



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE CAPTACIÓN DE AGUA DE MAR MEDIANTE
ENERGÍA EÓLICA**

Andrés Fabián Solano Pérez

**Universidad Pontificia Bolivariana
Escuela de Ingenierías
Facultad de Ingeniería Mecánica
Floridablanca, Colombia
2019**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE CAPTACIÓN DE AGUA DE MAR MEDIANTE
ENERGÍA EÓLICA**

ANDRÉS FABIÁN SOLANO PÉREZ

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Directora: PhD. SANDRA PATRICIA CUERVO ANDRADE

FLORIDABLANCA
UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

NOTA DE ACEPTACIÓN

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Floridablanca, 06 de marzo de 2019

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por ser un apoyo emocional y económico incondicional, gracias a ellos y a su educación he culminado satisfactoriamente una etapa primordial de mi vida. A mis hermanos por sus consejos y buenos deseos, y a todos mis familiares y amigos que me apoyaron durante este proceso.

Gracias a la profesora Sandra Patricia Cuervo por su valiosa orientación e interés por desarrollar este proyecto de forma impecable; sus enseñanzas han contribuido mucho en mi desarrollo profesional y personal.

Al señor Ludwing Casas, quien fue una ayuda imprescindible en la elaboración del prototipo de la turbina eólica, y a todos los demás docentes de la Universidad que me brindaron su orientación y apoyo.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	18
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	20
1.1. OBJETIVOS	20
1.1.1. <i>Objetivo General.....</i>	20
1.1.2. <i>Objetivos Específicos</i>	20
1.2. ALCANCES	21
1.3. LÍMITES	22
2. ANTECEDENTES.....	23
2.1. INVESTIGACIONES A NIVEL MUNDIAL.....	23
2.1.1. <i>Portugal.....</i>	23
2.1.2. <i>Nigeria.....</i>	24
2.1.3. <i>Grecia</i>	25
2.1.4. <i>China</i>	26
2.1.5. <i>Reino Unido</i>	26
2.1.6. <i>Korea</i>	29
2.1.7. <i>Mozambique.....</i>	30
2.1.8. <i>España, Cuba Y Pakistán</i>	30
2.2. INVESTIGACIONES A NIVEL LOCAL.....	31
3. MARCO TEÓRICO	34
3.1. RECURSO EÓLICO	34
3.1.1. <i>Naturaleza y variación del viento.....</i>	34
3.1.2. <i>Pronósticos meteorológicos.....</i>	38
3.2. POTENCIA DISPONIBLE DEL AIRE	40
3.3. TURBINAS EÓLICAS MÁS COMUNES	41
3.4. ROTOR EÓLICO IDEAL	41
3.5. ROTOR EÓLICO NO IDEAL.....	45
3.6. TEORÍA DEL ROTOR.....	46
3.6.1. <i>Teoría aerodinámica.....</i>	46
3.6.2. <i>Diseño del ala – Método de momento del elemento de ala (bem).....</i>	53
4. METODOLOGÍA	58
4.1. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO.....	58
4.2. DISEÑO DE BOMBA EÓLICA	59

4.2.1.	<i>Recolección de datos pertinentes al sector</i>	59
4.2.2.	<i>Diseño del rotor</i>	60
4.2.3.	<i>Diseño de sistemas de orientación y protección</i>	76
4.2.4.	<i>Frenado del rotor</i>	79
4.2.5.	<i>Bomba</i>	81
4.3.	CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO	83
4.3.1.	<i>Rotor</i>	84
4.3.2.	<i>Torre</i>	84
4.3.3.	<i>Veletas</i>	85
4.3.4.	<i>Góndola</i>	86
4.3.5.	<i>Sistema de transmisión</i>	87
4.3.6.	<i>Bomba de pistón</i>	91
5.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	93
5.1.	DISEÑO DE BOMBA EÓLICA	93
5.1.1.	<i>Diseño de rotor</i>	93
5.1.2.	<i>Sistemas de Orientación y Protección</i>	101
5.1.3.	<i>Frenado del rotor</i>	104
5.1.4.	<i>Bomba</i>	109
5.2.	PROTOTIPO DE LA BOMBA EÓLICA	112
5.2.1.	<i>Pruebas sobre el rotor</i>	113
5.2.2.	<i>Pruebas con la bomba instalada</i>	117
5.2.3.	<i>Pruebas de los sistemas de orientación y protección</i>	120
5.2.4.	<i>Costo del prototipo</i>	121
5.3.	EVALUACIÓN DE COSTOS DEL PROYECTO	123
6.	CONCLUSIONES	129
7.	RECOMENDACIONES	131
8.	BIBLIOGRAFÍA	132
9.	APÉNDICE	136

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO	TÉRMINO	UNIDADES SI
A	Área	m^2
A_{cil}	Área transversal del cilindro de la bomba	m^2
A_{pala}	Área de pala	m^2
$A_{v,o}$	Área de la veleta de orientación	m^2
a	Factor de inducción axial	-
a'	Coeficiente de inducción tangencial	-
b	Coeficiente de inducción	-
b	Distancia entre centro del rotor y ensamble del muelle sobre el brazo de la veleta de orientación	m
c	Parámetro de escala	-
c_d	Coeficiente de arrastre	-
c_f	Constante del muelle	N/m
c_f^*	Constante para diseñar el muelle	-
c_l	Coeficiente de sustentación	-
c_{mo}	Coeficiente de torque de arranque	-
c_p	Coeficiente de potencia	-
c'_p	Coeficiente de potencia de elemento de pala	-
c_{pw}	Coeficiente de potencia del rotor	-
c_s	Coeficiente de fuerza axial	-
c_T	Coeficiente de empuje	-
$c_{w,N}$	Coeficiente total de pérdidas de la pala	-
$c_{w,ind}$	Coeficiente de resistencia inducido	-
c_w	Coeficiente de resistencia de la pala	-
$c(\varphi)$	Factor para diseñar el muelle	-

D	Fuerza de arrastre	N
D	Diámetro del rotor	m
D_{cil}	Diámetro del cilindro de la bomba	m
d	Espesor de pala	m
d_{ele}	Espesor de elemento de pala	m
e	Distancia entre centro del rotor y extremo del muelle alargado	m
$F_{a,pala}$	Fuerza axial sobre la pala	N
$F_{a,rotor}$	Fuerza axial sobre el rotor	N
F_q	Área de la veleta de protección	m^2
g	Aceleración de la gravedad	m/s^2
H_n	Cabeza neta de presión	m
i	Relación de transmisión	-
$K_{f,o}$	Fuerza de pretensado del muelle	N
$K_{f,o}^*$	Constante para diseñar el muelle	-
K_f	Fuerza del muelle	N
K_q	Fuerza aerodinámica sobre veleta de protección	N
k	parámetro de forma	-
L	Fuerza de sustentación	N
L_R	Distancia entre el eje del rotor y el centro del cojinete de la torre	m
l_m	Longitud del muelle	m
l_q	Distancia entre centro del rotor y centro de masa de veleta de protección	m
M_f	Torque ejercido por el muelle	$N \cdot m$
$M_{máx}$	Torque máximo requerido de la bomba	$N \cdot m$
M_q	Torque sobre veleta de protección	$N \cdot m$
M_{rotor}	Torque del rotor	$N \cdot m$

m_b	Masa de la biela	kg
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
N	rpm de piñón conductor	rpm
n	rpm de piñón conducido	Rpm
\bar{P}	Estimativo de potencia del rotor	W
P_k	Potencia cinética	W
P_o	Potencia del viento	W
Pot_h	Potencia hidráulica	W
P_w	Potencia del rotor	W
Q	Caudal	m^3/s
R	Radio del rotor	m
Re	Número de Reynolds	-
r_e	Distancia entre centro de piñón conducido y biela	m
S	Carrera del pistón	m
T	Fuerza de empuje	N
t	Anchura de pala	m
U	Velocidad del viento promedio	m/s
\bar{U}	Velocidad del viento promedio anual	m/s
v	Velocidad del viento	m/s
v_d	Velocidad del viento de diseño	m/s
$v_{m\acute{a}x}$	Velocidad del viento máxima	m/s
v_p	Velocidad del pistón	m/s
v_{st}	Velocidad del viento de arranque	m/s
v_{torm}	Velocidad del viento a la cual se saca de funcionamiento el rotor	m/s
x_o	Elongación inicial del muelle	m
$x(k, \varphi)$	Deformación del muelle	m
y	Largo de pala	m

$y(k, \varphi)$	Distancia perpendicular entre el centro del rotor y la línea del muelle alargado.	m
Z	Número de palas	-
Γ	Función Gamma	-
Λ	Alargamiento de pala	-
α	Ángulo de ataque	$^{\circ}$
β	Ángulo de incidencia	$^{\circ}$
$\alpha_{\text{ópt}}$	Ángulo de ataque óptimo	$^{\circ}$
α_{ind}	Ángulo de ataque inducido	$^{\circ}$
η_f	Rendimiento del elemento de pala	-
η_g	Rendimiento del sistema de transmisión	-
η_p	Rendimiento de la bomba	-
η_w	Rendimiento del rotor	-
η_z	Factor de pérdidas de Prandtl	-
λ_d	Velocidad específica de diseño	-
ΔP_w	Potencia de un segmento del rotor delimitado por un radio r	W
γ	Densidad específica del agua	N/m^3
ε	Fineza del perfil	-
η	Rendimiento de turbina eólica	-
θ	Ángulo de calado	$^{\circ}$
λ	Velocidad específica	-
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
ρ	Densidad	kg/m^3
ω	Velocidad angular del piñón conducido	rad/s

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de mecanismo de transmisión epicíclico ovalado recíprocante.	28
Figura 2. Sistema híbrido propuesto para almacenamiento de energía. renovable oceánica.	29
Figura 3. Bomba acoplada al conjunto rotor y sistema de transmisión.	33
Figura 4. Gráfica común de una distribución de Weibull.	37
Figura 5. Factor $\Gamma(1+1/k)$ en función de k.	37
Figura 6. Flujo de aire pasante por un rotor de área A.	40
Figura 7. Comportamiento de la velocidad del viento en un rotor bajo condiciones ideales.	41
Figura 8. Diseños de rotores eólicos modernos e históricos.	42
Figura 9. Fuerzas de sustentación y arrastre sobre un perfil aerodinámico.	47
Figura 10. Dimensiones del ala.	48
Figura 11. Gráfica polar del perfil NACA 4412.	50
Figura 12. Gráfica de fineza vs ángulo de ataque perfil NACA 4412.	51
Figura 13. Trazo de la división del ala en elementos de longitud dr.	54
Figura 14. Gráfica de coeficientes a y b para diferentes velocidades específicas.	56
Figura 15. Gráficas de coeficientes óptimos a y b para diferentes velocidades específicas.	57
Figura 16. Diagrama de dispersión de la velocidad del viento MERRA-2 reordenada frente a los valores diarios tomados de las observaciones de la estación informadas en los archivos NCEI GSOD.	61
Figura 17. Diagrama de flujo de diseño de rotor.	63
Figura 18. Mecanismo de activación de la bomba.	64
Figura 19. Comparación de coeficiente de potencia entre a) perfil NACA 4412 de anchura 0,15·R y ángulo fijo de calado 7°, y perfiles de chapa curvada de anchura 0,2·R de b) 5% curvatura, c) 10% de curvatura, y d) 15% de curvatura.	68
Figura 20. Perfil de chapa curvada elaborado en XFLR5.	69

Figura 21. Dimensiones de las palas.	70
Figura 22. Gráfica de fineza del perfil vs ángulo de calado, $Re=185.000$. Elaborada en XFLR5.	70
Figura 23. Gráfica para la determinación ángulo de incidencia de una pala rectangular no torsionada.	72
Figura 24. Simulación de cargas sobre una pala del rotor elaborada en Ansys Fluent.	75
Figura 25. Resultados de simulación de un modelo de veleta elaborado en Ansys Fluent.	77
Figura 26. Presiones del aire sobre región de un diseño de veleta obtenidas en Ansys Fluent.	77
Figura 27. Deformación total de modelo de veleta obtenida en Ansys.	78
Figura 28. Mecanismo de frenado del rotor elaborado en SolidWorks.	80
Figura 29. Sistema de protección del rotor a vientos fuertes.	82
Figura 30. Sistema de transmisión elaborado en SolidWorks.	83
Figura 31. Estructura del rotor.	84
Figura 32. Palas con soporte	84
Figura 33. Torre de la turbina.	85
Figura 34. Ensamble de veletas.	86
Figura 35. Góndola de la turbina.	87
Figura 36. Cojinete de soporte de la góndola.	88
Figura 37. Engranajes elaborados con impresión 3D.	88
Figura 38. Rueda, guía, cruceta y biela de la transmisión del prototipo.	89
Figura 39. Juego de engranajes, biela y guía de la transmisión del prototipo.	90
Figura 40. Construcción de bomba de pistón del prototipo.	91
Figura 41. Mecanismo de antiretorno y retención de la bomba del prototipo.	92
Figura 42. Gráfica de coeficiente de torque de arranque en función de la velocidad específica de diseño.	96
Figura 43. Diseño del rotor elaborado en SolidWorks.	97
Figura 44. Superficie barrida por la zona de las palas cercana al buje del rotor.	99

Figura 45. Estructura del rotor elaborada en SolidWorks.....	101
Figura 46. Veleta de orientación elaborada en SolidWorks.....	102
Figura 47. Veleta de protección elaborada en SolidWorks.....	104
Figura 48. Esquema de sistema de protección de la turbina.....	105
Figura 49. Gráfica de Factor $c(\varphi)$	106
Figura 50. Diseño de turbina eólica elaborado en SolidWorks.....	110
Figura 51. Esquema de sistema de captación.....	111
Figura 52. Filtrado de partículas gruesas en la succión.....	111
Figura 53. Prototipo de la turbina.....	112
Figura 54. Instalación de veleta de orientación.....	113
Figura 55. Resultado final del prototipo de la turbina.....	114
Figura 56. Pruebas realizadas a la turbina con un ventilador industrial.....	115
Figura 57. Curva característica del rotor del prototipo.....	119
Figura 58. Gráfica de velocidad promedio mensual del viento en el corregimiento de Siapana, obtenida de la herramienta POWER.....	137

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Potencial eólico en diferentes regiones de Colombia.	32
Tabla 2. Características generales del rotor eólico diseñado.	97
Tabla 3. Selección de constantes de diseño del muelle según velocidades del viento.	108
Tabla 4. Resultados de pruebas de rotor sin carga.	116
Tabla 5. Propiedades de la bomba de pistón.	117
Tabla 6. Eficiencia de la turbina eólica.	118
Tabla 7. Costo de materiales para el prototipo.	121
Tabla 8. Costo de procesos mecánicos para el prototipo.	122
Tabla 9. Estimación de costos por adquisición de sistema eólico.	124
Tabla 10. Estimación de costos por adquisición de sistema fósil.	124
Tabla 11. Análisis CAUE.	125
Tabla 12. Comparación de costos entre tecnologías de bombas eólicas.	127
Tabla 13. Escala de Beaufort.	136
Tabla 14. Información meteorológica del viento del corregimiento de Siapana, obtenida de la herramienta POWER.	137

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: Diseño de un Sistema de Captación de Agua de Mar Mediante Energía Eólica

AUTOR(ES): Andrés Fabián Solano Pérez

PROGRAMA: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR(A): Sandra Patricia Cuervo Andrade

RESUMEN

En este proyecto se ha elaborado el diseño de un sistema de captación de agua de mar mediante el aprovechamiento del potencial eólico presente en zonas costeras de Colombia; para tal fin se realizó el estudio de las condiciones del entorno y los requerimientos de diseño, pudiendo elaborar un sistema con una turbina eólica de tipo multipala, la cual está conectada mecánicamente a una bomba de pistón. El sistema se probó por medio de la fabricación de un prototipo a escala, logrando determinar un estimado de la eficiencia de la turbina diseñada a escala real. Para la elaboración del diseño de la turbina eólica se efectuó un estudio de la teoría aerodinámica y de diseño de palas de rotores eólicos, así como también se analizaron diseños elaborados en otras investigaciones en el resto del mundo y diseños de turbinas fabricadas a nivel industrial. Con base en la información recolectada y en los requerimientos de diseño preestablecidos, se determinaron las características del sistema y su respectivo dimensionamiento. Con los resultados de las pruebas efectuadas, se analizaron las condiciones más recomendables para el uso del equipo y se hizo una comparación del mismo confrontado primero a un sistema alimentado por energía no renovable y después confrontado a un sistema idéntico adquirido de fabricantes industriales, resaltando las principales ventajas y desventajas. Dicho estudio demostró que el diseño elaborado es eficiente y viable económicamente.

PALABRAS CLAVE:

Bomba eólica, captación de agua de mar

Vº Bº DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

GENERAL SUMMARY OF WORK OF GRADE

TITLE: Design of a Seawater Collection System through Wind Energy

AUTHOR(S): Andrés Fabián Solano Pérez

FACULTY: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: Sandra Patricia Cuervo Andrade

ABSTRACT

In this project, the design of a seawater collection system has been developed through the use of the wind potential present in coastal areas of Colombia; for this purpose, the study of the environmental conditions and the design requirements was carried out, being able to elaborate a system with a multi-blade wind turbine, which is mechanically connected to a piston pump. The system was tested through the manufacture of a prototype to scale, achieving to determine an estimate of the efficiency of the turbine designed on a real scale. For the elaboration of the design of the wind turbine, a study of the aerodynamic theory and the design of wind rotor blades was carried out, as well as the designs elaborated in other investigations in the rest of the world and the designs of manufactured turbines at an industrial level. Based on the information collected and the design requirements, the characteristics of the system and its respective sizing are determined. With the results of the tests carried out, the most recommendable conditions for the use of the equipment were analyzed and a comparison was made of it first confronted with a system fed by non-renewable energy and then confronted with an identical system acquired from industrial manufacturers, highlighting the Main advantages and disadvantages. This study showed that the elaborated design is efficient and economically viable.

KEYWORDS:

Wind pump, seawater collection

Vº Bº DIRECTOR OF GRADUATE WORK

INTRODUCCIÓN

La energía eólica representa en la actualidad una fuente de energía renovable viable y sumamente competitiva en comparación con otras fuentes de energía tradicionales, esta fuente se encuentra en un constante desarrollo y su expansión a nivel mundial refleja nuevas y mejores tecnologías que incentivan a la creación de cada vez más proyectos¹. Desde aproximadamente el segundo milenio a. C. hasta la fecha, los avances tecnológicos e ingenieriles dentro del diseño y la construcción de los diferentes componentes de las turbinas han permitido que al 2017 se contara con una capacidad instalada de energía eólica de aproximadamente 540 GW². Por lo anterior, se ha deseado diseñar un sistema que aproveche el potencial de este recurso presente en el departamento de la Guajira, el cual suministre agua de mar para 1218 personas las cuales se encuentran en una zona no interconectada del País, donde hay una gran escasez de agua.

Aunque en Colombia se cuente con grandes riquezas naturales, especialmente hídricas, la tendencia a través de los años muestra mal manejo y destrucción de recursos como ríos, mares, bosques, etc., por lo que cada vez se cuenta con menos agua por espacio o terreno. Hoy en día pareciera inaceptable que en un País donde se goza de una enorme riqueza hídrica, incluso por encima de muchas potencias mundiales, aún se encuentren millones de habitantes sin acueducto y sin alcantarillado, según estudios del Departamento Nacional de Planeación. Este déficit el cual se da en muchos sectores del país, como lo es el departamento de La Guajira, es producto, entre otras causas, de la desatención por parte del Gobierno, ocasionando una desconexión de muchos territorios del País, y ha incentivado al desarrollo del presente proyecto, con el cual se pretende beneficiar comunidades en territorios no interconectados mediante la transición al uso de energías

¹ DIXON, S.L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 5 ed. - Preface to Third Edition. 1998. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt0050YSP2/fluid-mechanics-thermodynamics/preface-third-edition>.

² GWEC. Global Wind Report. 2017. Extraído de <https://gwec.net/policy-research/reports/>.

renovables en lugar de energías convencionales. Así pues, se desea dejar de lado la dependencia de los combustibles fósiles para la producción energética, implicando menores costos, menor impacto sobre recursos naturales y menores emisiones hacia el medio ambiente.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Se desea diseñar un sistema hidráulico el cual capte agua de mar hacia un tanque destinado a un proceso de destilación, a una distancia aproximada de 500 metros. El problema, y por ende la necesidad, que ha conducido al planteamiento de este proyecto, radica en la ausencia de un sistema o red hidráulica la cual transporte de manera eficiente y segura el agua del mar hacia un tanque de destilación, adicionando que el sector no se encuentra interconectado.

En la Alta Guajira se presentan biomas desérticos los cuales no solo ocasionan grandes sequías, sino que además hacen que este sector del país sea de difícil acceso; esto de la mano de que su ubicación se encuentra bastante distanciada del centro del país y de las grandes ciudades. Por estas razones, el departamento de la Guajira en su totalidad cuenta con deficiencias energéticas. Sin embargo, allí se mantiene una gran riqueza en recursos renovables como lo son la radiación solar, las mareas, el viento, entre otros. Recursos los cuales pueden ser aprovechados para conversión a otros tipos de energía mediante métodos no convencionales. Por lo anterior, se quiere desarrollar un sistema hidráulico el cual transporte el agua del mar y aproveche el potencial eólico del sector.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo General

Desarrollar un sistema de captación y transporte de agua de mar que funcione mediante energía eólica, para conformar un sistema de riego en el corregimiento de Siapana, la Guajira, analizando las condiciones del sector y los requerimientos de diseño.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Calcular y detallar los requerimientos de diseño necesarios para la captación y transporte de agua de mar analizando las condiciones del sector y del sistema

de riego. Resultado: Obtener los requerimientos de diseño necesarios para el dimensionamiento del sistema. Indicador: los requerimientos deben ser razonables conforme a las condiciones del sector.

- Diseñar una aerobomba que pueda suministrar el caudal de agua necesario basado en los requerimientos previamente detallados, empleando las teorías de diseño para bombas hidráulicas y para rotores eólicos. Resultado: Diseño de aerobomba. Indicador: El modelo se someterá a análisis de simulación mediante softwares correspondientes y deberá ratificar que cumple con los requerimientos del sistema.
- Construir un prototipo a escala basado en el diseño elaborado y así poder dar certeza del potencial que conllevaría elaborarlo en la respectiva zona de la cual se fundamenta este proyecto. Resultado: Prototipo funcional a escala. Indicador: El prototipo deberá responder adecuadamente a pruebas realizadas con un ventilador industrial.

1.2. ALCANCES

En este proyecto se desea completar el diseño mencionado el cual cumpla satisfactoriamente con los requerimientos y mantenga una adecuada relación costo beneficio. Se tendrá elaborado un prototipo a escala del diseño de la aerobomba, el cual pueda evidenciar de mejor manera las características, especificaciones y rendimiento del diseño a escala real. La evaluación del proyecto, los planos de la aerobomba, y el prototipo que se han de obtener, serán de ayuda para conseguir una posible materialización del mismo en el futuro.

1.3. LÍMITES

La investigación se limitó a diseñar un sistema de captación de agua de mar aprovechando el potencial eólico de algunas regiones costeras del País, y se ha construido un prototipo a escala con el objetivo de obtener un acercamiento de la eficiencia de la turbina a escala real por medio de pruebas con corrientes de aire uniformes. Las pruebas se llevaron a cabo con un ventilador industrial, mientras que las simulaciones se adaptaron al modelo k-epsilon, ideal para replicar fluidos turbulentos.

La adquisición de materiales, la fabricación y la instalación del sistema se analizaron dentro de un presupuesto económico bajo, pero logrando una simplicidad en su desarrollo y un buen rendimiento, logrando que el proyecto sea económicamente viable.

2. ANTECEDENTES

Se ha efectuado una exhaustiva investigación sobre el uso de turbinas eólicas para el bombeo de agua, tanto a nivel nacional como internacional. En este capítulo, se ha hecho énfasis en describir los estudios y experiencias referentes al tema en nuestro País y a nivel mundial, debido a la importancia que conlleva el aprovechamiento de la energía eólica, especialmente en sectores no interconectados.

2.1. INVESTIGACIONES A NIVEL MUNDIAL

La potencia del viento ha sido aprovechada desde incluso épocas antes de Cristo hasta la actualidad, y por medio de este recurso se han desarrollado sistemas con fines de satisfacer principalmente dos necesidades: generación eléctrica y bombeo de agua³. A nivel mundial son muchos los avances e investigaciones que han surgido sobre el denominado bombeo eólico, sin embargo, a continuación solo se mencionarán unos de ellos, teniendo en cuenta las diferentes condiciones socioeconómicas sobre las cuales se han desarrollado.

2.1.1. Portugal

P. Cruz, H.M.I. Pousinho, R. Melicio y V.M.F. Mendes desarrollaron una investigación acerca de la programación y operación de un sistema de bombeo de agua mediante un parque eólico, la cual presentaron en el artículo “Optimal Coordination on Wind-pumped-hydro Operation” en el año 2014; el enfoque se caracteriza no solo por el modelado de las restricciones técnicas de operación del

³ LETCHER, Trevor M. Wind Energy Engineering - A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines. Elsevier. 2018. Cap. 7. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt011FU003/wind-energy-engineering/history-ha-introduction>.

sistema coordinado, sino también por disminuir las variaciones en la salida de potencia activa proveniente de la variabilidad intermitente del recurso eólico.

El enfoque de esta investigación es la planificación diaria de la operación de un sistema de energía hidroeléctrica con bombeo eólico en un mercado energético y permitir que el sistema sea económicamente viable. La idea abordada se probó en estudios de caso, que han demostrado que esta coordinación puede ser más rentable para una empresa de generación que opera en un mercado diariamente⁴.

2.1.2. Nigeria

En el año 2018, T.R. Ayodele, A.S.O. Ogunjuyigbe y T.O. Amusan publicaron los resultados de una investigación la cual presenta el beneficio técnico, económico y ambiental de cumplir con los requisitos de agua de algunas comunidades seleccionadas en 3 regiones del estado de Oyo, utilizando un sistema de conversión de energía eólica fuera de la red. El recurso eólico se determinó teniendo en cuenta el comportamiento del viento durante 16 años (2000-2015). Las necesidades de agua de los lugares se estimaron utilizando los datos de consumo de agua obtenidos de la Comisión de Población de Nigeria (NPC). El análisis de la energía eólica de los sitios se realizó por medio de la distribución de probabilidad Weibull. El sistema completo se diseñó de tal manera que el requerimiento de energía de las bombas coincida con la energía eólica de los sitios.

Los resultados han mostrado que las densidades de energía eólica de las 3 áreas divisionales varían desde 165,75 a 207,2 W/m², siendo suficiente para suplir los requerimientos de agua por día, los cuales están entre 1987 y 2333 m³. El costo anual del ciclo de vida del sistema varía de US\$ 7,985 a US\$ 11,594 y el costo unitario cúbico del agua bombeada varía de US\$ 0.014 a US\$ 0.025 m³/día. Una mini turbina con una potencia nominal de 50 kW, velocidad de viento nominal de 9

⁴ CRUZ, P., POUSINHO, H., MELICIO, R. et al. Optimal Coordination on Wind-Pumped-Hydro Operation. Elsevier, 2014. Revista Procedia Technology vol. 17.

m/s sería económicamente adecuada para aplicaciones de bombeo de agua en todos los lugares seleccionados dentro de las 3 áreas divisionales⁵.

2.1.3. Grecia

El comportamiento dinámico en islas de plantas de energía virtual combinadas de almacenamiento eólico y bombeado, denominadas estaciones de energía híbridas (HPS), ha sido el objeto de investigación de S.V. Papaefthymiou, V.G. Lakiotis e I.D. Margaris, siendo que estas plantas constituyen una opción realista y factible para lograr fuertes implementaciones de diferentes energías renovables en los sistemas de energía y particularmente en redes de islas autónomas. En este documento se investigan los efectos de los distintos modos de operación del HPS en el comportamiento transitorio y la estabilidad del sistema, se identifican las restricciones con respecto al funcionamiento del HPS y se identifican las posibles soluciones.

En el estudio se utiliza un sistema representativo de islas de tamaño mediano, donde el sistema de generación consiste en unidades térmicas convencionales y estaciones de energías renovables. De la investigación pudo concluirse que debido a que las turbinas hidráulicas presentan una respuesta dinámica relativamente más lenta en comparación con los motores diésel, en principio debería contemplarse con precaución una sustitución a gran escala de estas últimas. Por otro lado, debe enfatizarse que las unidades diésel existentes en islas no interconectadas se desvían significativamente del ideal, mientras que en los grandes sistemas de islas pueden operar otras unidades convencionales (por ejemplo, turbinas de vapor), cuya respuesta es más lenta en comparación con las turbinas hidráulicas. El funcionamiento coordinado del HPS WF con turbinas hidráulicas o con la estación de bombeo (denominadas modos de operación Hydro-Wind y Wind-Pumping) es

⁵ AYODELE, T., OGUNJUYIGBE, A., AMUSAN, T.O. Techno-economic analysis of utilizing wind energy for water pumping in some selected communities of Oyo State, Nigeria. Elsevier 2018. Revista Renewable and Sustainable Energy Reviews vol. 91.

aceptable desde un punto de vista técnico, bajo condiciones previamente especificadas, relacionadas con las características técnicas⁶.

2.1.4. China

Dinglin Li, Y. Chen, K. Zhang y M. Zeng desarrollaron una investigación cuyos resultados publicaron en el año 2011 en el artículo “Economic Evaluation of Wind-Powered Pumped Storage System” la cual consistió en considerar un sistema de almacenamiento por bombeo eólico ubicado en un parque eólico de 8 MW y mostrar que se realiza un aumento significativo de la potencia producida, y que se puede ofrecer una potencia de salida despachable al sistema, mientras que se puede lograr también un beneficio económico adicional.

