

Diseño de Aspas para un Generador Eólico Horizontal que Funcionará en Condiciones de
Vientos Moderados Inferiores a 6 m/s en el Sector de Carcelén.

Valentin Salgado Fuentes

Universidad Internacional SEK

Nota de Autor

Valentín Salgado Fuentes, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad
Internacional SEK; Director Jaime Molina.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:
valentinsalgadofuentes@gmail.com.

Declaración Juramentada

Yo, VALENTIN SALGADO FUENTES, con cédula de identidad 171264138-8, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

VALENTIN SALGADO FUENTES

C.I.: 171264138-8

Índice de Contenidos

Declaración Juramentada	2
Índice de Contenidos.....	3
Resumen.....	7
Abstract	8
Deficiencia Energética	9
Método	14
Históricos de Viento	14
Material	15
Cálculos Introdutorios.....	19
Método BEM, Cálculo de Cargas y Cálculo de Deflexión	22
Diseño 3D.	27
Simulación de Fluidos.....	29
Simulación Mecánica.....	29
Resultados	34
Material	34
Simulación del Perfil Aerodinámico.....	34
Cálculos de Forma, Cargas Aplicadas y Potencia Producida	36
Simulación de Fluidos.....	38
Simulación Mecánica.....	39
Discusión.....	45
Material	45

Selección del Perfil Aerodinámico	45
Cálculo de Forma, Cargas Aplicadas y Potencia Producida.....	46
Simulación de Fluidos.....	47
Simulación Mecánica.....	48
Referencias.....	50
Simbología	52
Anexo A	54
Anexo B	55
Anexo C	56
Anexo D	57
Anexo E	58

Índice de Tablas y Figuras

Tablas

Tabla1. Resultados de la Deflexión del Aspa con Diferentes Cargas y Diferentes

Materiales.....42

Figuras

Figura 1. Partes de un Perfil Aerodinámico..... 11

Figura 2. Molde Fabricado en MDF para Probetas de Ensayo a Tracción 16

Figura 3. Probetas Terminadas para Ensayo de Tracción..... 17

Figura 4. Ventana de Configuración de Xfoil.....21

Figura 5. Diagrama de Flujo del Procedimiento BEM25

Figura 6. Coeficiente de Inducción Axial vs. Radio del Rotor26

Figura 7. Modelo 3D del Aspa Diseñada.....28

Figura 8. Interfaz de Simulación de Flow Design29

Figura 9. Selección del Tipo de Análisis a Realizar30

Figura 10. Definición del Tipo de Malla para el Análisis.....30

Figura 11. Definición del Material en Simulation Mechanical 2015.....31

Figura 12. Definición del Punto de Restricción.....31

Figura 13. Ingreso de la Fuerza y su Dirección32

Figura 14. Configuración del Estudio de Convergencia.....33

Figura 15. Coeficiente de Avance C_l vs. Ángulo de Ataque α 34

Figura 16. Relación C_l/C_d vs. Ángulo de Ataque α35

Figura 17. Distribución de Presiones del Perfil S209136

Figura 18. Distribución de la Cuerda Respecto al Radio del Rotor.....36

Figura 19. Torsión del Aspa Respecto al Radio del Rotor.37

Figura 20. Vista Frontal del Aspa y su Variación de Presión en la Superficie.....39

Figura 21. Vista Posterior del Aspa y su Variación de Presión en la Superficie	39
Figura 22. Vista Isométrica de la Simulación Mecánica del Aspa con el Nuevo Material y una Carga Aplicada de 10N	40
Figura 23. Vista Frontal de la Simulación Mecánica del Aspa con el Nuevo Material y una Carga Aplicada de 10N	40
Figura 24. Convergencia de la Simulación Mecánica del Aspa con el Nuevo Material y una Carga Aplicada de 10N	41
Figura 25. Vista Isométrica de la Simulación Mecánica del Aspa con Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 10N	41
Figura 26. Vista Frontal de la Simulación Mecánica del Aspa con Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 10N	42
Figura 27. Convergencia de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 10N	42
Figura 28. Vista Isométrica de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 230N	43
Figura 29. Vista Frontal de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 230N	43
Figura 30. Convergencia de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 230N	44

Resumen

Como resultado de este trabajo de investigación se diseñó un modelo de aspa para generadores eólicos horizontales que optimice el arranque a velocidades de viento de 2m/s. Primero se buscó un perfil aerodinámico apropiado para bajos números de Reynolds. Luego se propuso una matriz polimérica como material adecuado para su construcción. Se calculó las cargas del viento sobre el aspa con el método BEM y finalmente se realizaron simulaciones de esfuerzos y fluidos para corroborar su funcionamiento.

Palabras Clave: Aspa, BEM, Simulación, Deflexión

Abstract

As a result of the present research a wind turbine blade model was designed for a horizontal wind turbine to improve the cut in at a wind speed of 2 m/s. First, the adequate aerodynamic profile was found for low Reynolds numbers, then the right material for its construction was proposed. After that the wind loads on the wind turbine blade were calculated using the BEM method. Finally, stress and fluid simulations were carried out to corroborate it really works.

Keywords: Wind Turbine Blade, BEM, Simulation, Deflection

Deficiencia Energética

Smalley (2003) asegura que para el año 2050 el principal problema de la humanidad será, sobre todos los recursos, el déficit de energía. Actualmente el 36% de la población mundial (Países miembros de la OECD) tiene acceso al 80% de la energía eléctrica generada, y el otro 20% es para ciertos sectores del tercer mundo, dejando así a más de 1,2 billones de personas sin acceso alguno a la energía eléctrica, debido principalmente a la deficiencia de sus países de proveer este servicio.

La insuficiencia energética ha sido uno de los principales problemas en el país las últimas dos décadas, por este motivo el Ecuador ha dependido de compras externas de energía eléctrica a Colombia para evitar el uso de las centrales termoeléctricas, pero aún es común el uso de generadores eléctricos en zonas donde resulta difícil acceder a la red eléctrica como en las islas galápagos, la selva del oriente ecuatoriano, zonas montañosas aisladas de la sierra, etc. Así como es muy común ciertos sectores rurales que no tienen acceso alguno o muy limitado a la energía eléctrica, por falta de gestión de sus respectivas alcaldías.

Glas (2013) afirma que un paso fundamental para transformar la Matriz Productiva es sin duda el cambio de la Matriz Energética, por esta razón el gobierno se ha propuesto alcanzar la independencia energética desarrollando distintos proyectos eléctricos y así asegurar la soberanía y eficiencia de los sectores estratégicos para la transformación industrial y tecnológica (SENPLADES, 2013), pero no todas las fuentes de energía son limpias y muchas veces su obtención genera cambios drásticos en la geografía y medio ambiente del país.

Una solución para estos problemas es, cuantificar el potencial de recursos de energías renovables para generación eléctrica. (SENPLADES, 2013). Debido principalmente a que este tipo de tecnologías pueden ser instaladas fácilmente en la locación a abastecer sin

generar cambios drásticos en el medio ambiente. Sin embargo no todos los tipos de energía renovables están adaptados a la diversa situación geográfica y las condiciones climáticas del Ecuador. Este problema de adaptación y búsqueda de máxima eficiencia induce a concebir este proyecto, el cual conlleva diseñar aspas para generadores eólicos horizontales que funcionen de manera más eficiente en vientos de baja velocidad, habituales en varias regiones del Ecuador.

Un generador eólico es una máquina encargada de transformar la energía cinética del viento en energía mecánica para después transformarla en energía eléctrica. Para captar la energía cinética utilizan unas hélices o aspas las cuales debido a su forma especial les permite generar una diferencia de presión al contacto con el viento lo que ocasiona su movimiento, al estar conectadas al eje de un generador eléctrico este se moverá produciendo electricidad.

Existen generadores eólicos horizontales y verticales, en los generadores verticales la dirección del eje del generador es perpendicular a la dirección del viento, lo que los hace muy inestables a velocidades de viento superiores a 1m/s, sumado a eso estos generadores son muy ineficientes debido a que producen el 50 % de energía que produciría un generador horizontal.

En el caso de los generadores horizontales el eje del generador se encuentra paralelo a la dirección del viento por lo que son más estables y eficientes, pero los generadores horizontales actuales por diseño requieren de una velocidad de viento de 4m/s o superior para arrancar, debido principalmente a que en sus aplicación no existe la necesidad de que arranquen a bajas velocidades, por lo tanto hay un espectro de 1 a 4m/s que no se utiliza o no ha sido potenciado.

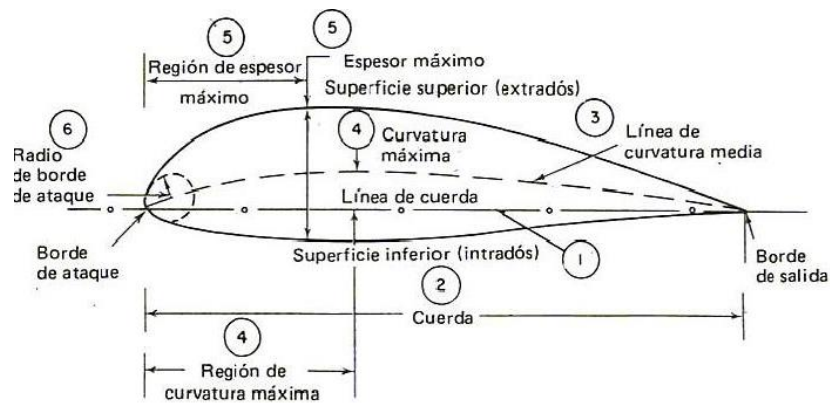


Figura 1. Partes de un Perfil Aerodinámico. Recuperado de “Wind Turbines”, por Gundtoft, 2009.

Las aspas son un elemento aerodinámico que posee el generador eólico, debido a su forma o perfil aerodinámico (Figura 1), se encargan de dividir la corriente de viento que pasa a través de ellas aumentando la velocidad del viento en su parte superior (extradós) y disminuyéndola en su parte inferior (intradós) generando así una diferencia de presiones que ocasiona el movimiento de las aspas en dirección contraria a la del viento circundante. Además de tener una sección que divida la corriente de viento de la forma más eficiente posible, esta sección debe tener una determinada distribución o dimensión de cuerda aerodinámica, así como una torsión o inclinación a lo largo del aspa, esto se debe al fenómeno de Betz o coeficiente de potencia.

El fenómeno Betz es una deficiencia que tienen los generadores eólicos, en el cual el viento al atravesar el generador y entregar toda su energía cinética para ser transformada en energía mecánica pierde toda su velocidad, estorbando al viento que intenta atravesar el generador, por lo que el diseño de las aspas debe facilitar el flujo del viento y obtener así la máxima eficiencia aerodinámica, eficiencia que nunca podrá ser superior al 59% debido a este fenómeno.

Para solucionar el problema del arranque a bajas velocidades la solución más fácil es agregar más aspas al mismo rotor y fabricar un nuevo acople al eje del generador, pero no es una solución tan eficiente debido a que las aspas son el elemento más caro de fabricar en un

generador y el precio de estos se elevaría sustancialmente, habiendo explicado la teoría del límite de Betz, la energía producida por el generador no aumentaría sustancialmente, por lo que el aumento en el costo no justifica la producción lograda.

Otro principio básico en la energía eólica estipula que para disminuir la velocidad de arranque de un generador se puede agrandar las aspas siempre y cuando se utilice el mismo rotor, o se puede alargar la torre que sostiene al generador debido a que conforme aumenta la altura la velocidad del viento también aumenta, el problema con estos métodos es que las aspas no presentan una buena capacidad de arranque a menos que se las agrande sustancialmente, y como se explicó anteriormente el aumento en el costo no justifica la producción lograda. Elevar la torre requiere de una cimentación más resistente que encarece de igual forma la instalación de uno de estos generadores y no habría una ganancia entre el costo del generador y la potencia obtenida.

En los últimos años, universidades como la de Monash en Australia o la Universidad del Sur del Pacífico en Taiwán se han enfocado en estudiar este tipo de aplicaciones, pero sus estudios publicados son limitados y por el momento se han enfocado más en perfiles aerodinámicos que funcionan a bajas velocidades o bajos números de Reynolds. Pero sus estudios se basan en estudios propuestos por una universidad aún más avanzada en el tema, la universidad de Illinois en Urbana Champaign, la cual se ha dedicado al estudio y recopilación de perfiles aerodinámicos, así como la generación de perfiles aerodinámicos que funcionen a bajos números de Reynolds, pero para utilizarlos en aeronaves no tripuladas con otros fines, y sus estudios de generadores eólicos se enfocan más en generadores de alta gama.

Tomando en consideración los estudios mencionados, el objetivo de este proyecto es rediseñar unas nuevas aspas que faciliten el arranque a velocidades de viento de 2m/s para que el generador pueda tener un funcionamiento estable en velocidades de viento moderadas no superiores a 6 m/s. Se decidió tomar como muestra un generador de uso comercial en el

país, el cual tiene una velocidad de arranque de 4m/s, y una producción nominal de 1,5KW a 9m/s, con un rotor de 3.2 metros de diámetro. Partiendo de este rotor se va a diseñar las nuevas aspas con un perfil aerodinámico más eficiente, aspas más grandes y una nueva composición de material más liviana pero a la vez resistente y fácil de obtener en el país, que garantice la máxima eficiencia y rentabilidad de los generadores eólicos de baja potencia.

Para el diseño se utilizará las últimas teorías aplicadas en generadores eólicos que garanticen un diseño eficiente y preciso, posteriormente se generará un modelo en 3D y se lo someterá a simulaciones de fluidos y de esfuerzos para corroborar su funcionamiento. Las simulaciones de fluidos y esfuerzos son un método de análisis de elementos finitos, los cuales se los realiza en programas especializados en cada tema para obtener resultados más confiables, precisos y rápidos que los hechos manualmente.

