



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**DISEÑO Y VALIDACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE
UN GENERADOR EÓLICO DE TIPO SAVONIUS PARA
USO EN CARRETERA.**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROF. GUÍA: JORGE HINOJOSA

PAULO GUTIÉRREZ SOLORZA

**CURICÓ - CHILE
2022**

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular stamps and signatures. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' with a signature over it. The right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO' with a signature over it.

Curicó, 2023

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer a todas aquellas personas que de una u otra forma, estuvieron conmigo en mi etapa universitaria. A mi familia que me apoyo en todo momento y me dio las fuerzas para llegar a este momento, a los docentes de la universidad que siempre estaban dispuesto a resolver las dudas que surgiesen, pero principalmente al profesor Jorge Hinojosa por su paciencia y apoyo para conmigo en esta última etapa.

Finalmente agradecer a mis colegas y amigos que siempre me brindaron su apoyo y momentos gratos dentro de este proceso, sobre todo a Jorge y Carlos por siempre estar ahí en los buenos y malos momentos y que hicieron que esta trayectoria fuera más grata.

*Dedicada a mi familia
Principalmente a mi padre Q.P.D
Por su apoyo incondicional*

RESUMEN

Durante el siglo XXI la energía eólica ha experimentado un auge enorme, considerándose una de las energías renovables más maduras a la fecha, si bien en su gran mayoría el desarrollo y avance tecnológico se ha basado en aerogeneradores de tipo horizontal debido a su mayor eficiencia en cuanto a la generación de energía eléctrica mediante la utilización de las fuerzas de sustentación (Lift), de igual manera existe un desarrollo no menor para la categoría de ejes verticales los cuales en su mayoría, aprovechan las fuerzas de arrastre (Drag) para la generación de electricidad mediante energía eólica.

Es por ello que se pretende dar énfasis en el estudio de un aerogenerador de eje vertical específicamente un rotor de tipo Savonius que permita evidenciar el potencial eólico de un sector en específico y la potencia eléctrica a generar mediante un estudio y validación de datos teóricos a través de programas computacionales de manera tal, que se puedan sentar las base para un futuro prototipo de aerogenerador y que cuente con sustentación teórica suficiente para respaldar dicha decisión.

Si bien se han realizado estudios del potencial eólico y la posibilidad de generación eléctrica mediante aerogeneradores, se pretende proporcionar un diseño diferente, para establecer otras posibilidades o alternativas para aprovechar el potencial eólico del sector mediante la utilización aerogeneradores, estableciendo datos concisos sobre las influencias y el condicionamiento estructural al que se está sometida la estructura y el cómo abordar dichas restricciones para un análisis crítico tanto de la situación como del diseño del aerogenerador.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	i
RESUMEN.....	iii
capítulo 1: Introducción.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Descripción del problema.....	1
1.3 Solución propuesta.....	2
1.4 Objetivos.....	2
1.4.1 Objetivo general.....	2
1.4.2 Objetivos específicos.....	2
1.5 RESULTADOS ESPERADOS.....	2
1.6 Metodología.....	3
capítulo 2: Marco teórico.....	5
2.1 Situación de la energía eólica.....	6
2.1.1 Energías renovables.....	6
2.1.2 Energía eólica.....	6
2.1.3 Situación en Chile.....	6
2.1.4 Potencial eólico en Chile.....	8
2.2 Aerogeneradores.....	9
2.2.1 Turbinas de eje horizontal (HAWT).....	9
2.2.2 Turbinas de eje vertical (VAWT).....	10
2.2.3 Sub tipos de VAWTS.....	10
2.2.4 Tipos de rotores verticales Savonius.....	13
2.3 Criterios de diseño.....	15
2.3.1 Resistencia a la fatiga.....	15
2.3.2 Concentración de esfuerzos.....	15
2.3.3 Teoría de fallas.....	16
2.3.4 Diseño de ejes.....	17
2.3.5 Pernos.....	18
2.4 Consideraciones mecánicas del aerogenerador.....	20
2.4.1 Transmisión de potencia.....	20

2.4.2	Torque.....	20
2.4.3	Área barrida	21
2.4.4	Velocidad angular.....	21
2.4.5	Transmisión de bandas	22
2.4.6	Freno.....	26
2.5	Condiciones eólicas	28
2.5.1	Potencial eólico	28
2.5.2	Fuerza aerodinámica o fuerza de arrastre (Drag)	28
2.5.3	Coefficiente aerodinámico.....	31
2.5.4	Límite de Betz	33
2.5.5	Rendimiento de las turbinas eólicas	36
2.5.6	Relación de velocidad tangencial (TSR)	36
capítulo 3:	Desarrollo de la solución a la problemática	39
3.1	Velocidades del viento.....	40
3.2	Restricciones.....	40
3.3	Propuesta de diseño	41
3.4	estructura exterior	44
3.4.1	Cálculo de pernos en el deflector	47
3.4.2	Cálculo del espesor de la placa.....	52
3.5	Aspas del generador.....	54
3.5.1	Selección del material.....	54
3.5.2	Fuerzas sobre el aspa	56
3.5.3	Simulación del aspa.....	59
3.6	determinacion de banda y polea.....	71
3.6.1	Cálculo de la correa	72
3.6.2	Cálculo de las fuerzas ejercidas por la acción de las poleas sobre el eje	77
3.7	eje del rotor	82
3.7.1	Fuerzas sobre el eje principal	82
3.8	rodamientos de la estructura	88
3.8.1	Selección de los rodamientos	89
3.9	eje-cubo.....	92

3.9.1	Cálculo eje-cubo diámetro menor.....	92
3.9.2	Cálculo eje-cubo diámetro mayor.....	95
3.9.3	Sistema de frenado.....	96
3.9.4	Elementos de fijación adicional.....	98
3.9.5	Eficiencia total del aerogenerador	99
	CONCLUSIONES.....	101
	Referencias	104
	ANEXOS.....	106
	PLANOS AEROGENERADOR	106

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Generación de energía mediante ERNC en Chile. (Fuente: ACERA 2020).....	7
Fig. 2 Capacidad instalada según avance de los proyectos Septiembre -20 (Fuente: Acera 2020)	8
Fig. 3 Potencial disponible de energía eólica por región (Fuente:MINENERGIA/GIZ)	9
Fig. 4 Aerogenerador Darrieus	11
Fig. 5 Aerogenerador Giromill	11
Fig. 6 Rotor de Savonius tradicional	12
Fig. 7 Configuraciones de rotores tipo Savonius.....	13
Fig. 8 Vista frontal de un rotor tipo Savonius. (Fuente: Domínguez, 2018)	21
Fig. 9 Tensiones para una banda en V (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)...	23
Fig. 10 Parámetro de bandas en V para K_b y K_c en bandas en V (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).....	24
Fig. 11 Factores de servicio sugeridos para transmisiones de bandas en V (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).....	26
Fig. 12 Geometría y fuerzas de un freno de tambor con zapata externa corta (Fuente: Diseño de máquinas un enfoque integrado).....	27
Fig. 13 Acción del viento sobre un rotor de arrastre diferencial. (Fuente: Ingeniería de la energía eólica)	29
Fig. 14 Rotor con apantallamiento y veleta. (Fuente: Ingeniería de la energía eólica)	31
Fig. 15 Coeficiente de arrastre C_D para una barra rectangular (Fuente: Mecánica de fluidos Cengel)	32
Fig. 16 Coeficiente de arrastre C_D para un cascaron semicircular (Fuente: Mecánica de fluidos Cengel)	33
Fig. 17 Tubo de corriente de aire (Fuente: ZUÑIGA, 2017).....	34
Fig. 18 Curva de eficiencia de Betz. (Fuente: Araújo, A. M. (2009). Simulación de la Producción de Energía Eléctrica con Aerogeneradores de Pequeño Tamaño.)	35
Fig. 19 Rendimiento del rotor Savonius. (Fuente: Ingeniería de la energía eólica).....	37
Fig. 20 Curvas de coeficientes de potencia según TSR para diferentes máquinas eólicas. (Fuente: ZUÑIGA, 2017)	38
Fig. 21 Velocidades de viento Curicó. (Fuente: ZUÑIGA 2017)	40
Fig. 22 Gráfico de velocidades máximas registradas de camiones/buses en movimiento. (Fuente: ZUÑIGA 2017)	42
Fig. 23 Aerogenerador con estructura exterior y estructura soportante. (Fuente: elaboración propia).....	43
Fig. 24 Vista seccionada a través del eje longitudinal del aerogenerador. (Fuente: elaboración propia).....	43
Fig. 25 Vista superior del aerogenerador con deflectores resaltados en amarillo. (Fuente: elaboración propia)	45

Fig. 26 Vista superior del aerogenerador con deflectores enumerados. (Fuente: elaboración propia).....	46
Fig. 27 Área perpendicular expuesta al flujo. (Fuente: elaboración propia)	46
Fig. 28 Fuerza de arrastre por presión en cada deflector. (Fuente: elaboración propia)	47
Fig. 29 Diagrama de cuerpo libre del deflector. (Fuente: elaboración propia)	48
Fig. 30 Zoom deflector n°4. (Fuente: elaboración propia).....	48
Fig. 31 Cortante, momento y deflexión de vigas. (Fuente: diseño en ingeniería mecánica de Shigley).....	49
Fig. 32 Vista ampliada del grupo de pernos del punto A. (Fuente: elaboración propia).....	50
Fig. 33 Fuerzas cortantes primarias, secundarias y resultantes en cada perno. (Fuente: elaboración propia)	51
Fig. 34 Vista superior del deflector. (Fuente: Yunus A Cengel, 2006).....	53
Fig. 35 Vista transversal de un rotor Savonius con su arco de cazoleta. (Fuente: Domínguez, 2018).....	55
Fig. 36 Vista frontal de un rotor Savonius. (Fuente: Domínguez, 2018)	55
Fig. 37 Propiedades del aluminio (Fuente: www.gabrian.com).....	56
Fig. 38 Apartado de propiedades de Autodesk Inventor. (Fuente: elaboración propia)	59
Fig. 39 Modelo preliminar en 3D del aspa. (Fuente: elaboración propia).....	60
Fig. 40 Static Structural. (Fuente: elaboración propia)	61
Fig. 41 Model. (Fuente: elaboración propia).....	61
Fig. 42 Escala paramétrica para la simetría de los elementos. (Fuente: autodesk.com)	62
Fig. 43 Escala paramétrica de calidad ortogonal. (Fuente: autodesk.com)	63
Fig. 44 Zoom sección reforzada del aspa. (Fuente: elaboración propia).....	64
Fig. 45 Zoom mallado de la zona crítica y de interés. (Fuente: elaboración propia)	65
Fig. 46 Skewness. (Fuente: elaboración propia)	66
Fig. 47 Quality Ortogonal. (Fuente: elaboración propia)	66
Fig. 48 Aspa con sección de golilla destacada en verde. (Fuente: elaboración propia)	67
Fig. 49 Desplazamientos del aspa. (Fuente: elaboración propia).....	68
Fig. 50 Zona de mayor esfuerzo en el aspa. (Fuente: elaboración propia).....	69
Fig. 51 Sección inferior izquierda del aspa en donde se produce el mayor esfuerzo. (Fuente: elaboración propia).....	70
Fig. 52 Zoom zona crítica a 27 ms con el rotor detenido. (Fuente: elaboración propia).....	70
Fig. 53 Ficha técnica del generador.....	71
Fig. 54 Selección del tipo de banda. (Fuente: DUNLOP).....	73
Fig. 55 Distancia entre los ejes de las poleas. (Fuente: elvatron).....	74
Fig. 56 Dimensiones de la correa. (Fuente: DUNLOP)	77
Fig. 57 DCL del eje. (Fuente: elaboración propia).....	83
Fig. 58 Esfuerzos cortantes plano X-Z. (Fuente: elaboración propia).....	85
Fig. 59 Esfuerzos cortantes plano Y-Z. (Fuente: elaboración propia).....	85
Fig. 60 Momento flector plano X-Z. (Fuente: elaboración propia).....	86
Fig. 61 Momento flector plano Y-Z. (Fuente: elaboración propia).....	86

Fig. 62 Selección de rodamiento. (Fuente: catálogo SKF).....	91
Fig. 63 Dimensiones de chavetero. (Fuente: Norma DIN 6885).....	93
Fig. 64 Dimensiones de la chaveta/chavetero para un eje de 30 [mm]. (Fuente: elaboración propia).....	93
Fig. 65 Dimensiones de la chaveta/chavetero para un eje de 32 [mm]. (Fuente: elaboración propia).....	95
Fig. 66 Cilindro hidráulico de simple efecto. (Fuente: cistchile).....	98
Fig. 67 Potencia-eficiencia vs rpm. (Fuente: Oliveros, 2013).....	99
Fig. 68 Potencia y rpm del aerogenerador según la velocidad del viento. (Fuente: elaboración propia).....	100

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

La problemática está emplazada en la región del Maule, particularmente en las cercanías de la ciudad de Curicó, específicamente entre el km 190 y el km 200 al sur de Santiago de Chile, en donde se pretende aprovechar el potencial eólico proveniente tanto del flujo vehicular como de los propios vientos del sector mediante la utilización del espacio entre calzadas de la carretera panamericana, lo que proporciona una posible fuente de generación eléctrica.