Se ha demostrado que cuando hay mucho viento con poca carga, la energía eólica se abandonaría debido a las restricciones de la producción de energía eólica. Los resultados de la simulación muestran que la energía eólica derramada se puede almacenar bombeando agua al depósito superior. Esta energía se reutiliza posteriormente. Además, si se aplica un sistema de precios pico-valle, con un precio de energía más alto durante el período de carga pico, habrá mucho más beneficios económicos para los operadores del sistema de almacenamiento por bombeo eólico⁷.

2.1.5. Reino Unido

P. Fraenkel, F. Crick y R. Barlow publicaron en el año 1996 los resultados de su investigación “Development of a new Small Windpump for Manufacture in Developing Countries”, la cual consistió en introducir un diseño innovador de una bomba eólica destinada a trabajar en países manufactureros en desarrollo. En el

⁶ PAPAETHYMIU, S., LAKIOTIS, V., MARGARIS, I. et al. Dynamic analysis of island systems with wind-pumped-storage hybrid power stations. Elsevier, 2015. Revista Renewable Energy vol. 74.

⁷ DINGLIN, L., YINGJIE, C., KUN, Z. et al. Economic evaluation of wind-powered pumped storage system. 2012. Revista Systems Engineering Procedia vol. 4.

diseño puede resaltarse principalmente el uso de un sistema de transmisión epicíclico ovalado recíprocante, tal como se muestra en la figura 1.

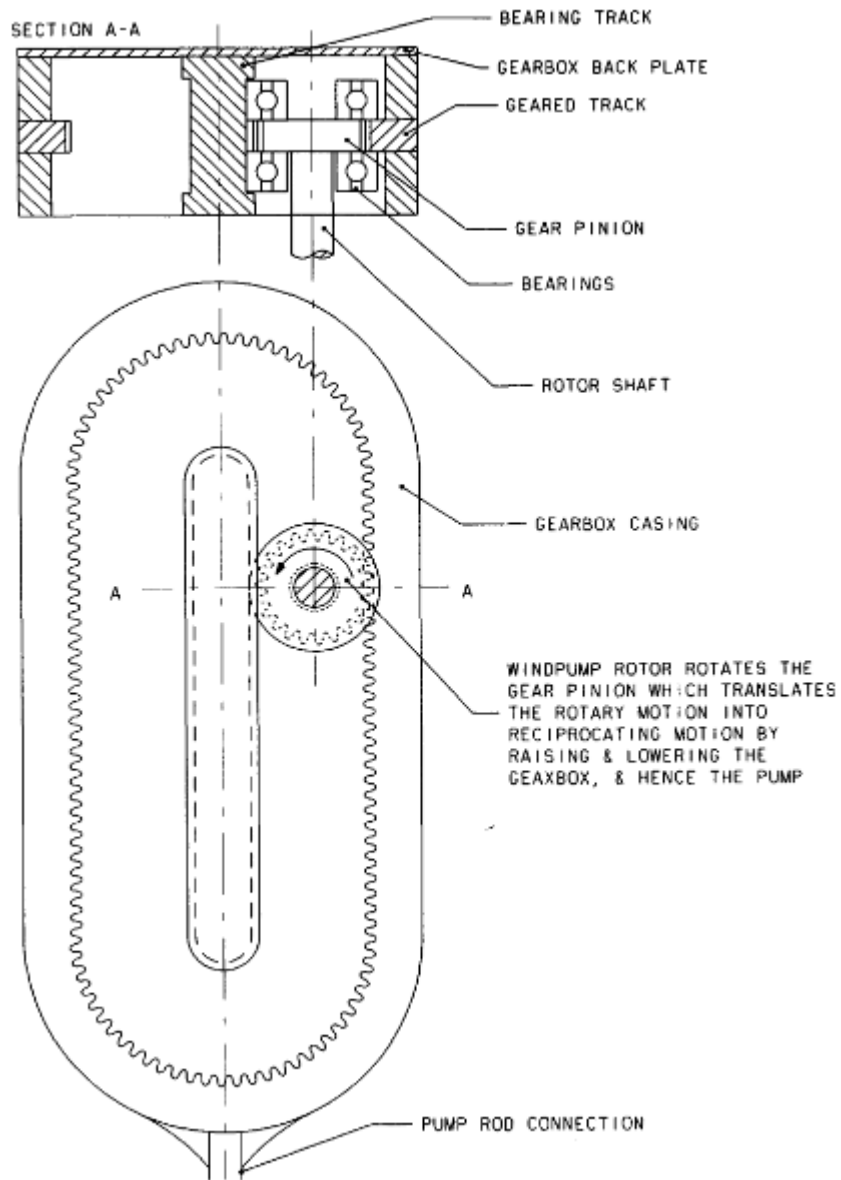
La bomba eólica desarrollada se sometió a pruebas de rendimiento, en donde se obtuvo como resultado un máximo de 50 W de potencia hidráulica, logrado a una velocidad del viento de entre 5 y 6 m/s. La velocidad del viento mínima requerida para arrancar la turbina fue de aproximadamente 2,5 m/s, mientras que la velocidad mínima para mantenerla en funcionamiento fue de aproximadamente 2 m/s. Los resultados demostraron que el diseño innovador de la transmisión hace que la bomba eólica sea confiable y eficiente, incluso a largo plazo⁸.

En el año 1999 fue publicado el artículo “Wind Power for Pumping: The Development of the ITP Windpump”, una revisión acerca de los requerimientos técnicos y económicos generales para el uso de sistemas de bombeo eólico y dar como ejemplo la implementación de la bomba eólica ITP. De esta investigación se pudo concluir que la aplicación principal del bombeo eólico es para suplir de agua potable desde pozos hacia diferentes comunidades, aunque su uso también es ampliamente visto en sistemas de riego. Asimismo, se ha detallado que el molino mecánico multipala tradicional es una máquina confiable, económica y relativamente fácil de instalar⁹.

⁸ FRAENKEL, P., CRICK, F., COWLEY, P. Development of a new small windpump for manufacture in developing countries. Elsevier, 1996. Revista Solar Energy vol. 58.

⁹ FRAENKEL, P., CRICK, F., COWLEY, P. Wind power for pumping: the development of the ITP windpump. 1999. Revista Renewable Energy vol. 16.

Figura 1. Esquema de mecanismo de transmisión epicíclico ovalado recíprocante.

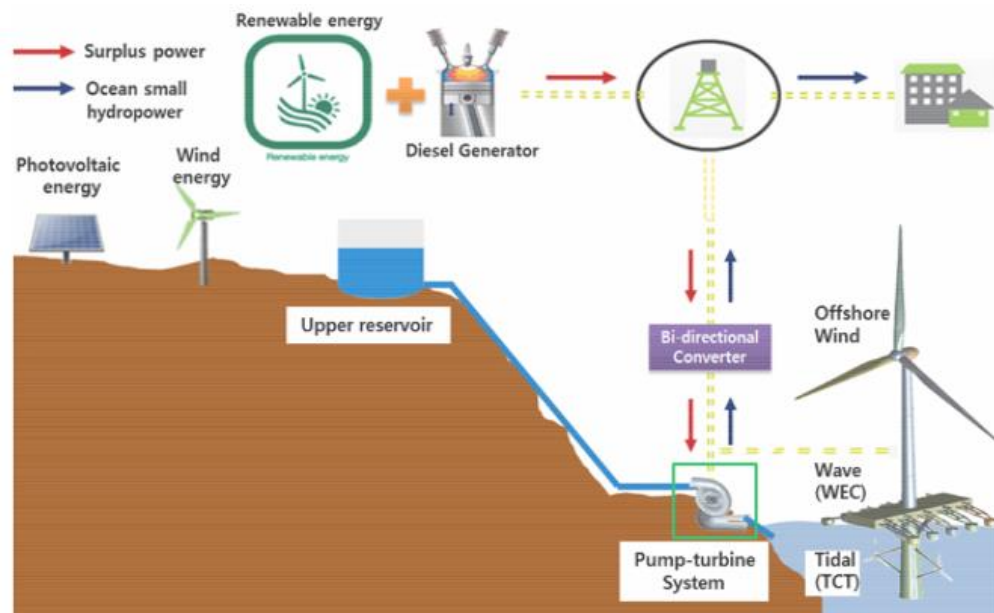


Fuente: FRAENKEL, P., CRICK, F., COWLEY, P. Esquema de sistema de transmisión nuevo [imagen]. Development of a new small windpump for manufacture in developing countries. Elsevier, 1996. Revista Solar Energy vol. 58.

2.1.6. Korea

Korea cuenta con un sinnúmero de islas en su costa oeste las cuales dependen altamente de generadores diésel para su producción de potencia, lo cual incrementa los costos y el impacto ambiental; es por esto que P.M. Singh, Z. Chen y Y. Choi desarrollaron una investigación la cual busca implementar un sistema de producción de potencia que trabaje netamente con energías renovables y contribuya a disminuir las emisiones al entorno. Dicho sistema se presentó en el artículo “Hydraulic Design and Performance Analysis on a Small Pump-turbine System for Ocean Renewable Energy Storage System” en el año 2017¹⁰, y se puede apreciar en la figura 2.

Figura 2. Sistema híbrido propuesto para almacenamiento de energía.



Fuente: SINGH, P., CHEN, Z., CHOI, Y. Proyecto de sistema híbrido bomba-turbina para el sistema de almacenamiento de energía renovable oceánica [imagen]. Hydraulic design and performance analysis on a small pump-turbine system for ocean renewable energy storage system. 2017. Revista Journal of Mechanical Science and Technology vol. 31.

¹⁰ SINGH, P., CHEN, Z., CHOI, Y. Hydraulic design and performance analysis on a small pump-turbine system for ocean renewable energy storage system. 2017. Revista Journal of Mechanical Science and Technology vol. 31.

2.1.7. Mozambique

En el año 2014 se publicó el artículo “Aerobomba para Captación de Aguas Subterráneas. Aplicación de Tecnología Social de Bajo Coste en Mozambique”, el cual presentó los resultados de la investigación de A.C. Martínez relacionada con el querer dar a conocer una tecnología utilizada en sistemas aislados capaz de resolver problemas de suministro de agua a pequeñas poblaciones por medio de aerobombas de bajo coste e impacto social positivo. Esta investigación toma como referente sectores aislados y con alto potencial de energía eólica en Mozambique. Como resultado, se ha determinado que la instalación de aerobombas abarca un gran espectro de posibilidades en varios tipos de proyectos, además de que deben considerarse un apoyo para lograr el abastecimiento de todas las necesidades hídricas de una población¹¹.

2.1.8. España, Cuba Y Pakistán

R. Díaz-Méndez, A. Rasheed, M. Peillón, A. Perdigones, R. Sánchez, A.M. Tarquis, y J.L. Gracia-Fernández llevaron a cabo en el 2014 una metodología simple para comparar la factibilidad económica del bombeo eólico, bombeo solar fotovoltaico, generadores diésel, y conexiones a la red eléctrica para energizar sistemas de riego en invernaderos comerciales en España, Cuba y Pakistán. El análisis tuvo en cuenta los recursos renovables, la distancia a la red, los volúmenes de tanque(s) de almacenamiento requerido(s) y las fechas de siembra. Las comparaciones se realizaron en términos del costo nivelado de la energía asociada con cada sistema. Para los tres países, si ya existía una conexión a la red, la instalación de bombas de viento sería económicamente imprudente. Por lo contrario, cuando no existe conexión a la red, la distancia a la red y el recurso eólico disponible son factores clave que se deben tener en cuenta. Finalmente, la elevación del agua tiene una

¹¹ MARTÍNEZ, A.C. Aerobomba para captación de aguas subterráneas. Aplicación de tecnología social de bajo coste en Mozambique. Madrid, 2014.

gran influencia en la viabilidad económica de la tecnología de la bomba de viento, mucho más que, por ejemplo, en la tecnología de bombeo solar fotovoltaica.

Los resultados revelan que, en general, los factores críticos a considerar cuando se toman decisiones de gestión de energía varían según los países. En España, la proximidad de la red eléctrica hace que esta sea la mejor alternativa como suministro. En Pakistán, donde los recursos eólicos son escasos y los precios de la energía bajos, la conexión a la red o el uso de un generador diesel parece ser la mejor opción. Finalmente, en Cuba, donde los recursos eólicos a menudo son buenos, la elevación del agua, la distancia a la red y el volumen de almacenamiento de agua requerido serían los factores críticos a considerar si se utilizara el bombeo de viento¹².

2.2. INVESTIGACIONES A NIVEL LOCAL

En Colombia se cuenta con un potencial eólico bastante bueno, especialmente en sus regiones costeras¹³, y su capacidad instalable al año 2007 se puede apreciar en la tabla 1. Por esta razón, se han llevado a cabo diferentes proyectos para el aprovechamiento de este recurso, y a continuación se mencionarán los que se han considerado más relevantes para el objetivo de este documento.

¹² DÍAZ MÉNDEZ, R.; RASHEED, A.; PEILLÓN, M. et al. Wind pumps for irrigating greenhouse crops: Comparison in different socio-economical frameworks. Elsevier, 2014. Revista Biosystems Engineering vol. 128.

¹³ PINILLA, Álvaro. El Poder del Viento. Bogotá, 2018.

Tabla 1. Potencial eólico en diferentes regiones de Colombia.

Área	Potencial eólico (MW de capacidad instalable)
Costa Norte	20.000
Santanderes	5.000
Boyacá	1.000
Risaralda - Tolima	1.000
Huila	2.000
Valle del Cauca	500

Fuente: HUERTAS, L.; PINILLA, A. 2007.

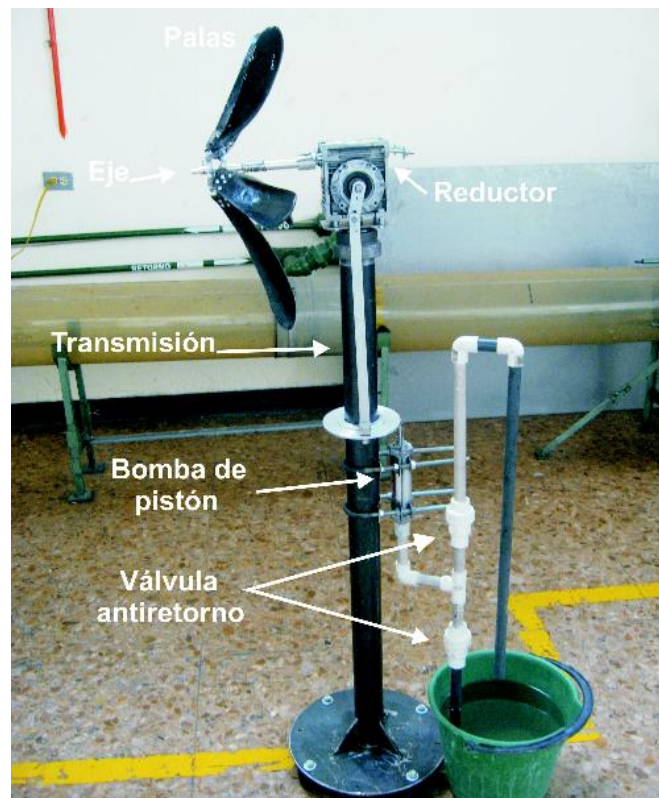
En el año 2010, D.A. Castañeda llevó a cabo una investigación denominada “Diseño y Construcción de un Sistema Eólico para Bombeo Basado en un Rotor Bioinspirado”, la cual presentó el diseño de un rotor eólico innovador basado en el diseño natural de la inflorescencia de una planta verbenácea. El desempeño del rotor fue evaluado dentro de un sistema de bombeo eólico mediante un túnel de viento, obteniéndose como resultado que el rotor alcanza rendimientos similares a los que tienen aerobombas de segunda generación¹⁴. El rotor mencionado puede verse en la figura 3.

En octubre de 2015, se inauguró un pozo que beneficiaría a unas 4.000 personas en el corregimiento de Uribia, La Guajira; un proyecto que se planteó como solución a la escasez de agua y mediante el uso de bombas eólicas. El pozo tiene unos 165 metros de profundidad y sobre él se instalaron también paneles solares para asegurar el bombeo de agua las 24 horas del día¹⁵.

¹⁴ CASTAÑEDA VERGARA, David A. Diseño Y Contrucción De Un Sistema Eólico Para Bombeo Basado En Un Rotor Bioinspirado. Bogotá 2010. Trabajo de Grado (Mágister en Ingeniería Mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

¹⁵ EL HERALDO. Santos inaugura pozo en la Alta Guajira. 2015. Extraído de: <https://www.elheraldo.co/la-quajira/santos-inaugura-pozos-en-la-alta-quajira-224246>.

Figura 3. Bomba acoplada al conjunto rotor y sistema de transmisión.



Fuente: CASTAÑEDA VERGARA, David A. Bomba acoplada al conjunto rotor y sistema de transmisión [imagen]. Diseño Y Contrucción De Un Sistema Eólico Para Bombeo Basado En Un Rotor Bioinspirado. Bogotá 2010. Trabajo de Grado (Mágister en Ingeniería Mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. RECURSO EÓLICO

3.1.1. Naturaleza y variación del viento

El viento puede entenderse como un flujo de aire ocasionado por diferencias de presión atmosférica, y es debido a su gran variabilidad, geográfica y temporal, que resulta complejo predecir su comportamiento.

En el Mundo existen una gran variedad de condiciones climáticas, las cuales están dictadas principalmente por la latitud de los territorios, lo que implica mayor o menor radiación solar en un tiempo determinado. Es por esto que existen zonas mucho más ventosas que otras, añadiéndose el hecho de que dentro de una misma zona el viento puede también variar su velocidad, aunque en una menor escala. Esto último se debe a las diferentes condiciones geográficas: la proporción de tierra y mar, el tamaño de las masas de tierra, la presencia de montañas o llanuras, la presencia de edificios de mayor o menor altura, entre otros aspectos. Incluso el tipo de vegetación puede influir afectando las temperaturas de la superficie y la humedad. Por ejemplo, normalmente se percibe más viento en la cima de las montañas que en terrenos de menor altitud o valles¹⁶.

Como si fuera poco, el viento no solo varía debido a condiciones geográficas, sino también a condiciones temporales, como ya se mencionó. Las velocidades que puedan registrarse del viento varían notablemente cada año, incluso cada década, lo que hace verdaderamente complejo predecir valores aproximados precisos.

Los vientos son pues impulsados casi en su totalidad por la radiación solar, ocasionando un calentamiento diferencial en la superficie. Dicho calentamiento es mayor en zonas cercanas al ecuador. El aire caliente se eleva y circula en la

¹⁶ LETCHER, Op. cit.

atmósfera y nuevamente retorna hacia regiones con temperaturas más bajas; este movimiento a gran escala del aire se debe principalmente al efecto Coriolis, ocasionado por la rotación de la Tierra¹⁷.

Las zonas a nivel del mar se caracterizan por presentar vientos considerablemente fuertes, aunque evidentemente se encuentren a una baja altitud. Estas regiones costeras son una excepción al párrafo anterior, pues los vientos principalmente se ocasionan por los diferenciales de temperatura entre la tierra y el mar. Cuando el mar se encuentra a mayor temperatura, el aire caliente encima de este se eleva, y el aire en zonas de tierra, a menor temperatura, fluye hacia el mar. Cuando la tierra se encuentra a mayor temperatura, el fenómeno es inverso.

El viento varía también a largo plazo, y ha resultado ser un factor bastante indescifrable, pues aunque se ha deducido que es producto de cambios de temperatura que se llevan a cabo durante tramos largos de tiempo, se atribuyen por una parte a factores naturales impredecibles como la erupción de un volcán o el fenómeno de El Niño, y por otra al calentamiento global causado por el hombre.

Aunque la variación del viento en función del tiempo es prácticamente imposible de determinar con exactitud, se han empleado hasta el día de hoy expresiones matemáticas basadas en probabilidad para estimar aproximaciones, normalmente anuales, que determinen los periodos de tiempo con mayor y menor variación. La expresión más empleada para dicho objetivo es la Distribución de Weibull, la cual es continua y se encuentra definida por tres parámetros: el de forma, el de escala y el de localización, aunque este último no suele ser tenido en cuenta en el desarrollo de la expresión. Así pues, siendo la variabilidad del viento el objeto a analizar mediante esta distribución se emplea la expresión:

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

¹⁷ BARCELONA WORLD RACE OCEAN CAMPUS. Estrategias para ganar. Meteorología en la vuelta al Mundo. (curso en línea). Disponible en: <https://learn.canvas.net/courses/404>.

De donde $F(U)$ representa la fracción de tiempo para la cual la velocidad del viento media horaria excede a U . Los términos c y k corresponden a los parámetros de escala y de forma, respectivamente, que describen la variabilidad sobre dicho valor medio. El valor de c se relaciona con el valor de velocidad del viento promedio anual \bar{U} mediante la expresión:

$$\bar{U} = c\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)$$

Siendo Γ la función gamma completa. La primera expresión puede derivarse con el objetivo de obtener la función de densidad de probabilidad, la cual sería:

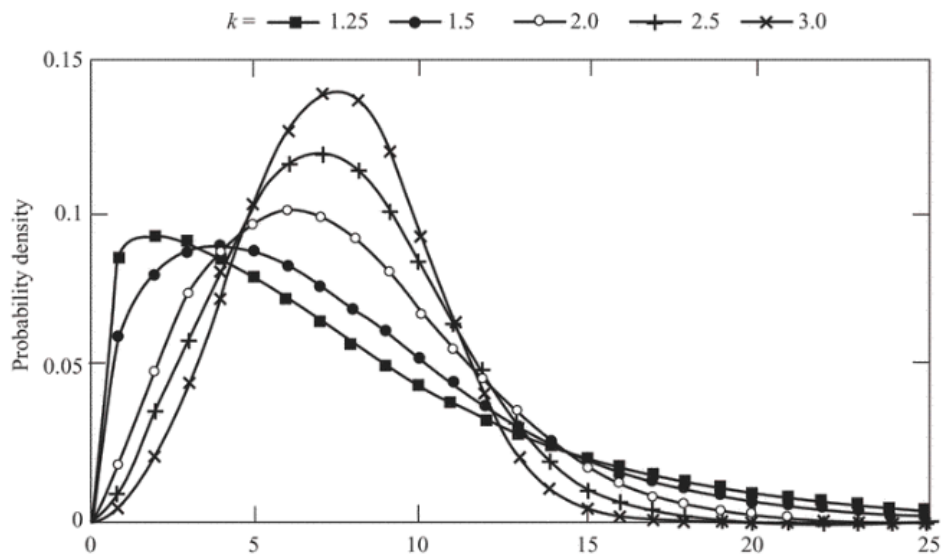
$$f(U) = -\frac{dF(U)}{dU} = k \frac{U^{k-1}}{c^k} e^{-(\frac{U}{c})^k}$$

Donde la velocidad promedio del viento viene dada por:

$$\bar{U} = \int_0^{\infty} Uf(U) dU$$

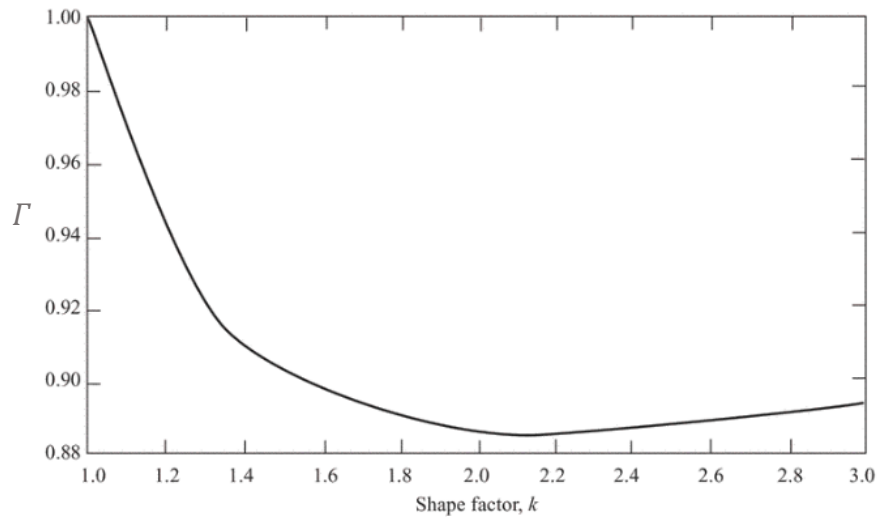
En muchas ocasiones, la distribución de Weibull se suele simplificar por medio de la distribución de Rayleigh, con lo cual se asume normalmente un valor de $k = 2$; haciendo que el término $\Gamma(1 + \frac{1}{k})$ tome un valor de $\frac{\sqrt{\pi}}{2}$. Para zonas en donde la variación del viento promedio por hora, en comparación con el viento promedio anual es pequeña, se suele asumir valores de $k = 2,5$ o $k = 3$. Por lo contrario, para zonas con mucha variación sobre el promedio anual, se asumen valores de $k = 1,5$ o $k = 1,2$. Algunos ejemplos pueden detallarse en la gráfica 1, así como se puede observar la dependencia del valor de $\Gamma(1 + \frac{1}{k})$ para diferentes valores de k en la gráfica 2.

Figura 4. Gráfica común de una distribución de Weibull.



Fuente: BOSSANYI, Ervin. Ejemplo de distribuciones de Weibull [imagen]. Wind Energy Handbook. 2 ed. John Wiley & Sons, 2011. Pg. 14.

Figura 5. Factor $\Gamma(1+1/k)$ en función de k .



Fuente: BOSSANYI, Ervin. El factor $\Gamma(1+1/k)$ [imagen]. Wind Energy Handbook. 2 ed. John Wiley & Sons, 2011. Pg. 14.

Es importante resaltar que la distribución de Weibull de la probabilidad de variación de viento promedio por hora con respecto al viento promedio anual tiene un alto grado de aleatoriedad, en parte argumentado por situaciones como los cambios de estaciones, impulsados por los cambios en cantidad de radiación sobre algunas latitudes según el grado de inclinación del eje rotacional de la Tierra. Esta es la explicación de por qué en el invierno tiende a ventear bastante más en comparación con el verano. Así como pueden desarrollarse fuertes vientos o vendavales durante los equinoccios de primavera y otoño. “Las regiones tropicales también experimentan fenómenos estacionales, como los monzones y las tormentas tropicales, que afectan el clima eólico. De hecho, los vientos extremos asociados con las tormentas tropicales pueden influir significativamente en el diseño de las turbinas de viento destinadas a sobrevivir en estos lugares”¹⁸.

3.1.2. Pronósticos meteorológicos

Junto a la diversidad de expresiones para intentar predecir las velocidades del viento, se encuentran también los pronósticos meteorológicos, los cuales son altamente utilizados en el estudio del recurso eólico y solar, especialmente cuando se trata de escalas de horas o días. “Los pronósticos meteorológicos muy sofisticados están disponibles a partir de modelos de simulación altamente detallados de la atmósfera, alimentados por muchas observaciones registradas de presión, temperatura, velocidad del viento, etc. en amplias áreas de tierra y mar.”¹⁹

Los pronósticos meteorológicos se obtienen registrando la mayor cantidad de datos posible de la atmósfera, es decir, las condiciones de temperatura, presión, velocidad del viento, humedad y precipitaciones de una región en específico, con lo cual llegan a establecerse patrones que describirían las condiciones futuras de esta región. Sin embargo, la naturaleza no es predecible en su totalidad, lo cual implica que, debido a la cantidad de fenómenos atmosféricos, los pronósticos sean menos precisos o

¹⁸ BOSSANYI, Ervin. Wind Energy Handbook. 2 ed. John Wiley & Sons, 2011. Pg. 14.

¹⁹ Ibid., pg. 33.

seguros dentro de largos rangos de tiempo. Podrían detallarse los siguientes métodos de pronósticos meteorológicos²⁰:

Método de la persistencia. En este método se asume que las condiciones atmosféricas se mantendrán constantes en el tiempo. Se trabaja principalmente en regiones donde los patrones atmosféricos cambian poco.

Método de la Tendencia. Este método tiene en cuenta el cálculo de la velocidad de centros de altas y bajas presiones, frentes, áreas de nubes y precipitación. Con estas características se debería poder pronosticar en un futuro las condiciones atmosféricas, un claro ejemplo ocurre en la predicción del momento de llegada a una región en específico de una tormenta o un huracán el cual lleva una velocidad determinada. Este es ideal para sistemas que se mueven en una misma dirección y a velocidades constantes.

Método climatológico. Aquí se tienen en cuenta los promedios estadísticos de las variables atmosféricas durante muchos años. Así pues, podrían pronosticarse las condiciones atmosféricas de un día del año en particular, teniendo como referencia los promedios de una gran cantidad de años para ese mismo día.

Método análogo. En este método se examina el escenario del pronóstico actual y se compara con un momento pasado (análogo) en el cual las condiciones hayan sido similares. Por lo tanto, el examinador podría pronosticar las condiciones futuras basado en las vivencias de aquel momento análogo. Aunque sea un método bastante difícil debido a la baja probabilidad de la existencia de un análogo

²⁰ KALNAY, Eugenia. Pronósticos a Corto y Largo Plazo, y de Cambio de Clima. ¿Qué es Posible Según la Ciencia? En: 15va REUNIÓN DE LA ASOCIACIÓN REGIONAL III DE LA OMM. Bogotá, 2010.

“perfecto”, si se archivan muchas condiciones meteorológicas, existirá una mayor probabilidad de encontrar un análogo muy similar o ideal.

