h + \frac{20}{60}h + \frac{25}{60}h = 2,75 \text{ horas}$$

- Eje inferior:

$$t_{e2} = 1h + \frac{20}{60}h + \frac{25}{60}h = 1,75 \text{ horas}$$

Entonces, el tiempo total de torneado (t_m) es el siguiente:

$$t_t = t_{e1} + t_{e2} + t_{preparación} = 5,5 \text{ horas}$$

De la misma manera se halló el tiempo de mecanizado del soporte de los brazos, el cual consiste en taladrado y fresado.

- Tiempo de mecanizado: 1,5 horas
- Tiempo para mediciones de la pieza: 20 minutos
- Tiempo para colocar el material y retirar la pieza torneada: 25 minutos
- Tiempo para preparar los equipos: 1 h

$$t_m = 1,5h + \frac{20}{60}h + \frac{25}{60}h + 1h = 3,25 \text{ horas}$$

En la Tabla 4.5 se muestra el costo total de maquinado y ensamble.

Tabla 4.5: Costo de maquinado y ensamble

Descripción	Cantidad	Proceso de fabricación	Tiempo (horas)	Costo por hora (s/)	Costo parcial (s/)
Eje principal e inferior	1	Torneado convencional	5,50	20,00	110,00
Soporte de los brazos	1	Taladrado - Fresado	2,00	35,00	70,00
Brazos	3	Taladrado - Corte	0,50	35,00	52,50
Marco	1	Soldadura	1,00	40,00	40,00
Base	1	Taladrado - Doblado	2,00	35,00	70,00
				Costo total	342,5

4.5. Costo total

Luego de obtenidos los sub-costos requeridos para la fabricación del aerogenerador, se suman dichos valores y se obtiene el costo total.

Tabla 4.6: Costo total

ID	Descripción	Costo (s/.)
1	Costo de diseño	13400
2	Costo de elementos normalizados	383,91
3	Costo de elementos estructurales	719,75
4	Costo de maquinado y ensamble	342,5
	TOTAL	14.846,16

En el Anexo 16 se muestran algunos correos mediante los cuales se obtuvo información de los precios de los componentes del aerogenerador Darrieus; el resto, fueron obtenidos vía telefónica o presencial.



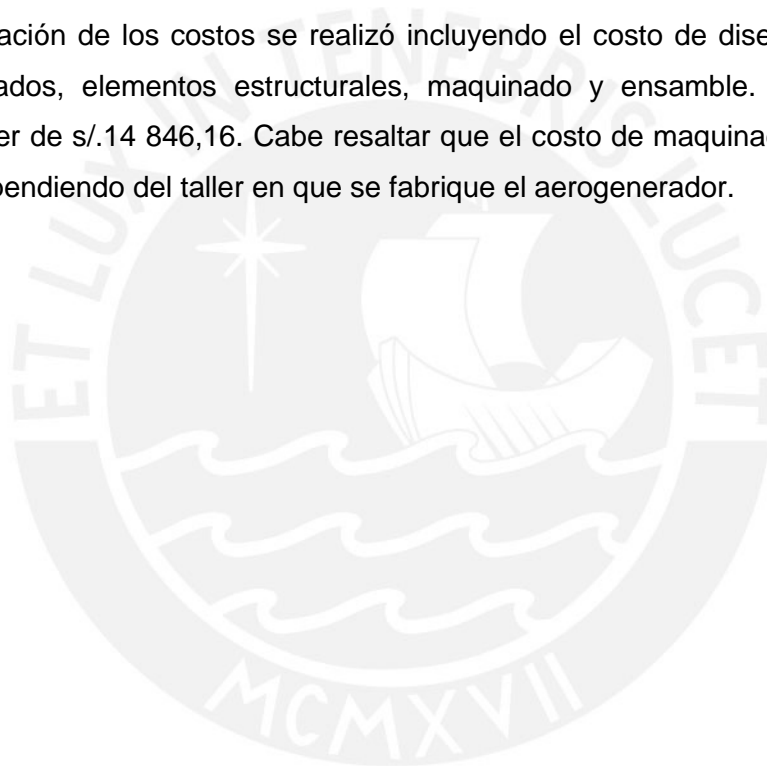
CONCLUSIONES

1. El presente diseño satisface el objetivo principal el cual es diseñar un aerogenerador vertical modelo Darrieus para el túnel de viento con sección transversal de 18"x18" del Laboratorio de Energía de la PUCP.
2. Se creó el modelo geométrico del aerogenerador, para ello se seleccionó el perfil aerodinámico NACA 0018 como sección transversal de la pala y los tres radios del rotor (0,132, 0,165 y 0,20 m).

Además, se simuló en Ansys la velocidad del flujo de aire de 10 m/s a la salida del túnel de viento y se comprobó que a una distancia de 20 cm, la velocidad del viento permanece constante; es decir, 10 m/s, a excepción de los bordes de la sección donde la velocidad es aproximadamente 7 m/s, por lo que se escogió la sección de ensayos a la salida del túnel de viento. En base a los siguientes parámetros: la sección transversal de la pala, radios del rotor y ubicación del aerogenerador, se realizaron los cálculos aerodinámicos.