Método

Históricos de Viento

El primer paso para diseñar un aspa de generador es conocer las condiciones bajo las que esta funcionará, para esto se tomaron mediciones de viento en el sitio destinado para el uso del generador. Estas mediciones se las realizó con un anemómetro de paletas WINDMASTER 2 de baja precisión y posteriormente con un anemómetro ultrasónico Young 85000, obteniendo una media de 3m/s y un pico de 7m/s. Estos datos se los comparó con otros ya obtenidos en diferentes sectores de la ciudad por entidades como el INHAMI, la EXA, el aeropuerto de Latacunga y el Aeropuerto Mariscal Sucre. De estas entidades la única que poseía datos de lugares geográficos determinantes en este estudio era el INHAMI el cual estipula que la velocidad media del viento es de 3.1 m/s.

En este punto se revisó las normas aplicables a Energía Eólica, en este caso el standard internacional de la comisión electrotécnica de Francia, bajo la designación IEC 61400, esta a su vez se divide en diferentes capítulos o subclases. La primera sección indica ciertos parámetros de diseño dependiendo las condiciones a las que funcionaria un generador (Anexo A), en este caso la norma estipula que las aspas a diseñar son para un generador eólico tipo S. En este tipo de generadores las condiciones de funcionamiento, parámetros de diseño y producción quedan a criterio del fabricante.

Posteriormente se analizó la sección 2 que se centra en el diseño de pequeñas turbinas eólicos, considerándose pequeñas hasta un mínimo de 15KW, muy por encima de la que se estaba rediseñando. Un factor determinante en esta sección era que la velocidad de diseño debía ser 1.4 veces la velocidad media del año del lugar donde se planea montar este tipo de generadores. Debido a que el generador no tenía estas características y que la velocidad de diseño propuesta por la norma estaba casi al límite de la que se tiene en esta región se optó

por seleccionar una velocidad de diseño de 2m/s, esto aseguraría el arranque y funcionamiento del generador.

Material

Se comenzó con la fabricación de la nueva matriz de material, en este caso se utilizó resina de Alta Resistencia a la que se le fusionó con fibra de vidrio y madera de balsa. Dado que es una composición nueva no se tenía datos de su comportamiento para los posteriores cálculos por lo que se realizó las pruebas de ensayo de tracción correspondientes. Para estas pruebas primero se seleccionó una norma aplicable a ensayos de materiales con matriz polimérica, de las diferentes entidades que regulan este tipo de análisis se escogió la norma ASTM 3039.

Según la norma se debe realizar una muestra de 5 probetas con dimensiones específicas, en este caso la madera de balsa como material matriz se encontraba a 0° de inclinación respecto a la probeta por lo que la probeta debía tener 250 mm de largo, 15 mm de ancho en los bordes hasta los 60mm de largo, donde reducía su ancho gradualmente hasta los 10mm. Adicionalmente la norma sugiere pegar en los bordes unos refuerzos de acrílico de 56 mm de largo y 1.5mm de espesor.

Con las medidas de las probetas se fabricó unos moldes en MDF (Figura 2), utilizando corte por láser, asegurando así la máxima precisión. En este caso el molde contenía espacio para 7 probetas con sus respectivas tapas para aplicar un poco de presión al momento del curado y evitar la formación de burbujas.



Figura 2. Molde Fabricado en MDF para Probetas de Ensayo a Tracción

Para la fabricación de las probetas (Figura 3), se calculó la distribución de la resina, la cual debido a su característica viscosidad se la midió en gramos, luego se le adiciono monómero de estireno y peróxido medidos en ml, se mezclaron estos tres elementos hasta tener una textura homogénea para finalmente adicionar 0.6% de acelerante u Octoato de cobalto, este último paso solo nos deja con 5 minutos para preparar todas las probetas antes de que se endurezca la resina. Primero se añadió 2 milímetros de resina, una lámina delgada de fibra de vidrio con un espesor de fábrica de 0.83mm, una pieza de madera de balsa de 2 milímetros y otra pequeña capa de resina para reforzar.



Figura 3. Probetas Terminadas para Ensayo de Tracción

Una vez listas las probetas se calculó el volumen total y la densidad de todos los materiales en conjunto, para el volumen primero se calculó el área de las probetas

$$A = ((LB \times AB) \times 2) + (LSR \times ASR) + \left(\frac{B \times H}{2} \times 4\right) \quad (01)$$

Dónde: LB es la longitud de 60 mm de los bordes

AB es el ancho de 15 mm de los bordes

LSR es la longitud de 100mm de la sección reducida

ASR es el ancho de 10 mm de la sección reducida

B es la base de 2.5 del triángulo en la zona de reducción

H es la altura de 15 mm del triángulo en la zona de reducción

Con el área calculada se la multiplico por los respectivos espesores de los materiales y posteriormente se sumó todos los volúmenes encontrados dando como resultado el volumen total de las probetas.

$$Vol_{total} = Vol_{resina} + Vol_{fibra} + Vol_{balsa} \quad (02)$$

Con el volumen total encontrado se calculó la densidad global del material

$$\rho = \left(\rho_{resina} \times \frac{Vol_{resina}}{Vol_{total}} \right) + \left(\rho_{fibra} \times \frac{Vol_{fibra}}{Vol_{total}} \right) + \left(\rho_{balsa} \times \frac{Vol_{balsa}}{Vol_{total}} \right) \quad (03)$$

Con estos datos calculados se procedió a realizar las pruebas de ensayo a tracción, para esto se acudió al centro de investigación aplicada a polímeros CIAP de la Universidad Politécnica Nacional, donde realizaron los ensayos en una máquina de ensayos universales Instron 1011 de 5KN.

De los ensayos se obtuvo un informe (Anexo B), el cual detalla el esfuerzo máximo a la tracción δ y el porcentaje de elongación ε . Dado que en esta clase materiales no posee una zona de fluencia, el límite elástico es el mismo que el esfuerzo último a la tracción, por lo que se utilizó este dato para calcular el módulo elástico o módulo de Young.

$$E = \frac{\delta}{\frac{\varepsilon}{100}} \quad (04)$$

Finalmente se calculó el coeficiente de poisson, en este caso las probetas no presentaban ningún tipo de variación dimensional en su área transversal a simple vista, y las medidas de variación medidas con el calibrador eran casi despreciables por lo que se utilizó un dato aleatorio de elongación " l " de 0.1mm para obtener un resultado válido de coeficiente para futuros cálculos.

$$\nu_p = \frac{l}{\frac{\varepsilon * 250mm}{100}} \quad (05)$$

Como segunda opción se utilizó la fibra de vidrio reforzada con resina al igual que el modelo de aspa original, en este caso se buscó a un fabricante de este tipo de componente

para obtener las propiedades mecánicas (Anexo C). El material posee una densidad de $1990 \frac{Kg}{m^3}$, un esfuerzo máximo a la tracción δ de 70 MPa, un módulo de elasticidad de E de 14067 MPa y un coeficiente de poisson ν_p de 0.25.

Cálculos Introductorios.

Burton (2011) y Jamieson (2011), aseguran que un generador alcanza su máxima eficiencia cuando la relación entre la velocidad de la punta del aspa y la velocidad del aire incidente en la turbina también conocida como TSR (Tip Speed Ratio) es mayor a 7.

Tomando ese dato como punto de partida y considerando que la velocidad del aire o velocidad de diseño v_1 es 2m/s, se dedujo que

$$V_{Punta} = TSR \times v_1 = \frac{14m}{s} \quad (06)$$

Con la velocidad de punta del aspa y considerando que el nuevo radio del rotor R sería 2m, se calculó la velocidad angular de cada aspa.

$$\omega = \frac{V_{Punta}}{R} = 7 \frac{rev}{segundo} \quad (07)$$

Posteriormente se utilizó la teoría del triángulo de velocidades para encontrar la velocidad total incidente en el aspa, la cual está conformada por la velocidad del viento que va a incidir en el aspa y la velocidad angular con la que el aspa atacará al viento. En este caso se expresó la velocidad total en función del radio, debido a que esta varía a lo largo del aspa

$$W(r) = \sqrt{v_1^2 + (\omega \times R)^2} \quad (08)$$

Con la fórmula establecida se integró para encontrar el valor de velocidad total media

$$\frac{1}{2} \int_0^2 W(r) dr = 7.449 \frac{m}{s} \quad (09)$$

Aparte se calculó o estimo la cuerda media aerodinámica, que es la media del ancho que tendrá el aspa. Se analizó modelos similares así como en el modelo a rediseñar para estimar

un ancho de base medio de 30 cm y un ancho de punta medio de 8cm. Utilizando la fórmula que la NASA propuso en uno de sus estudios para calcular la cuerda media se obtuvo

$$MAC = \frac{2 \times (Raiz - Punta) \times 0.5(Raiz + Punta)}{3(Raiz + Punta)} = 22.7cm \quad (10)$$

Finalmente de tablas del libro de mecánica de fluidos de Mott se encontró la viscosidad cinética del aire en las condiciones climáticas propuestas.

$$\nu_c = 1.4623 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Con todos estos datos se calculó el número de Reynolds, el cual determinaría por completo las condiciones y características del futuro generador a rediseñar.

$$Re = \frac{MAC \times W(r)}{\nu_c} = 115461.569 \quad (11)$$

En energía eólica este se considera un dato de bajo número de Reynolds o de flujo laminar

Simulación del Perfil Aerodinámico.

Con el número de Reynolds promedio se procedió a simular los diferentes perfiles aerodinámicos en el software XFRL5, que es un programa de simulación aerodinámica con código madre de Xfoil, otro programa desarrollado por el MIT para simulación aerodinámica.

Primero se buscó algunos bancos de pruebas de perfiles propuestos por diferentes entidades, como la Universidad Tecnológica de Dinamarca (DTU), la Universidad Tecnológica de Delft (TU Delft), el Laboratorio Nacional de Energías Renovables de Estados Unidos (NREL). Etc. De todas estas publicaciones se recopiló 56 perfiles aerodinámicos que sean aptos para bajo número de Reynolds, pero debido a que no se encontró información acerca del comportamiento de los perfiles con números de Reynolds tan bajos se simuló cada uno para tener resultados más relevantes con este trabajo.

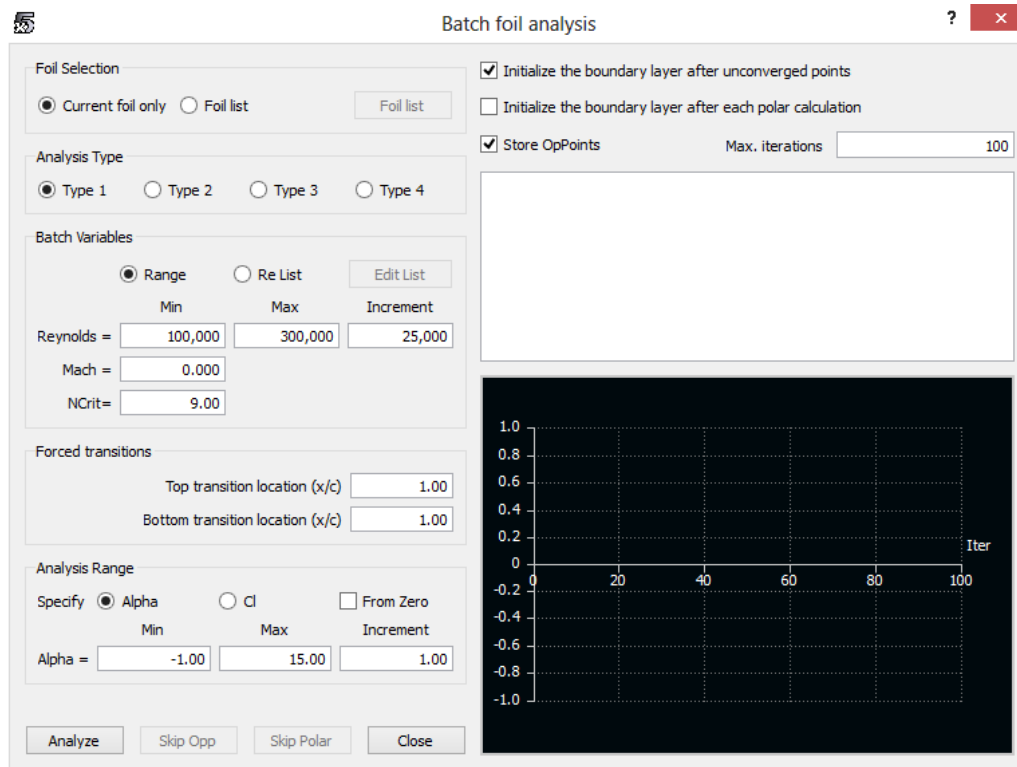


Figura 4. Ventana de Configuración de Xfoil

Para las simulaciones de cada perfil se realizó un lote de simulación por perfil (Figura 4), primero se ingresó las coordenadas cartesianas que describirían el perfil en el programa, posteriormente se ingresó el número de Reynolds inicial de 100000 y el final de 300000 con intervalos de 25000, con esto se pudo analizar el funcionamiento del aspa tanto en su arranque como en un funcionamiento estable.

Factores adicionales como la transición del largo y alto del perfil respecto al programa se los mantuvo en 1, el número de mach (relación entre la velocidad del aire y la velocidad del sonido), se lo dejó en 0 debido a que en el caso estudiado el número de mach es 0.003 y las instrucciones del programa estipula que si el valor de mach es menor a 0.3 es mejor no ingresarlo porque puede generar problemas en la simulación.

Teniendo en cuenta que el Ncrit promedio en un túnel de viento es 9, se utilizó el mismo valor para que la simulación sea lo más consistente con la realidad. Finalmente se utilizó un rango de ángulos de ataque de -1 a 15 para encontrar el apropiado

Con estos datos se realizaron las simulaciones y después de 5 o 6 iteraciones por cada punto se obtuvo los diferentes valores de C_l vs α , C_d vs α y C_l/C_d vs α de todos los perfiles, con estos datos se seleccionó el perfil más adecuado, para posteriormente ingresarlo en otro software llamado Aerofoil y obtener un diagrama de presiones.