3.2. POTENCIA DISPONIBLE DEL AIRE

Del estudio de la Mecánica de Fluidos es posible determinar el flujo másico (\dot{m}) del aire a una densidad ρ que se mueve a una velocidad v por una sección transversal A :

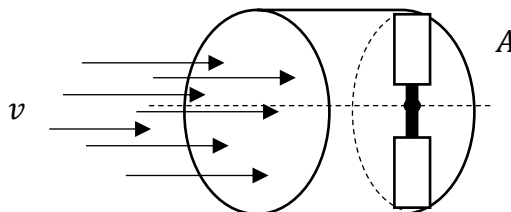
$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$$

Dicho flujo másico tendrá una energía cinética por unidad de tiempo (potencia cinética) igual a²¹:

$$P_k = \frac{1}{2}(\rho \cdot A \cdot v)v^2 = \frac{1}{2}\rho \cdot A \cdot v^3$$

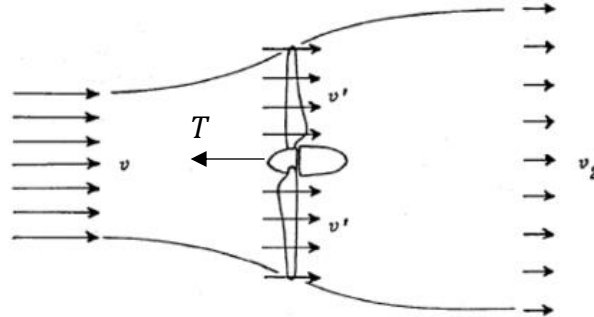
En referencia a una turbina eólica, esta potencia del flujo de aire es la aprovechada por el rotor de área A , tal como se observa en la figura 6. El rotor extrae la energía del viento incidente ya que lo ralentiza, con lo cual puede deducirse que la velocidad del viento antes de chocar el rotor (adelante) es mayor a la velocidad con la que sale del mismo (detrás). (Figura 7). En primera instancia se analizará la energía cedida al rotor bajo condiciones ideales.

Figura 6. Flujo de aire pasante por un rotor de área A .



²¹ BETZ, Albert. La Energía Eólica y su Aprovechamiento Mediante Molinos de Viento. Vandenhoeck & Ruprecht, 1926. p 8-12. Disponible en: http://www.amics21.com/laveritat/betz_energia_eolica.pdf.

Figura 7. Comportamiento de la velocidad del viento en un rotor bajo condiciones ideales.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Comportamiento de la velocidad del viento en un rotor bajo condiciones ideales [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

3.3. TURBINAS EÓLICAS MÁS COMUNES

Las turbinas eólicas pueden clasificarse según diferentes parámetros, siendo los más importantes la distribución del eje del rotor y el principio aerodinámico al cual deben su rotación²². Según el primer parámetro, las turbinas pueden ser de eje horizontal o de eje vertical, mientras que para el segundo, estas pueden funcionar mediante fuerzas de arrastre o mediante fuerzas de sustentación. Teniendo en cuenta lo anterior, se presente en la figura 8 las turbinas eólicas más comunes a nivel mundial con su respectiva clasificación y picos de eficiencia promedio.

3.4. ROTOR EÓLICO IDEAL







Las condiciones ideales, definidas por Betz, son²³:

²² SCHUBEL, Peter; CROSSLEY, Richard. Wind turbine blade design. 2012. Revista Energies vol. 5.

²³ FRANQUESA, Manuel. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

- Las pérdidas mecánicas y aerodinámicas del rotor son despreciadas, y se supone un número infinito de palas óptimamente diseñadas.
- El aire es incompresible y está exento de fricción.
- La corriente de aire delante y detrás del rotor se considera laminar, es decir, se extrae energía del aire sin perturbar su flujo ideal, manteniéndose las presiones estáticas delante y detrás iguales que la de las inmediaciones del rotor.

Figura 8. Diseños de rotores eólicos modernos e históricos.

Ref No.	Design	Orientation	Use	Propulsion	* Peak Efficiency	Diagram								
1	Savonius rotor	VAWT	Historic Persian windmill to modern day ventilation	Drag	16%									
2	Cup	VAWT	Modern day cup anemometer	Drag	8%									
3	American farm windmill	HAWT	18th century to present day, farm use for Pumping water, grinding wheat, generating electricity	Lift	31%									
4	Dutch Windmill	HAWT	16th Century, used for grinding wheat.	Lift	27%									
5	Darrius Rotor (egg beater)	VAWT	20th century, electricity generation	Lift	40%									
6	Modern Wind Turbine	HAWT	20th century, electricity generation	Lift	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Blade Qty</th> <th>efficiency</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>43%</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>47%</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>50%</td> </tr> </tbody> </table>	Blade Qty	efficiency	1	43%	2	47%	3	50%	
Blade Qty	efficiency													
1	43%													
2	47%													
3	50%													

Fuente: SCHUBEL, Peter; CROSSLEY, Richard. Diseños de rotores modernos e históricos [imagen]. Wind turbine blade design. 2012. Revista Energies vol. 5.

De lo anterior es posible deducir la expresión:

$$v' = \frac{v + v_2}{2}$$

Con la cual surge un nuevo término denominado *factor de ralentización* o *factor de inducción axial* (a) del aire a la altura del rotor:

$$a = \frac{v'}{v}$$

Con el factor de ralentización es posible calcular la potencia del viento cedida al rotor:

$$P_w = 4 \cdot P_o(a^2 - a^3)$$

Donde P_o es la potencia del viento delante del rotor. En condiciones ideales, la máxima extracción de energía se alcanza cuando la ralentización del viento es de $1/3$, es decir, cuando la velocidad en la estela del rotor (v_2) es tres veces menor a la velocidad del aire inalterado (v). Esto implica que el factor de ralentización en condiciones de máxima extracción de potencia será $a_{opt} = 2/3$, por lo que la máxima potencia aprovechada por el rotor será²⁴:

$$P_{w,máx} = \frac{16}{27} P_o$$

En la teoría de los rotores eólicos, el *coeficiente de potencia* (c_{pw}) es una relación muy empleada la cual relaciona la potencia del aire antes de ser alterado, con la potencia aprovechada por el rotor, esto es:

$$c_{pw} = \frac{P_w}{P_o} = 4 \cdot a(1 - a)^2$$

²⁴ BETZ, Op. cit.

El valor máximo del coeficiente de potencia (límite de Betz) se obtendrá para $P_{w,máx}$, y tomará un valor de:

$$c_{pw,máx} = 16/27$$

Lo que quiere decir que el rotor eólico ideal podrá extraer como máximo un 59% de la potencia del viento. Sería imposible diseñar una turbina eólica que aproveche el 100% del potencial eólico, ya que, debido a la naturaleza mecánica del fluido, si hipotéticamente se extrajese el 100% de la energía, se reduciría por completo el flujo de aire y no habría cómo mantener el movimiento del rotor.

De la figura 2 puede observarse la ralentización del viento al pasar por el rotor, lo cual es producto de la fuerza de empuje T creada por el choque de la masa de aire con las palas. De las expresiones de conservación de momentum y conservación de masa, asumiendo presiones atmosféricas en los planos de entrada y salida del aire, puede obtenerse la siguiente expresión para determinar la fuerza de empuje T :

$$T = \rho \cdot A \cdot v'(v - v_2)$$

Y al igual que el análisis previo de potencia, también existirá un *coeficiente de empuje* (c_T) o *coeficiente de torque*, definido como:

$$c_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot A} = 4 \cdot a(1 - a)$$

Si se asumiera el valor óptimo del factor de ralentización, T tomaría un valor de $8/9$. La fuerza de empuje es un término que será de bastante utilidad más adelante en el análisis de las palas del rotor.

3.5. ROTOR EÓLICO NO IDEAL

Es evidente que el diseño y construcción de una turbina eólica presenta pérdidas por diferentes factores; las pérdidas más relevantes que se tienen en cuenta son las mecánicas, aerodinámicas y eléctricas (de tratarse de un aerogenerador). Estas pérdidas hacen que no se pueda alcanzar el límite de Betz, por lo que es necesario introducir el término de *rendimiento* de un rotor eólico, definido por:

$$\eta_w = \frac{P_w}{P_{w,m\acute{a}x}}$$

Siendo P_w la potencia útil disponible en el eje del rotor. En los estudios de energía eólica, la eficiencia de un rotor suele expresarse en términos del coeficiente de potencia (c_{pw}), en vez del rendimiento (η_w), por lo que resulta útil la expresión:

$$c_{pw} = 0,5926 \cdot \eta_w$$

En condiciones no ideales, la determinación del coeficiente de empuje se sugiere hacer mediante una correlación empírica denominada *corrección de Glauert*²⁵, la cual se define como:

$$c_T = 4 \cdot a(1 - a) \rightarrow a < 0,3$$
$$c_T = 4 \cdot a \left(1 - \frac{1}{4}(5 - 3 \cdot a)a \right) \rightarrow a \geq 0,3$$

Con lo mencionado hasta ahora, es posible determinar el rendimiento de una turbina eólica (η) que alimente una bomba de pistón, el cual será función del rendimiento del rotor (η_w), del rendimiento del sistema de engranajes (η_g) y del rendimiento de la bomba (η_p):

$$\eta = \eta_w \cdot \eta_g \cdot \eta_p$$

²⁵ MAALAWI, K.Y.; BADAUY, M.T. A direct method for evaluating performance of horizontal axis wind turbines. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2001.

Con lo cual el factor de potencia de la instalación (c_p) puede ser determinado con la expresión:

$$c_p = 0,5926 \cdot \eta$$

En el diseño de las turbinas eólicas, es importante buscar siempre obtener el máximo rendimiento posible de la máquina, pues esto conllevará a construir eólicas más pequeñas, implicando menos gastos de construcción, instalación y mantenimiento.

3.6. TEORÍA DEL ROTOR

3.6.1. Teoría aerodinámica

En los estudios de aeronáutica, se introduce el término de ala como un cuerpo aerodinámico fuerte estructuralmente que consiste en un perfil que envuelve a uno o más largueros y que es capaz de generar una diferencia de presión entre su cara inferior y su cara superior al desplazarse relativamente por el aire, lo que ocasiona fuerzas de sustentación y fuerzas de arrastre²⁶. En el campo de las turbinas eólicas, dichas fuerzas aerodinámicas son aprovechadas para inducir la rotación de los rotores.

En el análisis aerodinámico de cualquier objeto, pueden diferenciarse dos fuerzas debido a la interacción de este con el aire: la fuerza de sustentación, perpendicular a la dirección del viento, y la fuerza de arrastre, paralela a la dirección del viento²⁷. La mayoría de los diseños o modelos de rotores eólicos, especialmente los de eje horizontal, funcionan mediante el máximo aprovechamiento de las fuerzas de sustentación, y el intento de minimizar al máximo las fuerzas de arrastre, pues en

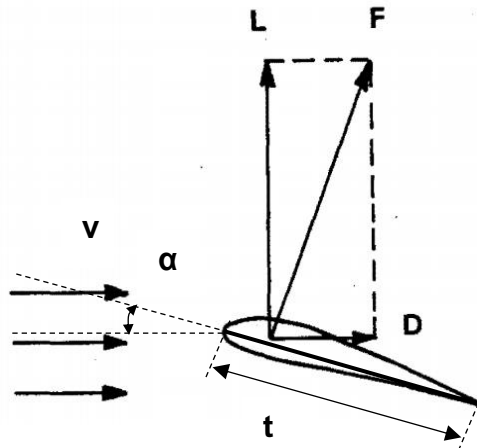
²⁶ SHEVELL, Richard. Fundamentals of Flight. Prentice Hall, 1989.

²⁷ Ibid.

comparación con aquellos que funcionan mediante fuerzas de arrastre, son mucho más eficientes.

Tomando como referencia el ala de un rotor eólico con un perfil determinado, sobre el cual incide una corriente de aire, las fuerzas aerodinámicas que se describen pueden observarse en la figura 9. Donde F representa la fuerza aerodinámica resultante entre la fuerza de sustentación L (lift) y la fuerza de arrastre D (drag). Esta fuerza resultante es causada por la diferencia de presiones entre la baja presión de la parte superior del perfil (extradós) y la alta presión de la parte inferior (intradós), la cual ocurre por presentarse mayores velocidades del viento en el extradós.

Figura 9. Fuerzas de sustentación y arrastre sobre un perfil aerodinámico.



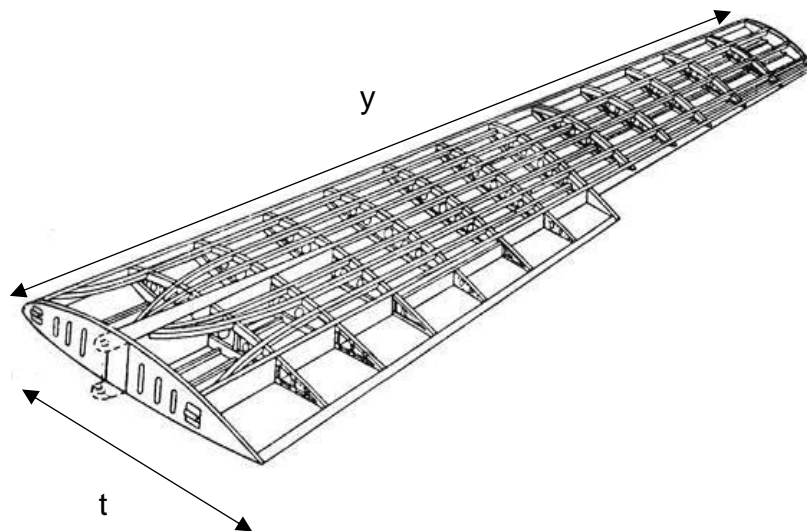
Cálculo de las fuerzas de sustentación y de arrastre. Al calcularse las fuerzas de sustentación y arrastre es necesario introducir coeficientes adimensionales de sustentación y arrastre, los cuales indican la proporción de la fuerza resultante hacia cada dirección (paralela o perpendicular al viento). Por lo tanto, las expresiones que describen estas fuerzas son:

$$L = \frac{1}{2} c_l \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$$

$$D = \frac{1}{2} c_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$$

Donde c_l y c_d son los coeficientes de sustentación y de arrastre, respectivamente, ρ la densidad del aire, A la superficie del ala (ancho*largo para palas rectangulares), y v la velocidad del viento inalterado. Estos coeficientes dependen de la forma del perfil, el ángulo de ataque, la relación entre la longitud (y) y el ancho (t) del ala, el número de Reynolds, y la calidad de la superficie²⁸ (rugosidad) (figura 10).

Figura 10. Dimensiones del ala.



Fuente: PAUCAR, Wilmer. Elaboración de un CD interactivo de enseñanza del tratamiento anticorrosivo que se encuentra en las aeronaves. 2012. Trabajo de grado (mecánica de aeronáutica). Instituto Tecnológico Superior Aeronáutico.

Los coeficientes de sustentación y arrastre son determinados mediante pruebas sobre los perfiles con túneles de viento, variando el ángulo de ataque α , el cual se forma entre la dirección del viento sin perturbar y la línea de referencia del perfil

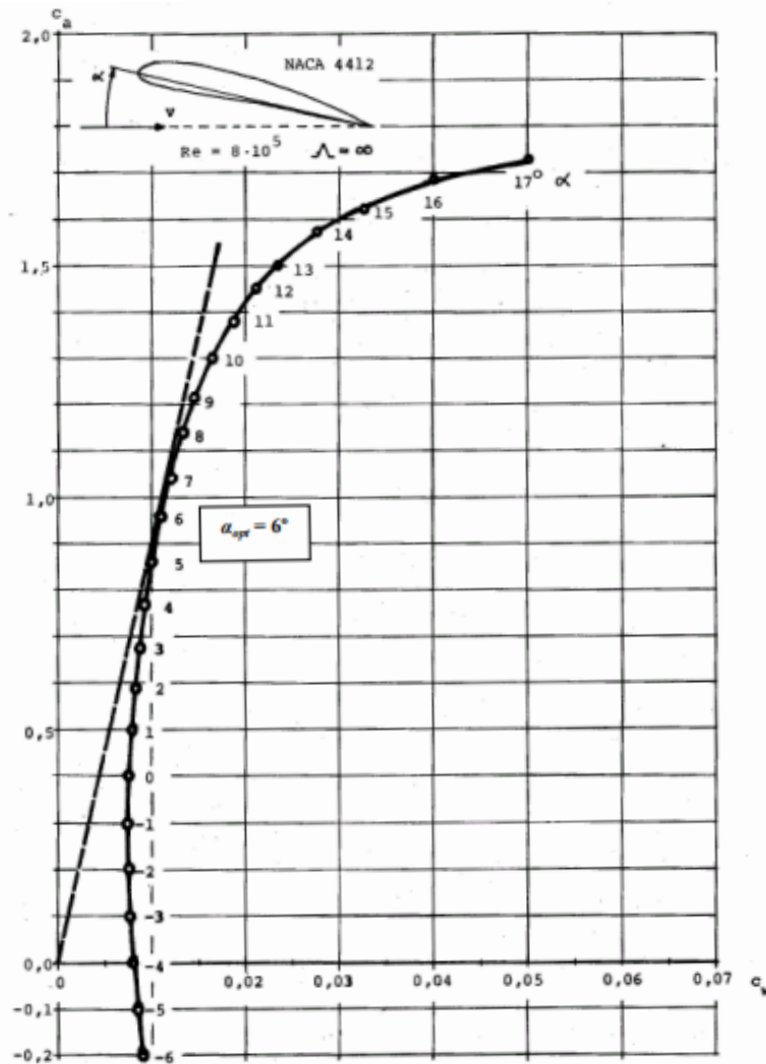
²⁸ FRANQUESA, Op. cit.

(cuerda). La cuerda de un perfil es la distancia máxima posible entre dos puntos del perfil. En estas pruebas se simula en el túnel una velocidad del viento constante determinada y, variando el ángulo de ataque, se registran las fuerzas de sustentación y arrastre, con las cuales puede determinarse los coeficientes respectivos para cada ángulo.

En el diseño de las turbinas eólicas, normalmente se elaboran las gráficas denominadas *polares del perfil* (figura 11), mediante las pruebas ya mencionadas, con las cuales puede determinarse el ángulo de ataque óptimo y los valores de los coeficientes de sustentación y de arrastre para este ángulo. Dentro de la gráfica de c_l vs c_d , la recta tangente a la curva, que pasa por el origen de la gráfica, marca el ángulo de ataque óptimo del ala, es decir, el ángulo para el cual se obtendrá la máxima potencia posible²⁹. Por lo tanto, los coeficientes registrados para el ángulo de ataque óptimo serán los valores con los cuales se hará el diseño del rotor.

²⁹ Ibid.

Figura 11. Gráfica polar del perfil NACA 4412.



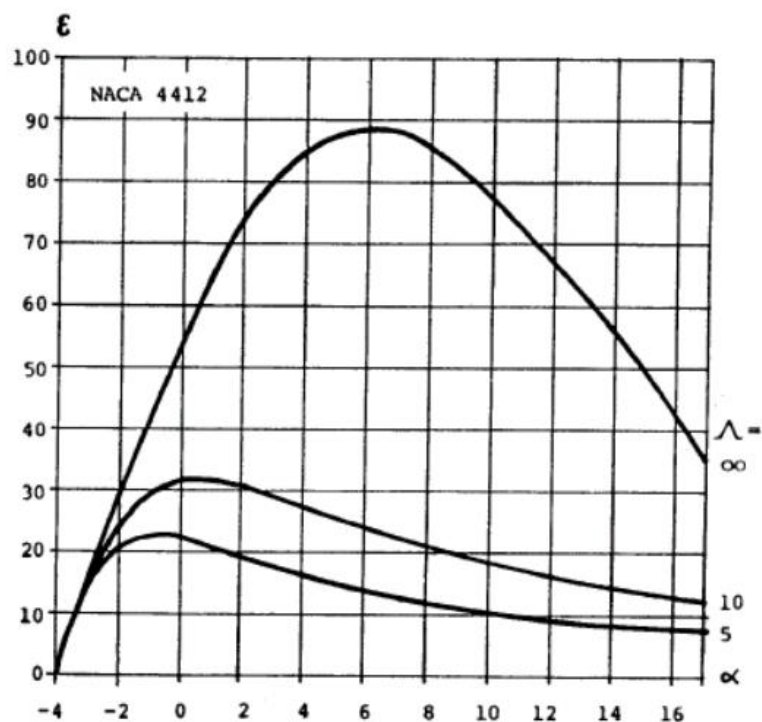
Fuente: FRANQUESA, Manuel. La polar del perfil NACA 4412 [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

Fineza del perfil. Dentro de los parámetros de diseño de un rotor eólico, resulta importante introducir el término de *fineza* del perfil (ε), el cual relaciona las fuerzas de sustentación y de arrastre, y, por ende, los coeficientes respectivos. Esto es:

$$\varepsilon = \frac{c_l}{c_d}$$

Con lo cual puede deducirse que, al igual que los coeficientes de sustentación y arrastre, la fineza también es función del ángulo de ataque del ala. Este término puede indicar el rendimiento del ala, pues en el diseño del rotor, cuanto mayor sea la relación entre el coeficiente de sustentación y el de arrastre, mejor, lo cual implica que un ala con mayor fineza tendrá un mejor rendimiento. Lo anterior también suele representarse mediante gráficas de fineza vs ángulo de ataque (figura 12).

Figura 12. Gráfica de fineza vs ángulo de ataque perfil NACA 4412.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Fineza del perfil NACA 4412 para tres distintos alargamientos del ala [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

Alargamiento del ala. Como se mencionó con anterioridad, la relación largo-ancho del ala es influyente en la construcción de la polar de un perfil. Esta relación se denomina *alargamiento* del ala (Λ) y se calcula para alas rectangulares de la expresión:

$$\Lambda = \frac{y}{t}$$

Y para alas no rectangulares:

$$\Lambda = \frac{y^2}{A}$$

En la mayoría de las ocasiones, las polares de los perfiles ya conocidos (perfiles NACA, por ejemplo) están contruidos bajo la consideración de una longitud infinita del ala, sin embargo, como se puede observar en la figura 12, el alargamiento del mismo altera la fineza del perfil, y por tanto, el rendimiento del mismo. La explicación a esto radica en la creación de resistencias aerodinámicas en las puntas de las alas, ocasionando que las alas largas y estrechas sean aerodinámicamente más eficientes que las alas cortas y anchas.

Las resistencias aerodinámicas generadas en las puntas de las alas (resistencia inducida), sumadas a las resistencias causadas por las turbulencias y otros factores (resistencia del ala), conforman un total de pérdidas aerodinámicas del ala. Estas pérdidas se representan mediante el *coeficiente total de pérdidas* del ala ($c_{w,N}$), y se obtiene mediante la expresión:

$$c_{w,N} = c_w + c_{w,ind}$$

Donde c_w es el coeficiente de resistencia del ala y $c_{w,ind}$ el coeficiente de resistencia inducido (punta del ala). El coeficiente de resistencia $c_{w,ind}$ puede obtenerse de la siguiente ecuación:

$$c_{w,ind} = \frac{c_l^2}{\pi \cdot \Lambda}$$

Le Gourières expone en sus estudios que es necesario modificar el ángulo de ataque óptimo del ala debido a la modificación que sufre la fuerza de sustentación

debido a la resistencia inducida, por lo que para corregir dicho ángulo propone una expresión bastante adecuada³⁰:

$$\alpha_{\acute{o}pt} = \alpha'_{\acute{o}pt} + \alpha_{ind}$$

De la cual $\alpha_{\acute{o}pt}$ es el nuevo ángulo de ataque óptimo, corrigiendo el ángulo de ataque óptimo determinado por la polar del perfil $\alpha'_{\acute{o}pt}$ sumándolo con el *ángulo de ataque inducido* (α_{ind}). Este último se calcula de:

$$\alpha_{ind} = \frac{c_l}{\pi \cdot \Lambda}$$

De la figura 12 también es posible observar que entre menor sea el alargamiento del ala, menor será el ángulo de ataque óptimo.

3.6.2. Diseño del ala – Método de momento del elemento de ala (bem)

Las palas o alas de un rotor son los elementos más importantes del mismo, pues son las encargadas de recibir los vientos y convertirlos en fuerzas aerodinámicas; un diseño óptimo de estas ocasionará un aumento en el rendimiento del rotor, disminuyendo especialmente los costos de manufactura, instalación y mantenimiento. Desde 1930 hasta la actualidad, el método de análisis empleado para lograr un óptimo diseño de las alas ha sido el *Método de momento del elemento de ala* (BEM, por sus siglas en inglés)³¹, descrito por Hermann Glauert, el cual es una generalización de la teoría de los elementos de ala descrita por Drzewiecki, donde se analiza el viento pasante sobre un perfil en 2D y se construye vectorialmente la *velocidad del viento efectiva* por medio de la velocidad sin perturbar del viento y la velocidad rotacional del perfil. A esta teoría Glauert

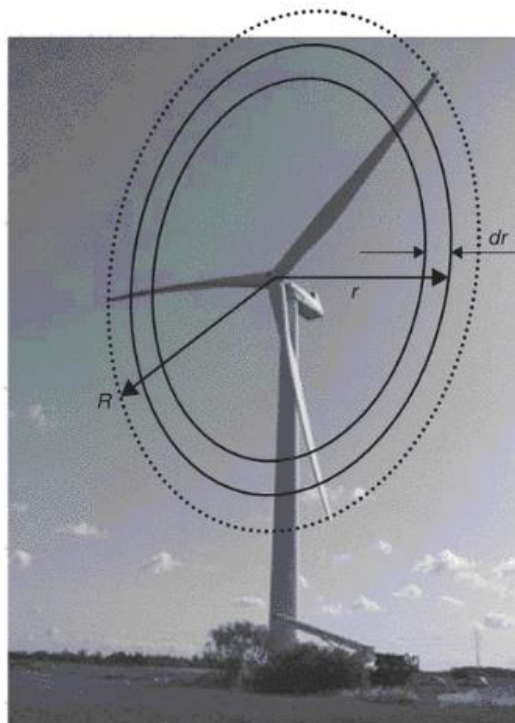
³⁰ LE GOURIÈRES, D. Energía Eólica. Masson, 1983.

³¹ LETCHER, Op. cit.

introduciría la *velocidad inducida*, la cual es producto de la reacción del viento al giro de las alas³².

El objetivo del BEM es simplificar eficientemente el análisis de la interacción del viento con el rotor de la turbina eólica. Para esto, se analizan las palas o alas del rotor mediante la división de la misma en elementos de longitud o espesor dr , tal como se muestra en la figura 13. Para este análisis se suponen que la velocidad axial y tangencial están distribuidas uniformemente por todo el elemento, es decir por todo el ancho del perfil. Las fuerzas aerodinámicas tienen la misma consideración.

Figura 13. Trazo de la división del ala en elementos de longitud dr .



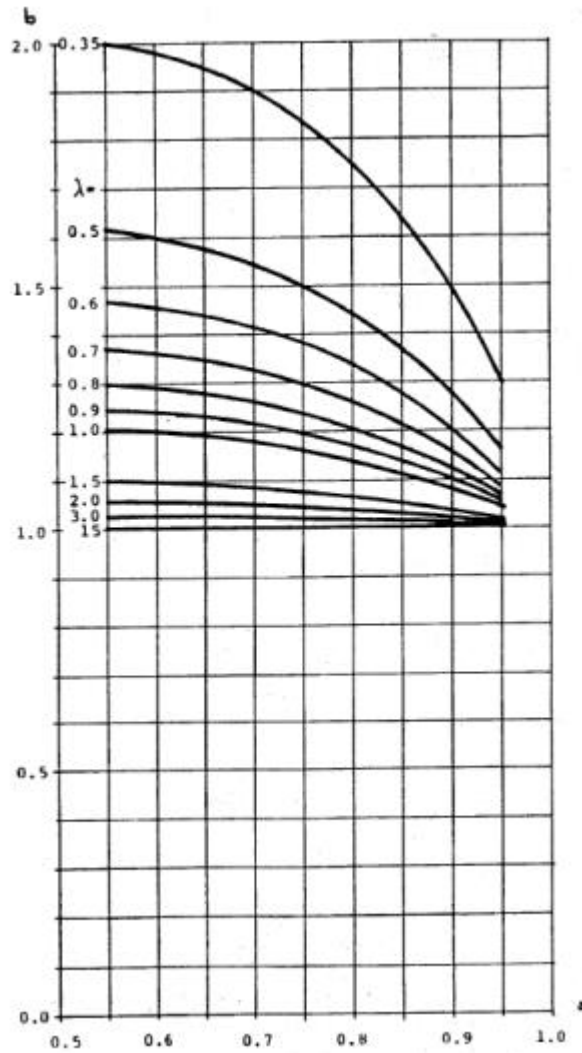
Fuente: BAK, Christian. NM80 at Tjaereborg Enge [Fotografía]. Dinamarca. En: Brøndsted, Povl. Advances in Wind Turbine Blade Design and Materials. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt00U051D1/advances-in-wind-turbine/blade-elem-element-momentum>.

³² GLAUERT, Hermann. The elements of aerofoil and airscrew theory. 2 ed. Cambridge Science Classics, 1926.

En el diseño óptimo de las palas de un rotor, resulta muy útil emplear las gráficas que se muestran en las figuras 14 y 15, las cuales permiten extraer los valores de los factores a y b para cada elemento de pala, quienes están relacionados con la ralentización axial y tangencial del viento, respectivamente. Con estos factores es posible diseñar óptimamente el rotor y determinar un aproximado de su coeficiente de potencia³³.