Si bien ya se han realizado estudios del potencial eólico en dicho sector, esta vez se analizará de forma detallada el desempeño de un tipo diferente de aerogenerador y que permitirá determinar su factibilidad, con la finalidad de presentar otras opciones en base a una misma problemática.

Es por ello, que, mediante la utilización de un software de computador, se determinará el comportamiento de las fuerzas estáticas presentes en la estructura para dicha situación, esto con la finalidad de validar los datos teóricos obtenidos en base a un modelo de rotor de tipo vertical Savonius.

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad, “internacionalmente se reconoce una distancia mínima de 500 m entre viviendas y aerogeneradores para controlar los impactos por ruido. No obstante, algunos países adoptan distancias mayores (hasta 2 km), con el fin de resguardar la calidad acústica de los receptores cercanos” (Ambiental, 2022). En base a esto, estas estructuras son emplazadas generalmente en lugares apartados. No obstante, existe un potencial de generación de energía en lugares poblados que, si bien es menor, este se ve potenciado por las corrientes de viento generadas por el flujo vehicular. En función de esto, se pretende dar uso de dicho potencial causando el menor impacto posible (tanto visual como auditivo) al medio circundante y que permita una posible generación y abastecimiento eléctrico.

Si bien ya se han desarrollado estudios en base a la generación eléctrica de dicho potencial en el sector, en gran medida, estos estudios son abordados para el uso de aerogeneradores de eje horizontal, pero es posible abordar dicha problemática desde otra arista con una opción diferente de rotor y que permita aprovechar el potencial eólico mediante la generación eléctrica, abordando la problemática de forma estructural, mediante la utilización de software para el diseño y análisis de un rotor vertical de tipo Savonius.

La identificación de este potencial se realizó mediante datos obtenidos de la página Windfinder.com y mediante mediciones en terreno extraídas de la memoria de Zuñiga (2017), para los cuales, ambos fueron precedentes a esta memoria.

1.3 SOLUCIÓN PROPUESTA

Se pretende abordar la temática de energías renovables en base a un potencial ya establecido para un sector en particular que permita la generación de electricidad y posible abastecimiento eléctrico.

Para ello se analizarán datos teóricos y se respaldarán en base a estudios mediante softwares computacionales para un diseño de rotor vertical tipo Savonius, lo que permitirá establecer las bases para un desarrollo fundamentado de las fuerzas que actúan sobre la estructura y su real factibilidad en la zona.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo general

Determinar el comportamiento estructural de un aerogenerador de tipo vertical Savonius para condiciones de uso en carretera

1.4.2 Objetivos específicos

- Establecer las condiciones de viento propias del lugar como las generadas por el flujo vehicular.
- Diseñar un aerogenerador de eje vertical en base a las condiciones del sector
- Validar el comportamiento de partes y componentes de la estructura a través del software Autodesk Inventor.

1.5 RESULTADOS ESPERADOS

Se pretende proporcionar el diseño de un aerogenerador de eje vertical de tipo Savonius, complementado con el comportamiento del mismo bajo situaciones simuladas mediante software que permitan evaluar su factibilidad y su desempeño en el sector. Este desarrollo se dará en base a:

- Diseño mediante de elementos finitos (F.E.A): para la estructura de aerogenerador se precisa de un diseño de la misma y una posterior validación de los datos calculados, por ende, se pretende reflejar en una memoria de cálculos el proceso de diseño de piezas que componen la estructura y luego culminarlo con un diseño 3D mediante algún programa CAD que permita dar una perspectiva acabada y concisa de la estructura en cuestión.

Capítulo 1. Introducción

- Validación del diseño: esta se realizará sometiendo las piezas de la estructura a un análisis estático, lo que permitirá dar validez a los cálculos realizados y al diseño en cuestión en función del conjunto de piezas que lo componen.

Un estudio de este tipo permitirá sentar las bases hacia un posible prototipo o elaboración de la estructura, lo que contribuiría a una auto sustentabilidad energética del sector o instalaciones aledañas.

Además, se pretende proporcionar un diseño adaptado para la situación en particular designada en base a un modelo de rotor en específico.

Se espera que dichos cálculos puedan extrapolarse en un futuro a distintas áreas y zonas ubicadas entre o al costado de carreteras o sectores que presenten un flujo similar de viento.

1.6 METODOLOGÍA

Se pretende determinar el comportamiento estructural de un aerogenerador de tipo vertical Savonius para condiciones de uso en carretera, para ello, primeramente, debemos de establecer las condiciones a las cuales estará sometida dicha estructura, por ende, se debe:

Metodología para objetivos específicos

- Establecer las condiciones de viento propias del lugar como las generadas por el flujo vehicular

Para ello se dispondrán de datos tanto experimentales, como datos obtenidos mediante páginas establecidas y especializadas en la medición de las corrientes eólicas del mundo, los cuales fueron tomados mediante un estudio previo del potencial eólico del sector y que preceden a esta memoria.

- Diseñar un aerogenerador de eje vertical en base a las condiciones del sector

La realización de un diseño basado en las condiciones en las cuales se encontrará inmersa la estructura forma parte de la columna vertebral de nuestra memoria. Este objetivo se abordará de manera iterativa, puesto que el diseño de una estructura conlleva modificaciones durante el proceso mismo con el fin de sobrellevar de mejor manera las condiciones a afrontar.

Dicho objetivo se compone de diferentes aristas, para ello inicialmente es necesario realizar un estudio previo de los componentes del modelo seleccionado además de los diseños existentes que se adecuen a nuestros requerimientos, luego en base a un diseño preliminar de la estructura se realizará la memoria de cálculos que conlleva un proceso de diseño estructural, el cual se

Capítulo 1. Introducción

compondrá del estudio y análisis para cada una de las partes del aerogenerador, vale decir aspas, eje, rodamientos, etc. basándonos en teorías de fallas para determinar su factibilidad, lo que permitirá evidenciar cada uno de los cálculos empleados que en conjunto permitirán el funcionamiento de la estructura.

- Validar el dimensionamiento de partes y componentes de la estructura a través del software Autodesk Inventor.

Para abordar este objetivo específico se procederá a realizar el modelo 3D en un programa CAD con la finalidad de complementar el estudio y avalar los resultados obtenidos con anterioridad para concretar el diseño en cuestión.

Finalmente, se realizará el ensamble de cada una de las piezas, lo que conllevará al siguiente apartado del objetivo, la validación de los datos obtenidos en el objetivo anterior en base a la simulación de las piezas más relevantes dentro de la estructura mediante el apartado de análisis estático del programa Autodesk Inventor.

La finalidad del análisis a través de esta herramienta nos permitirá simular una situación crítica y como se desempeña la estructura bajo condiciones similares a las que afrontaría en terreno.

Cabe mencionar que, si es necesario realizar alguna modificación al diseño estructural, en base a alguno de los resultados obtenidos, el diseño deberá ser evaluado nuevamente ante un análisis de fuerzas aerodinámicas o estructurales según corresponda y si es necesario, se realizará un redimensionamiento de la estructura, con la finalidad de tener un diseño final avalado por dichos estudios. Debido a esto, el proceso completo es de carácter iterativo.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 SITUACIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA

2.1.1 Energías renovables

“Las energías renovables son fuentes de energía limpias, inagotables y crecientemente competitivas. Se diferencian de los combustibles fósiles principalmente en su diversidad, abundancia y potencial de aprovechamiento en cualquier parte del planeta, pero sobre todo en que no producen gases de efecto invernadero –causantes del cambio climático- ni emisiones contaminantes. Además, sus costes evolucionan a la baja de forma sostenida, mientras que la tendencia general de costes de los combustibles fósiles es la opuesta, al margen de su volatilidad coyuntural”. (Acciona, 2022)

“El crecimiento de las energías limpias es imparable, como queda reflejado en las estadísticas aportadas en 2015 por la Agencia Internacional de la Energía (AIE)”. (Acciona, 2022)

“La participación de las energías renovables en el suministro mundial de electricidad alcanzó el 28,6 % en 2020, el nivel más alto jamás registrado.” (iea, 2022)

2.1.2 Energía eólica

Correspondiente a la energía cinética proveniente de las corrientes de aire, esta se considera una de las más maduras y eficientes de todas las energías renovables. En la era moderna, el viento se ha utilizado cada vez más para la producción de energía eléctrica. “Sólo en la primera década del siglo XXI, la producción de electricidad a partir de la energía eólica en todo el mundo se ha multiplicado por ocho. Actualmente la potencia eólica instalada en el mundo ha sobrepasado los 651 GW, y durante 2019, la potencia eólica mundial se ha incrementado en 60,4 GW representando un 18,9% de la generación energética mundial según el Observatorio de Electricidad de WWF. En donde China, EE. UU., Reino Unido, India y España han sido los países que más potencia han instalado en el año y continúan siendo líderes a nivel mundial” (Report, 2019).

El aprovechamiento de dicha energía se basa en la utilización de aerogeneradores capaces de captar y transformar la energía cinética del viento y transformarla en energía eléctrica o mecánica.

2.1.3 Situación en Chile

Con la meta de expandir la generación de electricidad a partir de energías renovables, que debería alcanzar al menos el 70% del consumo bruto de electricidad para 2030, de acuerdo a lo expresado por el actual ministro de Energía, Juan Carlos Jobet, durante la COP25 el 10 de diciembre de 2019 en Madrid. En función de ello, Chile ha ido generando un ámbito favorable para el uso de energías renovables en pro de un país más sustentable y amigable con el medio

Capítulo 2. Marco teórico

ambiente. En base a lo anterior y a la mega sequía que ha enfrentado el país durante los últimos 10 años, este se ha visto en la necesidad de apuntar por ERNC para la alimentación de su matriz eléctrica. (energía, 2022)

“Durante agosto de 2020 la generación de energía eléctrica proveniente de fuentes ERNC alcanzó el 24,1% lo que le permite superar su objetivo propuesto de energía limpia del 20% para 2025 cinco años antes. Para el mes de septiembre de 2020, Chile registra una capacidad instalada de energía eólica correspondiente a 2318[MW], lo que representa un 7,8% del total producido mediante energías renovables no convencionales” (ACERA, 2020), como se muestra en la Fig. 1.

Tecnología	Energía [GWh]	Energía [%]
ERNC	1.486	24,1%
Biogás	13	0,2%
Biomasa	109	1,8%
Eólica	480	7,8%
Geotérmica	18	0,3%
Mini Hidráulica Pasada	209	3,4%
Solar Fotovoltaica	658	10,7%

Fig. 1 Generación de energía mediante ERNC en Chile. (Fuente: ACERA 2020)

Actualmente la capacidad de ERNC en construcción alcanza 5769 [MW], del cual el 59% corresponde a proyectos de energía solar fotovoltaica seguido de un 36% de proyectos eólicos, como se puede observar en Fig. 2.

Tecnología	En Construcción [MW]	Aprobado [MW]	En calificación [MW]
Biogás	5	14	-
Biomasa	166	149	46
Eólica	2.087	4.265	4.648
Geotérmica	33	70	-
Mini Hidráulica Pasada	88	278	58
Solar Fotovoltaica	3.390	14.078	11.099
Termosolar	-	2.192	1.200
Hidráulica de bombeo	-	300	-
Alm. en baterías	-	-	28
Total General	5.769	21.346	17.078

Fig. 2 Capacidad instalada según avance de los proyectos Septiembre -20 (Fuente: Acera 2020)

2.1.4 Potencial eólico en Chile

Mediante el explorador de energía eólica realizado por la Universidad de Chile, es posible comprender el potencial eólico del territorio nacional en base a las velocidades del viento a diferentes alturas, el que otorga una visión previa de la capacidad para de generar energía en diferentes sectores del territorio.

Así mismo el Ministerio de Energía y en conjunto con Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, realizaron un estudio sobre energías renovables en Chile evaluando entre otros el potencial eólico desde la región de Arica y Parinacota hasta la Isla Grande de Chiloé bajo aspectos técnicos, económicos y de mercado en el que se establece que:

“las zonas disponibles que presentan un elevado recurso eólico y cumplen las restricciones territoriales aquí definidas, mayoritariamente estarían concentradas en la Región de Antofagasta, en el valle central entre las regiones del Biobío y de la Araucanía, en la Península de Arauco incluyendo su costa sur, en la cordillera de la costa

de las regiones de Los Ríos y de Los Lagos, y en la Isla Grande de Chiloé” (Christian Santana O., 2014), como se puede apreciar en la Fig. 3.