Método BEM, Cálculo de Cargas y Cálculo de Deflexión

Primero se calculó la cuerda aerodinámica o el ancho del aspa, este cálculo se la realizó con una ecuación propuesta por Schmitz (Gasch & Tewe, 2012) con un intervalo de “ r ” de 0 a 2 m cada 10 cm.

$$c(r) = \frac{16 \times \pi \times r}{B \times C_l} \times \text{seno}^2 \times \frac{1}{3} \times \arctan\left(\frac{R}{TSR \times r}\right) \quad (12)$$

El algoritmo del BEM consta de una serie de pasos iterativos que se los realiza en diferentes puntos o dimensiones a lo largo del aspa, según Gundtoft (2009), lo recomendado es 4 o 5 cálculos excluyendo la punta, pero en este se lo realizó cada 10 cm, lo que dio un total de 20 cálculos BEM a lo largo del aspa. Debido a la complejidad y trabajo que esto representa se programó un algoritmo en Mathcad para obtener resultados más confiables que los obtenidos mediante cálculo manual.

Primero se definió algunas ecuaciones importantes para el funcionamiento del BEM, al igual que en el cálculo de la cuerda aerodinámica todos los cálculos se los realizó con un intervalo de “ r ” de 0 a 2 m cada 10 cm

Ángulo del viento relativo con el rotor:

$$\varphi(r) = \arctan \frac{1-a}{1-a'} \times \frac{v_1}{r \times \omega} \quad (13)$$

Coeficiente de Fuerzas Axiales

$$C_N = C_l \times \cos(\varphi) + C_d \times \text{sen}(\varphi) \quad (14)$$

Coeficiente de Fuerzas Tangenciales

$$C_T = C_l \times \text{sen}(\varphi) - C_d \times \cos(\varphi) \quad (15)$$

Solidez

$$\sigma = \frac{c(r) \times B}{2 \times \pi \times r} \quad (16)$$

Coefficiente de inducción axial $a1$

$$a1 = \frac{1}{\frac{4 \times F \times \sin^2(\varphi)}{\sigma \times C_N} + 1} \quad (17)$$

Coefficiente de inducción Tangencial $a1'$

$$a1' = \frac{1}{\frac{4 \times F \times \sin(\varphi) \times \cos(\varphi)}{\sigma \times C_T} - 1} \quad (18)$$

Segunda ecuación del Coeficiente de inducción axial “ a ”

$$a1 = 0.5 \times \left(2 + K(0.6) - \sqrt{(K(0.6) + 2)^2 + 4(K \times 0.2^2 - 1)} \right) \quad (19)$$

$$\text{Donde} \quad K = \frac{4 \times F \times \sin^2(\varphi)}{\sigma \times C_N} \quad (20)$$

Estas ecuaciones tienden a ser inservibles conforme el cálculo se aproxima a la punta del aspa, debido a la descompensación de presiones que sufren las superficies reducidas generando torbellinos, por esta razón se han generado ciertos factores de corrección que permiten obtener un diseño más eficiente en estas secciones. En este caso el factor de corrección “ F ” utilizado es el propuesto por Herman Glauert.

$$F = \frac{2}{\pi} \times \cos^{-1} \left(e^{-\frac{B \times (R-r)}{2 \times r \times \sin(\varphi)}} \right) \quad (21)$$

Lo ideal para evitar la formación de torbellinos es utilizar un dispositivo de punta alar o winglet, pero lastimosamente los diseños de estos están patentados por empresas como Enercon o Siemens y el uso de los mismos podría repercutir en problemas legales con el proyecto. Por esta razón se optó por el factor de corrección, muchos autores han realizado estudios al respecto generando una amplia gama de propuestas, todas son derivadas de la ecuación de Navier Stokes pero con diferentes criterios y perspectivas. Si es necesario se

podría utilizar otro tipo de factor, pero debido a que es el primer modelo generado se optó por un factor más clásico como el de Glauert.

Con las ecuaciones definidas se procedió a programar el BEM, dado que es un programa extenso y confuso se optó por representar su funcionamiento en un diagrama de flujo (Figura 5), de ser necesario se puede hacer referencia a Burton (2011) o Gunttoft (2009), para mayor información acerca del código.

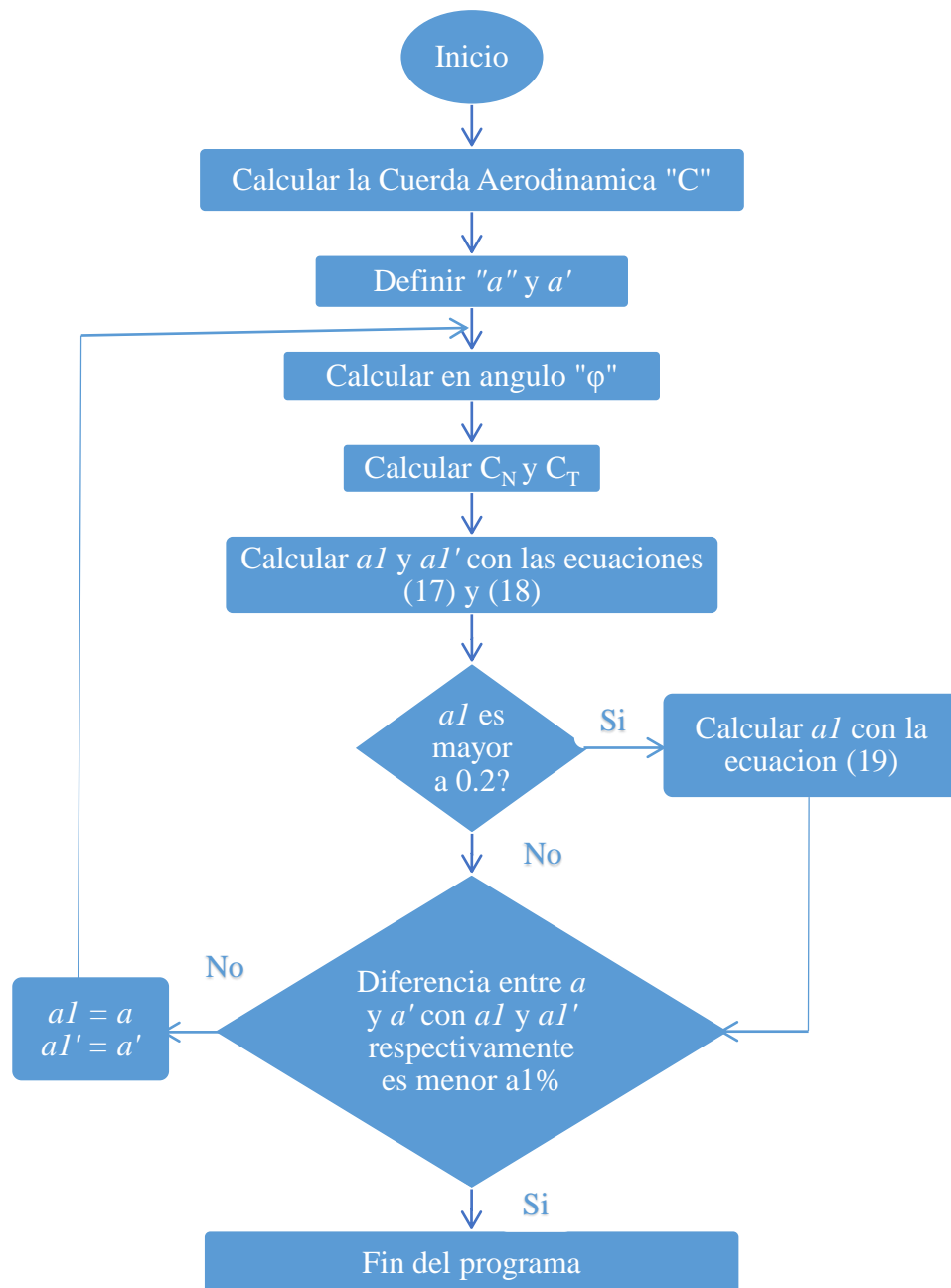


Figura 5. Diagrama de Flujo del Procedimiento BEM

Al finalizar el BEM se obtiene una tabla de valores de factor de inducción axial y tangencial respecto al radio, pero para un mejor análisis se los graficó.

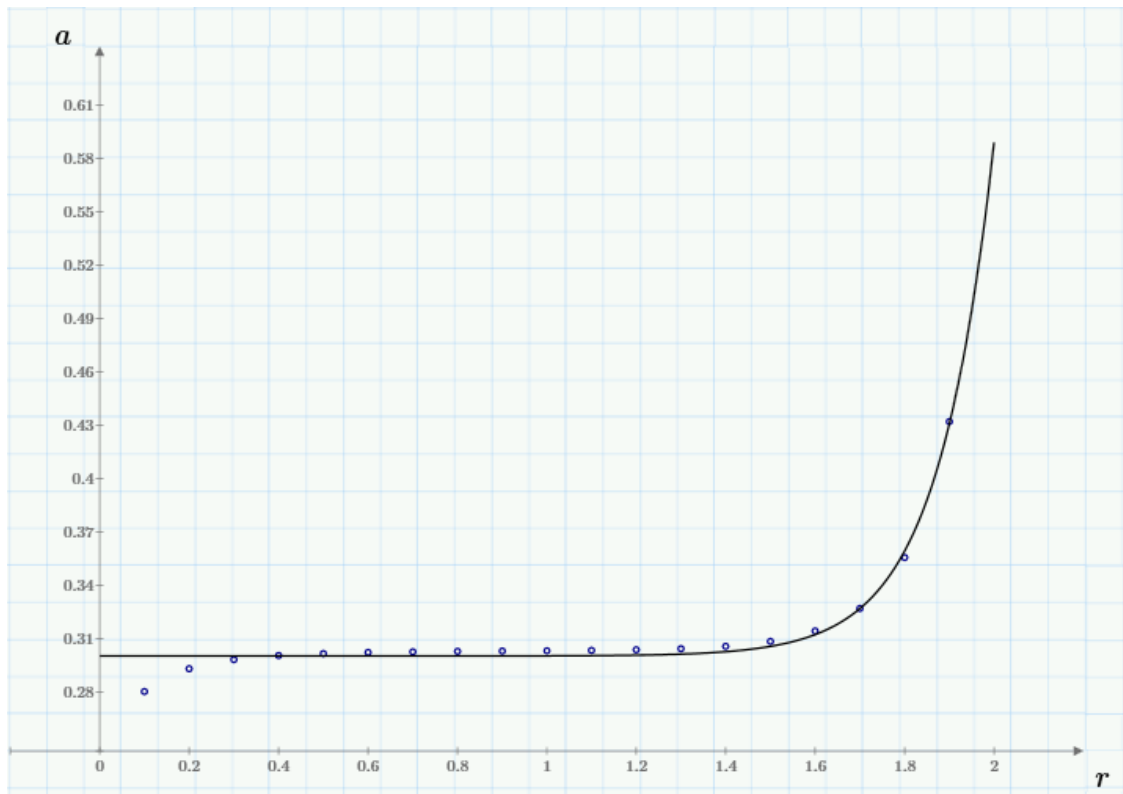


Figura 6. Coeficiente de Inducción Axial vs. Radio del Rotor. Los puntos Azules son los datos obtenidos y la línea negra es la curva de ajuste.

Con los datos obtenidos de factor de inducción axial (Figura 6) se probó con varias funciones de interpolación y ajuste de curvas como la lspline, la bspline o pwrfit. Pero la que mejor se adaptó a nuestro caso fue el ajuste exponencial de curvas expfit.

$$a(r) = 0.000000037162 \times e^{7.9326626993 \times r} + 0.300341693795 \quad (22)$$

Con esta ecuación se pudo calcular el Torque T y el Empuje U que ocasionará el viento sobre el aspa.

$$T(r) = 0.5 \times \rho \times \left(\frac{v1 \times (1 - a(r))}{\text{seno}\varphi(r)} \right)^2 \times c(r) \times C_T \quad (23)$$

$$U(r) = 0.5 \times \rho \times \left(\frac{v1 \times (1 - a(r))}{\text{seno}\varphi(r)} \right)^2 \times c(r) \times C_N \quad (24)$$

Conocido el Torque que el viento produce en el aspa se pudo calcular la potencia que el rotor producirá tomando en cuenta que utilizara 3 aspas (“B”).

$$P(r) = \omega \times B \times \int_0^r r \times T(r) \times dr \quad (25)$$

Como dato de comparación se calculó la máxima potencia que se podrá obtener del viento tomando en cuenta el límite de Betz, analizando de esta forma que tan eficiente será el nuevo rotor.

$$P = 0.5 \times \rho \times A \times v^3 \times C_{p_{max}} \quad (26)$$

Siendo $C_{p_{max}}$ el coeficiente máximo propuesto por Betz de 0.59

Con el dato de empuje se procedió a calcular la deflexión que sufrirá el aspa en su funcionamiento, para esto primero se obtuvo la Inercia “ I ” del perfil. Debido a su forma irregular en los diferentes radios del rotor, se calculó la Inercia que el perfil tendría cada 10 cm usando Autocad 2015 e Inventor 2015.

Con los datos obtenidos se realizó un programa en Mathcad que calculó la deflexión cada 10 cm, encontrando una inercia promedio entre los perfiles que comprenden estos 10cm y reemplazándola en la fórmula propuesta para el cálculo.

$$D = \frac{U \times L^3}{3 \times E \times I} \quad (27)$$

Teniendo en cuenta que la distancia L solo serán 10 cm.

Para mayor información acerca de las ecuaciones y el procedimiento de cálculo utilizado en el proyecto, el lector puede revisar el Anexo D donde se adjunta la memoria de cálculo.

Diseño 3D.

Primero se introdujo los puntos o coordenadas que definirían el perfil en la versión estudiantil de Inventor 2015, una vez unidos estos puntos se encontró el centro aerodinámico. En el caso de este tipo de perfiles el centro aerodinámico se ubica en la cuarta parte de la cuerda aerodinámica medida desde el borde de ataque, en la actualidad hay programas como el Aerofoil que pueden dar un dato más exacto dependiendo el tipo de perfil, en este caso se encontraba a 24.97% de la cuerda aerodinámica.

Dado que las coordenadas del perfil estaban definidas en parámetros no mayores a 1 mm, se lo escaló por un factor 100 veces más grande y se lo proyectó 20 veces con separaciones de 10 cm, tal y como se estimó en los cálculos. A cada una de las proyecciones se le asignó su ángulo de torsión o inclinación medido desde el centro aerodinámico y el tamaño de cuerda aerodinámica dependiendo de su ubicación a lo largo del aspa.