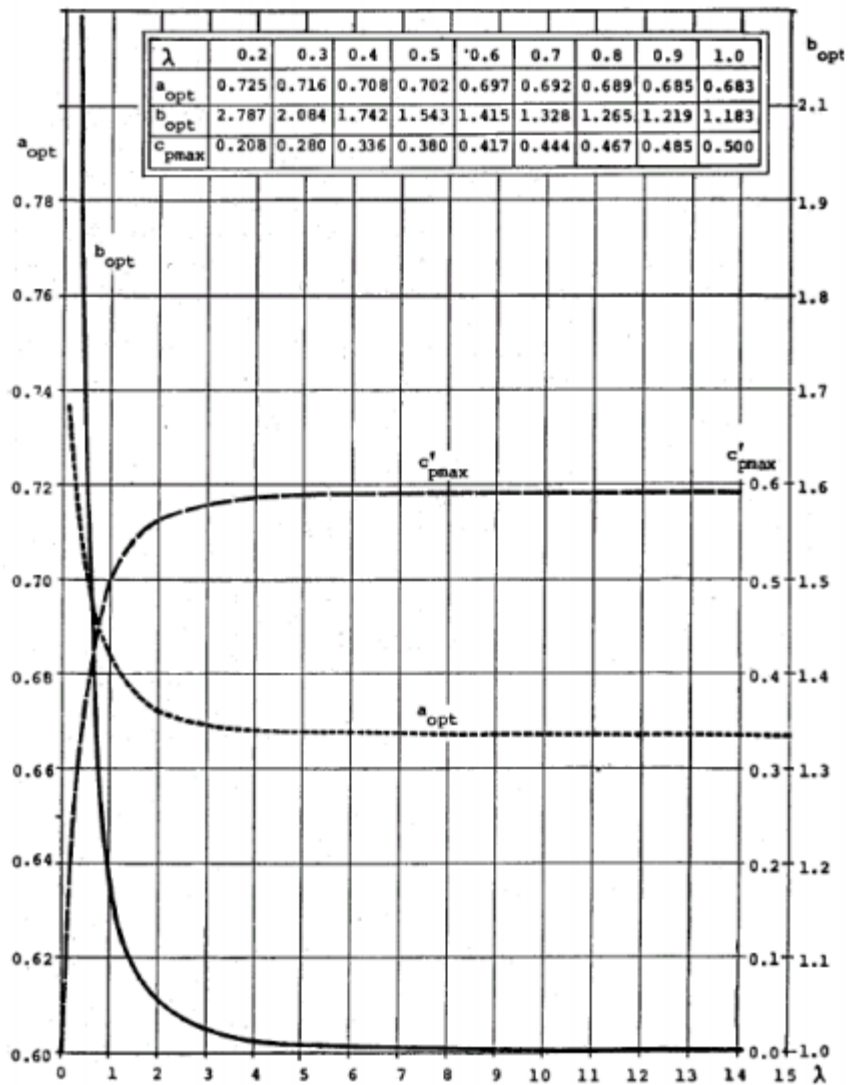
³³ FRANQUESA, Op. cit.

Figura 14. Gráfica de coeficientes a y b para diferentes velocidades específicas.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. El factor b en función de la ralentización a con la velocidad específica local como parámetro [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: [http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf](http://www.amics21.com/laveritat/introduccion%20teoria%20turbinas%20eolicas.pdf).

Figura 15. Gráficas de coeficientes óptimos a y b para diferentes velocidades específicas.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Valores óptimos de los factores a y b [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: [http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf](http://www.amics21.com/laveritat/introduccion%20teoria%20turbinas%20eolicas.pdf).

4. METODOLOGÍA

4.1. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

La determinación de los requerimientos del sistema referentes a la salida de la aerobomba (caudal y potencia) se obtuvieron mediante un análisis del consumo básico de agua por persona al día, el cual según la Organización Mundial de la Salud corresponde a 20 L³⁴, sin embargo, con esta cantidad existen aún riesgos en la salud del hombre, conduciendo a mantener como requerimiento una demanda de agua de 30 L por persona al día, valor con el que se reducen notablemente las consecuencias en la salud y permite la realización de más actividades. Para dar validez a lo anterior, se relacionó dicha demanda con la cantidad de habitantes del sector, igual a 1218, lo que permitió obtener el caudal necesario a la salida de la bomba:

$$Q = 0,4229 \frac{L}{s}$$

Efectuando un análisis hidráulico del sistema, se prestableció una altura neta de bombeo teniendo en cuenta la altura de succión e impulsión de diseño y un aproximado en pérdidas por tubería y accesorios, con lo cual pudo calcularse la potencia hidráulica Pot_h necesaria a la salida de la bomba, esto es:

$$Pot_h = \rho g Q H_n$$

$$Pot_h = 106,517 W = 0,14284 hp$$

Siendo ρ la densidad del agua de mar, g el valor de la gravedad y H_n la altura neta de presión del sistema.

³⁴ HOWARD, Guy; BARTRAM, Jaimie. Domestic Water Quantity, Service Level and Health. 2003. Disponible en: https://www.who.int/water_sanitation_health/diseases/WSH03.02.pdf.

Condiciones del entorno. En la mayoría de las regiones costeras del País se presentan ambientes altamente corrosivos debido al alto contenido de sales en el aire, lo cual es una de las características presentes en el corregimiento de Siapana, y es por esto que el diseño del sistema de captación de agua se ha elaborado teniendo altamente en cuenta este criterio para evitar problemas de corrosión los cuales pueden afectar notablemente los sistemas mecánicos y la aerodinámica del rotor, al igual que podría contaminar de metales el agua a transportar.

4.2. DISEÑO DE BOMBA EÓLICA

4.2.1. Recolección de datos pertinentes al sector

El recurso eólico del sector se estudió por medio de los datos meteorológicos de la NASA, los cuales son brindados por medio de una sección denominada POWER (Prediction Of Worldwide Energy Resources) la cual permite detallar el registro diario, mensual, anual o interanual del recurso eólico en cualquier punto del Planeta. POWER obtiene los valores medios diarios del viento por medio del análisis MERRA 2 (Modern-Era Retrospective analysis for Research and Applications versión 2) el cual proporciona datos desde el año 1980 a una resolución espacial de 50 km en dirección latitudinal; los resultados de este análisis se han comparado con los resultados diarios obtenidos de las estaciones de observación reportados en los archivos NCEI GSO, obteniéndose grandes aproximaciones (figura 16). A diferencia del atlas interactivo del IDEAM, el cual permite obtener registros hasta el año 2015, POWER brinda la posibilidad de leer datos actuales³⁵.

³⁵ STACKHOUSE, Paul; ZHANG, Taiping; WESTBERG, David. et al. POWER Release 8.0.1 (with GIS Applications) Methodology (Data Parameters, Sources, & Validation). 2018. Disponible en: https://power.larc.nasa.gov/documents/POWER_Data_v9_methodology.pdf.

4.2.2. Diseño del rotor

Al tratarse de un sistema de bombeo de agua por medio de energía eólica, es evidente que, con un alto porcentaje, el diseño del rotor eólico es el factor más importante dentro del funcionamiento del sistema, pues su óptimo diseño implicará:

- Aprovechamiento eficiente de la energía del viento, es decir, un valor considerablemente bueno del coeficiente de potencia máximo.
- Generar la potencia necesaria para suplir las necesidades preestablecidas.
- Ahorro de costos de manufactura e instalación debido a un óptimo dimensionamiento.
- Ahorro de costos de mantenimiento, pues el dimensionamiento, selección y lubricación adecuada de los elementos móviles (como rodamientos y sistema de transmisión) reducirá costos referentes a cambios de piezas. Por otra parte, la correcta selección de elementos de unión y cálculos de cargas evitará recurrentes mantenimientos sobre las palas del rotor, o sobre la estructura de este.
- Prolongación de la vida útil de la aerobomba gracias a la adecuada selección de materiales y el correcto dimensionamiento de los elementos sometidos a carga en mayor proporción.

Para lograr un adecuado diseño del rotor se realizó el procedimiento descrito por la figura 17.

Determinación de condiciones de caudal y potencia: Para determinar el caudal necesario se asumió la necesidad de abastecer al aproximado de 1218 habitantes³⁶ del corregimiento de Siapana con agua captada del mar, teniendo en cuenta un valor de consumo básico por persona de 30 L al día.

³⁶ Siapana - Departamento de La Guajira - Pueblos de Colombia. Disponible en: <http://pueblos20.net/colombia/departamento-de-la-quajira/siapana.html>.

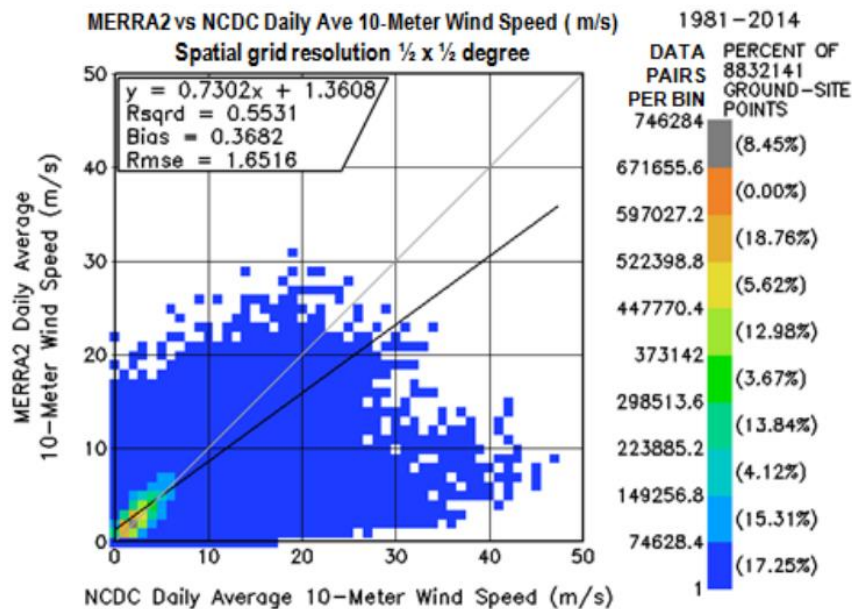
Partiendo del valor calculado del requerimiento de caudal, fue posible determinar la potencia hidráulica Pot_h necesaria de:

$$Pot_h = \rho g Q H_n$$

$$Pot_h = 106,517 W = 0,14284 hp = 938,202 m^4/día$$

equivalente a 9,26 MJ al día o 933,09 kWh/año

Figura 16. Diagrama de dispersión de la velocidad del viento MERRA-2 reordenada frente a los valores diarios tomados de las observaciones de la estación informadas en los archivos NCEI GSOD.



Fuente: NASA. [Imagen]. En: STACKHOUSE, Paul; ZHANG, Taiping; WESTBERG, David. et al. POWER Release 8.0.1 (with GIS Applications) Methodology (Data Parameters, Sources, & Validation). 2018. Disponible en: https://power.larc.nasa.gov/documents/POWER_Data_v9_methodology.pdf.

Para la obtención de este resultado se asumió que:

- Altura de bombeo total estimada (H_n): 25 m
- Densidad estimada del agua de mar (ρ): $1027 \frac{kg}{m^3}$

Selección de velocidad del viento de diseño: Como ha podido observarse ya previamente, la eficiencia del rotor expresada en términos del coeficiente de potencia, varía según la velocidad específica local del rotor, y su máximo valor se obtendrá para un solo valor de velocidad del viento por lo que la velocidad promedio del viento será este criterio de diseño, asegurándose también velocidades necesarias para arrancar el rotor.

Estimación de velocidad del viento necesaria para arranque: El procedimiento más sencillo para determinar la velocidad del viento necesaria para dar arranque al rotor eólico se obtiene mediante un análisis de cargas estáticas sobre el mismo. En este proyecto se diseña una aerobomba, por lo que la condición del rotor radica en producir el torque necesario para mover el conjunto biela-pistón y la columna de agua presente encima del pistón. Para la simplificación de los cálculos se asume que el rotor solo deberá ejercer torque en la carrera ascendente del pistón, por lo que se acaba de mencionar, lo cual implica que el torque necesario por la bomba de pistón en su carrera descendente será cero.

La transmisión de potencia, la cual se detallará más adelante, se diseñó por medio de engranajes con relación 1:2, lo que quiere decir que la fuerza ejercida por el peso de los elementos ya mencionados estará aplicada a una distancia r_e de valor cercano al radio del engranaje conducido, tal como se muestra en la figura 18.

Figura 17. Diagrama de flujo de diseño de rotor.

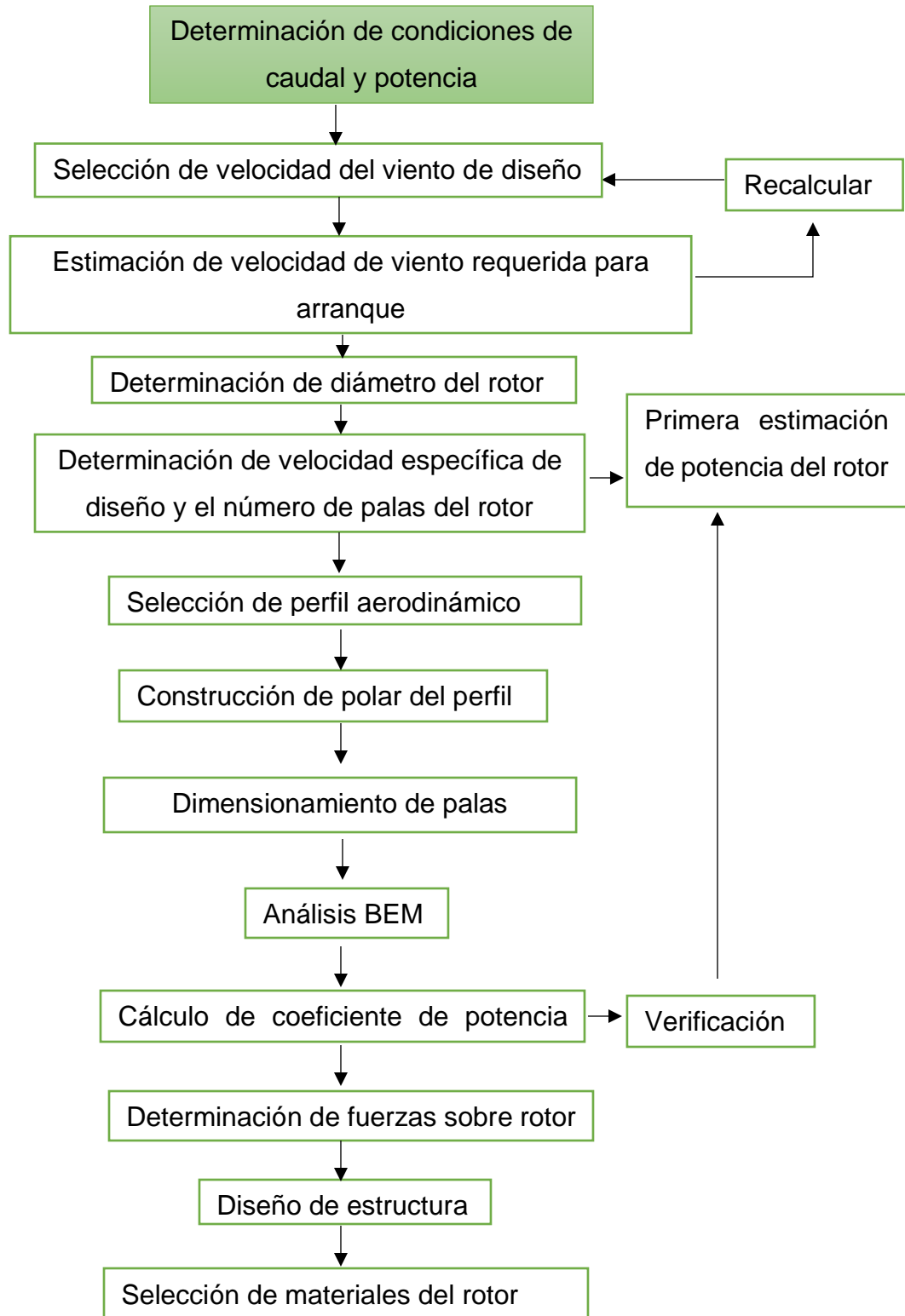
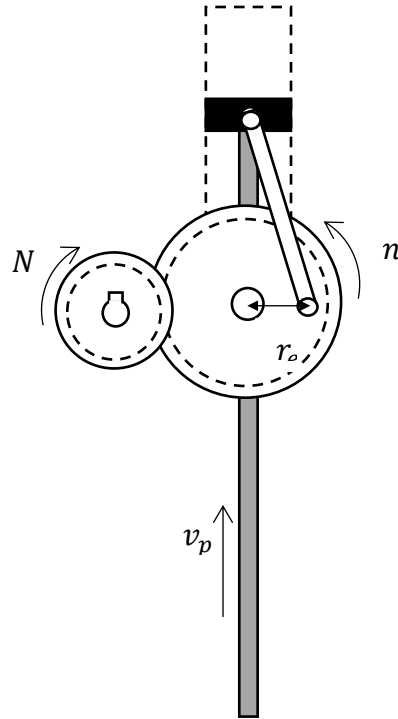


Figura 18. Mecanismo de activación de la bomba.



Al definir que el torque producido por el rotor debe ser el mismo torque necesario por la bomba de pistón, y que la carrera del pistón puede aproximarse a $S = 2 \cdot r_e$, se obtiene que:

$$M_{rotor} = M_{bomba}$$

$$c_Q \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot A \cdot R \right) = \left(\left(\rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi D_p^2}{4} \right) + m_b \cdot g \right) \frac{1}{2} S \cdot \sin(\omega t)$$

De donde m_b es la masa de la biela del pistón y ω la velocidad angular en rad/s del engranaje conducido. Teniendo en cuenta de que el argumento de $\sin(\omega t)$ debe limitarse de $0 \leq \omega t \leq \pi$, medidos desde la posición $-y$, el torque máximo necesario ($M_{m\acute{a}x}$) sera el obtenido para un ángulo $\omega t = \pi/2$, y por lo tanto la velocidad del viento necesaria para producir este torque máximo sera la *velocidad del viento máxima de arranque* (v_{st}).

Este análisis se llevó a cabo también para determinar el valor de v_{st} necesario para inducir instantáneamente la velocidad de diseño (v_d) al sistema, tomando como referencia el análisis matemático de la salida de la turbina eólica propuesto por Lysen³⁷.

El análisis efectuado no es el más preciso para la determinación de la velocidad de arranque, pues es netamente una consideración de cargas estáticas. En la realidad estas velocidades son entre 5% y 10% menores³⁸, pues es necesario tener en cuenta la influencia de la inercia de las palas y el número de las mismas, sin embargo, los cálculos realizados sirven ampliamente como un valor máximo referente.

Determinación del diámetro del rotor: En primera instancia se llevó a cabo el análisis del recurso eólico (potencia) sugerido por Betz³⁹, y posteriormente, mediante el estudio de registros referentes a rotores multipala americano, se identificó un aproximado de potencia entregada por estos rotores a diferentes diámetros⁴⁰.

Determinación de velocidad específica de diseño y el número de palas del rotor: La velocidad específica de diseño se escogió principalmente basada en la estadística de los rotores multipala americano, los cuales al buscar que sean rotores lentos para obtener mayores torques, se diseñan para que presenten su coeficiente de potencia máximo en:

³⁷ LYSÉN, E.H. Introduction to wind energy. 2 ed. 1983. Disponible en: <https://www.arrakis.nl/documents/Introduction%20to%20Wind%20Energy%20E.H.%20Lysen%20CWD%2082-1%20may%201983%20OCR.pdf>.

³⁸ Ibid.

³⁹ BETZ, Op. cit.

⁴⁰ UPME. Formulación De Un Programa Básico De Normalización Para Aplicaciones De Energías Alternativas Y Difusión: Guía para la utilización de la energía eólica para bombeo de agua. Bogotá, 2003. Disponible en:

http://www.si3ea.gov.co/si3ea/documentos/documentacion/energias_alternativas/normalizacion/GUIA_PARA_LA_UTILIZACION_DE_LA_ENERGIA_EOLICA_PARA_BOMBEO_DE.pdf.

$$\lambda_d = 1$$

Con este valor, se permiten extraer más fácilmente altos torques del rotor, lo cual es un requisito fundamental para cumplir con el objetivo de bombear agua a una cabeza de presión correspondiente. Por esta misma razón, este tipo de rotores presenta por lo general un número de palas entre 14 y 20, por lo que se ha diseñado un rotor de z palas de:

$$z = 18$$

Siendo una cantidad que permite que el rotor mantenga la solidez deseada mediante palas de tamaño ideal, además de entregar grandes torques a la salida de la turbina.

Primera estimación de potencia del rotor: En la práctica, resulta sumamente útil emplear la ecuación de estimación de potencia para rotores multipala⁴¹:

$$\bar{P} = 0,1 \cdot A \cdot v_d^3$$

De donde \bar{P} es un estimativo de la potencia entregada por el rotor eólico de área A , diseñado para una velocidad del viento v_d . Mediante esta expresión se obtuvo un valor de referencia correspondiente al rotor diseñado:

$$\bar{P} = 251,33 \text{ W}$$

De este primer acercamiento ya se evidencia que el diámetro del rotor escogido, y la velocidad del viento de diseño son suficientes para generar la potencia requerida por el sistema, al compararse con el valor calculado en el apartado 5.1.

Selección de perfil aerodinámico: La selección del perfil aerodinámico de las palas se llevó a cabo por medio del análisis de las palas de los rotores multipala

⁴¹ LYSEN, Op. cit.

americano, los cuales cuentan con perfiles simplificados de tipo chapa curvada, en vez de perfiles aerodinámicos llenos (como los presentes en medianos y grandes aerogeneradores). Esta característica permite la fácil construcción e instalación del rotor, lo que conlleva a reducir costos, sin embargo, su respectivo coeficiente de potencia también se ve reducido.

De estudios previos realizados para diferentes porcentajes de curvatura de los perfiles de chapa curvada, se ha registrado que para curvaturas iguales al 5% de la anchura del perfil se obtienen los mejores resultados de coeficiente de potencia⁴²; y es por esta razón que se ha escogido esta condición (figura 19).

Construcción de polar del perfil: Ya se ha mencionado previamente la importancia de la curva polar del perfil, ya que de esta se extraerán los respectivos coeficientes de sustentación y arrastre del mismo para diferentes números de Reynolds. Para obtener dicha gráfica fue empleado el software de libre acceso XFLR5, el cual permite realizar simulaciones para un sinnúmero de perfiles, pudiendo modificar el número de Reynolds. En la figura 20 se observa el trazo del perfil de chapa curvada realizado para la obtención de sus coeficientes.

El análisis sobre el perfil constó de simular diferentes valores del número de Reynolds, teniendo en cuenta la ecuación:

$$Re = \frac{v_d \cdot t}{\nu}$$

Siendo ν la viscosidad cinemática del aire y t la anchura del perfil. El registro promedio de la temperatura de la comunidad de Siapana se encuentra entre 26 y 28 °C (POWER), valor para el cual la viscosidad del aire es aproximadamente $1,6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

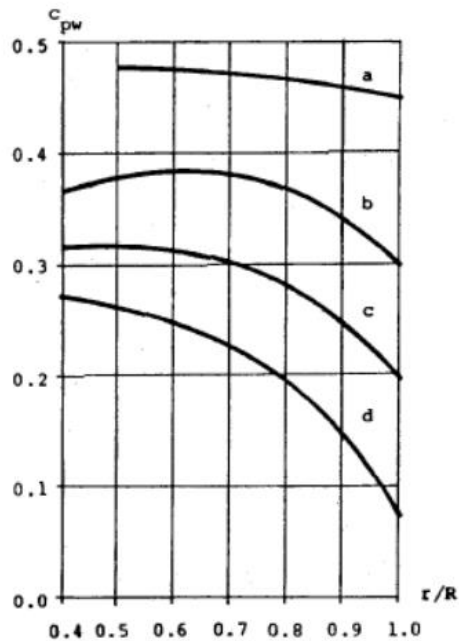
⁴² FRANQUESA, Op. cit.

El procedimiento para determinar el ángulo de ataque óptimo del perfil por medio de la gráfica polar consistió en realizar la simulación o análisis mencionado sobre el elemento de pala ubicado en el radio eficaz. El ángulo de ataque óptimo fue extraído para el punto de mayor fineza (c_l/c_d) (figura 21), obteniéndose un valor de:

$$\alpha_{\text{opt}} = 0,5^\circ$$

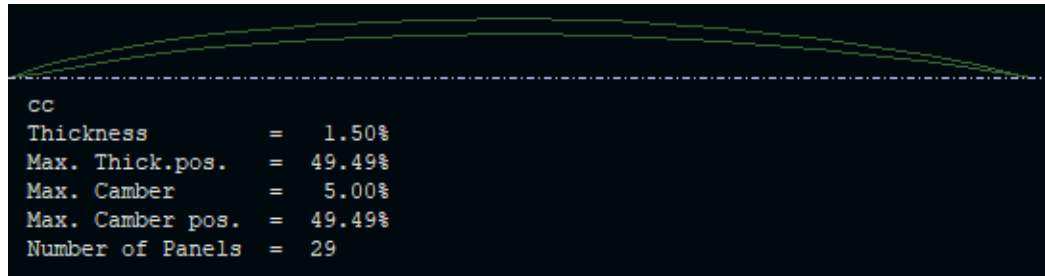
El proceso de extracción de los coeficientes de sustentación y arrastre mediante esta herramienta se retomará en el apartado de análisis BEM.

Figura 19. Comparación de coeficiente de potencia entre a) perfil NACA 4412 de anchura $0,15 \cdot R$ y ángulo fijo de calado 7° , y perfiles de chapa curvada de anchura $0,2 \cdot R$ de b) 5% curvatura, c) 10% de curvatura, y d) 15% de curvatura.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Coeficiente de potencia de la mitad exterior de las palas rectangulares no torsionadas de un rotor $\lambda d = 4$, $z = 3$ (válido para $\lambda o = \lambda d$) [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

Figura 20. Perfil de chapa curvada elaborado en XFLR5.



Dimensionamiento de palas: el principal criterio que se tuvo en cuenta para la determinación de la anchura t de cada elemento de pala fue la solidez del rotor (85%), ⁴³con lo cual, la mayor anchura se obtuvo en la punta de las alas, con un valor de 37 *cm*, y la menor en el punto más cercano al eje del rotor, con un valor de 15 *cm*. En el diseño las palas no parten desde el buje, sino desde una distancia de 40 *cm* al mismo; evitando precisamente aumentar el peso del rotor, afectando en un 10% la eficiencia aerodinámica, pues el mayor porcentaje de potencia es entregado por los elementos de pala más distanciados del buje.

El largo de las palas se dimensionó teniendo en cuenta la solidez del rotor previamente mencionada y los valores promedio de esta medida empleados en fabricantes comerciales reconocidos, como Aermotor, evitando aumentar en exceso el peso del rotor; por lo que la longitud y (figura 21) empleada para el diseño fue:

$$y = 85 \text{ cm}$$

⁴³ Ibid.

Figura 21. Dimensiones de las palas.

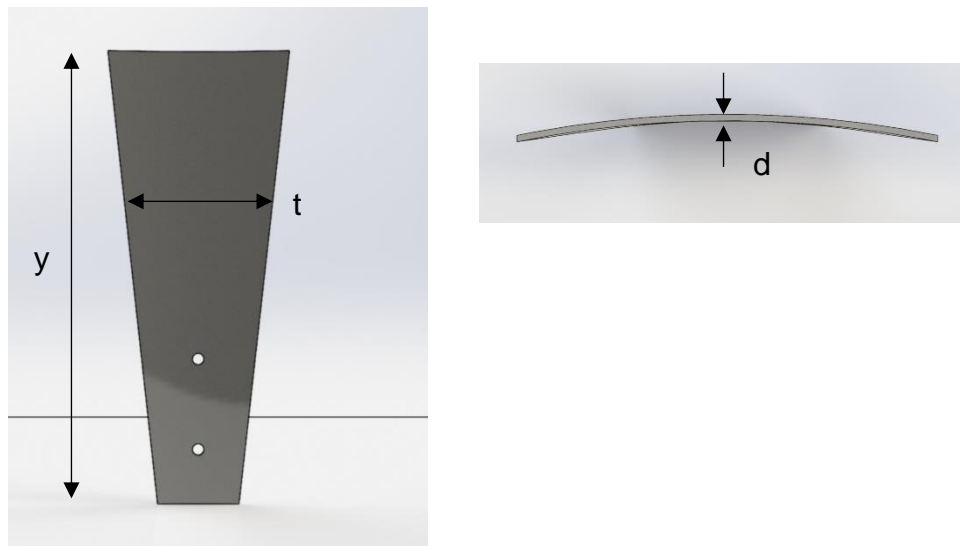
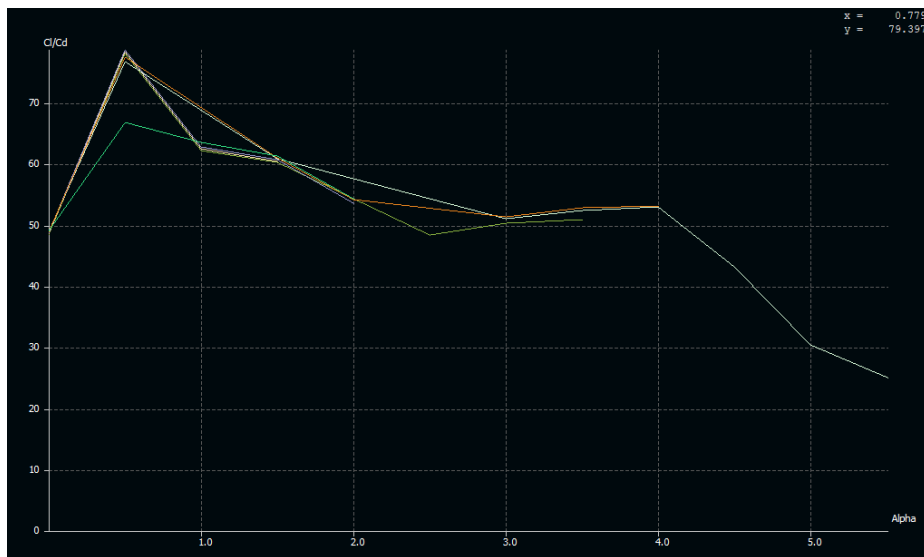


Figura 22. Gráfica de fineza del perfil vs ángulo de calado, $Re=185.000$. Elaborada en XFLR5.