Fig. 3 Potencial disponible de energía eólica por región (Fuente:MINENERGIA/GIZ)

2.2 AEROGENERADORES

Un aerogenerador es un aparato que se utiliza para transformar la energía cinética proveniente del viento en energía eléctrica mediante rotores de palas.

En cuanto a aerogeneradores, se pueden distinguir 2 grandes grupos en función de su estructura, como lo es el eje de rotación de la turbina, identificándose así, aerogeneradores de eje vertical y horizontal.

2.2.1 Turbinas de eje horizontal (HAWT)

Corresponden a la configuración más utilizada dentro de la generación de energía eólica tanto en baja potencia como en alta potencia.

Las turbinas eólicas de eje horizontal tienen el eje del rotor principal y el generador eléctrico en la parte superior de una torre, y deben estar apuntando al viento. El aerogenerador se orienta automáticamente para aprovechar al máximo la energía cinética del viento, a partir de los datos registrados por la veleta y anemómetro que incorpora en la parte superior, para ello la barquilla gira sobre una corona situada al final de la torre. La mayoría de las turbinas eólicas grandes

tienen una caja de cambios, lo que convierte la lenta rotación del rotor en una rotación más rápida que es más adecuada para impulsar un generador eléctrico.

La mayoría de HAWTs son máquinas contra el viento, si bien existen algunos que se han construido en la dirección del viento, esto puede producir problemas de turbulencia en los alabes de la turbina, lo que puede conducir a fallos por fatiga. De igual forma cuenta con mecanismos para sobrellevar la turbulencia como lo cuándo se producen fuertes vientos, las cuchillas se doblan lo que reduce su área de barrido y por tanto su resistencia al viento. Aun así, este tipo de HAWT pone en duda su fiabilidad.

2.2.2 Turbinas de eje vertical (VAWT)

La principal ventaja de esta disposición es que la turbina eólica no necesita estar apuntando al viento. Esto es una ventaja en los sitios donde la dirección del viento es muy variable o tiene vientos turbulentos.

Con un eje vertical, el generador y otros componentes primarios se pueden colocar cerca del suelo, por lo que la torre no necesita que lo soporte, también hace que el mantenimiento sea más fácil. El principal inconveniente de un VAWT generalmente es crear arrastre al girar hacia el viento.

Generalmente se instalan cerca de la base sobre la que se apoya, tales como el suelo o un techo de un edificio.

Excelentes en áreas de viento turbulento y auto arranque, no requieren de mecanismos de frenado y poseen velocidades de viento de inicio más bajas que los HAWTs

2.2.3 Sub tipos de VAWTS

2.2.3.1 Aerogenerador Darrieus

Patentado por G.J.M. Darrieus en 1931, es el modelo de los aerogeneradores de eje vertical de más éxito comercial. Consiste en un eje vertical asentado sobre el rotor, con dos o más finas palas en curva unidas al eje por los dos extremos, el diseño de las palas es simétrico y similar a las alas de un avión, el modelo de curva utilizado para la unión de las palas entre los extremos del rotor es el de Troposkien, aunque puede utilizarse también catenarias (ver Fig. 4). Evita la necesidad de diseños complejos en las palas como los necesarios en los generadores de eje horizontal. Los aerogeneradores Darrieus poseen buena eficiencia, pero producen grandes vibraciones en forma de ondas y estrés cíclico en la torre, lo que contribuye a una pobre fiabilidad. También, generalmente requieren una fuente de alimentación externa, o un rotor adicional Savonius para empezar a girar, debido a que el par de arranque es muy bajo.



Fig. 4 Aerogenerador Darrieus

2.2.3.2 Aerogenerador con rotor Giromill

Este tipo de generadores también fueron patentados por G.J.M. Darrieus. Consisten en palas verticales unidas al eje por unos brazos horizontales, que pueden salir por los extremos del aspa e incluso desde su parte central. Las palas verticales cambian su orientación a medida que se produce el giro del rotor para un mayor aprovechamiento de la fuerza del viento. (ver Fig. 5)



Fig. 5 Aerogenerador Giromill

Capítulo 2. Marco teórico

2.2.3.3 Aerogenerador de Savonius

El finés Sigurd Savonius inventó el rotor que lleva su nombre a mediados de la década del 20 y desde entonces el rotor en cuestión ha sido objeto de numerosos estudios que han ayudado a determinar las variables que inciden en su eficiencia.

Este tipo de aerogeneradores funciona gracias al arrastre que produce el viento en sus palas (la diferencia de arrastre que se genera en las palas -una es cóncava y la otra convexa- causa un momento de torsión total respecto al eje distinto de cero en la presencia de suficiente viento, produciendo el giro), lo que implica que exista una gran pérdida de energía causada por el rozamiento con el aire de la pala que va en contra del viento.

Su modelo consiste en el traslape existente entre las dos palas que forman el aparato. Esto permite aumentar la eficiencia en la extracción de energía, debido a la adición de un factor de sustentación (no muy grande) al ya comentado factor de arrastre.

Como se puede apreciar en el modelo de la Fig. 6, se ha incluido esta característica.



Fig. 6 Rotor de Savonius tradicional

Los principales componentes de un aerogenerador de tipo vertical Savonius corresponden a:

Rotor: correspondiente al conjunto de elementos de la turbina eólica constituido por los álabes y el buje. Este convierte la energía cinética del viento en un movimiento de rotación.

Eje principal: este permite la unión y transmisión del movimiento rotatorio desde el rotor hacia el sistema de transmisión.

Sistema de transmisión: pueden ser de diferentes tipos (poleas, engranes, etc.) y su función principal es otorgar y amplificar el movimiento rotacional del eje principal para transmitirlo hacia el generador eléctrico mediante alguna relación de transmisión favorable.

Generador eléctrico: es el encargado de transformar la energía mecánica en energía eléctrica, estos cuentan con 2 componentes principales: el rotor que corresponde a la parte móvil y el estator que corresponde a la parte estática. Los generadores eléctricos se clasifican en 2 grupos dependiendo del tipo de corriente a producir:

- alternadores: generan electricidad en corriente alterna.
- dinamos: generan electricidad en corriente continua.

Soporte: su función principal es otorgarle estabilidad y firmeza a la estructura para resistir las fuerzas externas que incidan sobre la misma.

2.2.4 Tipos de rotores verticales Savonius

En la actualidad existen diferentes variedades del rotor vertical de tipo Savonius tradicional, el cual contaba de solo dos palas. Esto se debe a que se le han ido realizando modificaciones al modelo inicial para buscar una mayor eficiencia y utilidad en función del propósito para el cual se requiera. A continuación, se presentan algunos modelos en donde se les varían ciertos parámetros al diseño original generando una variedad de diseños (ver Fig. 7).

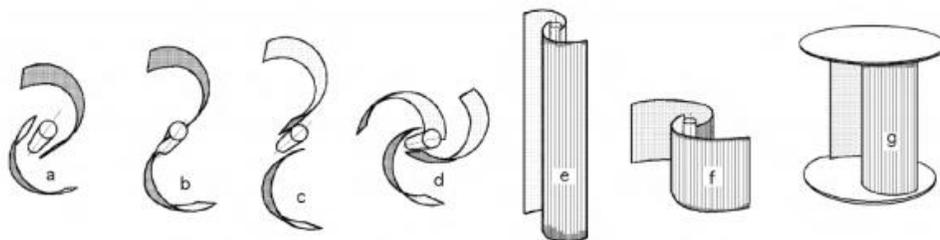


Fig. 7 Configuraciones de rotores tipo Savonius.

a) Tipo Cs interior. (b) Tipo C simple. (c) Tipo Cs externo. (d) Tipo Cs a tres aspas. (e) Configuración de altura. (f) Configuración de diámetro. (g) Configuración de tapas.

Capítulo 2. Marco teórico

2.2.4.1 Número de palas

Existen varias opciones en cuanto a la configuración del número de palas para el rotor de un aerogenerador, pudiendo encontrarse desde una pala hasta 25 palas. Pero las versiones más recientes comprenden entre 2 a 3 palas.

- Hélice de una pala: Estas hélices requieren un contrapeso que compense a la pala y el balanceo debe realizarse con mucho cuidado y precisión debido a la extremada sensibilidad que tienen a las vibraciones. Resultan atractivas económicamente por necesitar sólo una pala, que es un elemento costoso pero las dificultades producidas por las vibraciones, las hacen poco prácticas.
- Hélice de dos palas: Son más económicas que las de 3 palas, pero son más sensibles que éstas a las vibraciones. En turbinas de baja potencia, con hélice de 2 palas y de paso fijo, la hélice puede construirse entera con un solo larguero pasante, mientras que si es de paso variable esto ya no es posible, pero todo el mecanismo de cambio de paso resulta más simple que en una de mayor número de palas.
- Hélices de tres palas: Su característica principal es su mayor suavidad de funcionamiento y ésta es una importante cualidad.

Para establecer la cantidad de palas que utilizará el rotor del aerogenerador, nos basaremos en un estudio realizado por Sandía Laboratories del reporte SAND76-0131 (Ben F. Blackwell, 1977), en el cual se analizaron diferentes tipos de estudios a 15 configuraciones de rotores tipo Savonius, incluyendo entre ellos, parámetros como el número de palas (2 y 3 palas), en el cual se logró concluir entre otras cosas, lo siguiente:

- El coeficiente de torque estático es mucho más variable con la posición angular para una configuración de 2 palas que para una de 3.
- Las configuraciones de 2 palas tienen un mejor rendimiento aerodinámico que la configuración de 3, con la excepción del torque inicial.
- El aumento del número de Reynolds en pruebas, mejora el rendimiento aerodinámico.
- El rendimiento aumenta ligeramente al aumentar la relación altura-diámetro.

En base a lo expuesto en dicho estudio, se procederá a realizar un rotor de tipo Savonius compuesto por 3 palas para la generación del torque.

2.3 CRITERIOS DE DISEÑO

Los criterios de diseño aplicados a la estructura nos permitirán asegurar la integridad de los componentes de la estructura, así como la funcionalidad de esta. Para ello se considerarán los siguientes criterios.

2.3.1 Resistencia a la fatiga

Para el análisis de piezas sometidas a tensiones fluctuantes, se empleará el criterio de Goodman, el cual se basa en valores de tensión media y alternante.

Existen factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos, los cuales influyen en la estimación del límite de fatiga de un material.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (1)$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

k_a = Factor de modificación de la condición superficial.

k_b = Factor de modificación del tamaño.

k_c = Factor de modificación de la carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

k_e = Factor de confiabilidad.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

2.3.2 Concentración de esfuerzos

Las discontinuidades presentes en partes o piezas de una máquina alteran la distribución del esfuerzo en las inmediaciones de la discontinuidad. A estas discontinuidades se les denomina intensificadores de esfuerzos, mientras que a las regiones en las cuales ocurren se les llama áreas de concentración del esfuerzo.

Los materiales tienen diferente sensibilidad a la concentración de esfuerzos, lo cual se conoce como sensibilidad a la muesca del material (q) y para aceros de baja aleación es posible obtener un valor tanto para torque como para flexión, los cuales se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2)$$

Donde:

Raíz de a = Constante de Neuber cuyo valor es extraído de tablas.

Raíz de r = Radio de la muesca.

Dada la sensibilidad de la muesca se obtiene el factor de concentración de esfuerzos K_f tanto para toque como para flexión.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3)$$

Donde:

k_f = Factor de concentración de esfuerzos.

q = Sensibilidad de la muesca.

K_t = Factor de concentración de esfuerzos teórico (estático) de la geometría, su valor es extraído de gráficas y depende de la relación entre los diámetros del eje y su radio del filete.

2.3.3 Teoría de fallas

Como se emplean materiales de tipo dúctiles para el análisis de este estudio, la teoría a utilizar será mediante el criterio de fluencias, para ello se empleará:

2.3.3.1 Esfuerzo cortante máximo (ECM)

Estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir (Richard G. Budynas J. Keith Nisbett, 2008). Para un caso general, en donde se presenta un estado de fuerza triaxial ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$), el ECM produce fluencia cuando:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2F.s.} \quad o \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{F.s.} \quad (4)$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo.

σ = Esfuerzo principal.

S_y = Resistencia a la fluencia del material.

F.s. = factor de seguridad.