Se realizó el posible prototipo de acople que tendría el aspa para ser sujeta al rotor y que tenga espacio para que en un futuro se anexe un sistema de seguimiento de inclinación o pitch control, para este acople se tomó en cuenta que el centro de gravedad de los perfiles que lo anteponen desde la cuerda aerodinámica máxima, así como el resto de sus partes tienen un centro aerodinámico que aumenta hasta el 50%.

Finalmente se realizó la cavidad interna del aspa, esta cavidad es un espacio hueco que tiene el aspa debido a que el espesor del perfil es relativamente elevado desde el inicio del aspa hasta la mitad de la misma, por lo que se vació este espacio hasta un espesor de 4 mm pero dejando una estaca en el centro a lo largo de esta distancia evitando que quede muy flexible y no tienda a romperse, de esta forma se terminó el modelo 3D del aspa (Figura 7), véase el Anexo E para mayor información acerca de sus dimensiones.

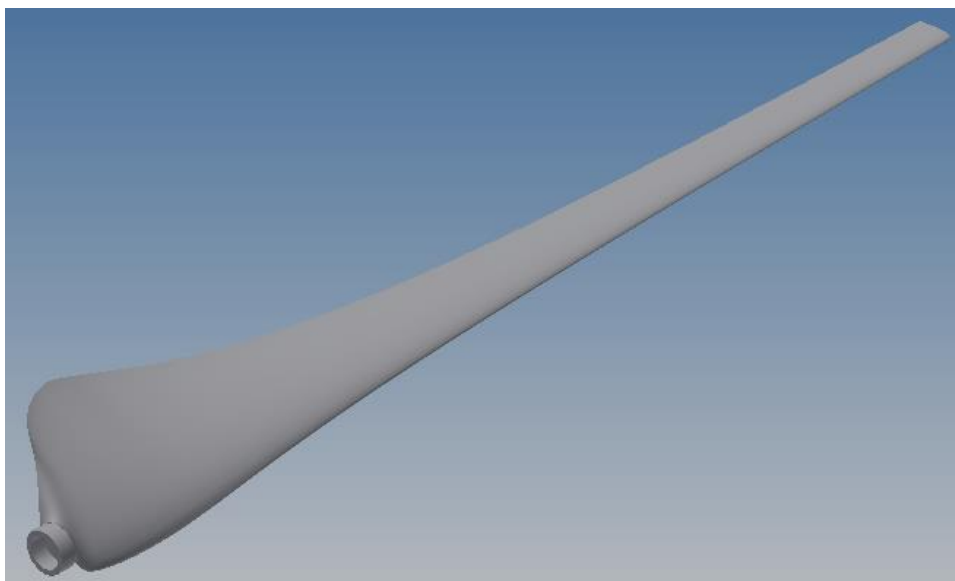


Figura 7. Modelo 3D del Aspa Diseñada.

Simulación de Fluidos.

Para la simulación de fluidos se utilizó el software Autodesk Flow Design, primero se ingresó el modelo 3D realizado en Autodesk Inventor y se definió ciertos parámetros de simulación.

Se empezó por reconfigurar el volumen de simulación y que sea apto para el volumen que ocupa el aspa, reduciendo la altura del cubo que el programa da como volumen inicial y alargando los costados, dejando un espacio prudente para que la simulación se realice con normalidad y cubra todos los puntos del aspa.

Finalmente se definió la velocidad promedio del aire en 2m/s y se calibró la visualización en 3D (Figura 8), de este modo se obtuvo una representación gráfica del comportamiento del aire circundante por el aspa y la variación de presión que se produciría en la misma.

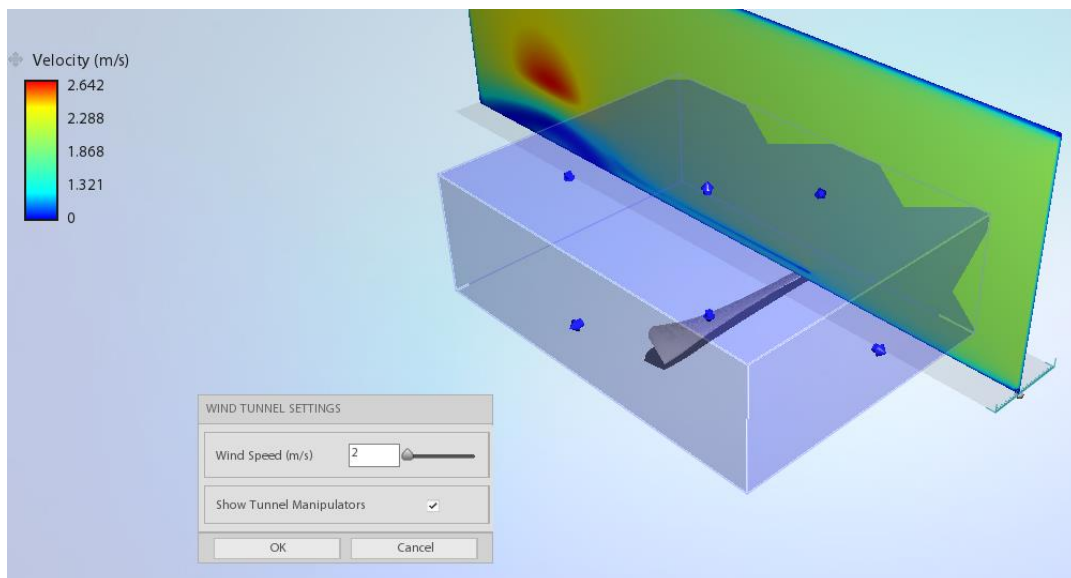


Figura 8. Interfaz de Simulación de Flow Design

Simulación Mecánica.

Para la simulación mecánica se utilizó Autodesk Simulation Mechanical 2015, primero se importó el modelo 3D del aspa y se analizó el tipo de análisis que se iba a realizar

(Figura 9). Tomando en cuenta ciertos factores del funcionamiento del aspa y de los materiales a simular se escogió la simulación estática de esfuerzos con materiales lineales.

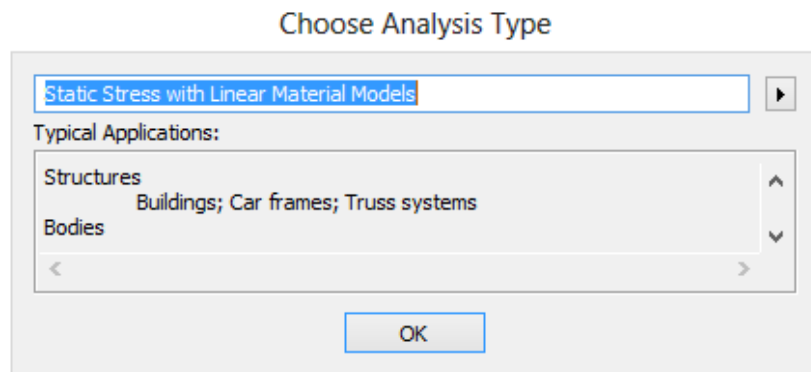


Figura 9. Selección del Tipo de Análisis a Realizar

Ya con el modelo ingresado se generó la malla (Figura 10), en este caso se optó por una malla sólida tetraédrica al 40%. Sólida porque considera toda la estructura interna del aspa y al ser tetraédrica utiliza más nodos en el análisis. Se refinó la malla a la mitad en ciertos puntos donde debía ser un poco más precisa, como en el acople y en las superficies curvas.

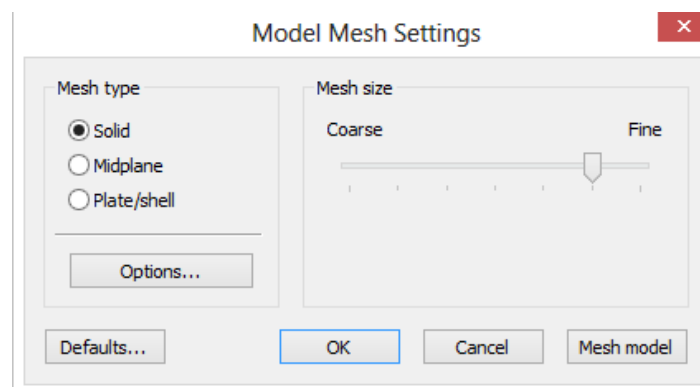


Figura 10. Definición del Tipo de Malla para el Análisis

Con la malla definida se ingresó las características del material (Figura 11), primero la densidad " ρ ", después el módulo de elasticidad " E " y finalmente el coeficiente de poisson ν_p .

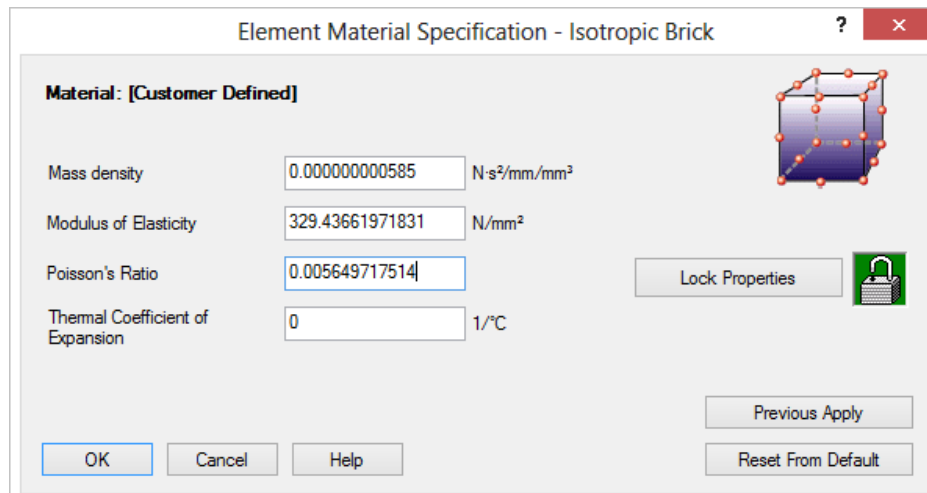


Figura 11. Definición del Material en Simulation Mechanical 2015

Posteriormente se seleccionó el punto de restricción o soporte (Figura 12), sobre el cual se apoyaría el aspa para soportar el peso generado por el viento, en este caso sería la propuesta de acople diseñado sobre el cual se aplicó una restricción en los 3 ejes para que no exista traslación ni rotación.

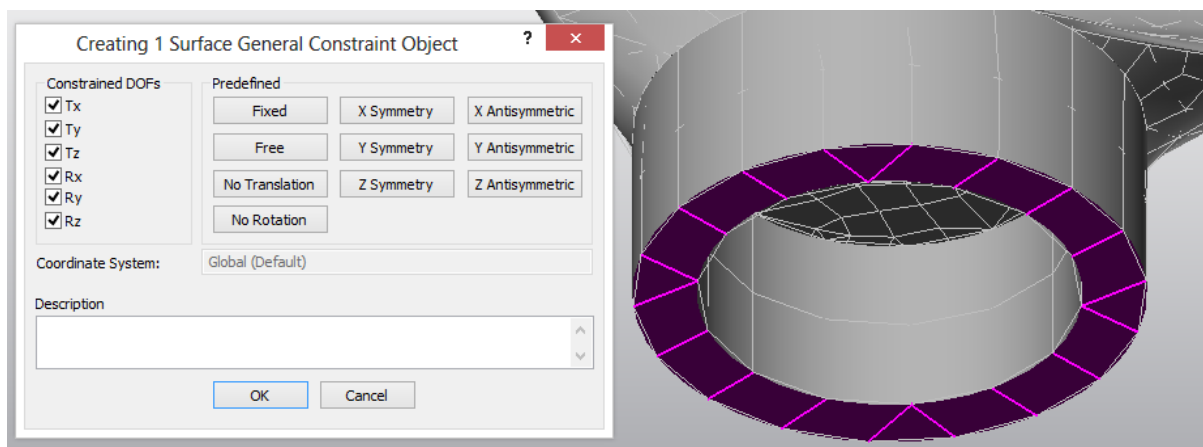


Figura 12. Definición del Punto de Restricción

Finalmente se ingresó la fuerza o empuje calculado anteriormente (Figura 13), se seleccionó la superficie donde estaría aplicada y el eje o la dirección. Con estos parámetros definidos se realizó la simulación y se obtuvo la deflexión del aspa así como la distribución de esfuerzo a lo largo de la misma.

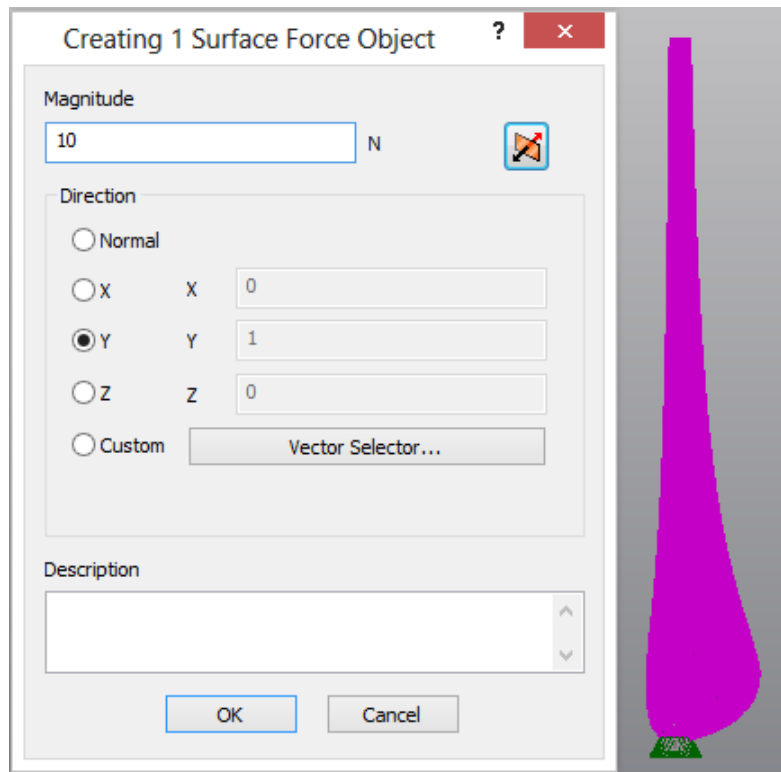


Figura 13. Ingreso de la Fuerza y su Dirección

Este procedimiento se lo realizó tanto con el nuevo material propuesto como con la fibra de vidrio reforzada y con cargas aplicadas de 10N y 230N que son los empujes calculados anteriormente. Posteriormente se realizó otro banco de simulaciones bajo los mismos parámetros en el módulo de simulación de Inventor 2015, para así corroborar los resultados.