Al ser un modelo de rotor tipo multipala americano, el procedimiento de diseño mantiene algunas diferencias con respecto a las palas empleadas en rotores rápidos; al tener prelación la sencillez y economía, sus palas serán rectas, y como ya se observó previamente, con un perfil de tipo chapa curvada. Lo anterior implica

dentro del diseño que, para todos los elementos de la pala, según el análisis BEM mencionado en el capítulo 3, el ángulo de calado (θ) será el mismo, y se determinará mediante la expresión:

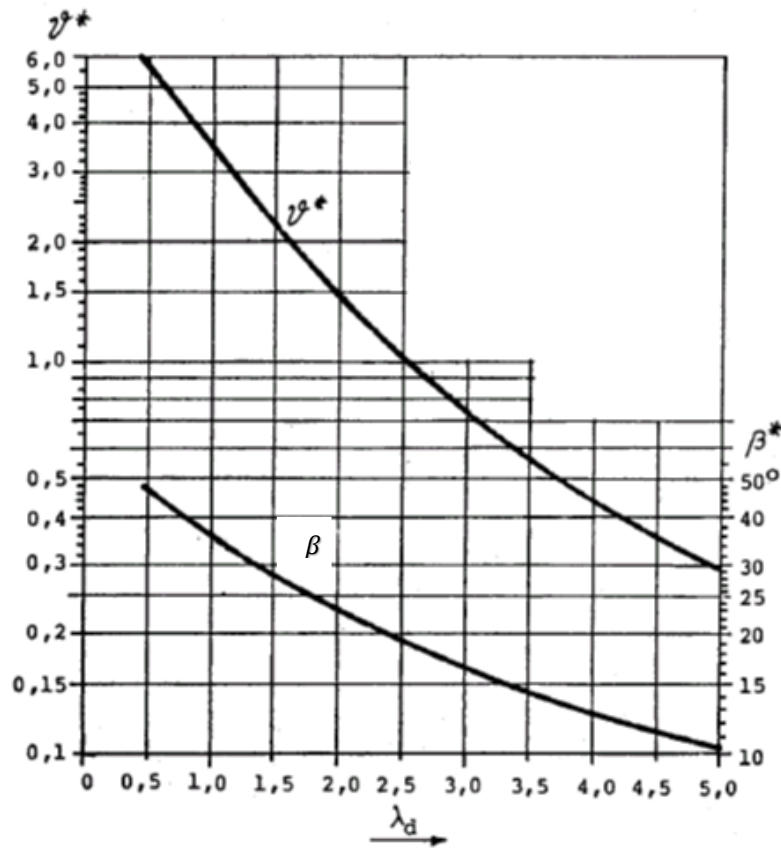
$$\theta = \beta - \alpha$$

Siendo β el ángulo de incidencia del viento y α el ángulo de ataque del mismo. Para determinar el valor del ángulo de incidencia β se empleó la gráfica de la figura 23, la cual es utilizada para el diseño de palas simplificadas. De dicha gráfica se extrajo un valor de β de 36° , por lo que el ángulo de calado de las palas del rotor deberá ser:

$$\theta = 36^\circ - 0,5^\circ = 35,5^\circ$$

Por facilidad de fabricación, se ha decidido mantener un único valor de espesor d para toda la pala, correspondiente al 1,5% de la anchura t de la pala en el elemento al radio eficaz, obteniéndose entonces un espesor de 1,75 mm. El pequeño espesor reduce el peso del rotor, además de que no afecta notablemente la eficiencia aerodinámica del mismo ni su resistencia a las cargas del viento. Para este último criterio, el diseño de la estructura del rotor se realizó previniendo posibles deflexiones o rupturas de las palas.

Figura 23. Gráfica para la determinación ángulo de incidencia de una pala rectangular no torsionada.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Valores de β^* para determinar la anchura t^* y el ángulo de calado δ^* de una pala rectangular recta (no torsionada) [imagen]. Imagen modificada. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: http://www.amics21.com/laveritat/introduccion_teoría_turbinas_eolicas.pdf.

Análisis BEM: El análisis del método de diseño por elementos de pala se llevó a cabo según las ecuaciones y procedimientos sugerido por Letcher⁴⁴ y Franquesa.

Con el método de elementos de pala fue posible principalmente extraer los valores de los coeficientes de inducción axial y tangencial (a y a') para el elemento ubicado al radio eficaz, términos que serán fundamentales más adelante para estimar

⁴⁴ LETCHER, Op. cit.

matemáticamente el coeficiente de potencia del rotor. Asimismo, la determinación de los coeficientes de sustentación y arrastre fueron detallados para ser utilizados en secciones posteriores referentes a las cargas axiales sobre el rotor.

Cálculo de coeficiente de potencia máximo del rotor: El coeficiente de potencia máximo del rotor, el cual es obtenido para la velocidad específica de diseño, en este caso $\lambda_d = 1$, se calculó a partir del análisis de elementos de pala. La obtención de dicho valor se logró por medio del cálculo del coeficiente de potencia del elemento al radio eficaz ($r_e = 1,012 \text{ m}$), teniendo en cuenta el rendimiento de dicho elemento y la pérdida de potencia del rotor⁴⁵.

Verificación del coeficiente de potencia: Se efectuó una comparación entre el valor calculado del coeficiente de potencia y los valores de éste presentes en turbinas eólicas ya fabricadas, especialmente a nivel industrial, buscando evaluar el rendimiento de la turbina diseñada.

Determinación de fuerzas sobre rotor: Mediante análisis CFD realizados en el software ANSYS se estimaron las fuerzas axiales sobre el rotor con el objetivo de extraer los valores máximos y sus respectivos puntos de aplicación. Para el diseño de elementos del sistema como la torre, las palas, elementos de unión, entre otros, se realizó un análisis de cargas producto de las ráfagas del viento incidentes sobre la aerobomba, especialmente sobre el rotor, teniendo como referencia el valor máximo tolerado de la velocidad del viento antes de sacarse de operación el rotor.

Para el cálculo de las cargas axiales sobre el rotor, se ha determinado el coeficiente de fuerza axial (c_s) con los valores de los coeficientes de sustentación y arrastre correspondientes al elemento de pala ubicado en el radio eficaz. Esto es:

⁴⁵ BRØNDSTED, Povl Nijssen. Advances in Wind Turbine Blade Design and Materials. Woodhead Publishing, 2013. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpAWTBDM01/advances-in-wind-turbine/advances-in-wind-turbine>.

$$c_l = 0,615$$

$$c_d = 0,009$$

$$c_s = 0,615 \cos(36) + 0,009 \sin(36) = 0,503$$

Logrando determinar la carga axial sobre una pala ($F_{a,pala}$) para la velocidad del viento de diseño, y para la velocidad del viento máxima tolerada mediante la siguiente expresión⁴⁶:

$$F_{a,pala} = \frac{1}{2} c_s \cdot \rho \cdot A_{pala} \cdot v^2$$

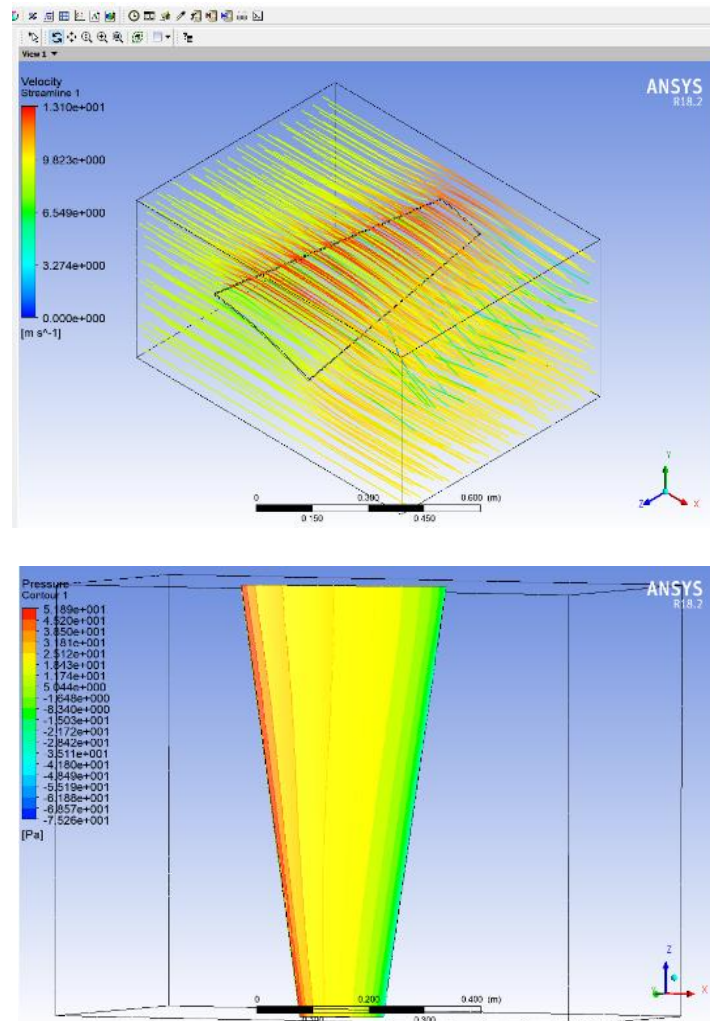
Se realizó una comparación entre este resultado teórico (por medio de expresiones matemáticas) y el resultado obtenido a través de simulación CFD en el software Ansys; tal como se muestra en la figura 24.

Diseño de estructura: La estructura del rotor representa en este diseño una parte fundamental en el sistema, pues es la encargada de soportar las palas y por lo tanto las cargas calculadas producidas por el viento, el peso de las palas, y el peso de sus propios componentes.

Se elaboraron diferentes diseños de dicha estructura, con el objetivo de compararlos entre sí y seleccionar el más adecuado en cuanto a costo-beneficio se refiere. Los diseños se elaboraron tratando de reducir al máximo las pérdidas aerodinámicas producto de la interacción del viento con la estructura, y procurando mantenerla con un bajo peso, sencilla y resistente.

⁴⁶ FRANQUESA, Op. cit.

Figura 24. Simulación de cargas sobre una pala del rotor elaborada en Ansys Fluent.



Selección de materiales del rotor. El corregimiento de Siapana está caracterizado por contar con un ambiente altamente corrosivo, pues se encuentra ubicado cerca del mar, además de un suelo de arena en su gran mayoría de superficie; lo cual conllevó a la necesidad de seleccionar materiales resistentes a la corrosión por agua de mar y al desgaste abrasivo con la arena movida por los vientos, sin dejar de lado los requisitos de esfuerzos por cargas estáticas y dinámicas, ni las restricciones de costos. Es por esto que se recomienda en primera instancia que la turbina con su respectiva torre sean construidos en acero estructural y pintados con pintura

electrostática. También es posible emplear algún acero inoxidable o algunos otros posibles materiales resistentes a la corrosión, como el aluminio, sin embargo, esto aumentaría notablemente los costos del proyecto.

4.2.3. Diseño de sistemas de orientación y protección

Este par de sistemas constan del diseño de veletas las cuales trabajan aerodinámicamente como palas rectas y se encargan de orientar el rotor hacia el viento en condiciones de diseño, y opuesto al mismo para vientos superiores al máximo tolerable. Para definir la geometría de estas veletas se efectuaron simulaciones CFD y de cargas estáticas sobre una serie de posibles geometrías bajo las mismas condiciones, seleccionando a final la que presentara los mejores perfiles de velocidad y presión, y mantuvieran esfuerzos y deformaciones tolerables. Dichas simulaciones se llevaron a cabo en el software Ansys, cuya licencia está presente en salas de cómputo de la Universidad. En las figuras 25, 26 y 27 se pueden apreciar algunos resultados sobre el modelo de veleta escogido. Mediante el análisis de las simulaciones, se determinaron los espesores adecuados de las veletas, así como también los posibles materiales de fabricación.

Figura 25. Resultados de simulación de un modelo de veleta elaborado en Ansys Fluent.

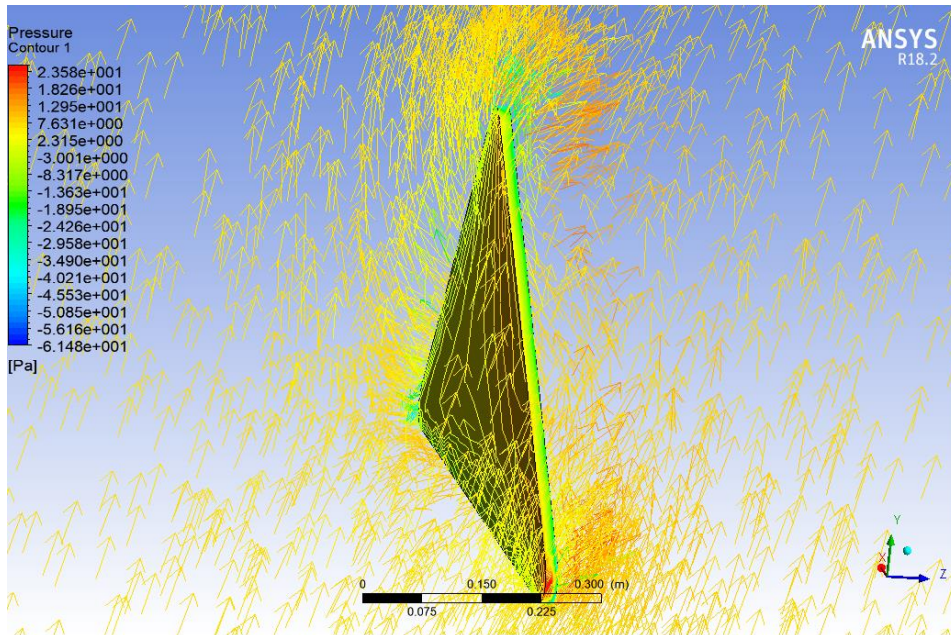


Figura 26. Presiones del aire sobre región de un diseño de veleta obtenidas en Ansys Fluent.

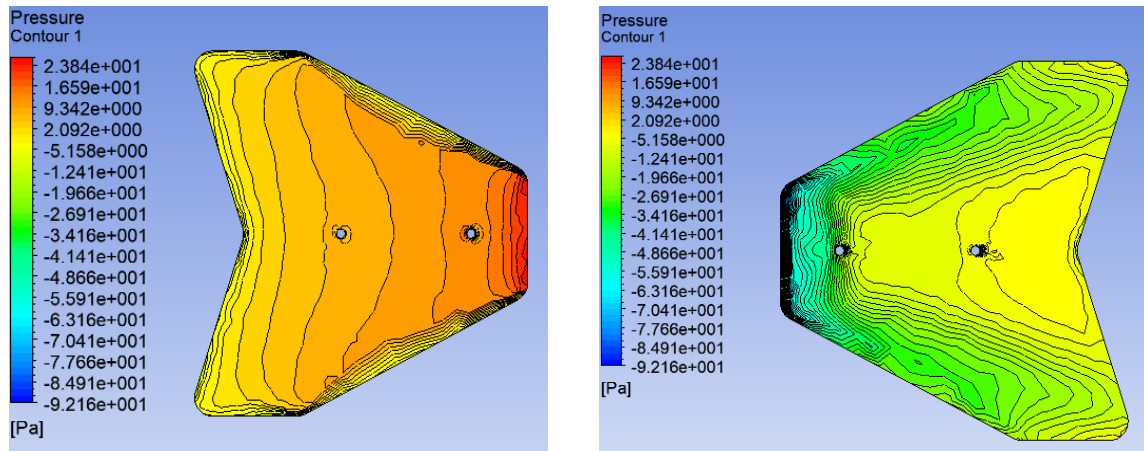
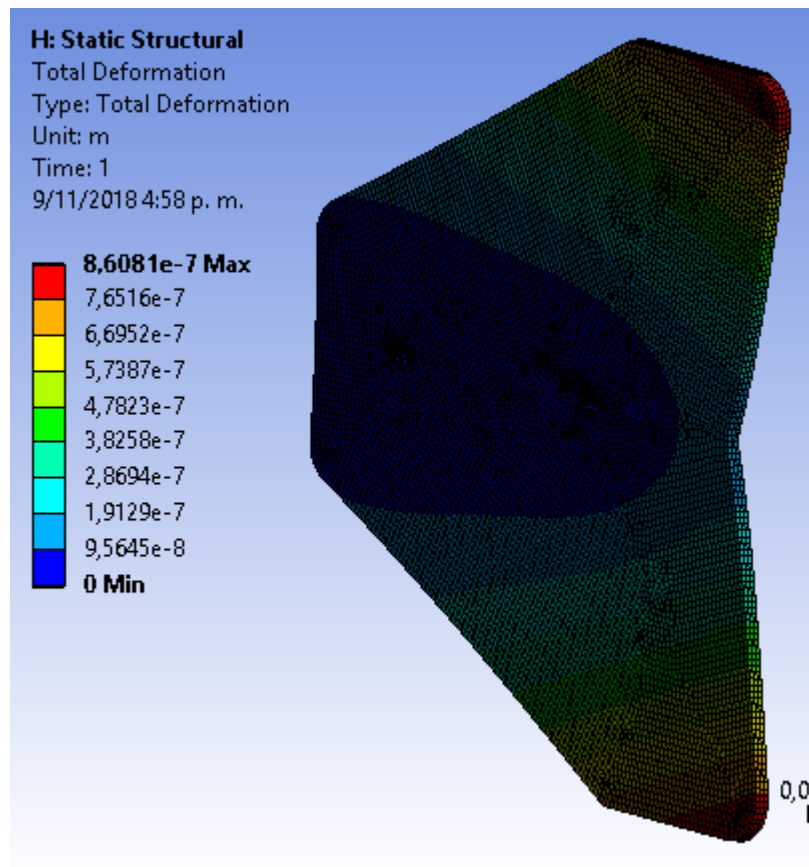


Figura 27. Deformación total de modelo de veleta obtenida en Ansys.



Sistema de Orientación. Se ha diseñado un sistema aerodinámico basado en la instalación de una veleta en la parte posterior del rotor. La estimación del área de la veleta se determinó según el análisis de momentos alrededor del eje del cojinete de la torre, asegurando que el momento creado por las fuerzas del viento sobre la veleta sea superior a los momentos producidos por el viento sobre el rotor (cuando no se encuentra orientado) y por la fuerza de fricción en el cojinete. Lo anterior pudo obtenerse mediante la siguiente expresión⁴⁷:

⁴⁷ FRANQUESA, Op. cit.

$$A_{v,o} \geq \frac{5}{28} \pi \cdot L_R \cdot D$$

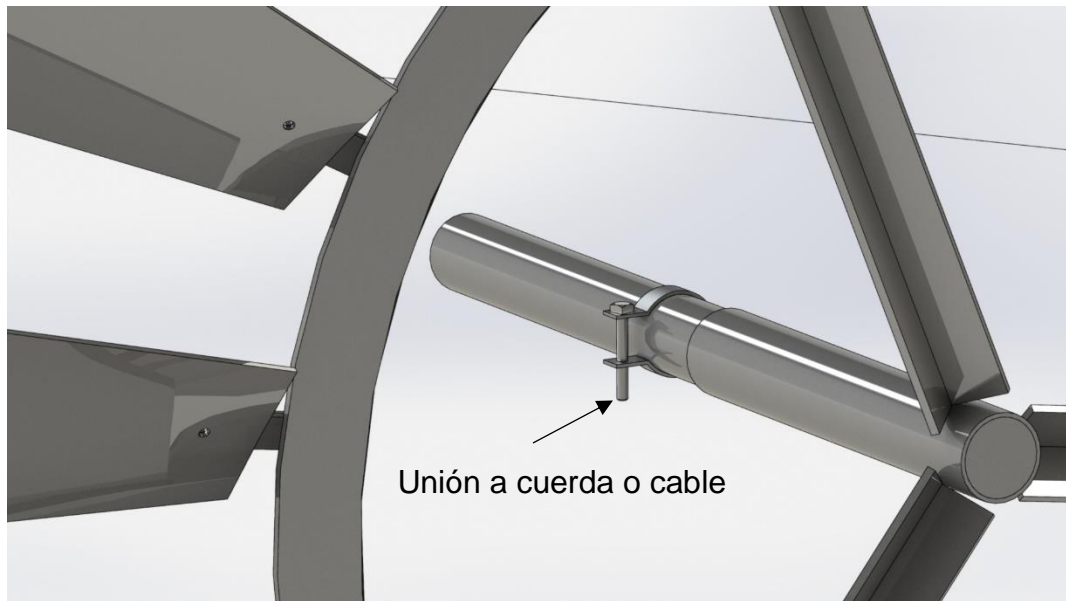
Siendo $A_{v,o}$ el área de la veleta de orientación, L_R la distancia entre el centro del rotor y el eje del cojinete de la torre, y D el diámetro del rotor. Esta expresión se obtuvo asumiendo una distancia entre el eje del cojinete de la torre y el centro de la veleta igual a $0,7 \cdot D$.

Sistema de protección. Para proteger la turbina de vientos excesivamente fuertes, se ha empleado una veleta transversal al eje del rotor permitiendo la rotación del mismo debido a las fuerzas del viento que actúan sobre ella. Téngase en cuenta que lo deseado es sacar de funcionamiento al rotor únicamente en presencia de vientos muy fuertes, por lo que el análisis de momentos sobre el eje del cojinete de la torre debe ser estático para velocidades inferiores.

4.2.4. Frenado del rotor

Se ha diseñado un sistema de frenado del rotor de manera manual y de manera autónoma. Manteniendo una buena relación costo-beneficio, se optó porque el único sistema de frenado completo se ejecute de forma manual, mediante la activación de una cadena o cable que, por medio de una polea, permita desplazar el correspondiente pasador de una abrazadera, comprimiendo un resorte que se encuentra en medio, y así bloquear el movimiento del rotor debido la fricción ejercida por la abrazadera sobre el eje del rotor (figura 28).

Figura 28. Mecanismo de frenado del rotor elaborado en SolidWorks.



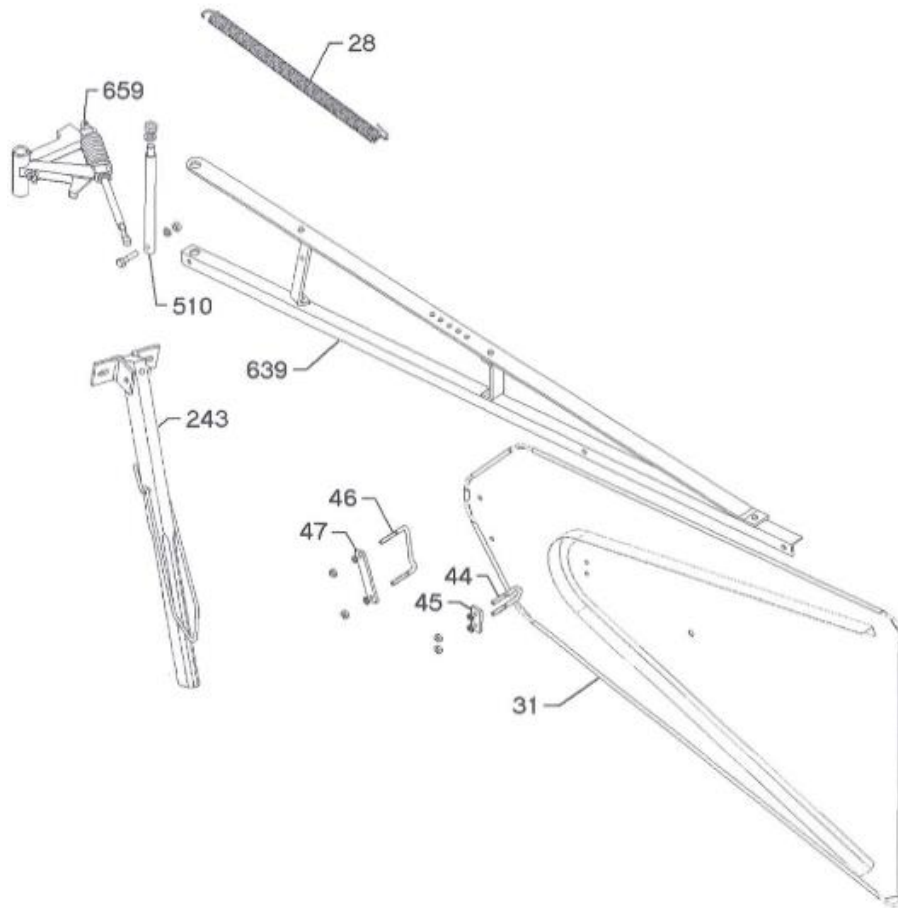
El frenado manual ha buscado reducir el riesgo que representa sobre la persona encargada del mantenimiento el efectuar sus tareas con la máquina en movimiento. Por otra parte, a través del uso de la veleta de protección se saca al rotor de su posición transversal al viento, desacelerándolo inmediatamente y por tanto evitando

que se embale. Esto último se logró por medio de la implementación de un muelle sobre el diseño de la turbina, el cual une una de las esquinas de la góndola con la veleta de orientación, tal como se muestra en la figura 29, y permite que la góndola gire junto con dicha veleta como reacción al cambio de dirección del viento. Como se ha empleado una veleta transversal como mecanismo de protección, el diseño del muelle se efectuó partiendo del hecho de que el torque ejercido por la misma bajo la incidencia de vientos “lentos” no debe deformar el muelle, y sí hacerlo frente a la presencia de vientos “rápidos”.

4.2.5. Bomba

El bombeo eólico puede lograrse de varias formas, dentro de las cuales, el método más empleado consta de la conexión mecánica entre el eje del rotor eólico y el elemento que permita el bombeo de agua; por lo que se ha decidido emplear en este diseño una bomba de pistón, permitiendo enlazar la biela del pistón al sistema de transmisión de la góndola de la turbina, tal como se muestra en la figura 30. Este tipo de bombeo permite elevar el agua de mar a grandes alturas, además de ser un mecanismo sumamente sencillo, económico, eficiente y fácil de construir e instalar.

Figura 29. Sistema de protección del rotor a vientos fuertes.



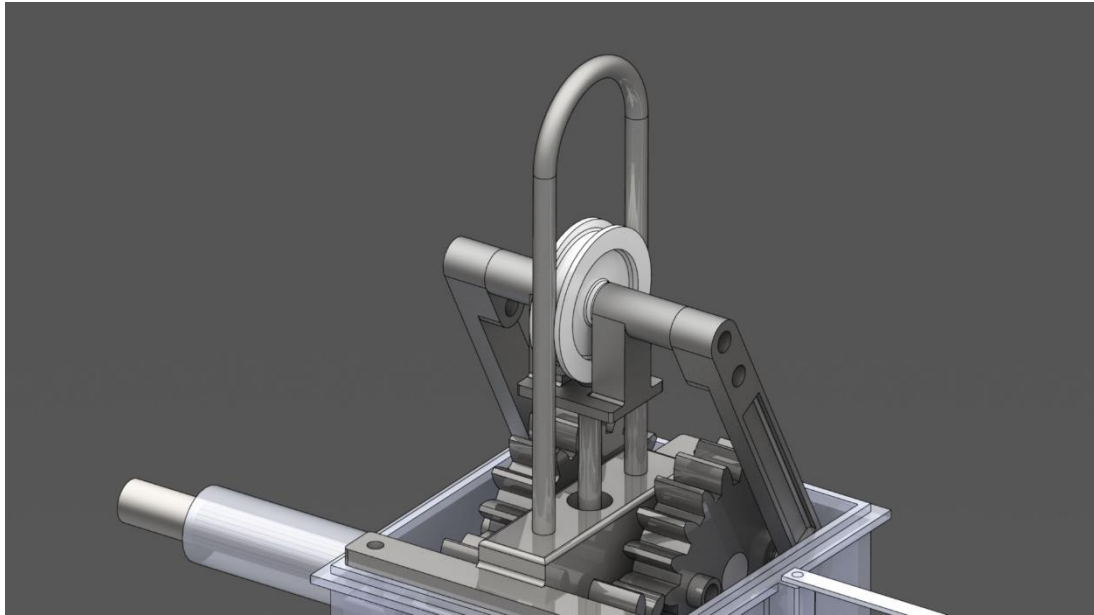
Fuente: AMERICAN WEST WINDMILL & SOLAR. New 702 model - tail parts [imagen]. Disponible en: http://www.awwasc.com/sites/giconpumps.com/files/uploaded-files/tail_parts.pdf.

Del análisis del mecanismo de transmisión diseñado y ubicado en la góndola, se pudo extraer que la bomba de pistón tendrá una carrera máxima de 15 cm, y una carrera mínima de 12 cm, teniendo en cuenta las posibles adaptaciones de la biela sobre el engranaje conducido. Igualando la potencia entregada por el sistema de transmisión de eficiencia η_g , a la potencia hidráulica necesaria, se obtuvo:

$$c_{p,m\acute{a}x} \cdot \eta_g \cdot P_o = \eta_v \cdot \gamma \cdot H_n \cdot A_{cil} \cdot S \cdot N \cdot i$$

Donde P_v representa la potencia del viento, η_v la eficiencia volumétrica de la bomba (estimada en 0,9), A_{cil} el área del cilindro de la bomba, S la carrera del pistón, N la velocidad angular del rotor en rev/s e i la relación de transmisión.

Figura 30. Sistema de transmisión elaborado en SolidWorks.



4.3. CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO

Para la construcción del prototipo fue necesario en primera instancia diseñar la bomba eólica con dimensiones escaladas, seguido de la compra del material y por último la construcción del sistema. Los materiales requeridos se compraron en varios negocios de la ciudad de Bucaramanga, así como también algunos servicios mecánicos como dobleces y cortes. El proceso de ensamblaje y pintado se llevó a cabo en el Laboratorio de Procesos de Fabricación de la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga.

4.3.1. Rotor

Las palas del rotor se construyeron con lámina calibre 16, la cual se sometió a un cilindrado para posteriormente efectuar los cortes de cada pala. En la figura 31 puede observarse el ensamble de las palas con sus respectivos soportes posteriores. La estructura del rotor consta de un ángulo estructural cilindrado sobre el cual se soldaron 3 ángulos en la parte interna y 18 en la externa (soporte de palas), tal como se muestra en la figura 32. Los soportes de las palas se soldaron a un ángulo de calado óptimo de 36°.

Figura 32. Palas con soporte



Figura 31. Estructura del rotor.



4.3.2. Torre

La estructura encargada de soportar el peso de la turbina y de mantener su elevación se construyó por medio de ángulos estructurales. En la parte superior se soldaron láminas calibre 16 para permitir el ensamble de la góndola (figura 33).