2.3.3.2 Energía de distorsión (ED)

Predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material (Richard G. Budynas J. Keith Nisbett, 2008). De ello se desprende la siguiente ecuación como caso de un estado general de esfuerzos:

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (5)$$

2.3.4 Diseño de ejes

“Cuando el torque no es constante, su componente alternante crea un estado de esfuerzo multiaxial complejo en el eje.... Por ende, se calculan las componentes de Von Mises de los esfuerzos alternante y medio. Un eje giratorio con flexión y torsión combinadas se encuentra en un estado de esfuerzo biaxial” (Norton, 2011)

“Con tales esfuerzos de Von Mises se introducen ahora al diagrama modificado de Goodman (MGD) para el material seleccionado, para obtener el factor de seguridad.” (Norton, 2011)

“Se puede utilizar como una ecuación de diseño para obtener el diámetro del eje para cualquier combinación de carga de flexión y de torsión con los supuestos de cero carga axial y razón constante entre los valores alternante y medio de carga en el tiempo” (Norton, 2011) la siguiente ecuación:

$$d = \left[\frac{32 \times N_f}{\pi} \sqrt{\left(K_f \times \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \times \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (6)$$

Donde:

k_f = Factor de concentración de esfuerzos por flexión.

k_{fm} = Factor de concentración de esfuerzos por torsión.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del material [Pa].

S_y = Límite de fluencia del material [Pa].

2.3.5 Pernos

“Cuando se desea realizar una conexión que se pueda desensamblar sin el empleo de métodos destructivos y que sea suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, cargas debidas a momentos y cargas de cortante, o una combinación de ellas, una buena solución es la unión atornillada simple que tenga arandelas de acero endurecido” (Richard G Budynas, 2008).

Al estar supeditados a diferentes tipos de cargas, estos pueden producir diferentes efectos en la unión.

- Falla por cortante puro

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Donde:

F = Fuerza cortante a la cual está sometida el perno [N].

A = Área de la sección transversal del perno [m²].

- Falla por ruptura de uno de los elementos o placas conectadas por tensión pura.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (8)$$

Donde:

F = Fuerza de tensión a la cual está sometida la unión [N].

A = Área neta de la placa [m²].

- Falla por aplastamiento del remache o la placa

$$\sigma = -\frac{F}{A} \quad (9)$$

Donde:

F = Fuerza neta a la cual está sometida la unión [N].

A = Área proyectada del perno o remache ($A = td$, donde t es el espesor de la placa más delgada y d es el diámetro del remache o perno) [m²].

Capítulo 2. Marco teórico

2.3.5.1 Uniones a cortante con carga excéntrica

Para el análisis de una unión a cortante es importante la ubicación del centro del movimiento (centroide) relativo de los dos elementos.

Una vez establecido el centroide del grupo de pernos a analizar, se establecen las reacciones de cortante y momentos para cada uno de ellos.

La carga total de cada perno se calcula de la siguiente manera:

- Carga directa o cortante primario (F')

$$F' = \frac{V}{n} \quad (10)$$

Donde:

V = Fuerza cortante [N].

n = Número de pernos a los cuales se distribuye el esfuerzo.

- Carga del momento o cortante secundario (F'')

Corresponde a la carga adicional sobre cada perno debida al momento M. Para el caso particular en que todos los pernos son del mismo tamaño, se procede de la siguiente manera:

$$F'' = \frac{M \times r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 \dots} \quad (11)$$

Donde:

M = Cargas de momento [Nm].

$r_A, r_b, r_c, \text{ect}$ = Distancia radial desde el centroide hasta cada perno [m].

sub índice n = Se refiere al perno en particular cuya carga se va a determinar.

Finalmente, las cargas directa y del momento se suman en forma vectorial para obtener la carga resultante en cada perno.

2.4 CONSIDERACIONES MECÁNICAS DEL AEROGENERADOR

2.4.1 Transmisión de potencia

La potencia se define como el trabajo que se realiza en función del tiempo.

El trabajo transmitido por el álabe en giro es igual al par de torsión aplicado por la velocidad angular ejercida durante un tiempo instantáneo.

$$P = \frac{Td\theta}{dt} \quad (12)$$

Donde:

$$w = \frac{d\theta}{dt} \quad (13)$$

P = Potencia a generar [W].

T = Par motor [Nm].

w = Velocidad angular $\left[\frac{rad}{s}\right]$.

Por lo tanto:

$$P = T \times w \quad (14)$$

2.4.2 Torque

La determinación del torque requerido para generar una cantidad x de energía, se deriva de la ecuación anterior:

$$T = \frac{P}{w} \quad (15)$$

Donde:

P = Potencia [W].

w = Velocidad angular $\left[\frac{rad}{s}\right]$.

2.4.3 Área barrida

En lo que compete al área barrida, esta corresponde a la superficie frontal de aerogenerador (ver Fig. 8), la cual corresponde a la zona de arrastre que produce el rotor, y es posible determinarla de la siguiente manera:

$$A = H \times D \quad (16)$$

Donde:

H = Altura del rotor. [m]

D = Diámetro del rotor. [m]

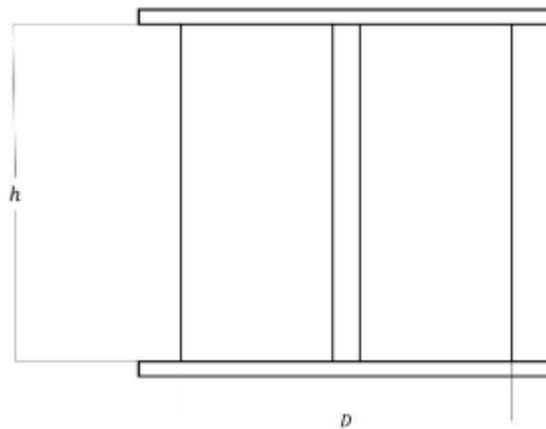


Fig. 8 Vista frontal de un rotor tipo Savonius. (Fuente: Domínguez, 2018)

2.4.4 Velocidad angular

Para determinar la velocidad angular se tiene la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (17)$$

Donde:

v = Velocidad del viento. $\left[\frac{m}{s}\right]$

r = Radio de la turbina. [m]

Ahora bien, si se requiere trabajar a una velocidad específica a la que se consigue una relación de velocidad tangencial (TSR) determinado, se procede mediante la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{\lambda \times v}{r} \quad (18)$$

Donde:

$\lambda = \text{TSR}$.

2.4.5 Transmisión de bandas

“Los elementos de máquinas elásticos o flexibles como bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. Con frecuencia estos elementos se usan como reemplazos de engranes, ejes, cojinetes y otros dispositivos de transmisión de potencia relativamente rígidos” (Richard G Budynas, 2008).

Los cuatro tipos principales de bandas son:

- Planas
- Redondas
- Tipo V
- De sincronización

Como motivo de estudio, solo se analizarán las bandas tipo V, pues para nuestra configuración, no se requiere de distancias excesivas entre los centros de las poleas debido al espacio disponible, además, no se requiere de una sincronización específica de las mismas como para utilizar una banda de sincronización.

Este tipo de bandas trabaja con poleas de tipo ranuradas (acanaladas).

El cálculo y la selección de bandas depende de cada fabricante y es por ello que no se abordará en el marco teórico de esta memoria, pero se establecerá la teoría para el cálculo de fuerzas involucradas en la transmisión de potencia mediante bandas en V.

2.4.5.1 fuerzas ejercidas por la acción de las poleas

Para la generación de torque en la polea, es necesario contar con una diferencia de tensiones en la correa entre la sección superior e inferior. Dichas tensiones dependen de las fuerzas que interactúan en la polea.

Cabe destacar que se basó en el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, el cual se basa a su vez en la Gates Rubber Company para la determinación de parámetros, coeficientes, etc.

Capítulo 2. Marco teórico

en el cálculo de fuerzas en poleas. Adicionalmente al tratarse de empresa estadounidense, los cálculos aquí presentados, se efectúan mediante el sistema inglés de medidas.

A continuación, se presenta un diagrama de tensiones correspondiente a una polea sometida a un diferencial de tensiones mediante una banda en V (ver Fig. 9).

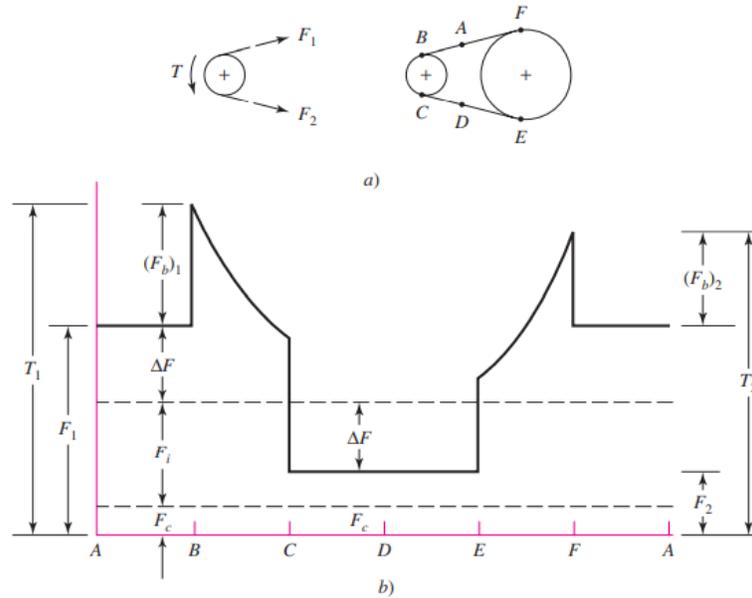


Fig. 9 Tensiones para una banda en V (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

Del cual es posible establecer las relaciones de cálculo para cada una de las fuerzas involucradas en la transmisión de potencia de una polea

Donde:

F_c = Fuerza centrífuga provocada por el giro de la polea.

F_1 = Fuerza en la sección superior de la polea, la cual actúa para el tramo AB de manera uniforme y corresponde a la tensión mayor.

F_2 = Fuerza en la sección inferior de la polea la cual actúa de manera uniforme dentro del tramo CE y corresponde a la tensión menor.

ΔF = Corresponde al diferencial de fuerzas en la polea y es lo que permite el torque en la misma.

F_i = Tensión inicial de la correa.

$(F_b)_1$ = Tensión inducida por la flexión de la banda sobre la polea impulsora

$(F_b)_2$ = Tensión inducida por la flexión de la banda sobre la polea impulsada.

- Tensión circunferencial debido a la fuerza centrífuga (F_c)

Corresponde a la tensión inducida por flexión de la banda sobre las poleas.

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad (19)$$

Donde:

K_c = Parámetro de bandas en V obtenido de tablas.

V = Velocidad periférica de la banda [pies/min].

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Fig. 10 Parámetro de bandas en V para K_b y K_c en bandas en V (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

- Diferencial de fuerzas (ΔF)

Esta corresponde a la potencia transmitida por la banda y se determina a través de:

$$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{P_c}{N_b} \right)}{n \left(\frac{d}{2} \right)} \quad (20)$$

P_c = Potencia corregida de la banda [Hp].

N_b = Número de bandas.

n = Rpm maquina conducida.

d = Diámetro polea menor [pulg].

- Fuerza en la sección superior (F_1)

Su cálculo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad (21)$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción efectivo de la banda el cual viene dado por la expresión $f/\sin(\phi/2)$, pero la Gates Rubber Company declara que su coeficiente de fricción efectivo es de 0.5123.

ϕ = ángulo de cobertura de la banda [rad].

- Fuerza en la sección inferior (F_2)

Su cálculo se deriva de la expresión ΔF (ecuación (20)), para la cual se tiene:

$$F_2 = \Delta F - F_1 \quad (22)$$

- Fuerza inicial de la correa (F_i)

Su cálculo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (23)$$

“Si F_i es igual a cero, entonces el torque también es cero; no hay tensión inicial, no se transmite par de torsión. El par de torsión está en proporción a la tensión inicial” (Richard G. Budynas J. Keith Nisbett, 2008)

- tensión inducida por la flexión de la banda de la polea impulsora $(F_b)_1$ e impulsada respectivamente $(F_b)_2$

las cuales se determinan de la siguiente manera:

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad (24)$$

$$T_2 = F_2 + (F_b)_2 = F_2 + \frac{K_b}{D} \quad (25)$$

Donde:

K_b = Parámetro de bandas en V obtenido de la Fig. 10.

d = Diámetro de la polea menor [pulg].

D = Diámetro de la polea mayor [pulg].

Capítulo 2. Marco teórico

Finalmente es posible considerar un factor de seguridad el cual se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F.S = \frac{P_e \times N_b}{PK_s} \quad (26)$$

P_e = Potencia efectiva. [Hp]

N_b = Número de bandas.

P = Potencia nominal. [Hp]

K_s = Factor de servicio para transmisiones de banda en V.

En donde el factor de servicio para transmisiones de banda en V se determina mediante tablas (ver Fig. 11).

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fig. 11 Factores de servicio sugeridos para transmisiones de bandas en V (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

2.4.6 Freno

Si bien existe una gran variedad de frenos, en este apartado se abordarán los frenos de tambor de zapata corta externa que son los que se considerara a posteriori para el diseño.