Paralelo a esto se programó el estudio de convergencia (Figura 14), para obtener el gráfico de convergencia de cada simulación, en este caso se escogió un estudio basado en el desplazamiento, el estudio de convergencia refinara la malla hasta el mínimo posible, cuando los resultados de las simulaciones tiendan a linealizarse, en otras palabras cuando las variación no sea superior a la ingresada entre cada refinamiento de malla y simulación, de esta forma se asegura un resultado confiable.

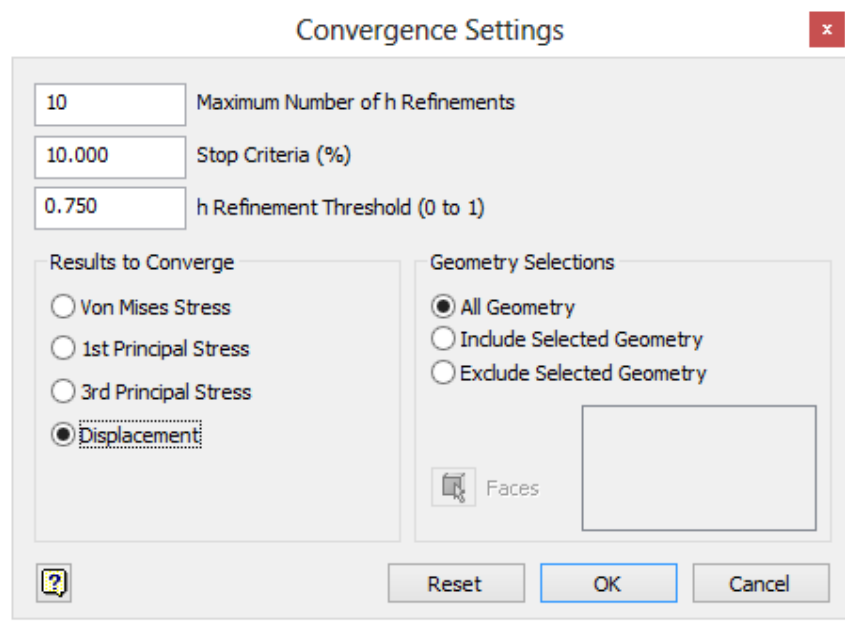


Figura 14. Configuración del Estudio de Convergencia

Resultados

Material

El esfuerzo máximo a la tracción δ fue de 23.39 MPa y el porcentaje de elongación ε de 7.1%. Aplicando la ecuación (04) se obtuvo el módulo de elasticidad “ E ” de 329.43MPa y con la ecuación (05) se obtuvo un coeficiente de poisson ν_p de 5.64×10^{-3}

Simulación del Perfil Aerodinámico

Después de realizar alrededor de 1500 simulaciones y con una gama final de 4 perfiles, el perfil adecuado para las aspas fue el S2091, que presenta un coeficiente de avance de $Cl = 1.05$ y reducido promedio de coeficiente de arrastre $Cd = 0.015$ a un ángulo de ataque de 6.

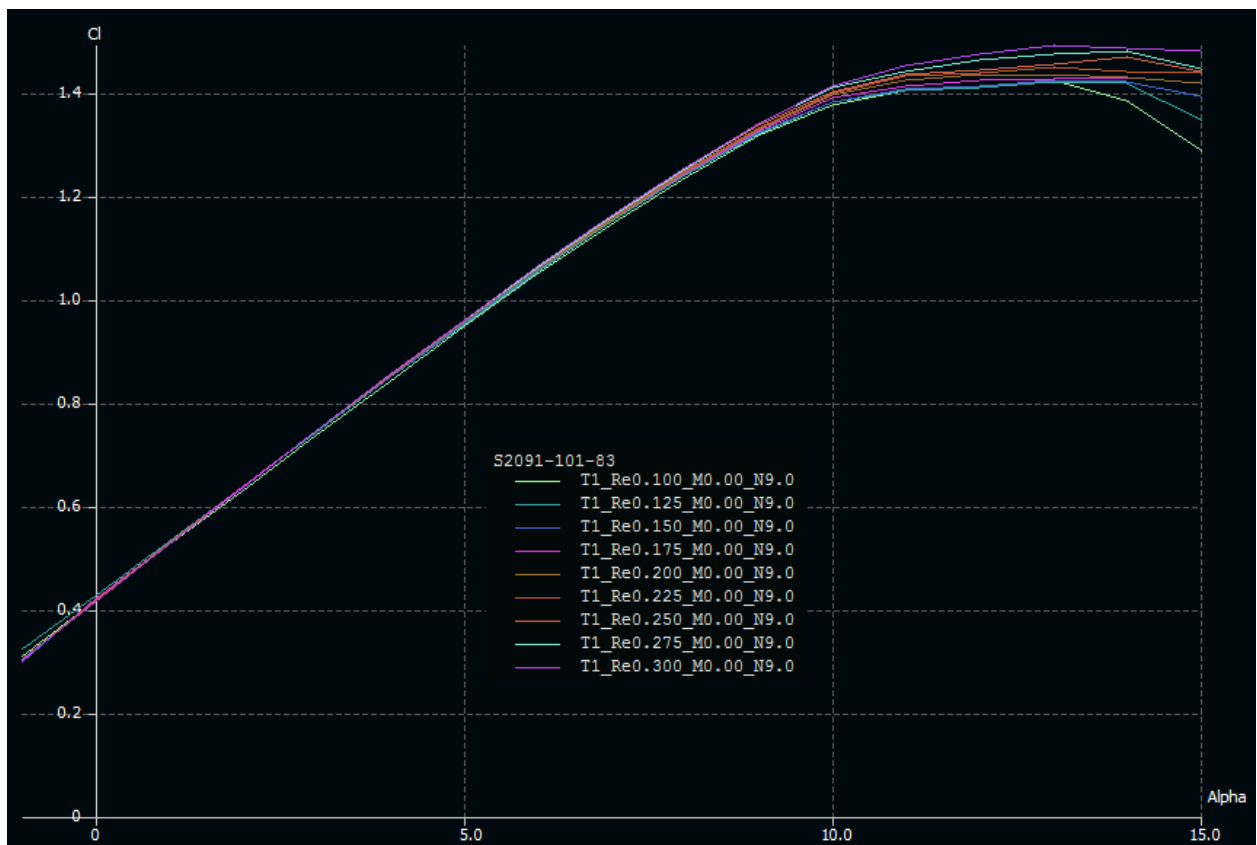


Figura 15. Coeficiente de Avance Cl vs. Ángulo de Ataque α

Los resultados otorgados por Xfoil indican que el coeficiente de avance C_l respecto al ángulo de ataque α (Figura 15), mantiene un comportamiento uniforme aun cuando aumenta el número de Reynolds.

La variación del coeficiente de arrastre C_d es muy reducida por lo que es necesario realizar la relación C_l/C_d para obtener un gráfico más apreciable. Como se muestra en la figura 16, conforme aumenta el número de Reynolds el coeficiente de arrastre C_d disminuye de forma uniforme y se mantiene el coeficiente de avance C_l , por eso las curvas no presentan picos ni descompensaciones.

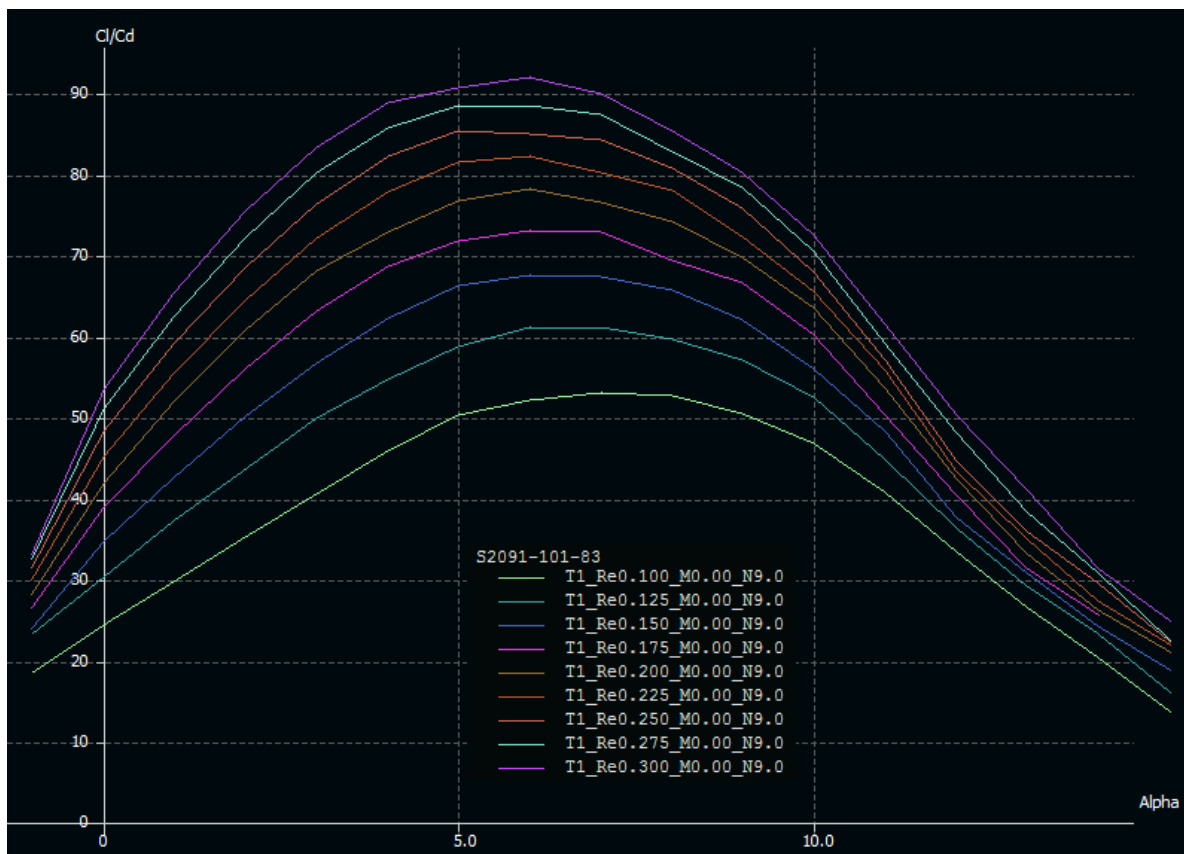


Figura 16. Relación C_l/C_d vs. Ángulo de Ataque α

Del programa Aerofoil se obtuvo un resultado más gráfico del comportamiento del perfil bajo las condiciones seleccionadas (Figura 17), de esta forma se corroboró los resultados de C_l y C_d del perfil a 6° y se obtuvo una predicción en 2D del arranque del generador.

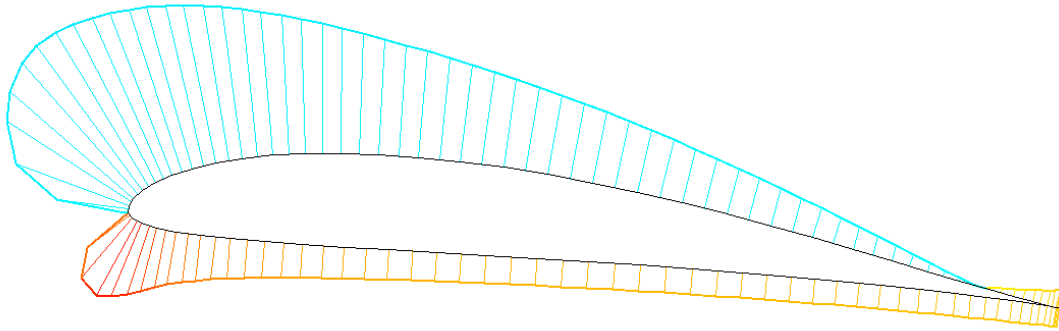


Figura 17. Distribución de Presiones del Perfil S2091

Cálculos de Forma, Cargas Aplicadas y Potencia Producida

Utilizando la ecuación (12) se obtuvo la distribución cuerda aerodinámica (Figura 18) a lo largo del aspa y del mismo modo con la ecuación (13) se obtuvo el ángulo de torsión de la misma (Figura 19), definiendo así la forma del aspa.