Figura 33. Torre de la turbina.



4.3.3. Veletas

La veleta de orientación se elaboró mediante cortes de lámina calibre 16. El brazo de la veleta de orientación consta de 4 ángulos estructurales (figura 34). Se prescindió de la instalación de la veleta de protección, más adelante se dará explicación.

Figura 34. Ensamble de veletas.



4.3.4. Góndola

La caja o góndola de la turbina se construyó con segmentos de ángulos estructurales, cortes de lámina calibre 16, un tubo circular y un tubo rectangular, tal como se observa en la figura 35, siendo necesarios procedimientos de perforación y soldadura. El acople de la góndola a la torre se llevó a cabo por medio de una barra circular de 2" maquinada y soldada a la parte superior de la torre, sobre la cual se ubica un rodamiento para el tubo de la góndola (figura 36).

Figura 35. Góndola de la turbina.



4.3.5. Sistema de transmisión

La elaboración de los engranajes y de la rueda guía se llevó a cabo a través de la impresora 3D con la que cuenta la Universidad (figura 37). Debido a que el prototipo está diseñado para soportar cargas bajas, se decidió emplear un solo juego de engranajes y así evitar más pérdidas mecánicas.

Figura 36. Cojinete de soporte de la góndola.

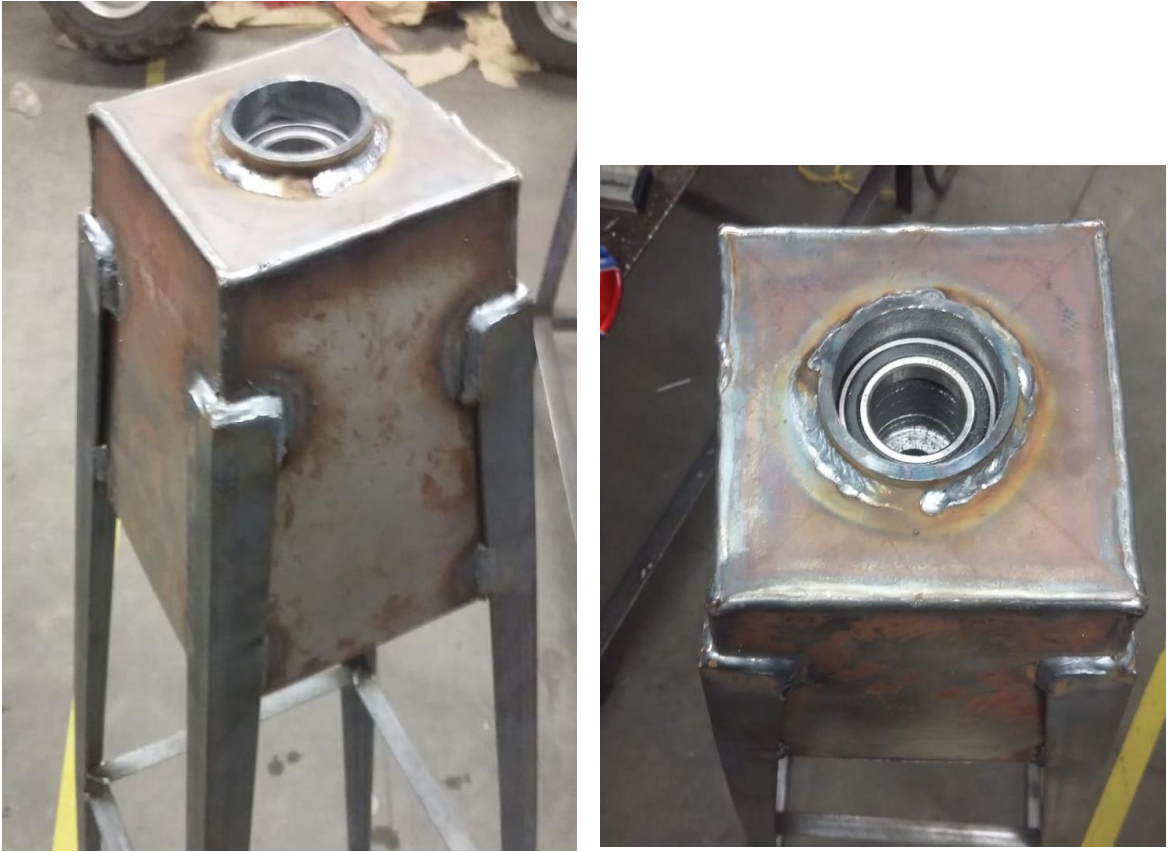
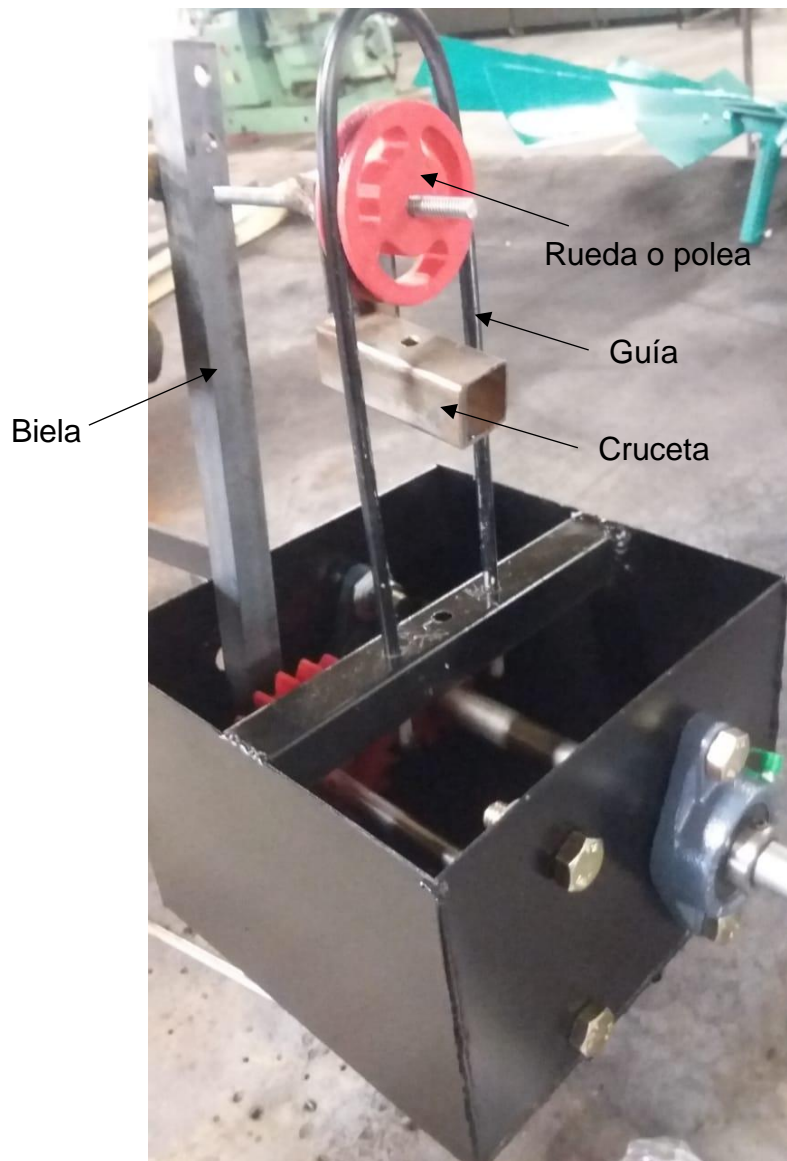


Figura 37. Engranajes elaborados con impresión 3D.



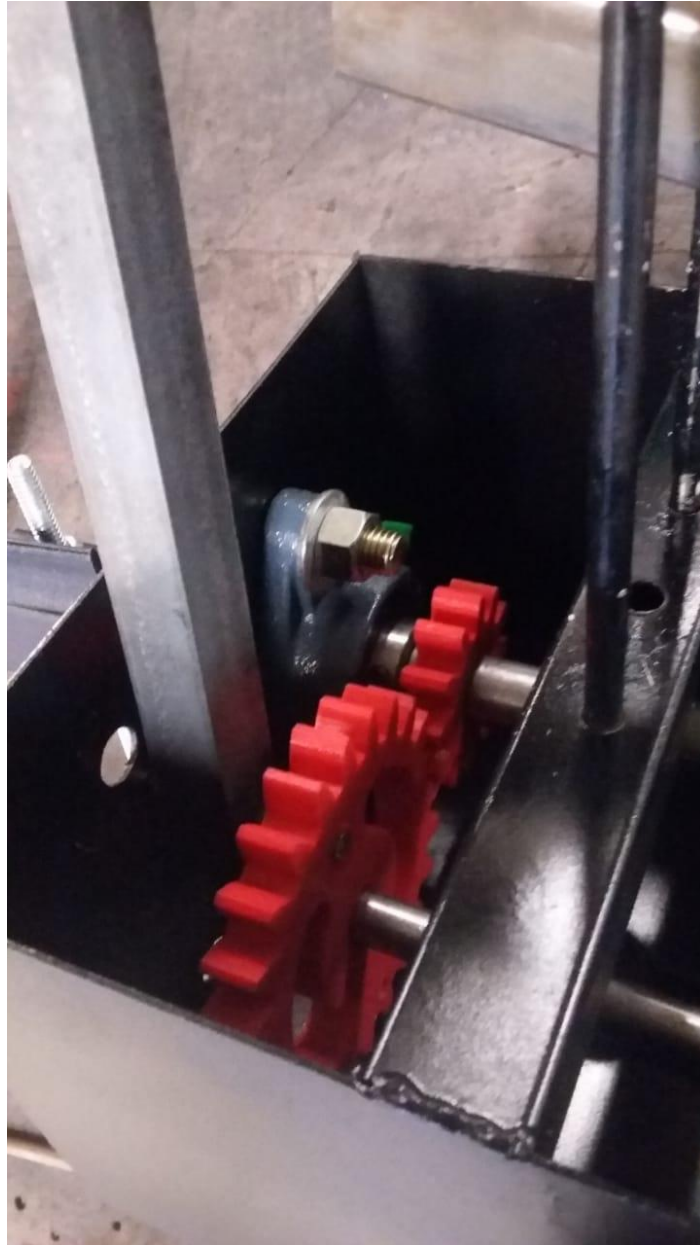
La cruceta se construyó mediante la unión por soldadura de un tubo rectangular, segmentos pequeños de ángulos estructurales y tramos de tubo (figura 38). Debido a que tanto en el sistema a escala real, como en el prototipo, las bielas no estarán sometidas a cargas excesivas, éstas se han diseñado y construido de segmentos de ángulos estructurales, tal como se muestra en la figura 39.

Figura 38. Rueda, guía, cruceta y biela de la transmisión del prototipo.



La guía del movimiento recíprocante es una varilla doblada. Como puede observarse en las figuras 38 y 39, tanto el eje del rotor, como el de los engranajes conducidos, se soportan en la góndola por medio de cojinetes.

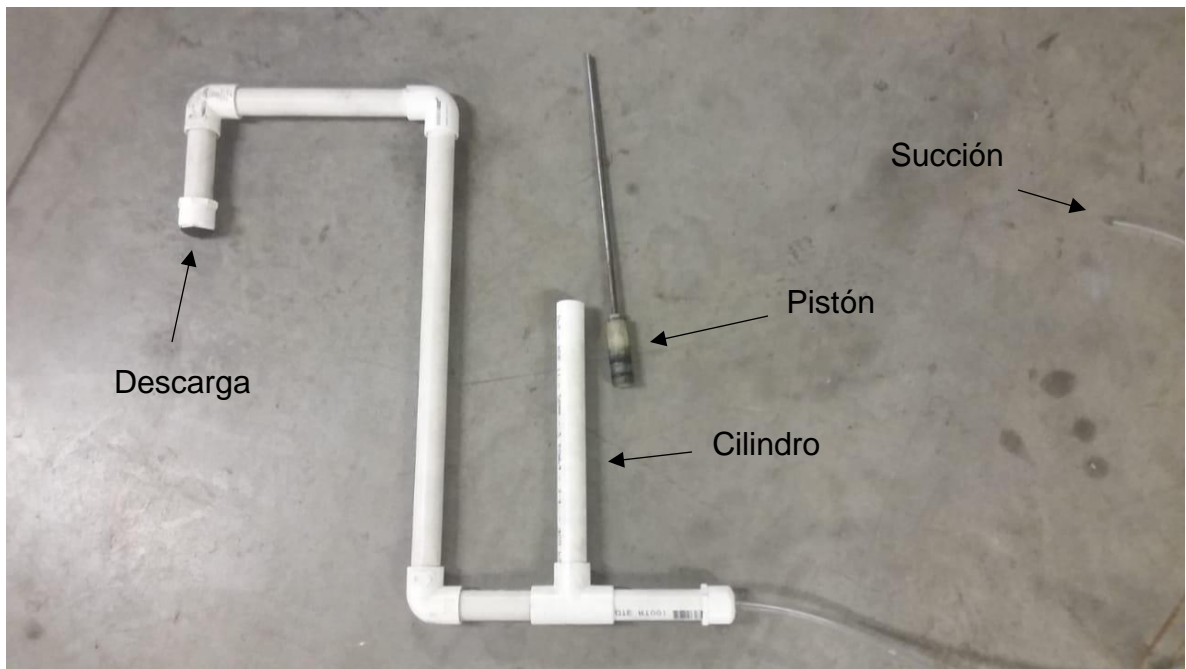
Figura 39. Juego de engranajes, biela y guía de la transmisión del prototipo.



4.3.6. Bomba de pistón

La bomba de pistón fue construida de tubería y accesorios en plástico y PVC, exceptuando la biela del pistón, la cual corresponde a una varilla metálica, y su configuración puede verse en la figura 40.

Figura 40. Construcción de bomba de pistón del prototipo.



La activación del mecanismo se logró a través de la instalación de dos trozos de foamy en forma circular (figura 41), los cuales se encargan de reemplazar de una forma sumamente sencilla las funciones de las válvulas check comúnmente utilizadas en este tipo de bombas. Esta decisión se tomó previendo la reducción de costos referentes a la construcción del prototipo, siendo que la obtención de las mencionadas válvulas aumentarían de forma exponencial este criterio, además de que a la bomba del prototipo no se le ha atribuido la suficiente importancia, en función de los objetivos establecidos, como para ser construida de forma más precisa y eficiente.

Figura 41. Mecanismo de antiretorno y retención de la bomba del prototipo.



Retención en la succión



Retención en la descarga

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. DISEÑO DE BOMBA EÓLICA

5.1.1. Diseño de rotor

Bajo las condiciones preestablecidas, el caudal necesario (Q) se determinó de:

$$Q = \frac{30 L}{24 h} \times \left(\frac{1 h}{3600 s} \right) \times 1218 = 0,4229 \frac{L}{s} = 0,0004229 \frac{m^3}{s}$$

Según el análisis sobre la plataforma POWER, la velocidad del viento de diseño se definió en:

$$v_d = 8 \text{ m/s}$$

La velocidad del viento máxima de arranque se determinó de la expresión:

$$c_{mo} \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v_{st}^2 \cdot A \cdot R \right) = \left(\left(\rho_a \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi D_p^2}{4} \right) + m_b \cdot g \right) \frac{1}{2} S$$

De la cual se reemplazó:

- $c_{mo} = 0,5$ (figura 42)
- $\frac{\pi D_p^2}{4} = 0,01291 \text{ m}^2$
- $H = 25 \text{ m}$
- $m_b = 20 \text{ kg}$
- $S = 0,2 \text{ m}$

$$v_{st} = 8,12 \frac{m}{s}$$

Este resultado obtenido denota la velocidad del viento máxima necesaria para inducir el movimiento en el rotor a una velocidad tangencial correspondiente (según curva u vs v). Se determinó la velocidad máxima de arranque para inducir “instantáneamente” la velocidad de diseño del rotor asumiendo el valor del torque

del rotor como el producido para la velocidad del viento de diseño e igualándolo al máximo torque de la bomba (equivalente a π veces su torque promedio). Lo anterior se expresa como:

$$M_{bomba,m\acute{a}x} = \frac{\pi}{2} c_{Qd} \cdot \rho \cdot A \cdot v_d^2 \cdot R = c_{md} \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v_d^2 \cdot A \cdot R \right)$$

Con lo cual se llegó a:

$$c_{mo} \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v_{st}^2 \cdot A \cdot R \right) = c_{md} \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v_d^2 \cdot A \cdot R \right)$$

$$v_{st} = v_d \sqrt{\frac{\pi c_{p,m\acute{a}x}}{\lambda_d \cdot c_{mo}}}$$

Reemplazando con:

- $v_d = 8 \text{ m/s}$
- $c_{p,m\acute{a}x} = 0,35$
- $\lambda_d = 1$
- $c_{mo} = 0,5$ (figura 42)

Se obtuvo un valor de:

$$v_{st} = 12 \text{ m/s}$$

De este resultado puede inferirse que para dar arranque a la bomba de pistón y transmitirle directamente la respectiva velocidad de diseño, será necesario contar con la presencia de una ráfaga de viento de aproximadamente 12 m/s.

Los valores obtenidos para v_{st} denotan que no es necesario recalcular el valor de la velocidad del viento de diseño, debido a que según los estudios pertinentes del sector, se obtendrán velocidades del viento suficientes para arrancar el rotor.

Se dimensionó el rotor de la turbina con un diámetro de 2,5 metros, valor con el cual se contará con una potencia eólica de:

$$P_o = \frac{1}{2} \rho_{aire} v_d^3 A$$

$$P_o = 1633,63 \text{ W}$$

Es posible estimar la potencia entregada por el rotor de 2,5 m en promedio y en condiciones de funcionamiento óptimo, empleando las siguientes expresiones, respectivamente:

$$\bar{P} = 0,1 \cdot A \cdot v^3$$

$$P_{w,máx} = c_{p,máx} \cdot P_o$$

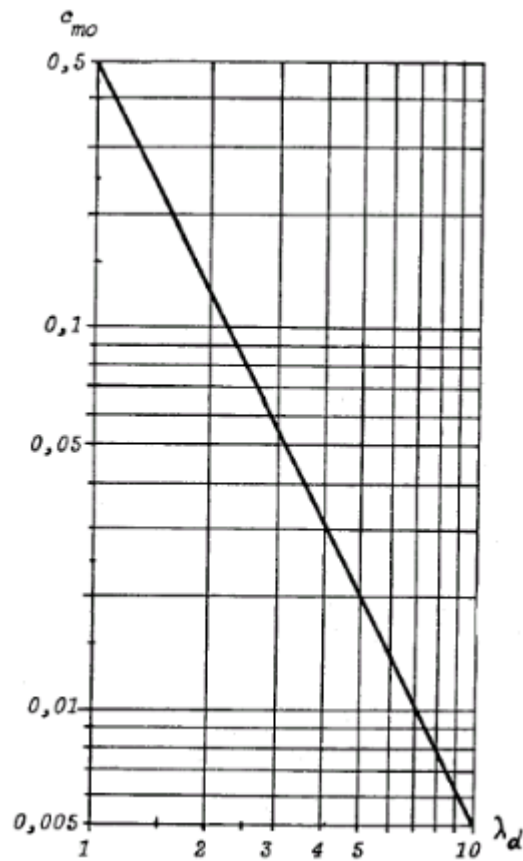
De las cuales se obtuvo:

$$\bar{P} = 251,34 \text{ W}$$

$$P_{w,máx} = 490 \text{ W}$$

En la figura 43 puede observarse el diseño del rotor eólico elaborado en SolidWorks, el cual, según la metodología de diseño previamente descrita, tuvo como resultado las características que se presentan en la tabla 2.

Figura 42. Gráfica de coeficiente de torque de arranque en función de la velocidad específica de diseño.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Coeficiente de par de arranque [imagen]. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: [http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf](http://www.amics21.com/laveritat/introduccion%20teoria%20turbinas%20eolicas.pdf).

Figura 43. Diseño del rotor elaborado en SolidWorks.

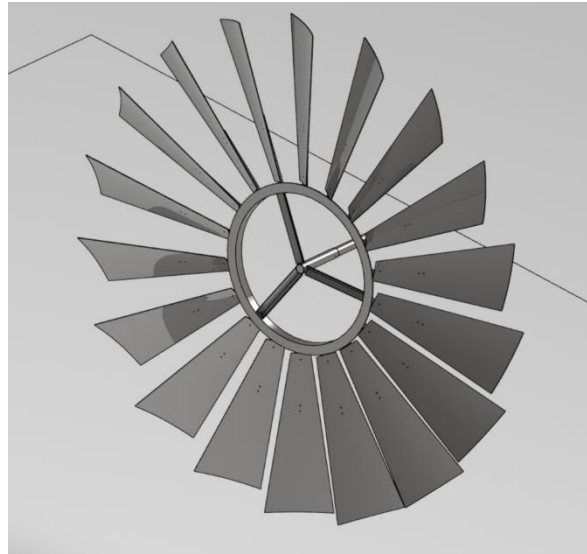


Tabla 2. Características generales del rotor eólico diseñado.

Diámetro [m]	2,5
Número de palas	18
Velocidad específica de diseño	1,0
Solidez [%]	86
Coef. de potencia máximo estimado	0,3
Potencia estimada a λ_d [W]	490
Perfil aerodinámico de palas	Chapa curvada
Longitud de palas [cm]	85
Curvatura de palas [%]	5
Ángulo de calado de palas [°]	35,5

El cálculo del coeficiente de potencia del elemento (c_p') al radio eficaz fue:

$$c_p' = 4 \cdot \lambda^2 \cdot a \cdot (b - 1) \rightarrow \begin{cases} a = 0,691 \\ b = 1,31 \end{cases}$$

$$c_p' = 4 \cdot 0,72^2 \cdot 0,691 \cdot (1,31 - 1) = 0,44$$

Del análisis de simulación del perfil en XFLR5 se obtuvo una fineza máxima de 80, por lo que el rendimiento del elemento de pala (η_f) al radio eficaz calculado fue:

$$\eta_f = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon} \cot \beta}{1 + \frac{1}{\varepsilon} \tan \beta}$$

$$\eta_f = \frac{1 - \frac{1}{80} \cot 36^\circ}{1 + \frac{1}{80} \tan 36^\circ} = 0,97$$

El factor indicativo de las pérdidas de potencia (η_z) debido al número finito de palas puede calcularse según Prandtl de la siguiente expresión⁴⁸:

$$\eta_z = \left(1 - \frac{1,39}{z} \sin\left(\frac{2}{3} \tan^{-1} \frac{1}{\lambda_d}\right)\right)^2$$

$$\eta_z = \left(1 - \frac{1,39}{18} \sin\left(\frac{2}{3} \tan^{-1} \frac{1}{1}\right)\right)^2 = 0,92$$

Con estos valores fue posible determinar el coeficiente de potencia máximo teórico del rotor ($c_{p,máx}$):

$$c_{p,máx} = c_p' \cdot \eta_f \cdot \eta_z$$

$$c_{p,máx} = 0,44 \cdot 0,97 \cdot 0,92 = 0,39$$

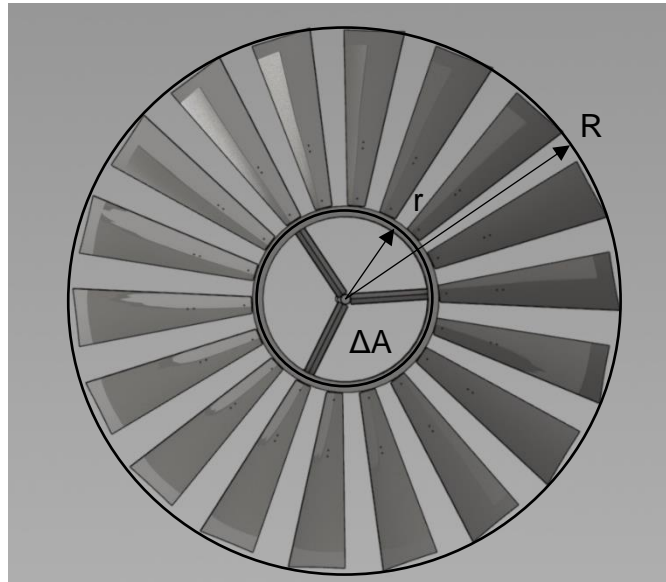
Las pérdidas de potencia debido a la presencia de palas más cortas pueden cuantificarse según el análisis del rotor eólico de Betz⁴⁹, por lo cual, si se denota como r la distancia entre el buje y el inicio de la pala, y R el radio del rotor (figura 44), la potencia máxima posible entregada por el área limitada por la circunferencia de radio r será:

$$\Delta P_w = 0,37 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot v^3$$

⁴⁸ FRANQUESA, Op. cit.

⁴⁹ BETZ, Op. cit.

Figura 44. Superficie barrida por la zona de las palas cercana al buje del rotor.



Mientras que la potencia máxima posible entregada por todo el rotor será:

$$P_{w,m\acute{a}x} = 0,37 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot v^3$$

Por lo que dividiendo ambas expresiones se obtiene que:

$$\frac{\Delta P_r}{P_R} = \left(\frac{r}{R}\right)^2 = \left(\frac{0,4}{1,25}\right)^2 = 0,10$$

Lo que significa que ese espaciado entre el buje y la ubicación de las palas representan una pérdida del 10% de potencia, lo que quiere decir que el coeficiente de potencia máximo del rotor será:

$$c_{p,m\acute{a}x} = 0,35$$

Al no diseñarse las palas con un perfil relleno, y contar con un ángulo de calado y espesor constantes, su eficiencia se ve reducida también por esta razón, lo que implica que en realidad el coeficiente de potencia máximo no será de 0,35, si no que se reducirá a un valor muy cercano de 0,3.

Los resultados de las fuerzas axiales sobre el rotor fueron:

$$\text{Para } v = v_d \rightarrow F_{a,pala} = \frac{1}{2} \cdot 0,506 \cdot 1,3 \cdot 0,234 \cdot 8^2$$

$$F_{a,pala} = 4,93 \text{ N}$$

$$\text{Para } v = v_{m\acute{a}x} \rightarrow F_{a,pala} = \frac{1}{2} \cdot 0,506 \cdot 1,3 \cdot 0,234 \cdot 14^2$$

$$F_{a,pala} = 15,08 \text{ N}$$

Sobre los cálculos, se ha asumido el mismo número de Reynolds para todas las operaciones, lo cual no afecta de manera considerable los resultados. Fue posible realizar una comparación entre este resultado teórico (por medio de expresiones matemáticas) y el resultado obtenido a través de simulación CFD con la herramienta Fluent del software Ansys.

Se observó que para las condiciones de velocidad del viento de diseño, la presión promedio presente en la región central de la pala, sobre la cara en la cual incide el viento, es de unos 25 Pa, lo cual representaría una fuerza sobre el área total de dicha cara de 5,85 N en dirección perpendicular a la cuerda del perfil. Teniendo en cuenta el ángulo de calado de las palas, la fuerza axial sería entonces:

$$F_{a,pala} = 5,85 \cos 36 = 4,73$$

La fuerza axial máxima presente sobre el rotor (teniendo en cuenta las 18 palas) será entonces de:

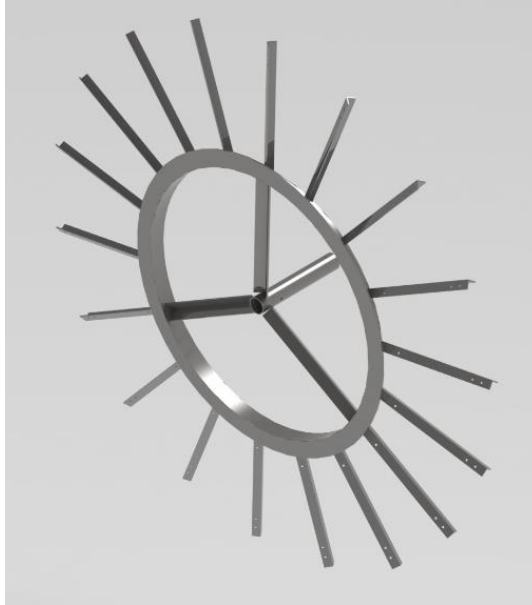
$$F_{a,rotor} = 18 \cdot (15,08)$$

$$F_{a,rotor} = 271,44 \text{ N} \approx 28 \text{ kg}$$

Estos resultados obtenidos son un criterio altamente importante para la selección del rodamiento ubicado en el acople de la góndola de la turbina con la torre, así como para el soporte de las palas.

El diseño de la estructura del rotor elaborado se presenta en la figura 45.

Figura 45. Estructura del rotor elaborada en SolidWorks.