Los frenos (o embragues) de tambor aplican el material de fricción a la circunferencia de un cilindro, ya sea externa o internamente -o de ambos modos.

Si la zapata tan sólo hace contacto con una porción angular pequeña del tambor ($<45^\circ$), se trata de un freno de zapata corta, por lo que se considera que la fuerza distribuida entre la zapata y el tambor es uniforme, por lo que se puede reemplazar por una fuerza concentrada F_n en el centro del área de contacto. (ver Fig. 12)

Capítulo 2. Marco teórico

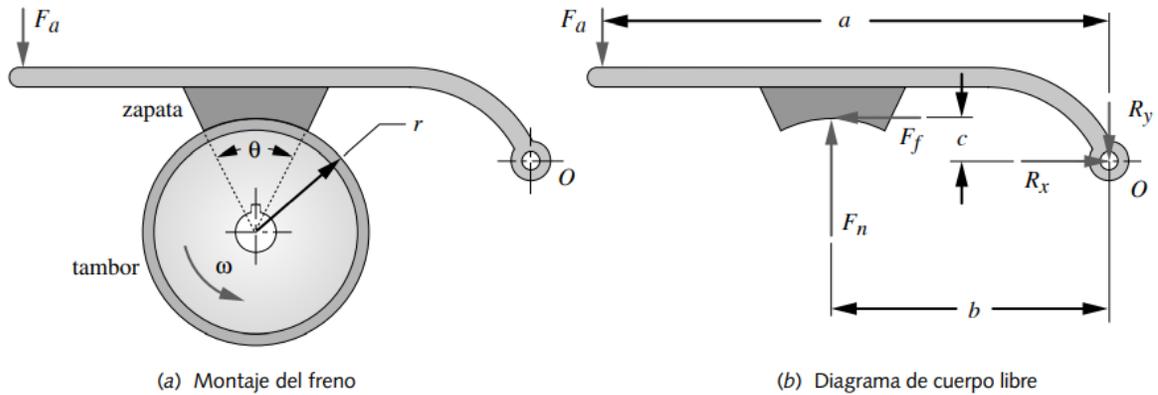


Fig. 12 Geometría y fuerzas de un freno de tambor con zapata externa corta (Fuente: Diseño de máquinas un enfoque integrado)

Por lo que para cualquier presión máxima P_{max} permisible del recubrimiento, la fuerza F_n se estima como:

$$F_n = P_{max} \times r \times \theta \times w \quad (27)$$

Donde:

θ = Ángulo subtendido [rad].

w = Ancho de la zapata del freno [m].

La fuerza de fricción F_f es:

$$F_f = \mu F_n \quad (28)$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción del material del recubrimiento de los frenos.

El torque sobre el tambor del freno es:

$$T = F_f r = \mu F_n r \quad (29)$$

Donde:

r = Radio del tambor [m].

Para obtener la fuerza F_a , es necesario una sumatoria de momentos en O (ver Fig. 12).

$$\sum M = 0 = aF_a - bF_n + cF_f \quad (30)$$

$$F_a = \frac{bF_n - cF_f}{a} = \frac{bF_n - \mu cF_n}{a} = F_n \frac{b - \mu c}{a}$$

Para determinar las reacciones en el pivote se calculan sumando las fuerzas.

$$R_x = -F_f \quad (31)$$

$$R_y = F_a - F_n \quad (32)$$

2.5 CONDICIONES EÓLICAS

2.5.1 Potencial eólico

El potencial eólico depende de las condiciones del viento y corresponde como la energía total de la masa de aire interceptada por el aerogenerador en un tiempo determinado, el cual permite obtener un valor indicativo de la potencia final de un aerogenerador.

$$P_{eólico} = \frac{1}{2} \times \rho \times v^3 \times A \times t \quad (33)$$

Donde:

ρ = Densidad del aire $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

A= Área de arrastre $[m^2]$.

2.5.2 Fuerza aerodinámica o fuerza de arrastre (Drag)

“Se denomina “resistencia aerodinámica”, a la fuerza que se opone al avance de un cuerpo a través del aire” (Sanchis, 2014).

El flujo de aire que atraviesa la estructura ejerce una fuerza aerodinámica sobre el objeto. Esta fuerza viene dada por:

$$F = \frac{1}{2} C \times \rho \times A \times v^2 \quad (34)$$

Donde:

C = Coeficiente aerodinámico.

ρ = Densidad del aire $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

A = Área de la sección transversal $[m^2]$.

v = Velocidad relativa del aire respecto al objeto $\left[\frac{m}{s}\right]$.

En base a lo explicado por Miguel Villarrubia López en el libro Ingeniería de la energía eólica (López, 2012), el coeficiente aerodinámico depende de la geometría del objeto y se utiliza para cuantificar la resistencia de un objeto en un medio fluido.

La acción de esta fuerza se ve reflejada en la Fig. 13.

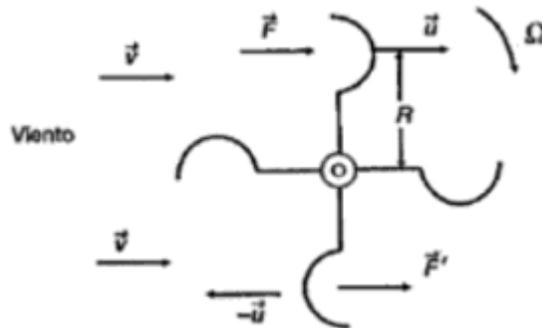


Fig. 13 Acción del viento sobre un rotor de arrastre diferencial. (Fuente: Ingeniería de la energía eólica)

La acción del viento originará fuerzas distintas en la parte cóncava y convexa de estas palas (F y F'), ambas de dirección y sentido igual, pero de diferente módulo, lo que dará lugar a un par que provocará el giro del rotor, en donde:

$$F = \frac{1}{2} C \times \rho \times A \times (v - u)^2 \quad (35)$$

$$F' = \frac{1}{2} C' \times \rho \times A \times (v + u)^2 \quad (36)$$

Capítulo 2. Marco teórico

Donde:

u: Velocidad lineal de las palas. ($u = w R$)

v: Velocidad absoluta del viento.

$v - u$: Velocidad relativa del viento en la pala superior.

$v + u$: Velocidad relativa del viento en la pala inferior.

La potencia ejercida por el viento sobre el rotor es el producto de la fuerza neta por la velocidad lineal de las palas (u), la cual viene dada por la siguiente expresión:

$$P = (F - F')u = \frac{1}{2}\rho Au [C(v - u)^2 - C'(v + u)^2] \quad (37)$$

En donde el valor de la potencia P se hace máximo para una velocidad lineal (u_m) de las palas obtenida de derivar la expresión anterior e igualando a cero. Este valor es:

$$u_m = v \frac{2a - \sqrt{4a^2 - 3b^3}}{3b} \quad (38)$$

Donde:

$a = C + C'$

$b = C - C'$

Desarrollando dichas ecuaciones y reemplazando los valores anteriormente dados de C y C', se obtiene la potencia máxima para un $u_m = 0,08v$ de:

$$P = 0,074 \left[\frac{1}{2} \rho A v^3 \right] \quad (39)$$

Si bien el coeficiente de potencia es bajo, este puede ser aumentado eliminando el efecto negativo de la fuerza F' que actúa sobre la pala inferior (que se mueve en sentido opuesto a la velocidad del viento), incorporándose al rotor un apantallamiento orientable por medio de un timón-veleta, junto con un sistema de deflectores que facilite la canalización del flujo de aire sobre las palas activas, como se muestra en la Fig. 14.

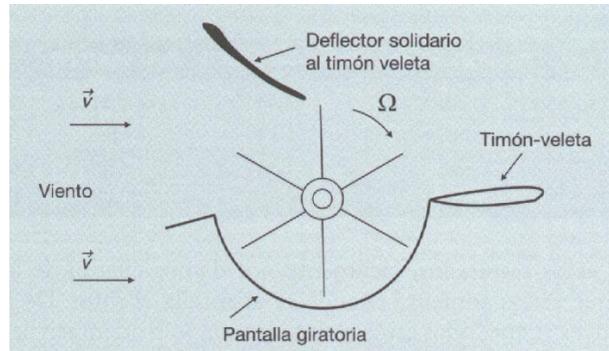


Fig. 14 Rotor con apantallamiento y veleta. (Fuente: Ingeniería de la energía eólica)

De esta forma la fuerza F' se anula y la velocidad u_m a la que se consigue la potencia máxima se calcula según la ecuación (38), en donde $a = b$, con lo que $u_m = \frac{v}{3}$. La potencia máxima se calcula a partir de la ecuación (37), por lo que la potencia máxima es:

$$P = 0,341 \left[\frac{1}{2} \rho A v^3 \right] \quad (40)$$

Si bien el coeficiente de potencia para esta configuración es mucho mayor que el anterior, implementar un apantallamiento que este direccionado mediante una veleta, elimina una de las principales ventajas de un aerogenerador de eje vertical, los cuales funcionan para cualquier dirección del viento, vale decir, no requieren de una veleta.

Aun así, se pretende implementar un sistema de deflectores que permitan la orientación del flujo de aire hacia la zona cóncava de las palas mediante una estructura fija con la finalidad de aprovechar el máximo potencial de la estructura.

2.5.3 Coeficiente aerodinámico

La fuerza de arrastre es provocada por dos efectos diferentes ejercidos por el fluido sobre el objeto (fricción y presión), cada uno dependiendo de un coeficiente de arrastre diferente, generalmente en el estudio de fuerzas de arrastre reina uno sobre el otro dependiendo del ángulo con que se posiciona el objeto frente al fluido.

“En el caso especial de una placa plana delgada alineada paralela a la dirección del flujo, la fuerza de arrastre depende sólo de la fricción y es independiente de la presión pues $\theta = 90^\circ$. Sin embargo, cuando la placa plana se coloca normal a la dirección del flujo, la fuerza de arrastre depende sólo de la presión y es independiente de la fricción, porque en este caso el esfuerzo de corte actúa en la dirección normal al flujo y $\theta = 0^\circ$. Si la placa plana se inclina un ángulo relativo a la dirección del flujo, entonces la fuerza de arrastre depende tanto de la presión como del esfuerzo de corte” (Yunus A Cengel, 2006).

Capítulo 2. Marco teórico

2.5.3.1 Coeficiente de arrastre debido a la presión ($C_{D,p}$)

La parte que se debe directamente a la presión P se llama arrastre debido a presión (también llamada arrastre de forma porque tiene una enorme dependencia de la forma del cuerpo) Un factor determinante de los coeficientes de arrastre corresponde al número de Reynolds.

$$R_e = \frac{\rho \times v \times l}{\mu} \quad (41)$$

Donde

ρ = Densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

V = Velocidad del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

μ = Viscosidad dinámica del fluido $\left[\frac{Pa}{s}\right]$.

Como el fluido con el que se trabajará corresponde a aire a una temperatura promedio de $15^\circ C$, se establecen las siguientes propiedades:

$$\rho = 1,225 \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

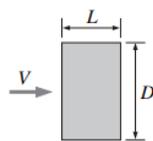
$$V_{\text{nominal}} = 4 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$V_{\text{crítica}} = 27 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$\mu = 1,802 \times 10^{-5} \left[\frac{Pa}{s}\right]$$

A números de Reynolds mayores a 10^4 , los coeficientes de arrastre para la mayoría de las geometrías en esencia permanecen constantes y es posible extraerlos de tablas (ver Fig. 15 y Fig. 16).

Barra rectangular



Esquinas
agudas:

L/D	C_D
0.0*	1.9
0.1	1.9
0.5	2.5
1.0	2.2
2.0	1.7
3.0	1.3

* Corresponde a placa delgada

Fig. 15 Coeficiente de arrastre C_D para una barra rectangular (Fuente: Mecánica de fluidos Cengel)

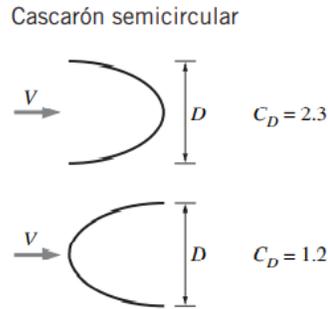


Fig. 16 Coeficiente de arrastre C_D para un cascaron semicircular (Fuente: Mecánica de fluidos Cengel)

2.5.3.2 Coeficiente de arrastre debido a la fricción ($C_{D,f}$)

“La contribución del arrastre debido a fricción en el arrastre total para cuerpos romos es menor a números de Reynolds altos y puede ser despreciable a números de Reynolds mayores. El arrastre en estos casos principalmente se debe a arrastre debido a presión” (Yunus A Cengel, 2006).