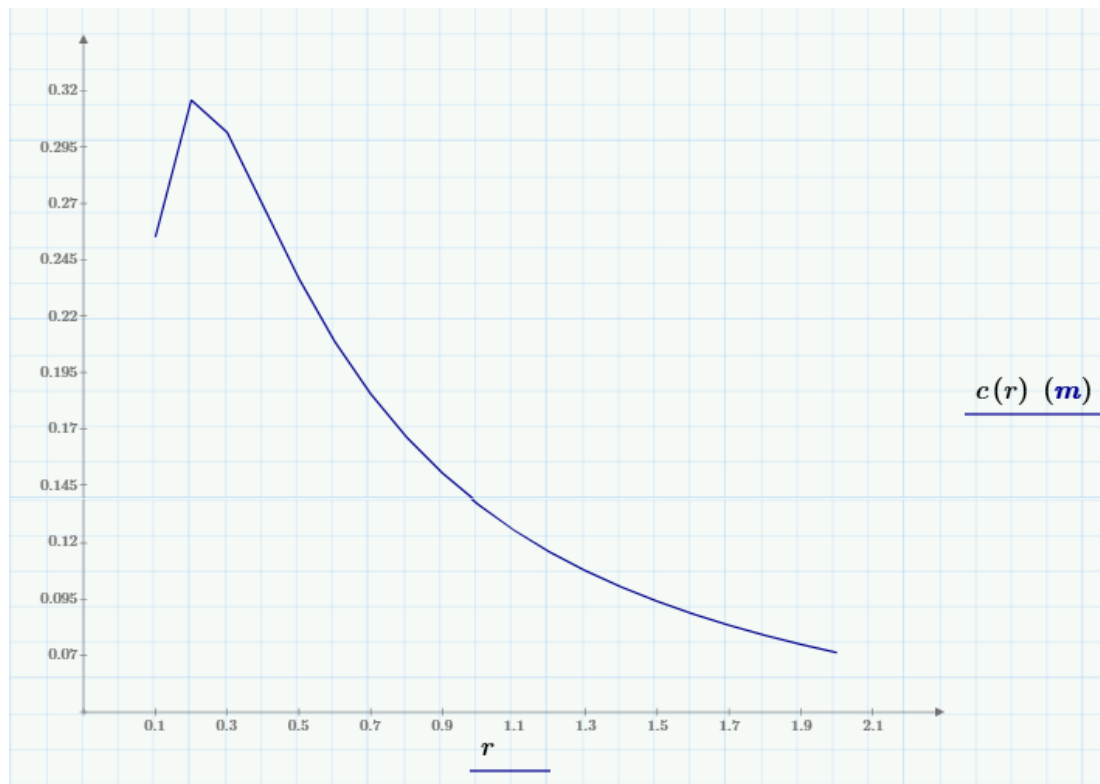


Figura 18. Distribución de la Cuerda Respecto al Radio del Rotor

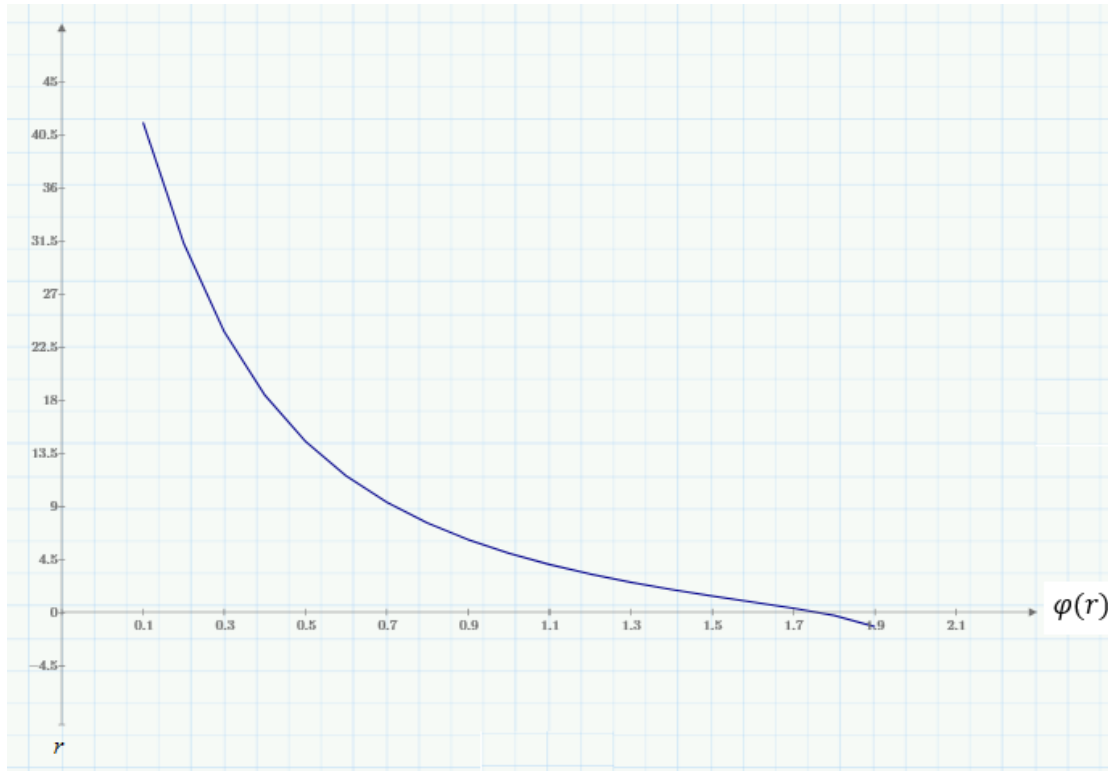


Figura 19. Torsión del Aspa Respecto al Radio del Rotor.

Con la forma del aspa definida y los resultados del Método BEM se utilizó la ecuación (23) para calcular el torque que producirá el viento a una velocidad de 2m/s

$$\int_0^R T(r) = 1.48N$$

Si la velocidad del viento eleva 5 veces su valor inicial, el Torque incrementa hasta un valor de $T(r) = 37N$

En el caso del empuje se utilizó la ecuación (24) que dio como resultado

$$\int_0^R U(r) = 9.2N$$

Si la velocidad del viento eleva 5 veces su valor inicial, el Empuje incrementa hasta un valor de $U(r)=230N$

En el caso de la potencia que obtendrá el rotor se utilizó la ecuación (25)

$$P(r) = \omega \times B \times \int_0^r r \times T(r) \times dr = 32 W$$

Si la velocidad del viento se eleva hasta 4m/s que se espera que será la velocidad nominal de funcionamiento, la potencia generada incrementa hasta un valor de $P(r)=256W$, y en el caso de que se eleve en 5 veces su valor inicial la potencia alcanzará un máximo de $P(r)=4KW$

Del mismo modo con la ecuación (26) se halló la potencia ideal máxima que obtendría el rotor tanto a la velocidad inicial, una velocidad de funcionamiento nominal de 4 m/s y a una velocidad máxima 5 veces mayor a la inicial.

$$P = 36.38 W , P = 291 W \text{ y } P = 4.54KW$$

Finalmente con el programa realizado para calcular la deflexión con la ecuación (27) se obtuvo que con una carga de 10 N el aspa con el nuevo material sufriría una deflexión de 33.6 cm, con la fibra reforzada sufrirá una deflexión de 7.866 mm y con una carga aplicada de 230 N y la fibra reforzada tendría una deflexión de 18.07 cm.

Simulación de Fluidos

Se obtuvo diferentes resultados tanto en 2D y 3D, así como diferentes valores dependiendo si el análisis se lo hacía tomando en cuenta presión o velocidad. Pero los resultados más significativos y completos fueron los que relacionan tanto velocidad y presión a lo largo del aspa.

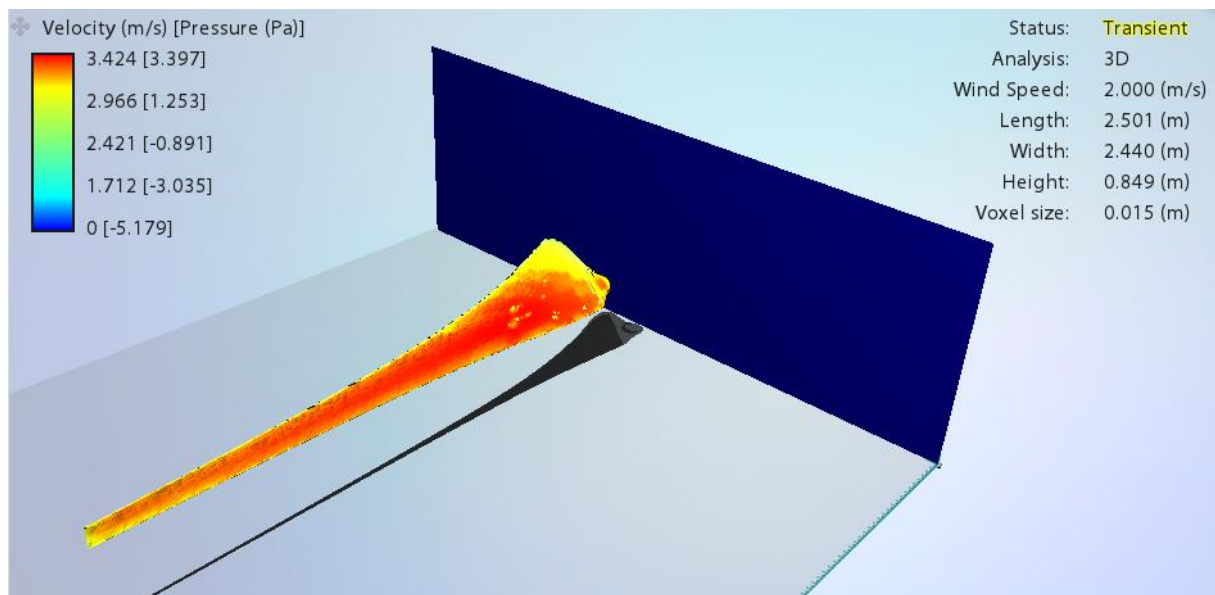


Figura 20. Vista Frontal del Aspa y su Variación de Presión en la Superficie

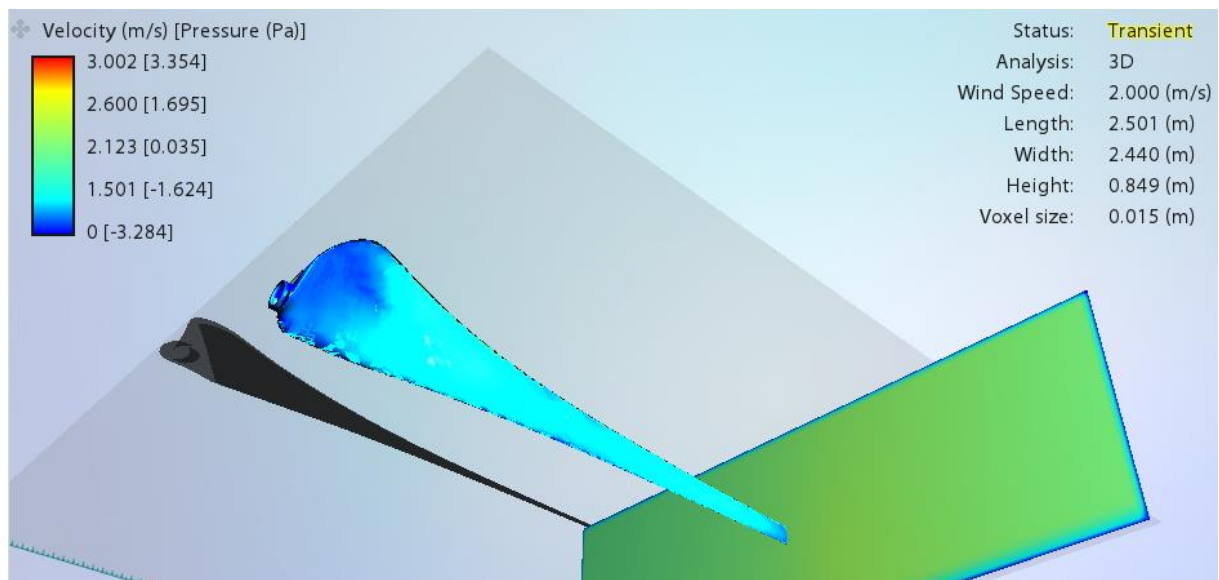


Figura 21. Vista Posterior del Aspa y su Variación de Presión en la Superficie

Simulación Mecánica

Las simulaciones mecánicas dieron como resultado un nuevo modelo 3D que indica la deflexión y un gráfico de Convergencia vs. Desplazamiento para corroborar la consistencia de cada análisis.

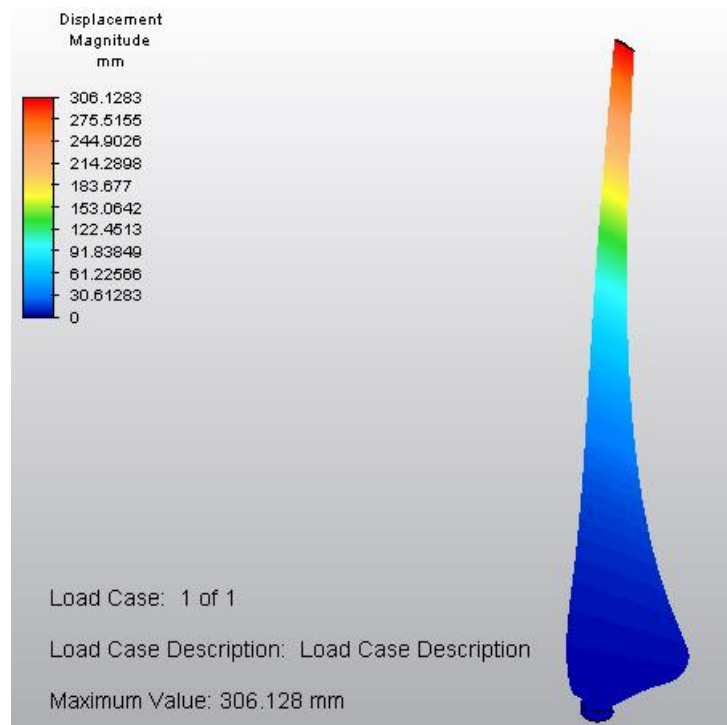


Figura 22. Vista Isométrica de la Simulación Mecánica del Aspa con el Nuevo Material y una Carga Aplicada de 10N