5.1.2. Sistemas de Orientación y Protección

Reemplazando los respectivos valores, se determinó el área de la veleta de orientación, para lo cual se mantuvo un factor de seguridad de 1,2. Siendo $L_R = 0,4 m$:

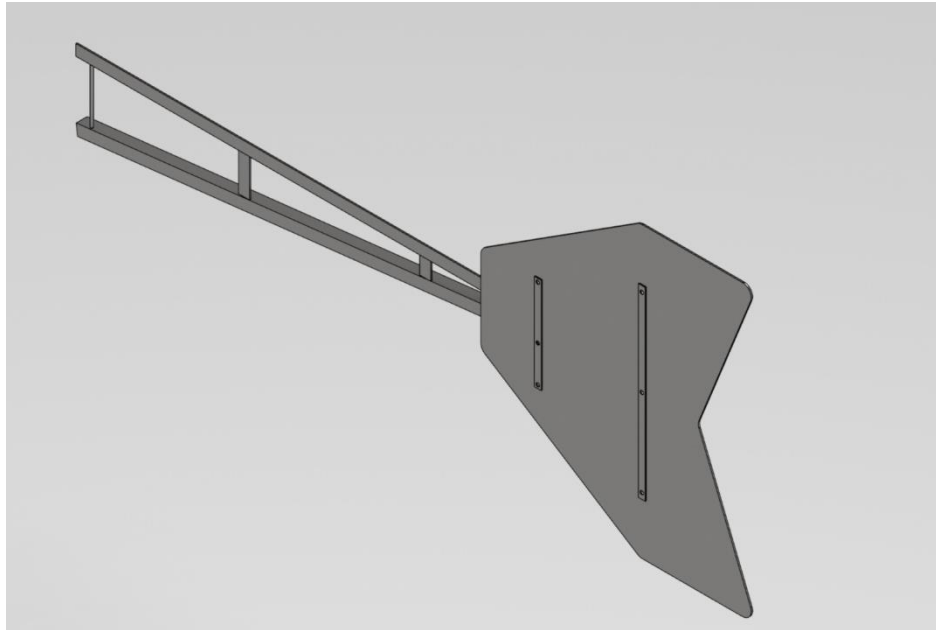
$$A_{v,o} = 1,2 \cdot \frac{5}{28} \cdot \pi \cdot 0,4 \cdot 2,5$$

$$A_{v,o} = 0,6732 m^2$$

La instalación de la veleta de orientación sobre el sistema se efectuó mediante la conexión de la misma a la góndola de la turbina por medio de un brazo compuesto por una barra horizontal y una inclinada, las cuales se conectan por medio de dos juntas verticales. Este brazo, el cual pivotea en el pasador que lo acopla a la góndola, se diseñó teniendo en cuenta las cargas del aire, el peso de la veleta, y el peso de sus propios elementos. Asimismo, para evitar mayores deformaciones

sobre la veleta y por tanto hacer más eficiente el sistema orientación, se decidió instalar dos perfiles verticales sobre la veleta, tal como lo muestra la figura 46.

Figura 46. Veleta de orientación elaborada en SolidWorks.



Se ha prestablecido para la veleta transversal un área igual al 5% del área del rotor, lo cual equivale a $0,246 \text{ m}^2$, siendo un valor muy común en la fabricación de turbinas multipala debido a que permite el funcionamiento del sistema en presencia de una veleta aproximadamente 3 veces más pequeña que la de orientación y con un brazo de corta longitud. El rotor está diseñado para una velocidad nominal del viento de 8 m/s y se desea sacar de funcionamiento para una velocidad del viento de 14 m/s, ya que induciría un aproximado de 105 rpm en el rotor y su respectivo eje, aumentando demasiado el número de carreras del pistón por minuto con respecto al requerimiento de caudal prestablecido. Por otra parte, velocidades del viento a

partir de este valor se clasifican como número 7 en la escala de Beaufort⁵⁰, calificándose ya como vientos fuertes, capaces incluso de mover grandes árboles y de ocasionar dificultad para caminar en contra del viento, lo que llevado al contexto de la turbina eólica, puede ocasionar grandes fuerzas centrífugas y desprender alguna pala del rotor.

La veleta de protección tendrá un diseño idéntico al de la veleta de orientación, y para asegurar que el rotor se mantenga orientado hacia el viento para velocidades inferiores a 14 m/s, se ha dimensionado notablemente más pequeña la veleta de protección que la veleta de orientación.

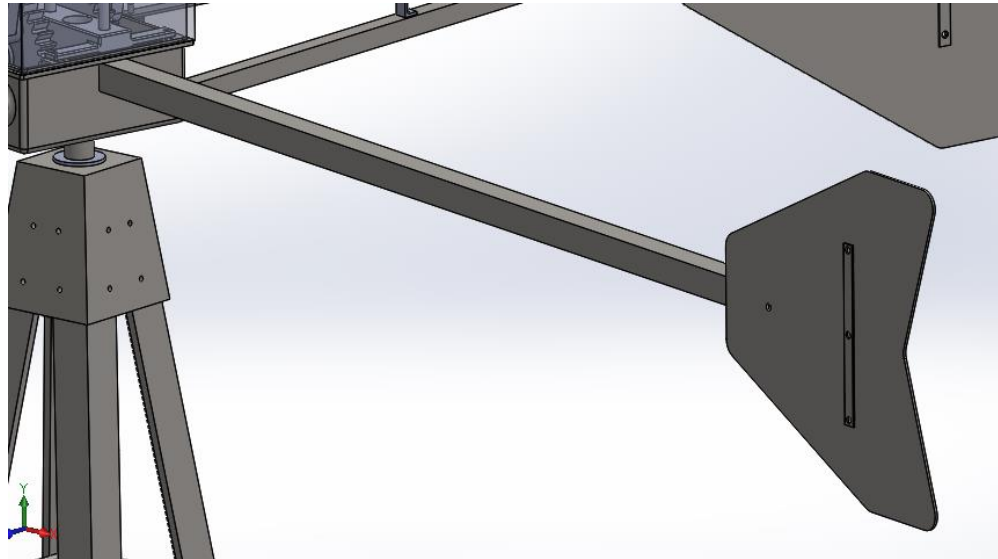
La ubicación del centro de la veleta de protección con respecto al eje del rotor se determinó buscando dejar un espaciado entre la punta de las palas y la arista más cercana de dicha veleta de 25 cm, lo que quiere decir que la veleta se ubicará a una distancia de 1,8 m del centro del rotor. Este espaciado se deja para permitir que el viento incida directamente y sin tanta turbulencia sobre la veleta. Para el sistema de protección con la veleta transversal se ha dimensionado un brazo más sencillo al ya mencionado para la veleta de orientación, implementando un solo miembro estructural horizontal fijado a la caja o góndola. El ensamble de esta veleta, debido a su tamaño, tendrá solo una miembro vertical (figura 47).

Es importante resaltar que este mecanismo de protección se lleva a cabo con el objetivo de implementar un sistema más preciso en la prevención de velocidades altas del viento y por tanto incrementar la vida útil de las piezas móviles y de las palas del rotor. El diseño podría elaborarse de tal manera que se prescindiera de la veleta transversal, pues dentro del montaje, al encontrarse desfasado el eje del rotor, con respecto a la posición del eje o pivote del montaje de la góndola sobre la torre, las cargas producto de vientos rápidos permitirán el giro del rotor con respecto a dicho pivote y por tanto sacarlo del sistema, sin embargo, confiar únicamente en

⁵⁰ SAIL AND TRIP. Escala Beaufort. La intensidad del viento. Diciembre 2014. Disponible en: <https://sailandtrip.com/escala-beaufort/>.

este último principio puede ser más impreciso o requerir de redimensionamientos en la góndola, factores que no se desean tener en el diseño.

Figura 47. Veleta de protección elaborada en SolidWorks.



5.1.3. Frenado del rotor

Por lo mencionado en el capítulo anterior, resulta de gran importancia diseñar adecuadamente el muelle para el frenado del rotor, y para tal objetivo se han seguido el procedimiento y expresiones recomendadas por Franquesa para este fin⁵¹. Siendo K_q la fuerza aerodinámica aplicada sobre la veleta de protección, puede expresarse su respectivo torque sobre O como (figura 48):

$$M_q = K_q \cdot l_q$$

De donde:

$$K_q = L \sin \varphi + D \cos \varphi = c(\varphi) \cdot F_q \cdot v^2$$

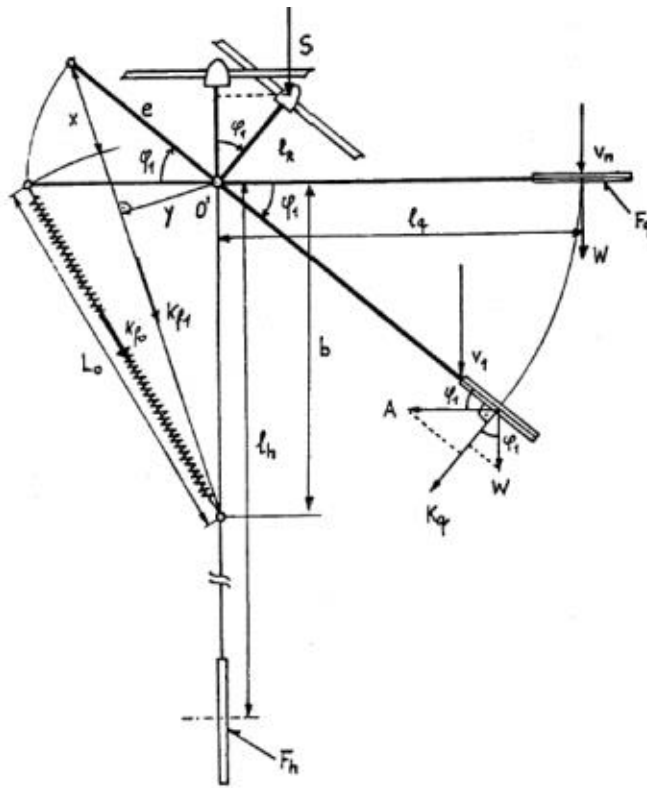
⁵¹ FRANQUESA, Op. cit.

$$c(\varphi) = \frac{1}{2} \rho \cdot (c_L \sin \varphi + c_D \cos \varphi)$$

El valor del factor $c(\varphi)$ puede extraerse de la gráfica presentada en la figura 49. Así pues, el torque ejercido por la veleta transversal será:

$$M_q = c(\varphi) \cdot F_q \cdot v^2 \cdot l_q$$

Figura 48. Esquema de sistema de protección de



Fuente: FRANQUESA, Manuel. Sistema de protección con veleta transversal [imagen]. En: Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

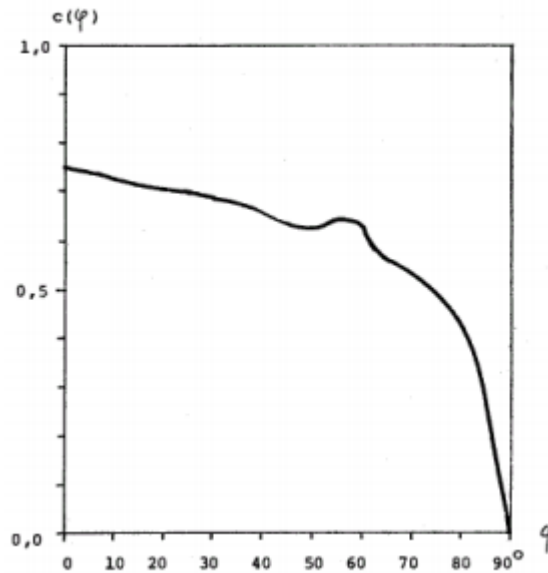
La fuerza del muelle hará un torque igual a:

$$M_f = K_f \cdot y(k, \varphi) \rightarrow k = \frac{b}{e}$$

Siendo que para condiciones normales, es decir, para velocidades inferiores a 14 m/s, el torque ejercido por el muelle debe ser igual al ejercido por la veleta transversal, se obtiene que:

$$K_f = \frac{c(\varphi) \cdot l_q \cdot F_q \cdot v^2}{y(k, \varphi)}$$

Figura 49. Gráfica de Factor $c(\varphi)$.



Fuente: FRANQUESA, Manuel. La curva de la función $c(\varphi)$ [imagen]. **En:** Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

A la velocidad del viento nominal o de diseño, $\varphi = 0$, y por tanto se debe pretensar el muelle a un valor de:

$$K_{f,o} = \frac{c(0) \cdot l_q \cdot F_q \cdot v^2}{y(k, 0)} = 0,75 \frac{l_q \cdot F_q \cdot v^2}{y(k, 0)}$$

De la ley de Hooke, La fuerza y torque del muelle en cualquier instante serán respectivamente:

$$K_f = K_{f,o} + c_f \cdot x(k, \varphi)$$

$$M_f = (K_{f,o} + c_f \cdot x(k, \varphi)) \cdot y(k, \varphi)$$

Para la determinación de la fuerza de pretensado del muelle y su respectiva constante en este diseño, se emplearon las siguientes expresiones:

$$K_{f,o} = K_{f,o}^* \cdot \frac{l_q \cdot F_q}{e} \quad [N]$$

$$c_f = c_f^* \cdot \frac{l_q \cdot F_q}{e^2} \quad [N/cm]$$

Donde las constantes $K_{f,o}^*$ y c_f^* se obtienen a partir de la tabla 3. Los valores de l_q y e deben introducirse en metros, y F_q en metros cuadrados. Es importante resaltar que todo este análisis efectuado es estático, donde se han despreciado factores como la inercia y la fricción del cojinete, por lo que los resultados no dejan de ser una aproximación. El muelle óptimo solo podrá ser determinado y ajustado bajo pruebas experimentales del diseño en cuestión, sin embargo, al tratarse de una fase netamente de diseño teórico, los valores aquí obtenidos son un excelente primer criterio para la construcción de la turbina, por lo que deben utilizarse y posteriormente someterse a ligeros ajustes.

Tabla 3. Selección de constantes de diseño del muelle según velocidades del viento.

				v_r (m/s)					
				8		10		12	
				k_{fo}^*	c_f^*	k_{fo}^*	c_f^*	k_{fo}^*	c_f^*
Viento	14	k	1	68	6,0	105	5,1	152	3,3
			2	54	3,5	84	2,3	121	2,1
			3	51	2,8	79	2,3	114	1,7
			4	49	2,6	77	2,1	111	1,5
			5	49	2,4	77	1,7	110	1,4
	16	k	1	68	8,1	105	7,4	152	6,3
			2	54	4,9	84	4,2	121	3,5
			3	51	4,3	79	3,4	114	2,8
			4	49	3,6	77	3,1	111	2,6
			5	49	3,4	77	2,9	110	2,4
	18	k	1	68	11,1	105	10,1	152	9,0
			2	54	6,4	84	5,8	121	5,1
			3	51	5,3	79	4,7	114	4,1
			4	49	4,8	77	4,3	111	3,8
			5	49	4,5	77	4,1	110	3,5
	20	k	1	68	14,0	105	13,1	152	11,9
			2	54	8,2	84	7,6	121	6,9
			3	51	6,7	79	6,2	114	5,6
			4	49	6,2	77	5,6	111	5,1
			5	49	5,8	77	5,3	110	4,7

Fuente: FRANQUESA, Manuel. Tabla para el cálculo del muelle del sistema de regulación [tabla]. En: Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

En la tabla 3, v_{torm} hace referencia a la velocidad del viento sobre la cual se desea sacar del sistema al rotor, y v_r corresponde a la velocidad nominal del viento. Reemplazando estos valores por 14 m/s y 8 m/s, respectivamente, y un valor de $k = 1$, se obtuvo:

$$K_{f,o}^* = 54$$

$$c_f^* = 3,5$$

Basado en el tamaño de la góndola y el valor de $k = 2$, se obtuvieron los valores de b y e , así como también la correspondiente longitud del muelle l_m :

$$b = 40 \text{ cm}$$

$$e = 20 \text{ cm}$$

$$l_m = \sqrt{40^2 + 20^2} = 44,7 \text{ cm}$$

Por lo que la fuerza de pretensado y constante del muelle deberán ser:

$$K_{f,o} = 54 \cdot \frac{1,8 \cdot 0,246}{0,2} = 119,6 \text{ N} \approx 12 \text{ kg}$$

$$c_f = 3,5 \cdot \frac{1,8 \cdot 0,246}{0,2^2} = 38,8 \text{ N/cm}$$

Para lograr dicha fuerza de pretensado, será necesario efectuar una elongación (x_o) inicialmente el resorte igual a:

$$x_o = \frac{K_{f,o}}{c_f} = \frac{119,6}{38,8} = 3,08 \text{ cm}$$

5.1.4. Bomba

El caudal requerido de diseño fue de $4,23 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ($0,423 \text{ L/s}$), con lo que se determinó el volumen del cilindro de la bomba y el diámetro del pistón:

$$A_{cil} \cdot S = 8,29 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$D_{cil} = 8,4 \text{ cm} \approx 3\frac{1}{2}''$$

Los caudales $Q_{m\acute{a}x}$ y $Q_{m\acute{i}n}$ se obtienen para la mayor y menor carrera del pist3n, respectivamente, y en condici3n de velocidad de viento nominal.

$$Q_{m\acute{a}x} = 4,23 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0,423 \frac{L}{s}$$

$$Q_{m\acute{i}n} = 3,80 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0,380 \frac{L}{s}$$

Si el transporte del agua se da por tubería de 1", se determina que la capacidad de presi3n de la bomba en t3rminos de cabeza, a condiciones nominales, es aproximadamente:

$$H_n = 128 \text{ m}$$

Habiendo completado todo el proceso de dise1o del rotor, se obtuvo como resultado el modelo presentado en la figura 50 el cual se elabor3 en SolidWorks.

Figura 50. Dise1o de turbina e3lica elaborado en SolidWorks.



El sistema de captación puede observarse en la figura 51. En la succión se instaló un separador grueso, tal como se muestra en la figura 52, encargado de filtrar las partículas de gran tamaño (hasta 20 mm), mientras que a la entrada de la bomba fue instalado un filtro de arena para remover partículas en suspensión de menor tamaño, como la arena.

Figura 51. Esquema de sistema de captación.

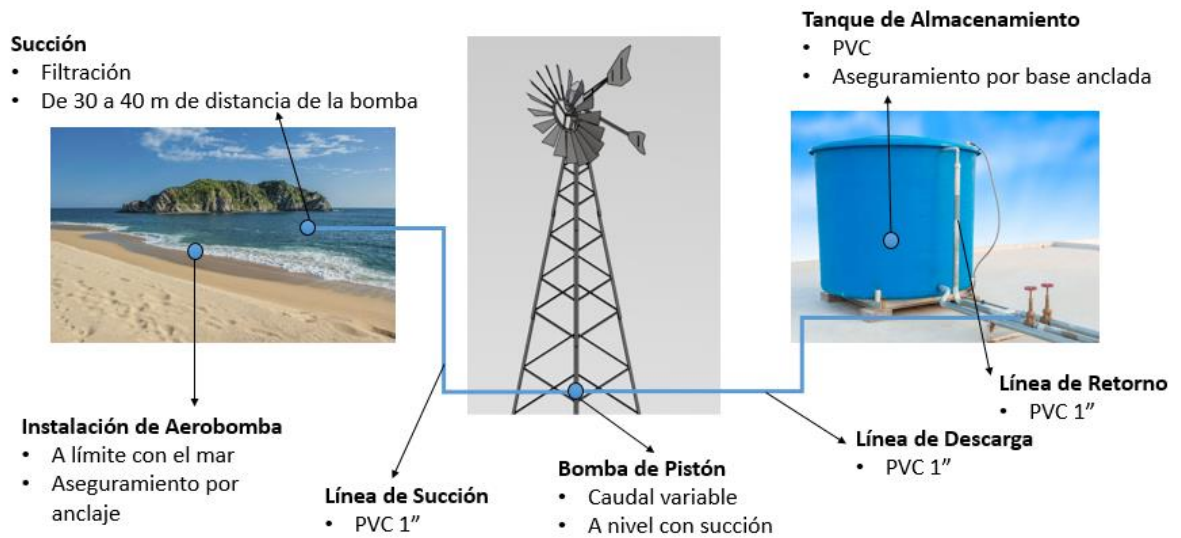
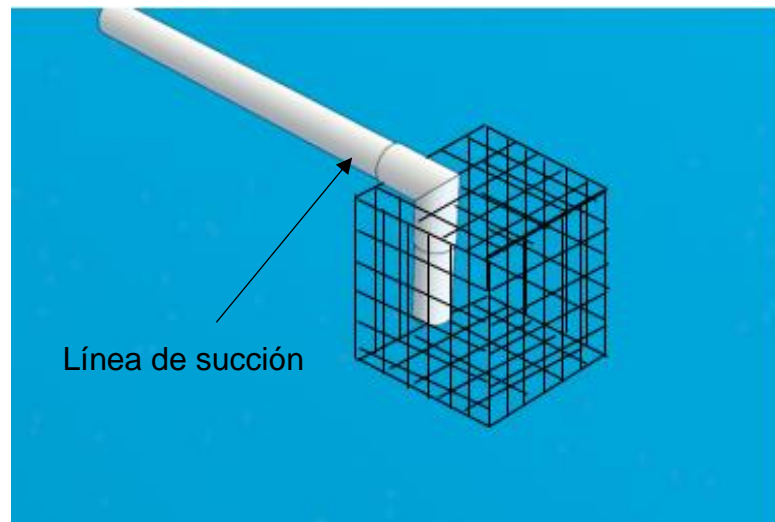


Figura 52. Filtrado de partículas gruesas en la succión.



5.2. PROTOTIPO DE LA BOMBA EÓLICA

En la figura 53 se observa el prototipo construido.

Figura 53. Prototipo de la turbina.



Sobre el prototipo se decidió instalar la veleta de orientación fija sobre la góndola, evitando instalar el muelle previamente mencionado (figura 54).

Figura 54. Instalación de veleta de orientación.



La turbina se pintó para mantener sin óxido sus componentes durante un periodo estimado de un año (figura 55), siempre y cuando se ubique en el laboratorio donde fue ensamblada o en algún otro laboratorio, mientras que si es llevada a la intemperie, se estima que el deterioro de la pintura llega a ser notable transcurridos unos 3 o 4 meses. Si se desea implementar en este último entorno, se recomienda tapar la góndola para lograr aislar el sistema de transmisión y evitar mayores deterioros en los ejes de la turbina, ya que son los verdaderamente afectados por la oxidación. Sin embargo, la oxidación de los demás componentes no llega a afectar notablemente el funcionamiento de la máquina, por lo que el mantenimiento referente a este aspecto puede realizarse con poca frecuencia (entre 1 y 2 años), teniendo en cuenta que el respectivo costo es relativamente económico.

5.2.1. Pruebas sobre el rotor

El rotor eólico se sometió a pruebas aerodinámicas usando un ventilador industrial con el cual se obtuvieron 5 diferentes velocidades del viento (figura 56). La velocidad del rotor se midió sobre su eje con un tacómetro digital.

En primera instancia, se determinó la velocidad específica de la punta de las palas del rotor bajo diferentes velocidades del viento; los resultados de estas pruebas se

muestran en la tabla 4. Más adelante se presentarán los resultados de las pruebas efectuados con carga sobre la turbina

Figura 55. Resultado final del prototipo de la turbina.

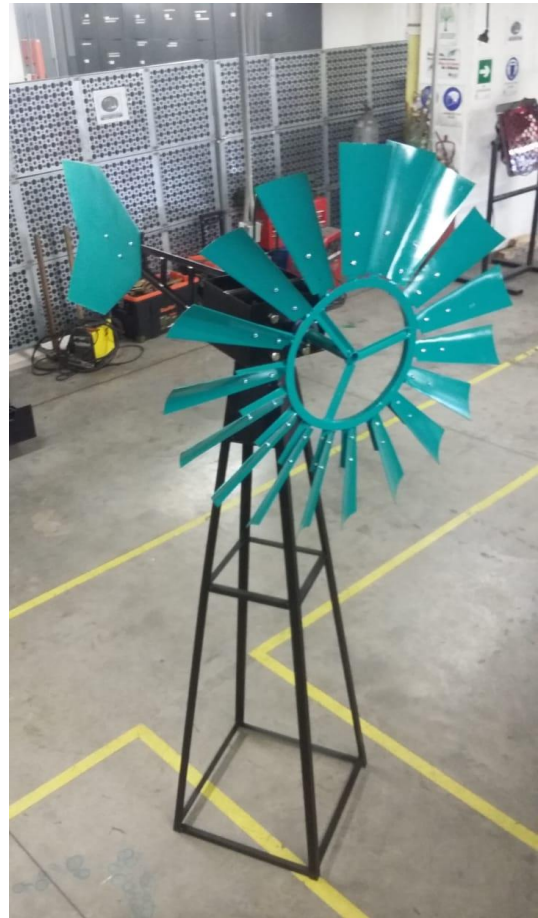


Figura 56. Pruebas realizadas a la turbina con un ventilador industrial.



Tabla 4. Resultados de pruebas de rotor sin carga.

Velocidad del viento delante del rotor (m/s)	Potencia disponible del viento (W)	RPM promedio del rotor	Velocidad angular del rotor (rad/s)	Velocidad de las puntas de las palas (m/s)	Velocidad específica (-)
3	8,82	88,9	9,31	3,72	1,24
4	20,9	103,4	10,83	4,33	1,08
5	40,8	116,0	12,15	4,86	0,97
8	167,3	135,3	14,17	5,7	0,71
9	238,2	154,9	16,22	6,5	0,72

Las mediciones registradas en la tabla 4 permitieron notar que existe una diferencia entre la velocidad específica de diseño (igual a 1,0), y la velocidad específica real medida, la cual fue de 0,72, obtenida para la velocidad del viento de diseño (8 m/s). Este aspecto se justifica por las pérdidas mecánicas y aerodinámicas del rotor ocasionadas por los cojinetes y por el direccionamiento y turbulencia del viento, respectivamente; asimismo, como se pudo observar en la figura 51, las pruebas podrían ser llevadas a cabo mediante equipos más específicos, como un túnel de viento. Esta comparación permitió confirmar que los cálculos teóricos son estimativos, y que resultaría imposible obtenerlos como resultados de pruebas experimentales. Aun así, existen varias opciones para lograr acercarse más a ellos, como la reducción de la rigidez del rotor o la instalación de soportes de mayor gama, entre otros.

La velocidad del viento mínima de arranque sin carga se determinó mediante un ventilador de menor potencia, siguiendo el mismo procedimiento mostrado en la figura 51, obteniendo como resultado un aproximado de:

$$v_{st} = 1,0 \frac{m}{s} \rightarrow \text{Sin carga}$$

Es importante reiterar que este valor es aproximado, pues en algunos ensayos la turbina arrancó con velocidades incluso menores, del orden de los 0,7 m/s, con lo cual el resultado presentado equivale a la velocidad con la cual se asegura el arranque del rotor sin carga.

5.2.2. Pruebas con la bomba instalada

Con la bomba de pistón ensamblada a la turbina, se registró el caudal entregado por la misma para distintas velocidades del viento incidentes sobre el rotor. Para esto se midió el tiempo tomado por la bomba en llenar una cubeta con dimensiones previamente conocidas. El caudal teórico y la cabeza neta de presión de la bomba se obtuvieron del análisis hidráulico de la misma, teniendo en cuenta las dimensiones de la tubería, accesorios y la carrera del pistón. Para la obtención de los resultados de eficiencia del rotor se varió la carga aplicada sobre la biela del pistón mediante la ubicación de elementos previamente pesados, pudiendo determinar más fácilmente el torque generado por la turbina. Los resultados obtenidos que describen el rendimiento de la bomba de pistón se presentan en la tabla 5, y los resultados que describen el rendimiento de la turbina se muestran en la tabla 6.

Tabla 5. Propiedades de la bomba de pistón.

Velocidad del viento delante del rotor (m/s)	RPM promedio del rotor	Caudal teórico a la salida de la bomba (L/min)	Caudal real a la salida de la bomba (L/min)	Eficiencia volumétrica de la bomba (%)
4	50,0	1,572	0,520	33,1
5	94,1	2,958	0,696	23,5
6	110,9	3,486	0,792	22,7
7	115,0	3,618	0,960	26,5
8	125,3	3,936	0,906	23,0
9	133,2	4,182	0,913	21,8

Tabla 6. Eficiencia de la turbina eólica.

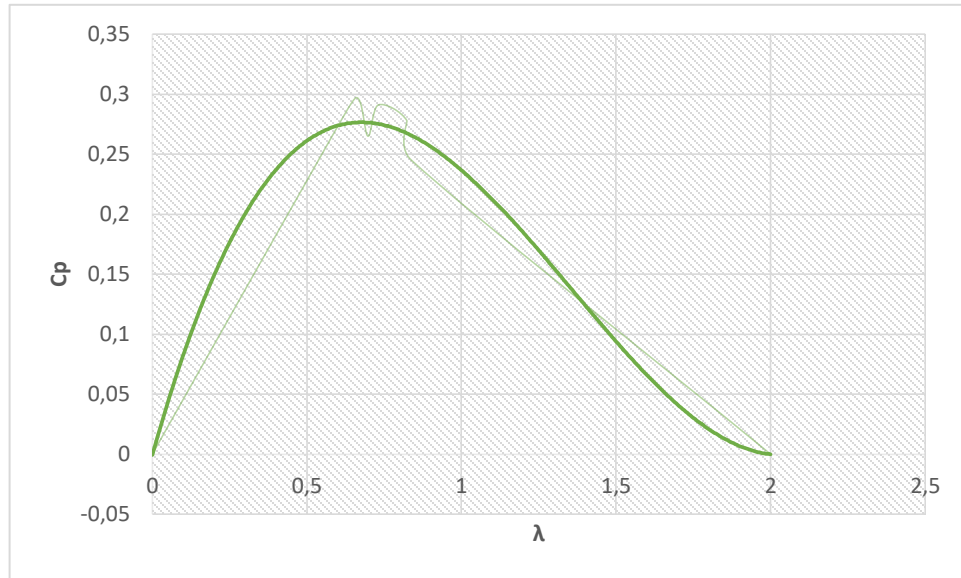
Velocidad del viento delante del rotor (m/s)	Potencia disponible del viento (W)	Velocidad angular del rotor (rad/s)	Torque aplicado el eje del rotor (N.m)	Potencia a la salida de la turbina (W)	Estimado de eficiencia de juego de engranajes (%)	Coefficiente de potencia del rotor
4	22,72	5,236	0,8826	4,62	80	0,254
5	44,38	9,854	0,8826	8,70	80	0,245
6	76,68	11,613	1,470	17,07	80	0,278
7	121,77	12,043	2,354	28,35	80	0,291
8	181,76	13,121	2,940	38,58	80	0,265
9	258,80	13,949	4,413	61,56	80	0,297

Como puede observarse en la tabla 6, los resultados correspondientes al coeficiente de potencia del rotor han tenido en cuenta las pérdidas mecánicas presentes en la turbina, donde se dio relevancia al material de fabricación del juego de engranajes y la respectiva distribución e instalación de los componentes del sistema de transmisión.

Sobre el análisis hidráulico de la bomba para la determinación de su correspondiente caudal teórico, se especificaron las dimensiones de los elementos influyentes y se calculó la velocidad promedio del pistón en función de la velocidad angular del rotor.