3. La comparación entre el coeficiente de potencia de un rotor de 2 y 3 palas, evaluados a 3 m/s, reveló que el máximo desempeño del rotor se obtiene con la unidad de tres palas. Asimismo, el máximo coeficiente de potencia se obtiene con una longitud de cuerda (c) de 6 cm para una pala de sección NACA 0018. También se comprobó que cuando la altura (H) y el diámetro (D) del rotor son de igual longitud, es decir 330 mm, se obtiene un mayor coeficiente de potencia. Los tres análisis mencionados se calcularon con los mismos parámetros de entrada ($D= 330$ mm, $H= 330$ mm, $c= 60$ mm y $Re= 1,6 \times 10^5$) donde el coeficiente de potencia resultó ser 0,3619 para todos los casos.
4. Para la máxima condición de diseño (velocidad de aire de 10 m/s y radio del rotor de 0,2 m), los valores críticos de la fuerza normal y tangencial son los siguientes: -1,91 N y 0,26 N respectivamente. Este hecho se presenta cuando una pala del aerogenerador se encuentra a 175° aguas abajo. A partir de esa posición se determinaron las fuerzas para las 2 palas restantes, obteniéndose una fuerza resultante de 2,9 N y un torque de 300,7 N.mm. Esos valores fueron utilizados en el dimensionamiento estructural de los siguientes componentes: eje, pasador, tornillos, entre otros.

5. El dimensionamiento del diámetro del eje se realizó por el método de superposición alcanzando los 15 mm. Esto se verificó por fatiga, en la sección más crítica del apoyo B, obteniéndose un factor de seguridad que supera el valor recomendado (5). Asimismo, se realizó la verificación dinámica (resonancia) del eje y se comprobó que se encuentra en la zona subcrítica.
6. La estructura portante del aerogenerador se monta a la salida del túnel de viento. Esta unidad cuenta con un dispositivo tipo cuña que sostiene el peso del aerogenerador (53,7 N), el cual se sujeta con 4 tornillos hexagonales ISO 4018 M6x12 de grado 5,8. El factor de seguridad para el tornillo sometido a máxima carga es 1,7.
7. La estimación de los costos se realizó incluyendo el costo de diseño, elementos normalizados, elementos estructurales, maquinado y ensamble. El costo total resultó ser de s/.14 846,16. Cabe resaltar que el costo de maquinado y ensamble varía dependiendo del taller en que se fabrique el aerogenerador.



BIBLIOGRAFÍA

1. OSINERGMIN. 2011. *Rol del Organismo Regulador en la Promoción de Energías Renovables* [diapositivas]. Consulta: Sábado 25 de octubre del 2014.
<<http://www.osinerg.gob.pe/newweb/uploads/Publico/SeminarioIntEFERP/Miercoles%205.10.2011/1.%20Energias%20Renovables%20-%20Alfredo%20Dammert.ppt>>
2. MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS. 2001. *Generación eléctrica a partir de fuentes nuevas: Energía Eólica*. Consulta: Viernes 10 de octubre del 2014.
3. RPPP NOTICIAS. 2014. *Inauguran el parque eólico más grande de Perú*. Consulta: Viernes 10 de octubre del 2014.
<http://www.rpp.com.pe/2014-09-25-inauguran-el-parque-eolico-mas-grande-de-peru-foto_728566_6.html#foto>
4. CONGRESO DE LA REPÚBLICA PERUANA. 2006. *Ley General de Electrificación Rural*. Lima: Ministerio de Energía y Mina. Consulta: 15 de noviembre del 2014.
5. PARASCHIVOIU, Ion. 2009. *Wind Turbine Design*. Segunda edición. Québec: Presses internationales Polytechnique.
6. ISLAM, Mazharul. 2006. *Aerodynamic models for Darrieus-type straight vertical axis wind turbines*. New York: Elsevier Science Publishing CO., INC, pp. 1087-1094.
7. MONOGRAFÍAS.COM. 2009. *Estudio para el diseño aerodinámico de los aerogeneradores verticales tipo Giromill*. Consulta: Martes 18 de octubre del 2014.

< <http://www.monografias.com/trabajos94/estudio-diseno-aerodinamico-aerogeneradores-verticales-tipo-giromill2/estudio-diseno-aerodinamico-aerogeneradores-verticales-tipo-giromill2.shtml>>

8. VÁSQUEZ, Ricardo. 2011. *Marco Regulatorio para el Suministro de Energía Renovable*. Lima: Ministerio de Energía y Mina. Consulta: 14 de agosto del 2015.
9. HANSEN, Martin O.L. 2007. *Aerodynamics of Wind Turbines*. Segunda edición. New York: Earthscan Ltd.
10. XIN, Jin. 2014. *Darrieus vertical wind turbine: Basic research methods*. Chongqing: Elsevier Science Publishing CO., INC, pp. 223.
11. B.K. Kirke. 1998. *Evaluation of self-starting vertical axis wind turbines for stand-alone applications*. Gold Coast: School of Engineering, Griffith University.
12. ASSUREIRA, Estela. 2013. *Tablas y Gráficos de Mecánica de Fluidos*. Lima: PUCP, pp. 66.
13. ROGRIGUEZ, Jorge. 2012. *Resistencia de materiales 2*. Lima: PUCP.
14. PAULSEN, Kurt. 2012. *Elementos de máquinas 1*. Lima: PUCP.
15. SHIGLEY. 2008. *Mechanical Engineering Design*. Novena Edición. New York: Mc Graw Hill.
16. DATUM ELECTRONICS. 2014. *Handbook and Installation Guide*.
17. LOVEJOY. 2015. *Tabla de contenidos*. Consulta: Jueves 08 de octubre del 2015.

18. HIBBELER. 2011. Mechanics of Materials. Octava edición. New York: Prentice Hall.
19. VIEIRA DA ROSA, Aldo. 2013. Fundamentals of Renewable Energy Processes. Tercera edición. New York: Academic Press.
20. K.M., Almohammadi. 2015. Modeling dynamic stall of a straight blade vertical axis wind turbine. Medina: Elsevier Science Publishing CO., INC, pp. 144-145.
21. ACOSTA, Carlos. 2015. Diseño de máquina rebanadora de camote con una capacidad de 450 kg/h. Lima: PUCP