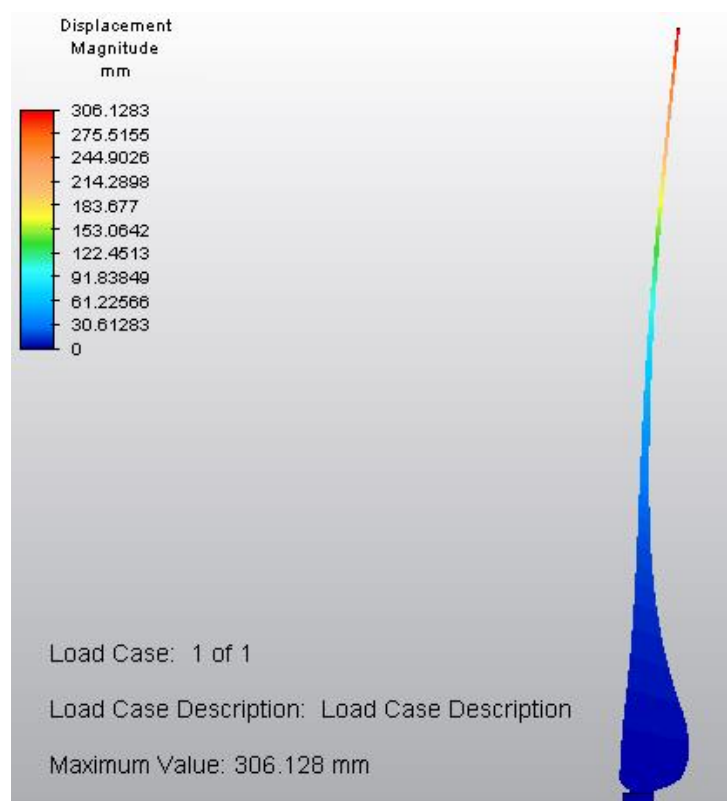


Figura 23. Vista Frontal de la Simulación Mecánica del Aspa con el Nuevo Material y una Carga Aplicada de 10N

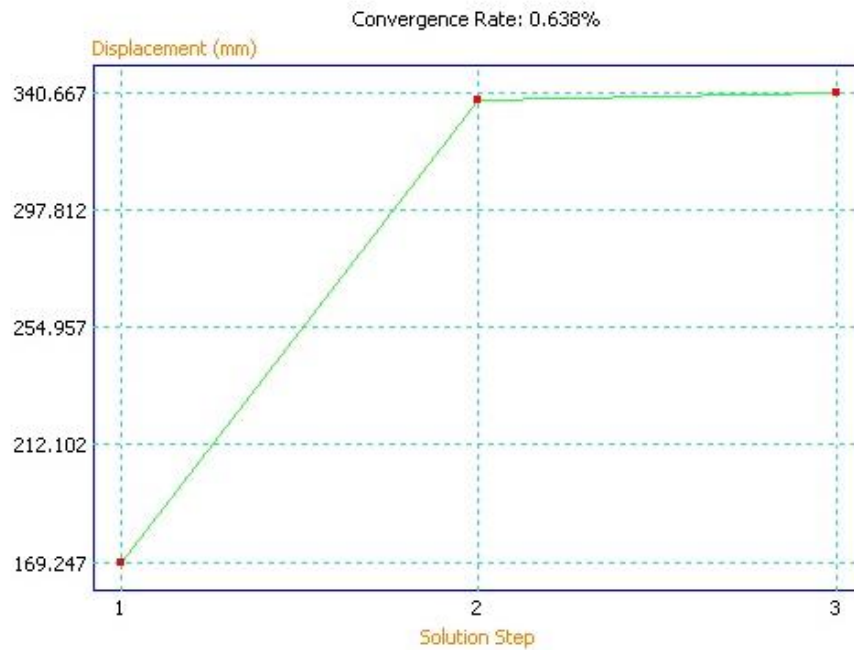


Figura 24. Convergencia de la Simulación Mecánica del Aspa con el Nuevo Material y una Carga Aplicada de 10N

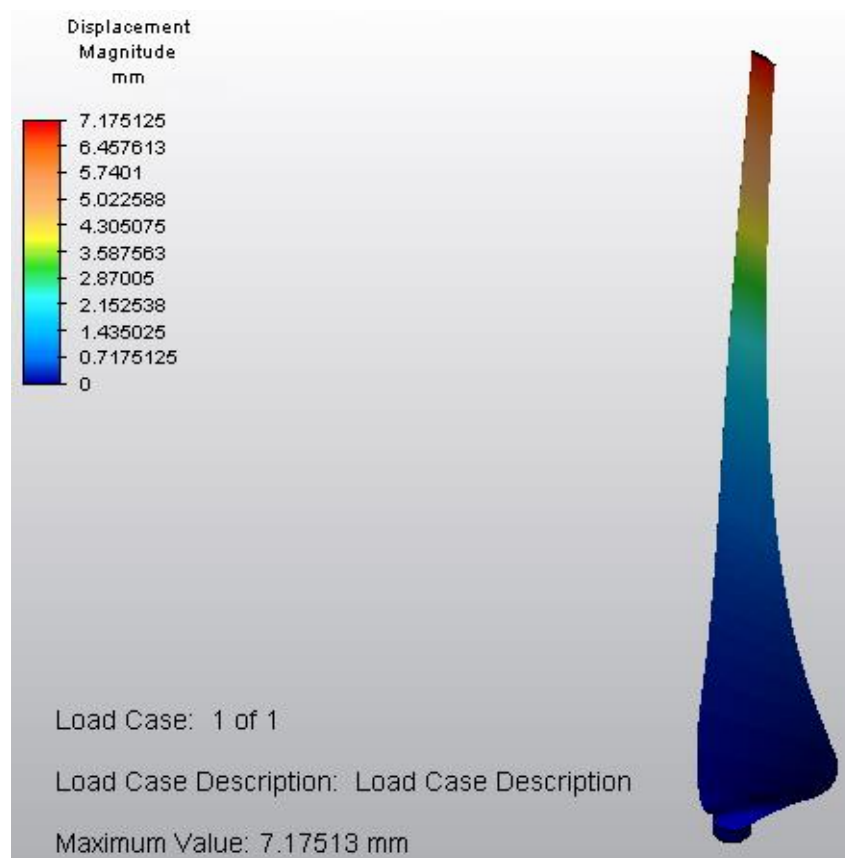


Figura 25. Vista Isométrica de la Simulación Mecánica del Aspa con Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 10N

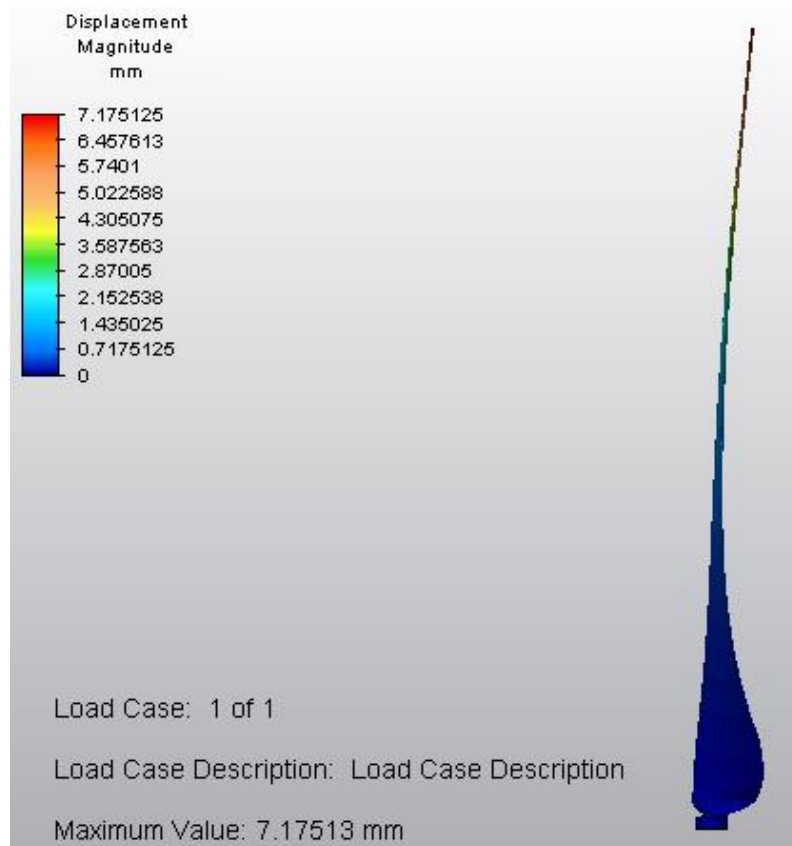


Figura 26. Vista Frontal de la Simulación Mecánica del Aspa con Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 10N

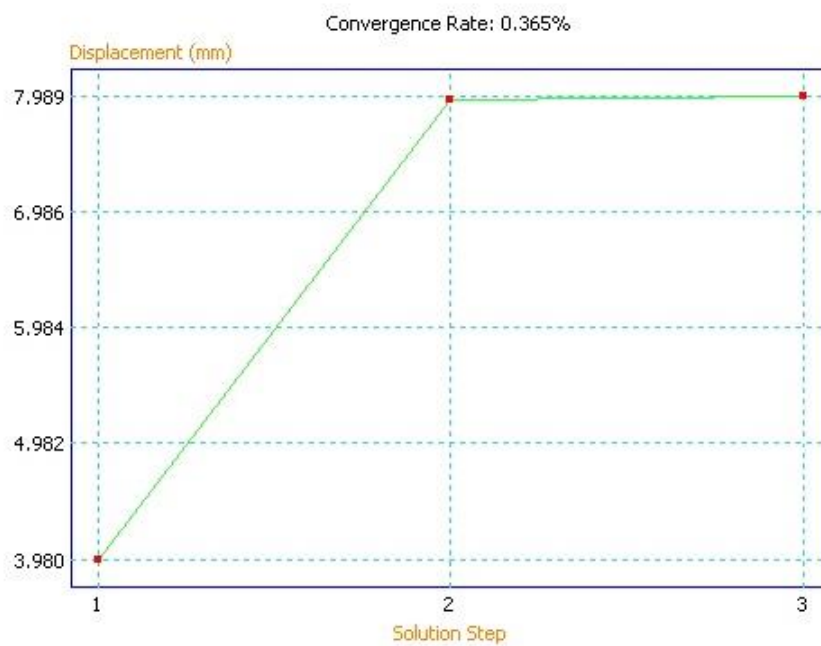


Figura 27. Convergencia de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 10N

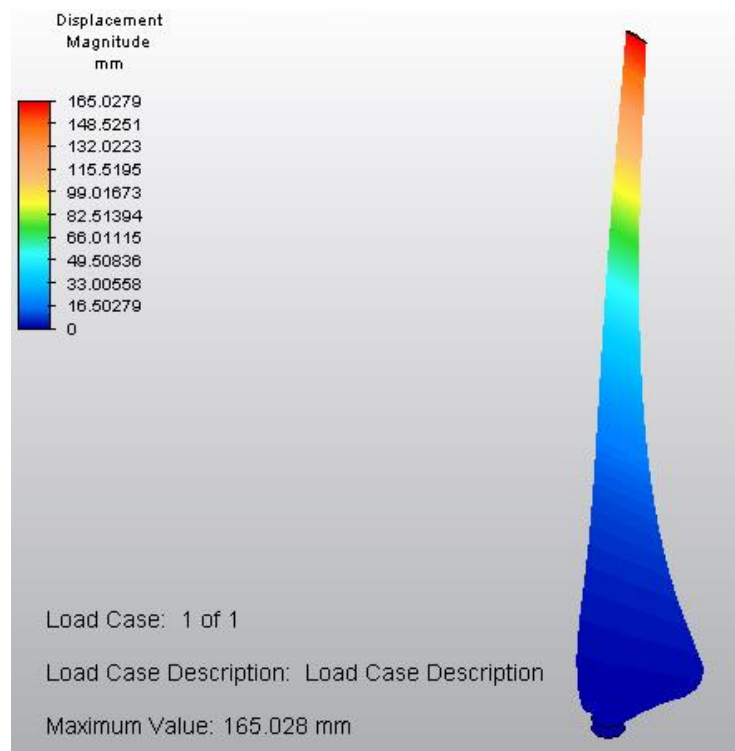


Figura 28. Vista Isométrica de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 230N

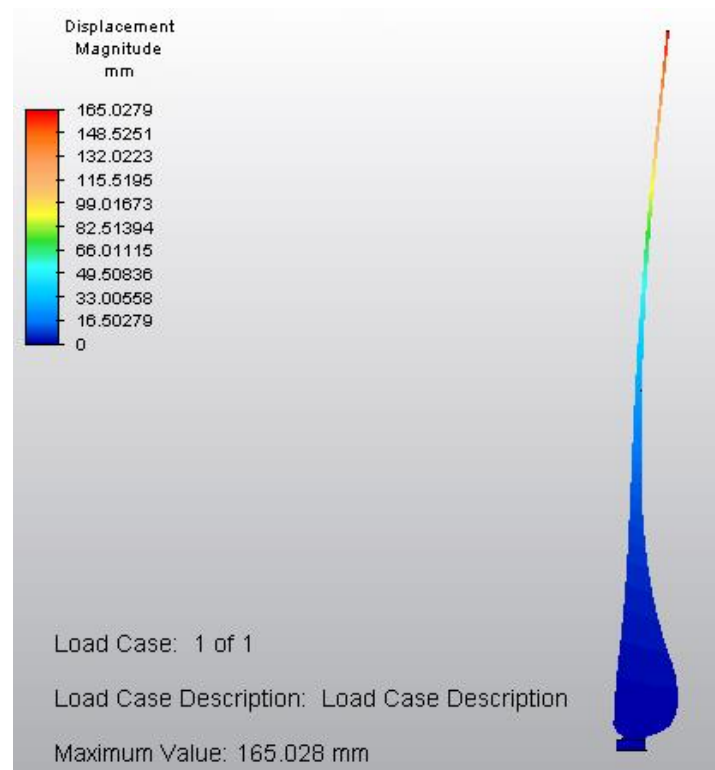


Figura 29. Vista Frontal de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 230N

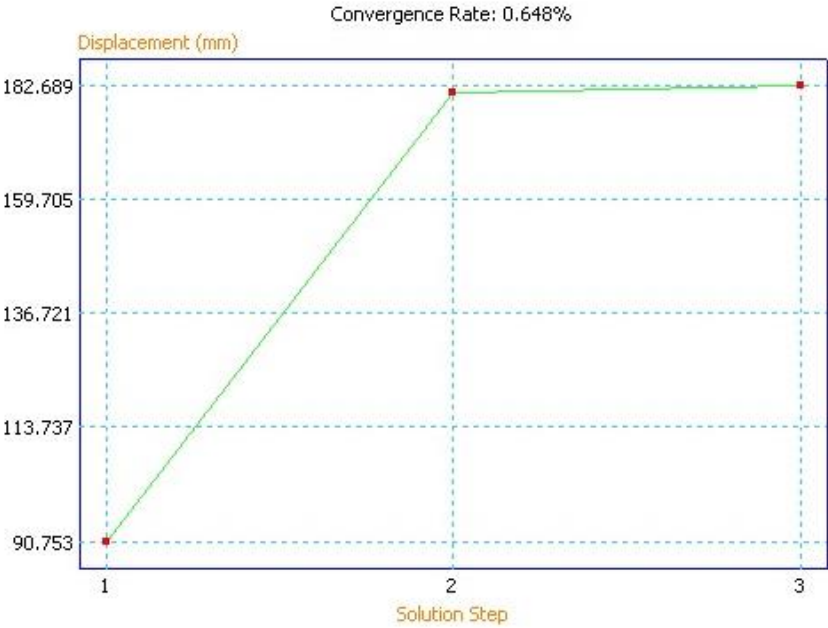


Figura 30. Convergencia de la Simulación Mecánica del Aspa con la Fibra Reforzada y una Carga Aplicada de 230N

Una vez realizadas todas las simulaciones se tabulo los resultados junto con los obtenidos usando la ecuación 27 y se halló el error relativo entre los dos métodos.