Con los resultados obtenidos fue posible realizar un trazo de la curva característica del rotor (figura 57).

Figura 57. Curva característica del rotor del prototipo.



De los resultados registrados en las tablas 4, 5 y 6, se logra evidenciar que no toda la energía del viento absorbida o consumida por el rotor se convierte en la rotación del mismo, y que dentro del rango de 4-9 m/s, esta eficiencia se mantiene entre 24,5% y 29,7%, confirmando lo estudiado teóricamente, pues existen factores que reducen esta eficiencia aerodinámica, como lo son el número finito de palas, su rugosidad y su respectivo perfil aerodinámico, las pérdidas mecánicas por fricción entre elementos móviles, la constitución del rotor con palas “incompletas”, la turbulencia del viento, errores humanos en la fabricación, entre otros. A pesar de esto, los resultados obtenidos correspondientes a la velocidad específica y el coeficiente de potencia del rotor, demuestran en primera instancia su acercamiento a los datos teóricos previamente calculados, y permiten deducir que los procesos de fabricación son bastante influyentes en la caracterización de una turbina eólica, pues aunque el prototipo fue elaborado en colaboración de personal experto, una notable mayoría del porcentaje del proceso de construcción lo efectuó el autor de este texto. Esto último implica que al prototipo podría extraerse una mayor eficiencia.

Durante las pruebas de la turbina con carga (bomba de pistón), fue evidente la necesidad de la presencia de una velocidad del viento de arranque mayor a la obtenida sin carga, notando que dicho valor se encuentra ahora cercano a:

$$v_{st} = 4,0 \frac{m}{s} \rightarrow \text{Con carga}$$

La eficiencia volumétrica de la bomba de pistón obtenida es baja, pues se encuentra entre 21,8% y 33,1%, ya que el diseño no empleó los sistemas anti-retorno más adecuados. Sin embargo, la bomba construida permitió registrar el correcto funcionamiento del sistema y la caracterización de la turbina. En la implementación del diseño a escala real, se deberá tener en cuenta la importancia de la eficiencia de la bomba para cumplir con los requerimientos de caudal, y a partir de ahí tomar las decisiones adecuadas, por lo que se recomienda la instalación de válvulas anti-retorno.

5.2.3. Pruebas de los sistemas de orientación y protección

Usando el ventilador industrial, fue posible estudiar el correcto funcionamiento de la veleta de orientación; haciendo incidir el flujo de aire con diferentes ángulos y obtener como respuesta el giro del rotor hasta posicionarse perpendicular al viento. Sin embargo, debido al corto diámetro del rotor del ventilador con respecto al del rotor de la turbina, fue necesario pivotear esta veleta entre 30° y 45° para asegurar su posicionamiento perpendicular al viento en condiciones normales.

Se analizó que la instalación de la veleta de protección conllevaría un aumento innecesario al costo del prototipo, ya que implicaría una elevada inversión correspondiente al resorte o muelle que fuera seleccionado con cierta exactitud y adaptado a la turbina. Es por esto que se decidió prescindir de la instalación de este elemento, sin alterar la eficiencia de la turbina y sin dejar de proteger el equipo, pues como ya se mencionó en apartados anteriores, al estar desfasado el eje del rotor, con respecto al cojinete de la góndola, los vientos fuertes lo harán girar y salir de la incidencia directa (perpendicular) del viento.

De forma similar se decidió prescindir del sistema de frenado de la turbina, debido a que esta acción es bastante sencilla teniendo en cuenta que la altura a la que se encuentra instalado el rotor del prototipo es de tan solo 1,5 m, por lo que basta con sacar manualmente a la turbina del viento incidente de forma perpendicular.

5.2.4. Costo del prototipo

La elaboración del prototipo requirió de una inversión económica la cual correspondió netamente a la compra de materiales y procedimientos mecánicos efectuados, aspectos que se detallan en las tablas 7 y 8. La descripción “acero” corresponde al acero no inoxidable encontrado en los negocios de la ciudad de Bucaramanga.

Tabla 7. Costo de materiales para el prototipo.

Elemento	Material	Dimensiones	Cantidad	Precio (COP)
Ángulo	Acero	1" x 6 m	1	15.000
Ángulo	Acero	¾" x 6 m	2	25.000
Lámina	Acero	Calibre 16 (1 x 2 m)	1	75.000
Tubo	Acero	5/16" x 15 cm	1	5.000
Eje	Acero	¾" x 35 cm	1	10.000
Eje	Acero	½" x 20 cm	1	5.000
Tubo cuadrado	Acero	1" x 1 m	1	2.000
Varilla	Acero	¼" x 1 m	1	3.000
Varilla roscada	Acero	¼" x 1 m	1	5.000
Cojinete	Acero inoxidable	¾"	2	27.000

Cojinete	Acero inoxidable	1/2"	2	23.000
Rodamiento	Acero inoxidable	1"	1	5.000
Tubo	Acero	3/4" x 10 cm	1	2.000
Barra	Acero	2" x 10 cm	1	12.000
Tubo	Acero	3/4" x 15 cm	1	2.000
Tornillo	Acero inoxidable	3/16" x 8 mm	43	8.600
Tornillo	Acero inoxidable	7/16" x 5 cm	8	10.000
Tubería	PVC	3/4" x 2 m	1	14.000
Codos 90°	PVC	3/4"	3	1.500
Tee	PVC	3/4"	1	500
Tapón	PVC	3/4"	2	1.000
Manguera	Plástico	1/4" x 1m	1	1.000
SUBTOTAL			\$ 252.600	

Tabla 8. Costo de procesos mecánicos para el prototipo.

Proceso	Costo (COP)
Cilindrado de lámina (palas)	40.000
Corte de lámina (palas)	20.000
Corte de lámina (veletas)	10.000
Corte de lámina (otros)	10.000
Corte de ángulos	5.000
Cilindrado de ángulo	40.000
Doblado de lámina	5.000
Pintado	50.000

Soldadura	40.000
Impresión 3D	20.000
SUBTOTAL	\$ 240.000

La sumatoria de los costos determina que llevar a cabo el prototipo requirió de una inversión económica de:

$$Inv. Económica = \$ 493.000$$

El ensamblaje total de la turbina se llevó a cabo en las instalaciones de la Universidad, por lo que se lograron reducir costos referentes a procedimientos de cortes, maquinados y soldadura, además de contar con la disponibilidad de la impresora 3D y su respectivo material para la elaboración de algunas piezas.

5.3. EVALUACIÓN DE COSTOS DEL PROYECTO

Se ha llevado a cabo un estudio CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente) el cual ha evaluado la viabilidad del proyecto en comparación con el diseño de un sistema que cumpla con los mismos requerimientos y emplee energía convencional no renovable. Para esto, se tomaron como referencia los costos cubiertos para la elaboración del prototipo y se llevaron a escala real de diseño. El diseño con energía no renovable consta del uso de una bomba centrífuga para agua de mar (o en su defecto de tornillo) alimentada por un motor de combustión de gasolina.

En la tabla 9 se muestra el estimado de costos por apartados referente a la adquisición del sistema con energía eólica.

Tabla 9. Estimación de costos por adquisición de sistema eólico.

Apartado	Costo (COP)
Torre	650.000
Rotor	300.000
Veletas	100.000
Góndola	100.000
Transmisión	100.000
Bomba	100.000
Pintado	400.000
TOTAL	1'750.000

Por otra parte, en la tabla 10 se muestra la estimación de costos por adquisición del sistema con energía fósil. Es importante resaltar que para fines comparativos, en ninguno de los dos sistemas se han tenido en cuenta los costos por tubería y almacenamiento de agua, ya que se asumen iguales para los dos.

Tabla 10. Estimación de costos por adquisición de sistema fósil.

Apartado	Costo (COP)
Motobomba gasolina	300.000
TOTAL	300.000

Efectuando un promedio de las tasas de interés para consumo en Colombia del año 2017, se ha establecido un valor del 18% efectivo anual⁵². En la tabla 11 se presentan los costos en COP por cada inversión para ambos diseños.

⁵² BANCO DE LA REPÚBLICA. Tasas de interés activas y pasivas, según intermediario financiero. 2018. Disponible en: www.banrep.gov.co/economia/pli/Seccion05.xls.

Tabla 11. Análisis CAUE.

FUENTE ENERGÉTICA	ENERGÍA EÓLICA	ENERGÍA FÓSIL
Adquisición	\$1'625.000	\$300.000
Instalación	\$300.000	\$100.000
Combustible	\$0	\$137.500/mes (k=1%/mes)
Mantenimiento	<ul style="list-style-type: none"> • Preventivo: \$50.000/año (G=\$10.000) • Reparación: \$100.000/5 años 	<ul style="list-style-type: none"> • Preventivo: \$50.000/año (G=\$10.000) • Reparación: \$100.000/8 años
Vida útil	40 años	20 años
Valor de salvamento	\$100.000	\$50.000

Para el cálculo del consumo de combustible del sistema fósil se ha tenido en cuenta la potencia y el número de cilindros del motor⁵³, el cual se ha establecido en 0,5 hp y 1 cilindro, respectivamente, con lo cual el consumo aproximado es de unos 0,3-0,5 litros/hora. Para cumplir con el requerimiento de caudal, la motobomba a gasolina deberá trabajar aproximadamente 6 horas al día, implicando un consumo de combustible al año de unos 174 galones.

Es importante resaltar que la vida útil estimada para el sistema de energía fósil se fundamentó en un promedio para este tipo de motores, basado en su kilometraje⁵⁴. Mientras que para el sistema eólico se ha estudiado que la vida útil de las bombas eólicas elaboradas con turbinas multipala americana oscila entre 30 y 70 años⁵⁵,

⁵³ GONZÁLEZ, Roberto; RODRÍGUEZ, Yanara; GARCÍA, Yelene. et al. Consumo de combustible de los motores de combustión interna. 2010. Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias vol. 19.

⁵⁴ MOTOR Y DOMINIO. Vida útil de un motor a gasolina. Julio 2015. Disponible en: <http://www.motorydominio.com.mx/investigaciones/vida-util-de-un-motor-a-gasolina>.

⁵⁵ UPME, Op. cit.

dependiendo de la tecnología empleada en las instalaciones. Según las condiciones y particularidades del diseño, se ha estimado que su vida útil será de 40 años.

Efectuado el análisis CAUE, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$CAUE \text{ Eólico} = \$489.000$$

$$CAUE \text{ Fósil} = \$4'167.000$$

Con los que puede notarse claramente la viabilidad de la implementación del sistema eólico por encima del sistema fósil, siendo que es entre 8 y 9 veces más económico y amigable con el medio ambiente. Además de esto, el diseño se caracteriza por ser sostenible y cumplir con una labor social.

Siendo que el diseño es innovador en la fabricación del rotor y la góndola, se ha efectuado otra comparación referente a cuál sería la mejor opción para llevar a cabo el sistema de captación de agua con energía eólica: si mediante la implementación del diseño presentado, ó mediante la compra de una bomba eólica de fabricación industrial. Para esto, se han identificado los precios promedio de las turbinas eólicas junto con la torre de 10 metros de altura, valores los cuales, según la UPME, oscilan entre \$1'150.000 y \$1'500.000 por metro cuadrado del rotor, para rotores de última tecnología, y entre \$450.000 y \$800.000 por metro cuadrado del rotor, para tecnologías menos avanzadas⁵⁶. Estos datos se presentaron al año 2005, por lo que teniendo en cuenta los valores de inflación promedio anuales desde el año 2005 hasta el 2018, según el Banco de la República, se llevaron los costos a valor presente y se registraron en la tabla 12, comparado con el costo de adquisición del diseño.

⁵⁶ Ibid.

Tabla 12. Comparación de costos entre tecnologías de bombas eólicas.

TECNOLOGÍA	COSTO AÑO 2005 (COP)	COSTO AÑO 2018 (COP)
Aerobombas industriales últimas tecnologías	5'647.000-7'365.000	10'140.000-13'228.000
Aerobombas industriales gama media-alta	2'210.000-3'928.000	3'969.000-7'055.000
Aerobomba diseñada	1'750.000	1'750.000

Los costos pueden variar según el precio del dólar, pues estas máquinas deberán importarse de otros países, teniendo como principales vendedores los fabricantes americanos. Así pues, para obtener una turbina eólica de media-alta tecnología de 2,5 metros de diámetro, de fabricación industrial, se necesitarán entre \$3'969.000 y \$7'055.000 de inversión, a lo cual deberá sumarse el costo de importación y posible transporte. Esto quiere decir que el diseño presentado es entre 2,27 y 4 veces más económico, pues representa un costo entre 25% y 44% del valor de adquisición por fabricación industrial. Igualmente, si el diseño es comparado con las turbinas de últimas tecnologías, las cuales presentan eficiencias muy cercanas a 0,35, los costos son entre 5,8 y 7,6 veces menores.

Con esto se ve reflejado que la implementación del sistema diseñado es completamente viable, pues cumple acertadamente con los requerimientos y presenta un costo bajo en comparación con sistemas alimentados con energías no renovables, y con sistemas del mismo tipo pero de fabricación industrial.

Para tener una estimación más completa del costo de adquisición del diseño elaborado, se han añadido las inversiones en tuberías, accesorios y tanque de almacenamiento, factores los cuales sumados entre sí, asumiendo un tanque de almacenamiento de unos 2000-2500 litros, la retención de partículas gruesas y el filtro de arena, y ubicando el tanque a una distancia entre 40 y 50 m de la bomba

pueden llegar a representar un valor de \$1'600.000 (valor 1), mientras que asumiendo dicha distancia de 500 metros, puede representar un valor de \$3'350.000 (valor 2). Esto implicaría un costo total por adquisición del sistema diseñado de:

$$\text{Costo adq. (1)} = \$3'350.000 \rightarrow \text{Con valor 1}$$

$$\text{Costo adq. (2)} = \$5'100.000 \rightarrow \text{Con valor 2}$$

Del procedimiento de evaluación aplicado al diseño elaborado por medio de las mencionadas comparaciones, se determinaron las principales ventajas y desventajas que conlleva la aplicación de dicho sistema. Como aspectos a favor, el sistema requiere bajos costos no solo de inversión inicial, sino de mantenimiento durante la larga vida útil con la que cuenta, además, el diseño permite su fácil fabricación e instalación, manteniendo una eficiencia bastante buena; esto conlleva también a que frente a alguna posible falla imprevista sea más fácil la obtención de algunos posibles repuestos. Asimismo, el sistema es sostenible, amigable con el medio ambiente y cumple con una labor social. Es por esto que no se ha logrado identificar una desventaja considerable en el sistema diseñado.

6. CONCLUSIONES

Se ha diseñado un sistema de captación de agua de mar aprovechando el potencial eólico presente en el corregimiento de Siapana, La Guajira, cumpliendo con los requerimientos de diseño determinados, mediante el uso de una turbina eólica de tipo multipala, la cual permite convertir la energía del viento, el cual tiene un velocidad promedio de 8 m/s en el sector, en energía mecánica, de forma autónoma.

El diseño elaborado se caracteriza por su sencillez y larga vida útil, además de contar con una eficiencia entre 0,3 y 0,35, siendo el mismo rango de promedios de las turbinas eólicas multipala americanas de fabricación industrial de media-alta gama. Asimismo, cumple satisfactoriamente con los requerimientos preestablecidos, y es capaz incluso de entregar el caudal definido a alturas mucho mayores (128 m). El diseño del rotor permite no solo que la turbina arranque a una velocidad de viento de 8,12 m/s, siendo un valor menor al promedio (8,65 m/s), sino que también regule su velocidad, sacándose del sistema con vientos de 14 m/s o mayores, logrando preservar la vida útil de sus piezas y evitando riesgos con posibles fallas.

La eficiencia máxima obtenida de la turbina eólica diseñada, en términos de su coeficiente de potencia, está alrededor de 0,3 - 0,35, y se obtiene para una velocidad del viento de diseño de 8 m/s . Este valor es el resultado obtenido del análisis aerodinámico de las palas del rotor, y por lo tanto es estimativo, ya que para obtener un resultado más certero, deberá construirse la turbina y someterla a unas correspondientes pruebas.

Se construyó un prototipo a escala de la turbina eólica, consiguiéndose un acercamiento al rendimiento del rotor diseñado mediante pruebas realizadas a diferentes velocidades del viento. El coeficiente de potencia máximo del prototipo, obtenido para una velocidad del viento de 9 m/s , fue de 0,297.

El diseño elaborado, en comparación con un posible sistema alimentado por energías no renovables, es aproximadamente 8,5 veces más económico, además de que no produce emisiones ni promueve la extracción de petróleo.

En comparación al uso de un sistema eólico similar, pero elaborado de forma industrial, es entre 2,27 y 4 veces más económico que modelos de media-alta gama, y entre 5,8 y 7,6 veces más económico que modelos con últimas tecnologías. Se añade que la fabricación del diseño es más sencilla y no requiere de incluir costos de importación.

7. RECOMENDACIONES

Se recomienda que la construcción de la turbina se lleve a cabo por personal experto en soldadura y trabajo de taller, especialmente el rotor, pues la presencia de imperfectos o inexactitudes reducen la eficiencia y la vida útil de la turbina.

Se sugiere que la turbina sea offshore, ya que así se aseguraría que la bomba se encuentre siempre cebada y se reducirían algunas pérdidas hidráulicas. Asimismo, la instalación en el sector probablemente sea más sencilla, ya que se podría prescindir de anclajes.

Se recomienda que la turbina se ubique a una altura mínima de 10 metros para evitar mayores turbulencias producidas por la rugosidad de la superficie y lograr mayores velocidades del viento.

Para obtener resultados más certeros de las pruebas efectuadas al rotor, se sugiere el uso de un túnel de viento.

Con fines de asegurar la demanda de agua y un menor costo de inversión, se sugiere la instalación de tubería pvc hidráulica de 1" y un tanque de almacenamiento de 2000 L.

Se plantea la posibilidad de analizar más a fondo la eficiencia de la turbina por medio de herramientas de simulación CFD y CFX.

8. BIBLIOGRAFÍA

AYODELE, T., OGUNJUYIGBE, A., AMUSAN, T.O. Techno-economic analysis of utilizing wind energy for water pumping in some selected communities of Oyo State, Nigeria. Elsevier 2018. Revista Renewable and Sustainable Energy Reviews vol. 91.

BARCELONA WORLD RACE OCEAN CAMPUS. Estrategias para ganar. Meteorología en la vuelta al Mundo. (Curso en línea). Disponible en: <https://learn.canvas.net/courses/404>.

BETZ, Albert. La Energía Eólica y su Aprovechamiento Mediante Molinos de Viento. Vandenhoeck & Ruprecht, 1926. Disponible en: http://www.amics21.com/laveritat/betz_energia_eolica.pdf.

BOSSANYI, Ervin. Wind Energy Handbook. 2 ed. John Wiley & Sons, 2011.

CARRIVEAU, Rupp; DAVID, S.K. Wind and Solar Based Energy Systems for Communities. Institution of Engineering and Technology. 2018. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpWSBESC01/wind-solar-based-energy/wind-solar-based-energy>.

CASTAÑEDA VERGARA, David A. Diseño Y Contrucción De Un Sistema Eólico Para Bombeo Basado En Un Rotor Bioinspirado. Bogotá 2010. Trabajo de Grado (Mágister en Ingeniería Mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

CRUZ, P., POUSINHO, H., MELICIO, R. et al. Optimal Coordination on Wind-Pumped-Hydro Operation. Elsevier, 2014. Revista Procedia Technology vol. 17.

DÍAZ MÉNDEZ, R.; RASHEED, A.; PEILLÓN, M. et al. Wind pumps for irrigating greenhouse crops: Comparison in different socio-economical frameworks. Elsevier, 2014. Revista Biosystems Engineering vol. 128.

DINGLIN, L., YINGJIE, C., KUN, Z. et al. Economic evaluation of wind-powered pumped storage system. 2012. Revista Systems Engineering Procedia vol. 4.

DIXON, S.L. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 5 ed. 1998. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt0050YSP2/fluid-mechanics-thermodynamics/preface-third-edition>.

FRAENKEL, P., CRICK, F., COWLEY, P. Development of a new small windpump for manufacture in developing countries. Elsevier, 1996. Revista Solar Energy vol. 58.

FRAENKEL, P., CRICK, F., COWLEY, P. Wind power for pumping: the development of the ITP windpump. 1999. Revista Renewable Energy vol. 16.

FRANQUESA, Manuel. Introducción a la teoría de las turbinas eólicas. 2009. Disponible en: <http://www.amics21.com/laveritat/introduccion teoria turbinas eolicas.pdf>.

GLAUERT, Hermann. The elements of aerofoil and airscrew theory. 2 ed. Cambridge Science Classics, 1926.

GWEC. Global Wind Report. 2017. Disponible en: <https://gwec.net/policy-research/reports/>.

HOWARD, Guy; BARTRAM, Jaimie. Domestic Water Quantity, Service Level and Health. 2003. Disponible en: https://www.who.int/water_sanitation_health/diseases/WSH03.02.pdf.

LE GOURIÈRES, D. Energía Eólica. Masson, 1983.

LETCHER, Trevor M. Wind Energy Engineering - A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines. Elsevier. 2018. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt011FU003/wind-energy-engineering/history-ha-introduction>.

LYSEN, E.H. Introduction to wind energy. 2 ed. 1983. Disponible en: <https://www.arrakis.nl/documents/Introduction%20to%20Wind%20Energy%20E.H.%20Lysen%20CWD%2082-1%20may%201983%20OCR.pdf>.

MAALAWI, K.Y.; BADAWEY, M.T. A direct method for evaluating performance of horizontal axis wind turbines. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2001.

MARTÍNEZ, A.C. Aerobomba para captación de aguas subterráneas. Aplicación de tecnología social de bajo coste en Mozambique. Madrid, 2014.

PAPAEFTHYMIIOU, S., LAKIOTIS, V., MARGARIS, I. et al. Dynamic analysis of island systems with wind-pumped-storage hybrid power stations. Elsevier, 2015. Revista Renewable Energy vol. 74.

PINILLA, Álvaro. El Poder del Viento. Bogotá, 2018.

SCHUBEL, Peter; CROSSLEY, Richard. Wind turbine blade design. 2012. Revista Energies vol. 5.

SHEVELL, Richard. Fundamentals of Flight. Prentice Hall, 1989.

SINGH, P., CHEN, Z., CHOI, Y. Hydraulic design and performance analysis on a small pump-turbine system for ocean renewable energy storage system. 2017. Revista Journal of Mechanical Science and Technology vol. 31.

SØRENSEN, John; SØRENSEN, Jens. Wind Energy Systems - Optimising Design and Construction for Safe and Reliable Operation. 2011. Disponible en: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpWESODCS2/wind-energy-systems-optimising/wind-energy-systems-optimising>.

STACKHOUSE, Paul; ZHANG, Taiping; WESTBERG, David. et al. POWER Release 8.0.1 (with GIS Applications) Methodology (Data Parameters, Sources, & Validation). 2018. Disponible en: https://power.larc.nasa.gov/documents/POWER_Data_v9_methodology.pdf.

UPME. Formulación De Un Programa Básico De Normalización Para Aplicaciones De Energías Alternativas Y Difusión: Guía para la utilización de la energía eólica para bombeo de agua. Bogotá, 2003. Disponible en: http://www.si3ea.gov.co/si3ea/documentos/documentacion/energias_alternativas/normalizacion/GUIA_PARA_LA_UTILIZACION_DE_LA_ENERGIA_EOLICA_PARA_BOMBEO_DE.pdf.

9. APÉNDICE

Tabla 13. Escala de Beaufort.

Cifra	Nombre	Velocidad en			Efectos del viento en alta mar
		nudos	metros/seg.	>km/h	
0	calma	1	0 - 0,2	1	Mar como un espejo
1	ventolina	1 - 3	0,3 - 1,5	1 - 5	Rizos como escamas de pescado pero sin espuma.
2	flojito	4 - 6	1,6 - 3,3	6 - 11	Pequeñas olas, crestas de apariencia vítrea, sin romperse
3	flojo	7 - 10	3,4 - 5,4	12 - 19	Pequeñas olas, crestas rompientes, espuma de aspecto vítreo aislados vellones de espuma
4	bonancible-moderado	11 - 16	5,5 - 7,9	20 - 28	Pequeñas olas creciendo, cabrilleo numeroso y frecuente de las olas
5	fresquito	17 - 21	8,0 - 10,7	29 - 38	Olas medianas alargadas, cabrilleo (con salpicaduras)
6	fresco	22 - 27	10,8 - 13,8	39 - 49	Se forman olas grandes, crestas de espuma blanca (salpicaduras frecuentes)
7	frescachón	28 - 33	13,9 - 17,1	50 - 61	El mar crece; la espuma blanca que proviene de las olas es arrastrada por el viento
8	temporal	34 - 40	17,2 - 20,7	62 - 74	Olas de altura media y mas alargadas, del borde superior de sus crestas comienzan a destacarse torbellinos de salpicaduras
9	temporal fuerte	41 - 47	20,8 - 24,4	75 - 88	Grandes olas, espesas estelas de espuma a lo largo del viento, las crestas de las olas se rompen en rollos, las salpicaduras pueden reducir la visibilidad
10	temporal duro	48 - 55	24,5 - 28,4	89 - 102	Olas muy grandes con largas crestas en penachos, la espuma se aglomera en grandes bancos y es llevada por el viento en espesas estelas blancas en conjunto la superficie esta blanca, la visibilidad esta reducida
11	temporal muy duro	56 - 63	28,5 - 32,6	103 - 117	Olas de altura excepcional, (pueden perderse de vista tras ellas barcos de tonelaje pequeño y medio), mar cubierta de espuma, la visibilidad esta reducida
12	temporal huracanado	más de 64	más de 32,7	más de 118	Aire lleno de espuma, salpicaduras, mar cubierto de espuma visibilidad muy reducida

Fuente: AEMET. Escala de viento Beaufort [tabla]. Disponible en: https://www.aemet.es/documentos/es/conocernas/maritima/escalas_de_viento_y_oleaje.pdf.

Figura 58. Gráfica de velocidad promedio mensual del viento en el corregimiento de Siapana, obtenida de la herramienta POWER.

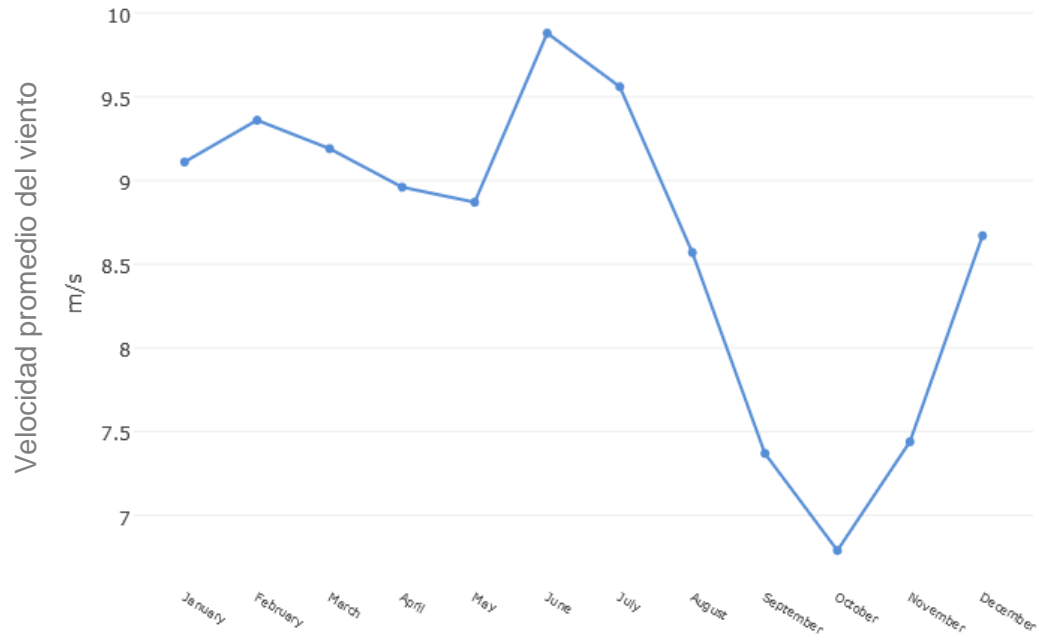


Tabla 14. Información meteorológica del viento del corregimiento de Siapana, obtenida de la herramienta POWER.

```

Parameter(s):
WS10M_MIN      MERRA2 1/2x1/2 Minimum Wind Speed at 10 Meters (m/s)
WS10M          MERRA2 1/2x1/2 Wind Speed at 10 Meters (m/s)
WS10M_MAX      MERRA2 1/2x1/2 Maximum Wind Speed at 10 Meters (m/s)
WD10M         MERRA2 1/2x1/2 Wind Direction at 10 Meters (Meteorological Convention) (Degrees)
WS10M_RANGE    MERRA2 1/2x1/2 Wind Speed Range at 10 Meters (m/s)
PARAMETER
-END HEADER-

```

PARAMETER	JAN	FEB	MAR	APR	MAY	JUN	JUL
WS10M_MIN	8.16	8.37	8.24	7.99	7.83	8.88	8.52
WS10M_MAX	10.02	10.28	10.12	9.92	9.91	10.87	10.57
WS10M_RANGE	1.85	1.91	1.89	1.93	2.09	2.00	2.05
WD10M	73.39	72.96	72.03	72.84	78.30	82.55	79.94
WS10M	9.11	9.36	9.19	8.96	8.87	9.88	9.56
	AUG	SEP	OCT	NOV	DEC	ANN	
WS10M_MIN	7.48	6.12	5.55	6.43	7.73	7.61	
WS10M_MAX	9.61	8.58	8.04	8.49	9.61	9.67	
WS10M_RANGE	2.13	2.45	2.50	2.06	1.88	2.06	
WD10M	78.68	79.05	77.93	72.47	73.41	76.17	
WS10M	8.57	7.37	6.79	7.44	8.67	8.65	