El arrastre debido a la fricción, se vuelve especialmente relevante para cuerpos enormemente currentilíneos, como las superficies de sustentación y tiene especial relevancia en cuerpos cuya área superficial es muy grande el cual no corresponde al modelo de estudio por lo que su influencia será despreciable.

2.5.4 Límite de Betz

Como se expresa en el libro *Alternative Energy Sources* de Efstathios E. Michaelides (Michaelides, 2012), el límite de Betz o Ley de Betz define la máxima potencia que una turbina logra extraer de una corriente de viento y se deriva de la primera ley de la termodinámica, así como de la conservación de masa y momento, la cual establece un límite de 0,593 como la máxima eficiencia que puede tener una turbina eólica, incluso turbina eólica ideal, convertirá menos del 60% de la energía disponible de la corriente eólica en energía eléctrica.

Tomando como referencia la Fig. 17, se considera un flujo de viento a través de un disco actuador, con una velocidad de entrada v_1 , una velocidad de salida v_2 y un área transversal A . El rotor extrae la energía cinética del viento por lo que este es desacelerado a la velocidad v_2 , lo que es conocido como el tubo de corriente. “Dada la Ley de conservación de masa de Antoine Lavoisier, se tiene que la cantidad de aire que pasa a través del área barrida por el rotor desde la derecha (por segundo) debe ser igual a la que abandona el área del rotor por la izquierda, el aire ocupará una mayor sección transversal (diámetro) detrás del plano del rotor”. (ZUÑIGA, 2017)



Fig. 17 Tubo de corriente de aire (Fuente: ZUÑIGA, 2017)

Considerando la Fig. 17, se puede asumir que la velocidad del rotor será el promedio de las velocidades del viento antes y después de pasar por el rotor

$$v_{rotor} = \frac{(v_1 + v_2)}{2} \quad (42)$$

La masa de corriente que atraviesa el rotor por segundo es:

$$\dot{m} = \rho \times A \times \frac{(v_1 + v_2)}{2} \quad (43)$$

Donde:

\dot{m} = Masa de aire por segundo.

ρ = Densidad del aire $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

A = Área barrida por el rotor $[m^2]$.

v = Velocidad del viento $\left[\frac{m}{s}\right]$.

La potencia del viento extraída por el rotor es igual a la masa por la diferencia de los cuadrados de la velocidad del viento (de acuerdo con la segunda ley de Newton):

$$P = \left(\frac{1}{2}\right) \times \dot{m} \times (v_1^2 - v_2^2) \quad (44)$$

Sustituyendo la ecuación de masa en la ecuación de potencia, se obtiene que:

$$P = \left(\frac{\rho}{4}\right) (v_1^2 - v_2^2)(v_1 + v_2)A \quad (45)$$

Si se compara la ecuación 40 con la ecuación de potencia total (P_0) de una corriente de viento, la cual no ha sido perturbada y atraviesa exactamente la misma área A , sin ningún rotor o elemento que bloquee el viento, se tendrá la siguiente ecuación:

$$P_0 = \left(\frac{\rho}{2}\right) \times v_1^3 \times A \quad (46)$$

El ratio entre la potencia que se extrae del viento y la potencia del viento sin perturbar es:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{2} \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2\right) \left(1 + \frac{v_2}{v_1}\right) \quad (47)$$

Graficando $\frac{P}{P_0}$ en función de $\frac{v_2}{v_1}$, se obtiene la gráfica de la Fig. 18.

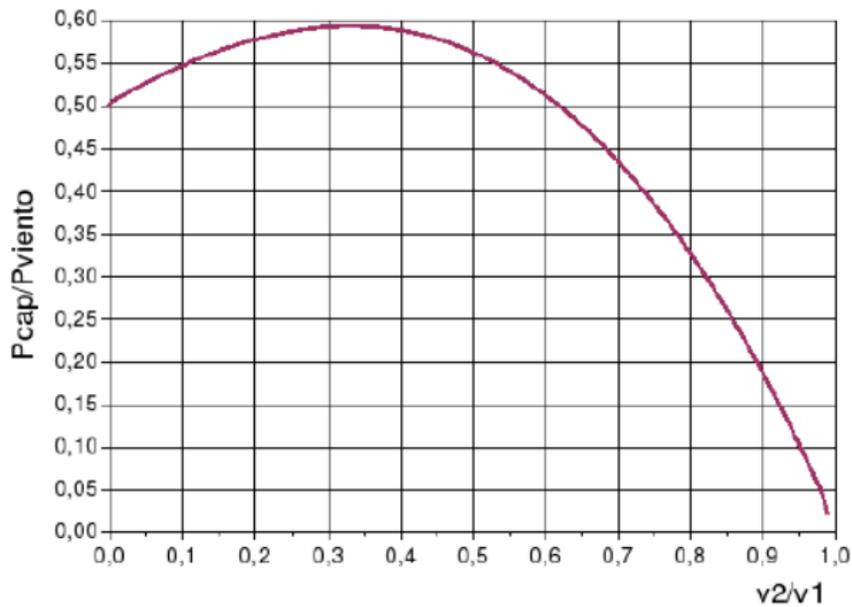


Fig. 18 Curva de eficiencia de Betz. (Fuente: Araújo, A. M. (2009). Simulación de la Producción de Energía Eléctrica con Aerogeneradores de Pequeño Tamaño.)

Capítulo 2. Marco teórico

Se puede observar que la función alcanza su máximo para $\frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{3}$ y que el valor máximo de la potencia extraída del viento es de 0,59 veces (o $\frac{16}{27}$) de la potencia total del viento.

Finalmente, se obtiene la relación aproximada tal como aparece en la ecuación (48), la cual se denomina Ley de Betz y representa la máxima cantidad de energía del viento que se puede transformar en energía mecánica rotacional.

$$P_{captado} = 0,59 \times P_{viento} \quad (48)$$

Esta ecuación representa un límite teórico ideal, ya que no considera factores reales de operación como:

- Compresión del fluido.
- Interferencia de las palas.
- Aerodinámica de las palas.

2.5.5 Rendimiento de las turbinas eólicas

“En la realidad para cumplir ciertas leyes físicas, no es posible utilizar toda la energía contenida en el viento. Adicionalmente, se deben considerar diversas pérdidas que conlleva el proceso mismo de transformación de energía en cada sistema de conversión de energía eólica a eléctrica” (ZUÑIGA, 2017). Para ello utilizamos el factor de potencia (C_p), el cual puede ser expresado de la siguiente manera:

$$P_{mec} = C_p \times P_{viento} = C_p \times \frac{1}{2} \times \rho \times A \times v^3 \quad (49)$$

C_p es un factor dependiente de la velocidad del viento, la velocidad angular de la turbina y el ángulo de ataque de las aspas (si es que la turbina contiene ángulos de ataque). Otra manera para determinar la eficiencia del aerogenerador es usar la relación de velocidad tangencial (TSR). Esto sirve para comparar diferentes máquinas eólicas.

2.5.6 Relación de velocidad tangencial (TSR)

El TSR, representa la relación entre la velocidad periférica del aspa y la del viento sin intervención de velocidades inducidas, siendo un concepto que en estas máquinas sustituye al número específico de revoluciones, (ver Fig. 19).

Capítulo 2. Marco teórico

Para la situación planteada en esta memoria, la máquina de estudio corresponde a un aerogenerador Savonius de tipo vertical, la cual trabaja con un TSR bajo, si el TSR es igual a 0,8 (que se corresponde con la potencia máxima), el valor del rendimiento es del orden de 0,15, esto debido a que opera principalmente mediante fuerzas de arrastre aerodinámico como se muestra en la Fig. 19.

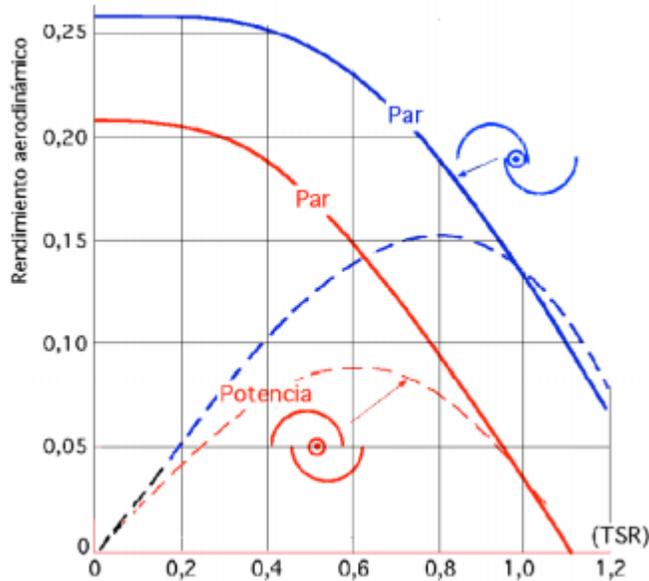


Fig. 19 Rendimiento del rotor Savonius. (Fuente: Ingeniería de la energía eólica)

Es posible determinar el valor del TSR por medio de la siguiente ecuación.

$$TSR = \lambda = \frac{U}{V} = \frac{\omega \times R}{V} \quad (50)$$

Donde:

$\lambda = TSR$.

$U =$ Velocidad periférica del rotor.

$\omega =$ Velocidad angular del rotor $\left[\frac{rad}{s}\right]$.

$R =$ Radio de rotor [m].

$V =$ Velocidad del viento $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Como consecuencia de este parámetro (TSR), se tiene la Fig. 20 la cual compara diferentes tipos de aerogeneradores, en donde es posible apreciar que “las turbinas eólicas de eje horizontal alcanzan velocidades rotacionales muy altas, con lo que la variable ωr se desligue de la velocidad del viento e inclusive supere su componente tangencial, es por esto que logran un

Capítulo 2. Marco teórico

TSR mayor a 1. Esto es difícil de observar en los sistemas con ejes verticales, pero esto no implica que de todos modos puedan alcanzar mayores valores de C_p ” (ZUÑIGA, 2017).

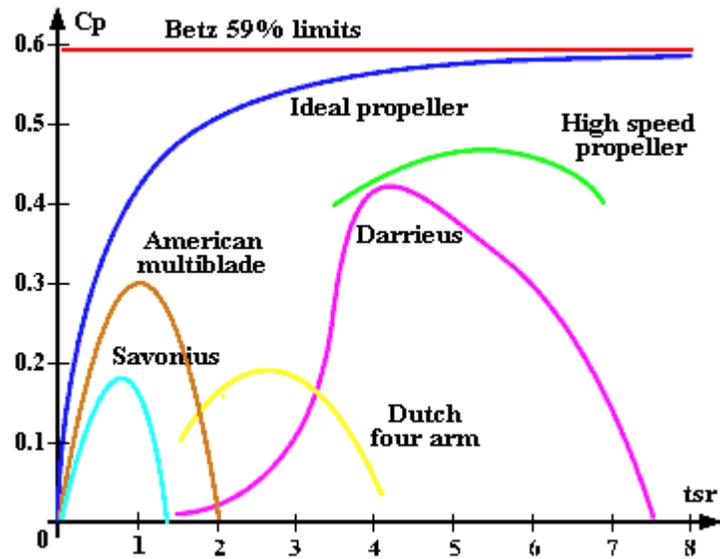


Fig. 20 Curvas de coeficientes de potencia según TSR para diferentes máquinas eólicas. (Fuente: ZUÑIGA, 2017)

**CAPÍTULO 3: DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA
PROBLEMÁTICA**

3.1 VELOCIDADES DEL VIENTO

Los datos de las velocidades del viento propias del sector además de las velocidades de viento proporcionadas por los automóviles que circulan por la carretera en la cual será instalado el aerogenerador, fueron obtenidos a través de un estudio que antecede a esta memoria. Para ello nos basaremos en el estudio realizado por ZUÑIGA (2017) quien realizó 2 tipos de mediciones de viento, una de ellas para determinar el lugar donde el viento sea más rápido (altura, cercanía o lejanía del borde), y otro para definir un espectro de velocidades.

Como resultado de los estudios realizados por ZUÑIGA (2017) podemos establecer que:

- Las velocidades más altas de viento registradas por buses/camiones en movimiento se encuentran más cerca del borde de la carretera
- La velocidad promedio del viento proporcionada por buses y camiones en movimiento es de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$.
- Las velocidades propias del sector varían según la estación del año en la que se encuentre, como se muestra a continuación:

	Verano	Otoño	Invierno	Primavera
Mañana	2.8 m/s	3.4 m/s	5.5 m/s	4.9 m/s
Tarde	4.2 m/s	4.1 m/s	6.6 m/s	5.2 m/s
Noche	3.1 m/s	4.0 m/s	6.3 m/s	3.9 m/s

Fig. 21 Velocidades de viento Curicó. (Fuente: ZUÑIGA 2017)

- La velocidad nominal del viento como resultado del estudio se situó en $4 \left[\frac{m}{s} \right]$ y la velocidad crítica del viento en el sector, se situó en $27 \left[\frac{m}{s} \right]$.