Tabla 1

Resultados de la Deflexión del Aspa con Diferentes Cargas y Diferentes Materiales

Deflexión con cada Material	Empuje					
	10 N			230 N		
	Cálculo	Simulación	Error	Cálculo	Simulación	Error
Deflexión con Nueva Matriz Polimérica	33.6 [cm]	30.612 [cm]	9.76%	NA		
Deflexión con Fibra de Vidrio Reforzada	7.86 [mm]	7.175 [mm]	9.54%	18.07 [cm]	16.5 [cm]	9.09%

Discusión

Material

Según el fabricante la resina utilizada tiene un esfuerzo máximo a la tracción de 19.5MPa, por lo que se consiguió un aumento de 3.89MPa, aumento que no alcanzó las expectativas. El módulo de Young del material es bajo en comparación a otros elementos del mismo tipo como la fibra de vidrio reforzada utilizada como segunda opción, sumado a esto el despreciable coeficiente de poisson, indica que el material posee un bajo espectro de elasticidad y una zona de fluencia nula.

Después de analizar la distribución de los materiales y las fracturas de las probetas, se concluyó que hizo falta agregar más fibra de vidrio y disminuir en porcentaje la cantidad de resina, de esta manera se compensaría la baja elasticidad de la madera de balsa y la fragilidad de la resina.

Para futuros trabajos se debería considerar otra distribución de los materiales en la matriz, otro tipo de fibra de vidrio, con una distribución de fibras más uniformes y una resina con menos acelerante en su composición, alargando así el tiempo útil de trabajo y reduciendo su fragilidad.

Selección del Perfil Aerodinámico

El perfil S2091 fue el más apto por su estabilidad y amplia proyección de funcionamiento, como se observa en la figura 16, se mantiene estable aun cuando aumenta el número de Reynolds, no presenta picos ni descompensaciones en ninguno de los puntos y su apreciable rango de ángulos de ataque en los que proporciona un elevado Cl permite que el generador enfrente diferentes ángulos de ataque a diferentes velocidades de viento y seguir funcionando incluso de forma más eficaz que la esperada.

El inconveniente del perfil seleccionado es su reducido porcentaje de espesor, lo que causara problemas al momento de fabricarlo debido a su forma compleja y poco simétrica.

Otra característica poco favorable es su baja inercia, como podemos apreciar en la ecuación 27, la deflexión es inversamente proporcional a la inercia, y en puntos del aspa cercanos a la punta la inercia será tan baja que la deflexión aumentara sustancialmente.

Cálculo de Forma, Cargas Aplicadas y Potencia Producida

El uso de la ecuación de Schmitz para el cálculo de la cuerda aerodinámica genera un gran aporte para los posteriores cálculos realizados, comparándola con otras teorías más conservadoras como la de Betz, otorga una óptima cuerda aerodinámica al inicio del rotor, así como un menor ángulo de inclinación de aspa, lo que facilita la salida o propagación del viento una vez atravesado el rotor y reduce la masa del aspa lo que facilita el arranque del generador.

En cuanto a las cargas calculadas, tanto el torque como el empuje presentaron valores muy reducidos. En el caso del torque es una desventaja debido a que la producción de energía será mínima con esa velocidad, pero en el caso del empuje es muy favorable ya que la flexión que genera el viento sobre el aspa es mínima.

De forma contraria al aumentar la velocidad, aunque aumente el torque en el rotor lo que aumentará sustancialmente la producción de energía, se eleva drásticamente el empuje, lo que ocasionará problemas con el material y la flexión que el aspa sufrirá, flexión que favorece el funcionamiento del generador debido a que facilita el flujo del viento a través del mismo, pero que debe ser controlada para que el aspa no colisione con la torre u otros elementos cercanos.

En cuanto a la potencia generada por el rotor, teóricamente existe un incremento al diseñar aspas para un rotor de 4m respecto al generador original cuyo rotor solo mide 3.2m, pero al diseñar un aspa para un generador que funcionara en condiciones promedio de 4 m/s, se sacrificó la producción de energía para perfeccionar el arranque, por lo que nunca

alcanzará una producción de energía sustancial a menos que el viento llegue a una velocidad tope de 6m/s.

Aun así es un gran aporte tomando en cuenta que el viejo generador no arranca hasta exceder los 4m/s, por lo que en ciertas zonas geográficas resultan inservibles o poco eficientes.

Otro detalle a considerar es la eficiencia que se consiguió con el nuevo diseño, en relación a la potencia teórica posible de conseguir que no sobrepasa el 59 % por leyes físicas, el nuevo diseño tiene un 51.7% de eficiencia aerodinámica lo cual es un rango bastante aceptable tomando en cuenta que se optimizó y modificó mucho el diseño para facilitar el arranque más que la generación.

El cálculo de deflexión presentó valores muy elevados a una carga de 10N, y aunque se estimaba una elevada deflexión debido a las malas propiedades del material, el valor excedió las expectativas, pero aún debía ser corroborado por la simulación mecánica. En cuanto a los valores de deflexión calculados para la fibra de vidrio reforzada, cumplieron con lo estimado tomando en cuenta su elevado módulo de elasticidad, por lo que lo hace el material más aceptado para esta aplicación.

Simulación de Fluidos

La simulación de fluidos mostró el resultado esperado, como se puede ver en la figura 20 de la parte frontal del aspa en el generador, toda su superficie roja y amarilla indica que existe un incremento de presión en el intradós del perfil aerodinámico, por acción de la reducción de la velocidad incidente en el aspa. A su vez como se observa en la figura 21, la parte posterior del aspa presenta una tonalidad celeste y azul, indicando que existe una disminución en la presión por acción del aumento de la velocidad del aire en el extradós del perfil aerodinámico.

Estas diferencias de presión generan una presión negativa en la zona del extradós, este efecto conocido como sustentación ocasiona el movimiento del rotor por lo que el objetivo del diseño en cuanto a la aerodinámica se cumple, el aspa se moverá a velocidades de 2 m/s.

Simulación Mecánica

La simulación mecánica al igual que los cálculos de deflexión, dio resultados consistentes pero poco esperados. A simple vista se esperaba que el material propuesto iba a soportar las cargas calculadas, pero después de observar el bajo módulo de Young que se obtuvo de los ensayos de tracción, no sorprendió que la primera simulación con una carga de 10N tuviera una deflexión que sobrepasaba los 30cm, por lo que se declinó totalmente el uso del nuevo material.

Por otro lado los resultados de las simulaciones con la fibra de vidrio reforzada fueron muy acertados, dado que tiene un elevado módulo de elasticidad, la deflexión de 7mm a 10N es casi despreciable teniendo en cuenta la forma y el espesor reducido del aspa en sus últimos 50cm.

La deflexión de 16.5 cm a 230N también se consideró un resultado aceptable, debido a que estaría trabajando a una velocidad de viento 5 veces superior a la de diseño y no genera un problema debido a que el aspa nunca golpeará con la torre y tampoco se romperá.

Los resultados de deflexión obtenidos mediante cálculo con la ecuación 27 difieren en un bajo porcentaje con los obtenidos en las simulaciones, pero ambos resultados entran en el rango normal de incertidumbre, sobre todo si se considera que las inercias utilizadas en el cálculo fueron promediadas por cada sección, y que para el cálculo de errores nunca se tuvo un valor que pueda considerarse real. Al final la decisión es la misma, el material a utilizar es la fibra de vidrio reforzada debido a que presenta una reducida deflexión y proporciona la ventaja de que si se desea una mayor resistencia en el caso de que las aspas vayan a trabajar

en condiciones aún más extremas, sólo se aumenta el espesor de las aspas en la parte inferior donde posee las cavidades, reduciendo la deflexión incluso en cargas superiores.

El general el resultado cumple con las metas del proyecto, pese a que hubo problemas con el material propuesto, el diseño del aspa presentó el comportamiento aerodinámico y mecánico esperado, cumpliendo así con el objetivo de facilitar el arranque a 2 m/s, con estas bases bien fundamentadas en el futuro se podrá seguir investigando la aplicación de nuevos perfiles, mejores métodos de cálculo con factores de corrección más exactos para el diseño óptimo del aspa y materiales mucho más económicos y con mejores propiedades mecánicas.

Referencias

- Burton, T., Jenkins, N., Sharpe, D., & Bossanyi, E. (2011). *Wind Energy Handbook* (2nd ed.). Chichester: Wiley.
- Commission, I. E. (2008). *IEC 61400 - 2 Design Requirements for Small Wind turbines*. Geneva: International Electrotechnical Commission.
- Commission, I. E. (2008). *IEC 61400-1 Wind Turbines - Design Requirements*. Geneva: International Electrotechnical Commission.
- Finite Elements Analysis in Practice*. (2010). Autodesk.
- Gasch, R., & Tvele, J. (2012). *Wind Power Plants* (2nd ed.). London: Springer.
- Glas, J. (2013, diciembre). *Nuestra región ofrece grandes oportunidades para el comercio y para las inversiones*. Presentado en el V Cónclave de Comercio India, América Latina y el Caribe, Nueva Delhi. Recuperado de <http://www.vicepresidencia.gob.ec/vicepresidente-jorge-glas-nuestra-region-ofrece-grandes-oportunidades-para-el-comercio-y-para-las-inversiones/>
- Gundtoft, S. (2009). *Wind Turbines*. Aarhus: University College of Aarhus.
- Hansen, M. (2008). *Aerodynamics of Wind Turbines*. Londres: Earthscan.
- Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de Materiales*. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall.
- Jamieson, P. (2011). *Innovation in Wind Turbine Design*. Garrad Hassan: Wiley.
- Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., & Scott, G. (2009). *Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development*. Golden: National Renewable Energy Laboratory.
- Kooijman, H., Lindenburg, C., Winkelaar, D., & Hooft, E. v. (2003). *Aero-elastic modelling of the DOWEC 6 MWpre-design in PHATAS*. DOWEC.
- Operating & Installation Manual (ZH1.5kw wind turbine system). (s. f.). Yueqing

Zonhan Windpower Company. Recuperado de

<http://www.proviento.com.ec/ZH15Manual.pdf>

Schubel, P. J., & Crossley, R. J. (2012). Wind Turbine Blade Design. *Energies*.

SENPLADES (2013). *Objetivos del Plan Nacional del Buen Vivir*. Recuperado el 26 de

Septiembre del 2013 de: <http://plan.senplades.gob.ec/>

Smalley, R. (2003). *Our Energy Challenge*. Houston: Rice University.

Wang, L., Tang, X., & Liu, X. (2009). *Optimized chord and twist angle distributions of wind turbine blade*. Preston: University of Central Lancashire.

Williamson, G. A., Selig, M. S., McGranahan, B. D., & Deters, R. W. (2012). *Summary of Low-Speed Airfoil Data*. Urbana-Champaign: University of Illinois at Urbana-Champaign.

Simbología

$\varphi(r)$	[rad]	Ángulo del Viento Relativo con el Rotor
A	[mm ²]	Área
N_{crit}	-	Calidad del Aire
Cl	-	Coeficiente de Avance
Cd	-	Coeficiente de Arrastres
C_N	-	Coeficiente de Fuerzas Axiales
C_T	-	Coeficiente de Fuerzas Tangenciales
a	-	Coeficiente de Inducción Axial
a'	-	Coeficiente de Inducción Tangencial
ν_p	-	Coeficiente de Poisson
$c(r)$	[cm]	Cuerda Aerodinámica
MAC	[cm]	Cuerda Media Aerodinámica
ρ	[kg/m ³]	Densidad
D	[mm]	Deflexión
$U(r)$	[N]	Empuje
δ	[MPa]	Esfuerzo Máximo a la Tracción
F	-	Factor de Corrección
E	[MPa]	Módulo de Elasticidad
Re	-	Número de Reynolds
$Mach$	-	Numero de Mach
$P(r)$	[W]	Potencia
R	[m]	Radio del Rotor
TSR	-	Relación de Velocidad de Punta
σ	-	Solidez

$T(r)$	[N]	Torque
v_1	[m/s]	Velocidad del Aire
V_{punta}	[m/s]	Velocidad de Punta
ω	[rev/s]	Velocidad Angular de un Aspa
$W(r)$	[m/s]	Velocidad Media Total
ν_c	[m ² /s]	Viscosidad Cinemática del aire

Anexo A**Tipos de Generadores de la norma IEC 61400-1**

Wind turbine class	I	II	III	S
V_{ref} (m/s)	50	42,5	37.5	Values specified by the designer
A I_{ref} (-)	0,16			
B I_{ref} (-)	0,14			
C I_{ref} (-)	0,12			

$$V_{ref} = \frac{V_{promedio}}{0.2}$$

Siendo $V_{promedio}$ la velocidad promedio del aire con el que trabajará el generador. Si asumimos como velocidades promedio los 3m/s obtenidos de las mediciones de viento, la V_{ref} no tendrá valores superiores a los 30m/s, por lo que el generador eólico será de tipo S.

Anexo B

Anexo C

Anexo D

Anexo E