En base a estos resultados obtenidos del estudio realizado por ZUÑIGA (2017) podremos sentar las bases del recurso eólico aprovechable para un aerogenerador de tipo Savonius de eje vertical, en donde se considerará una velocidad promedio de trabajo del rotor de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$ y una situación crítica para la misma de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$.

Para efectos de cálculo, la densidad del fluido (ρ) se estableció en $1,225 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

3.2 RESTRICCIONES

Por parte de la concesionaria de la carretera existen ciertas restricciones que consisten en no traspasar las barreras de contención que están en el costado izquierdo de la pistas siguiendo la dirección de las mismas; Y otras que vienen por parte del reglamento de carreteras, este se

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

refiere más que nada en aspectos de diseño y construcción de rutas viales, sin embargo, en el volumen I Planificación, evaluación y desarrollo vial, tomo I, dice que todos los elementos que obstaculicen la visión (hacen alusión directa a publicidad), deben ser autorizados por la dirección de vialidad, a menos que esté más allá de 300 m de distancia del centro de la calzada, en donde quien autoriza será el dueño del terreno.

Por otro lado, el DEC N 1206 Art. 16 DFL N°206, señala que para cualquier instalación a menos de 5 m de la calzada debe ser autorizada por el director de Vialidad y del dueño del terreno en caso de ser un privado, además tiene los siguientes:

1. Solicitar autorización en Dirección de Vialidad (rearmando lo que dice el volumen I del manual de carreteras).
2. Exigencias por cumplir:
 - Experiencia en el rubro.
 - Capital mínimo.
 - Boleta garantía bancaria a favor de la Dirección de Vialidad.
 - Certificado de cumplimiento de trabajo.
3. Aprobación de dueño del terreno en caso de que este sea un privado.
4. Prohibición en puntos peligroso:
 - Puentes o túneles.
 - Pasos de nivel o distinto nivel.
 - Cruces Férreos.

Es importante mencionar que la separación entre las vías en las carreteras no está normada y varía considerablemente según el sector, habiendo sectores en que esta es de 1 metro, como lo hay sectores en que alcanza 4 a 5 metros de separación. Para la situación de estudio en particular en la que se está trabajando, se emplearan las dimensiones del lugar en el cual se realizaron los estudios del recurso eólico.

3.3 PROPUESTA DE DISEÑO

El diseño comprende un aerogenerador de eje vertical, el cual posee un rotor de tipo Savonius. Si bien el diseño intenta apegarse en lo posible al diseño original del rotor Savonius, es posible apreciar algunas variaciones del rotor tradicional, puesto que este diseño cuenta con una configuración de tapa sobre sus aspas, las cuales irán empernadas a esta tapa, y que a través de la utilización de un eje-cubo, permitirán transmitir el torque hacia el eje, esto implica que las aspas no irán pegadas al eje del rotor. Además, cuenta con una estructura exterior dotada de deflectores que redireccionaran el viento hacia la sección cóncava del aspa para reducir el valor de F' como se trató en el apartado 2.5.2.

Las medidas de diseño se encuentran restringidas a un máximo en función de los datos obtenidos por (ZUÑIGA, 2017) el cual establecía un rango de área para la toma de datos que iba desde h_1

= 1,5 [m] a $h_2 = 0,75$ [m] para la altura y 4 [m] de ancho. En base a ello ZUÑIGA (2017) realizó el siguiente gráfico de velocidades máximas del viento producidas por buses y camiones (ver Fig. 22).

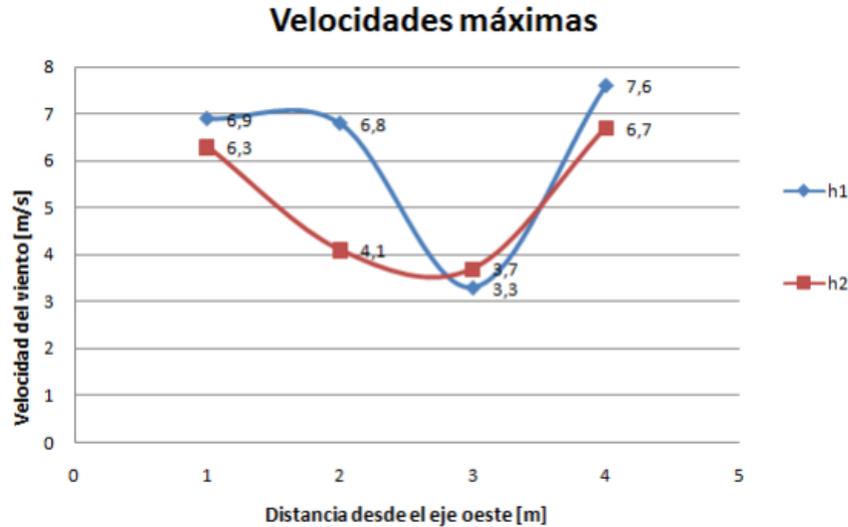


Fig. 22 Gráfico de velocidades máximas registradas de camiones/buses en movimiento. (Fuente: ZUÑIGA 2017)

Como se puede apreciar en la Fig. 22, para la altura h_1 , existen 2 picos de velocidades generadas por el flujo vehicular, una a 1 metro del eje oeste de la barrera de contención el cual decae drásticamente transcurrido 2 metros de la misma para posteriormente ascender de manera constante hasta la última sección de las mediciones realizadas correspondientes a una distancia de 3 a 4 metros del eje oeste de la barrera de contención.

Luego para la altura h_2 la situación es un tanto similar puesto que presenta 2 picos de velocidad generadas por el flujo vehicular, las cuales se sitúan a los extremos de la gráfica y cuyo punto más bajo se presenta a una distancia de 3 metros desde el eje oeste de la barrera de contención.

A raíz de la Fig. 22, es posible establecer nuestras condiciones de trabajo y el área en cuestión para nuestro estudio, ya que como se mencionó anteriormente, las velocidades del viento decaen considerablemente para una distancia de 2 metros desde el eje oeste de la barrera de contención, por lo que se pretende aprovechar tanto el flujo de viento proveniente desde la calzada del eje este como del oeste y por ende se restringirá a ancho máximo como estructura general de 3 metros, en cuanto al alto, se tomará como zona de trabajo el área comprendida entre h_1 y h_2 las cuales fueron proporcionadas por dicho estudio y permiten respaldar los resultados.

En base a lo anterior, se propuso el siguiente modelo de aerogenerador (ver Fig. 23 y Fig. 24), el cual comprende de 3 aspas y 18 deflectores en su estructura exterior.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

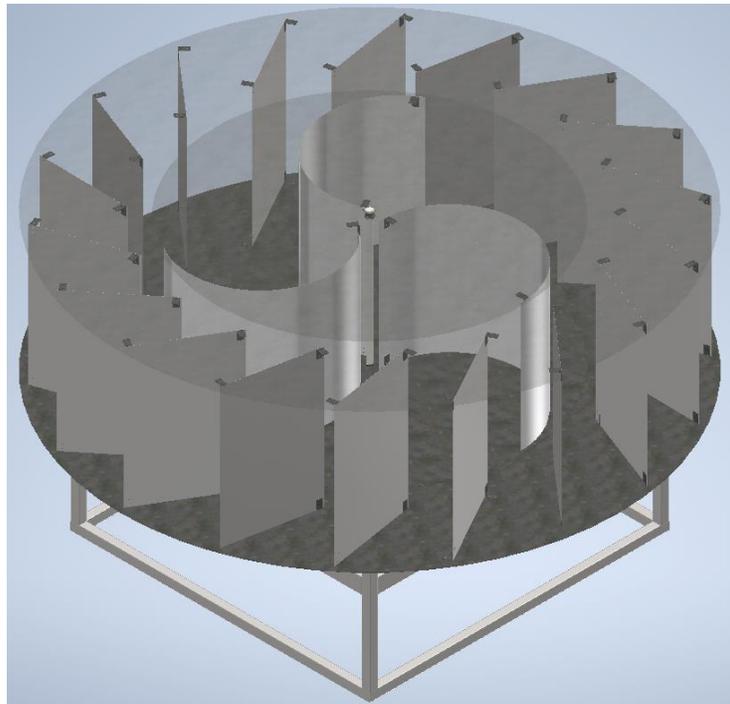


Fig. 23 Aerogenerador con estructura exterior y estructura soportante. (Fuente: elaboración propia)

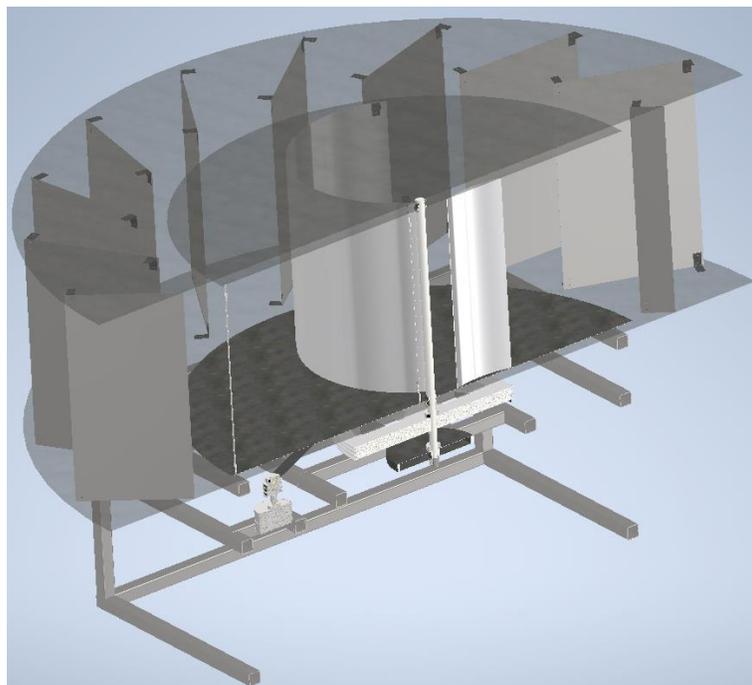


Fig. 24 Vista seccionada a través del eje longitudinal del aerogenerador. (Fuente: elaboración propia)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Como es posible observar en las figuras Fig. 23 y Fig. 24, se realizó un modelo tentativo para la estructura soportante del aerogenerador con la finalidad de obtener una visión más representativa de este al momento de su instalación. Pero no se abordará en mayor detalle puesto que no es el enfoque principal de esta memoria y por ende no se llevó a cabo ningún tipo de cálculo con respecto a los esfuerzos a los que se encuentra sometida, ni tampoco se realizó un dimensionamiento específico del perfil a utilizar.

Adicionalmente, se hará uso de 2 bujes de 23 [mm] que permitirán establecer una distancia axial entre el rotor y la carcasa o estructura exterior y así evitar el roce que se produciría entre ambas piezas, ya que de lo contrario el rotor no giraría libremente.

3.4 ESTRUCTURA EXTERIOR

Como se mencionó con anterioridad la estructura exterior estará dotada de deflectores que permitirán redireccionar el viento hacia la sección cóncava del aspa con la finalidad de reducir el impacto que este posee al impactar en la sección contraria (parte convexa) del aspa aumentando de esta manera el C_p del aerogenerador.

La estructura exterior cuenta con una cantidad de 18 deflectores, esto en base a que un número menor de deflectores, no cumplía con la finalidad para la que se diseñó, pues si bien una solución sería aumentar el ancho de los mismos y así evitar que el flujo impacte sobre la sección cóncava de las aspas con menos deflectores, fue descartada debido a que esto se traduce en un aumento del área ocupada por la estructura exterior, siendo este punto un factor a considerar, dado que el espacio entre calzadas es restringido y varía según el sector y su locación.

Por ello, si es necesario realizar una configuración que involucre un aumento del área a utilizar, lo mejor sería aprovechar dicho espacio a través del rotor, ampliando el área barrida por el mismo lo que generaría un aumento del potencial eólico de este, más que utilizarlo para desviar el sentido del fluido.

En base a lo anterior, se establecieron las siguientes dimensiones:

Largo del deflector: 0,81546 [m]

Ancho del deflector: 0,52 [m]

Para determinar las fuerzas a las cuales se encuentra sometida la estructura, es necesario una vista superior de la misma (ver Fig. 25) y entender como esta interactúa con el flujo.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

En cuanto a la orientación de los deflectores corresponde a una inclinación de 45° (al centro de la placa) desde la vertical para una vista superior en 2D, el cual sigue un patrón circular alrededor del centro de la estructura en base a una orientación rotacional de 20° entre cada uno de ellos.

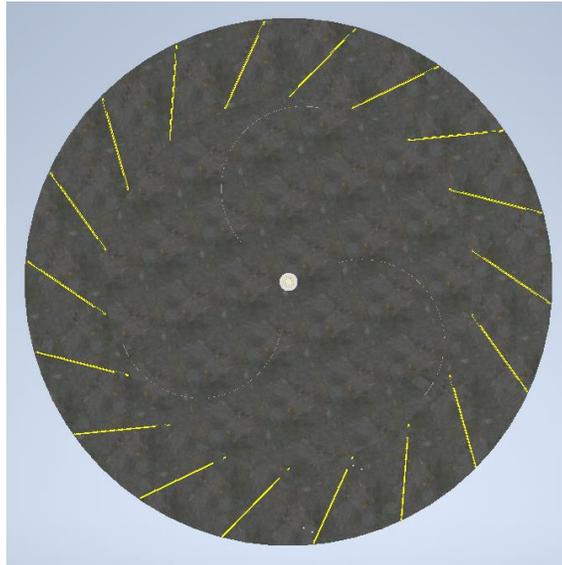


Fig. 25 Vista superior del aerogenerador con deflectores resaltados en amarillo. (Fuente: elaboración propia)

Se asume un flujo de viento unidireccional, uniforme, estacionario e incompresible actuando sobre un cuerpo romo en dirección ascendente en relación a la Fig. 25.

Como se mencionó en el apartado 2.5.2 de Fuerza Aerodinámica, es necesario establecer el área frontal perpendicular al flujo para cada deflector. Para ello se enumerará cada deflector en sentido antihorario (ver Fig. 26) y se determinarán sus respectivas áreas.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

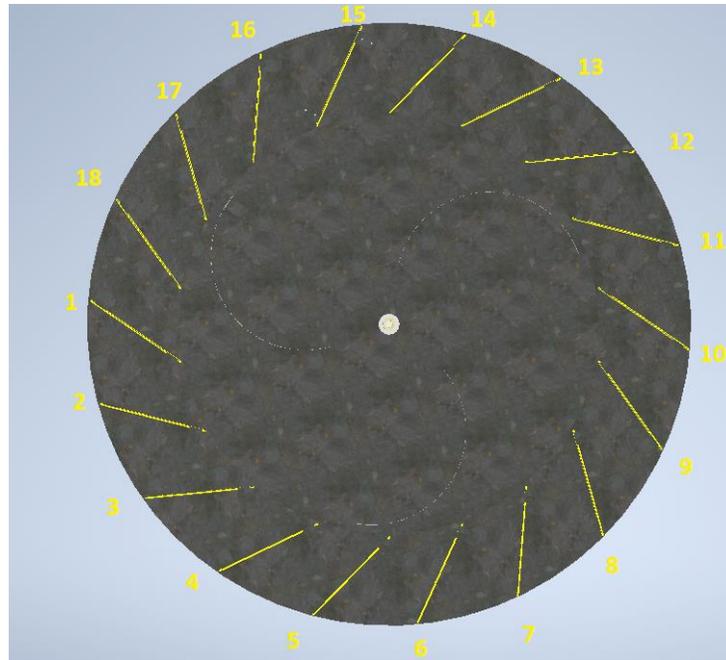


Fig. 26 Vista superior del aerogenerador con deflectores enumerados. (Fuente: elaboración propia)

En base a estas suposiciones, es posible asegurar que el flujo de aire impactará sobre los deflectores 1 al deflector 10, donde:

Deflector	Largo expuesto al flujo (m)	Ancho expuesto al flujo (m)	Área (m ²)
1	0,81546	0,0367	0,0299
2	0,81546	0,2058	0,1678
3	0,81546	0,3525	0,2874
4	0,81546	0,4567	0,3724
5	0,81546	0,4070	0,3319
6	0,81546	0,2432	0,1983
7	0,81546	0,0502	0,0409
8	0,81546	0,1490	0,1215
9	0,81546	0,2999	0,2446
10	0,81546	0,1413	0,1153

Fig. 27 Área perpendicular expuesta al flujo. (Fuente: elaboración propia)

Además, es necesario determinar el número de Reynolds al cual se encuentra el flujo, pues nos permite establecer el comportamiento del coeficiente de arrastre.

Por lo tanto, aplicamos la ecuación (41) a un ancho de deflector promedio expuesto al flujo equivalente a 0,2342 [m], para el cual se obtiene:

$$R_e = \frac{1,225 \times 27 \times 0,2342}{1,802 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 42,98 \times 10^4$$

Para lo que se establece un flujo de tipo turbulento, y por ende es posible establecer como coeficiente de arrastre debido a la presión de 1,9 conforme a lo establecido en el apartado 2.5.3.1.

No obstante los deflectores poseen cierto ángulo con respecto al flujo de aire y por ende también poseen una fuerza de arrastre debido a la fricción la cual es despreciable con respecto a la fuerza de arrastre debido a la presión para objetos romos y, por ende, no se considerará para el cálculo.

Deflector	FD.P (N)
1	25,38
2	142,39
3	243,86
4	315,93
5	281,54
6	168,27
7	34,70
8	103,05
9	207,50
10	97,78

Fig. 28 Fuerza de arrastre por presión en cada deflector. (Fuente: elaboración propia)

Como es posible observar en la Fig. 28, el mayor valor para la fuerza de arrastre se produce en el deflector número 4, esto debido a que posee una mayor área frontal expuesta al flujo y por lo tanto será objetivo de estudio para el cálculo de pernos y determinar el espesor de la placa.

3.4.1 Cálculo de pernos en el deflector

Para determinar los pernos a los extremos del deflector, este se asume como una barra doblemente empotrada, y la fuerza de arrastre como una carga puntual en el centro de gravedad de la placa (ver Fig. 29).

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

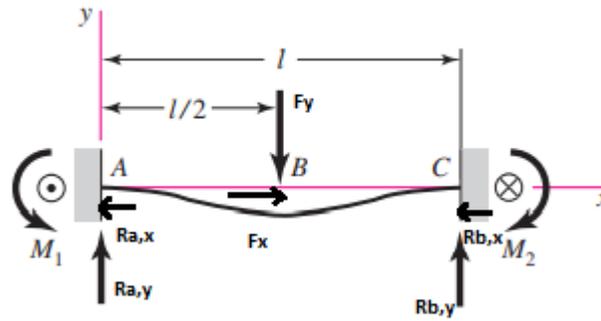


Fig. 29 Diagrama de cuerpo libre del deflector. (Fuente: elaboración propia)

Pero la fuerza de arrastre incide sobre el deflector en un ángulo θ como resultante del propio ángulo del deflector (ver Fig. 30).

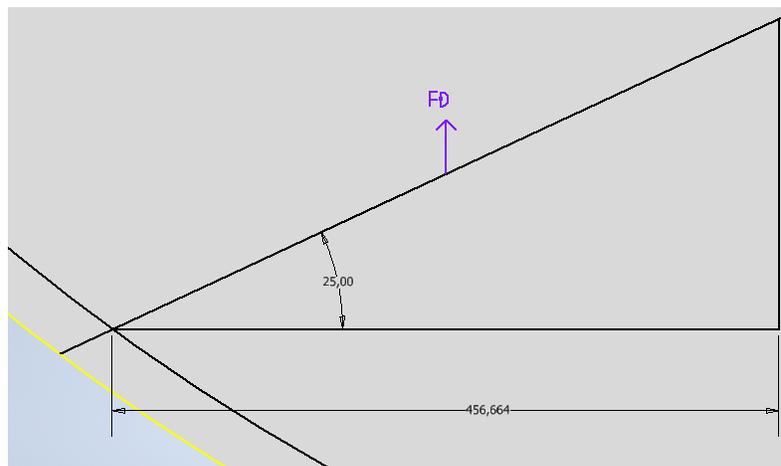


Fig. 30 Zoom deflector n°4. (Fuente: elaboración propia)

Por ello, mediante los datos extraídos desde la Fig. 28 calculamos sus componentes en Y y en X.

$$FD_p \times \cos 65 = 133,51 \text{ [N]}$$

$$FD_f \times \sin 65 = 286,32 \text{ [N]}$$

Por lo tanto:

Mediante el análisis del DCL del deflector, este corresponde a un problema estáticamente indeterminado, pero a través del uso de momento cortante y deflexión en vigas, es posible extraer las siguientes relaciones:

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

$$\begin{aligned}R_1 &= R_2 = \frac{F}{2} & M_1 &= M_2 = \frac{Fl}{8} \\V_{AB} &= -V_{BC} = \frac{F}{2} \\M_{AB} &= \frac{F}{8}(4x - l) & M_{BC} &= \frac{F}{8}(3l - 4x) \\y_{AB} &= \frac{Fx^2}{48EI}(4x - 3l) \\y_{\text{máx}} &= -\frac{Fl^3}{192EI}\end{aligned}$$

Fig. 31 Cortante, momento y deflexión de vigas. (Fuente: diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

Para el cual se establecen las siguientes reacciones en el punto A

$$M_1 = \frac{286,32 \times 0,81546}{8} = 29,18[Nm]$$

$$F_{a,y} = 143,16 [N]$$

$$F_{a,x} = 66,76 [N]$$

Para estos datos, se calculan los pernos en el punto A mediante cargas excéntricas.

En la Fig. 32 se muestran los centros de los pernos en el extremo izquierdo de la viga (punto A) dibujados en una escala mayor. El punto O representa el centroide del grupo y se supone que todos los pernos tienen el mismo diámetro. Las fuerzas que se muestran son las fuerzas resultantes que actúan sobre los pasadores con una fuerza neta y un momento igual y opuesto a las cargas de reacción V_1 y M_1 que actúan en O. La carga total tomada por cada perno se calculará en tres pasos.

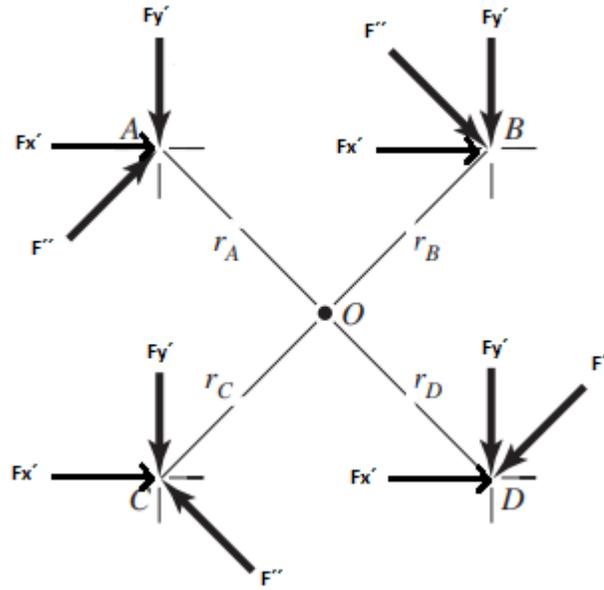


Fig. 32 Vista ampliada del grupo de pernos del punto A. (Fuente: elaboración propia)

Como dato, se tiene que:

$$r_{Ax} = r_{Bx} = r_{Cx} = r_{Dx} = 0,0125 \text{ [m]}$$

$$r_{Ay} = r_{By} = r_{Cy} = r_{Dy} = 0,237 \text{ [m]}$$

1. Se determina la carga directa o cortante primario dividiendo F_y y F_x en la cantidad de pernos. Reemplazando en la ecuación (10)

$$F_x = \frac{66,66}{4} = 16,7 \text{ [N]}$$

$$F_y = \frac{-143,16}{4} = -35,8 \text{ [N]}$$

2. Se determina la carga del momento, o cortante secundario, que se define como la carga adicional sobre cada perno debida al momento M_1 . Reemplazando en la ecuación (11).

$$F_x'' = \frac{29,18 \times 0,0125}{(4 \times 0,0125^2) + (4 \times 0,237^2)} = 1,62 \text{ [N]}$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

$$F_y'' = \frac{29,18 \times 0,237}{(4 \times 0,0125^2) + (4 \times 0,237^2)} = 30,7[N]$$

Como todos los pernos se encuentran a la misma distancia del punto O, estos valores serán iguales para cada uno de ellos, pero con distinto signo dependiendo de la dirección del vector en cada perno.

- Finalmente se suman de forma vectorial las cargas directas y del momento para obtener la carga resultante en cada perno

Perno	Fx' [N]	Fy' [N]	Fx'' [N]	Fy'' [N]	Fx total [N]	Fy total [N]	F resultante [N]
A	16,7	-35,8	1,62	30,7	18,32	-5,1	19,02
B	16,7	-35,8	1,62	-30,7	18,32	-66,5	68,98
C	16,7	-35,8	-1,62	30,7	15,08	-5,1	15,92
D	16,7	-35,8	-1,62	-30,7	15,08	-66,5	68,19

Fig. 33 Fuerzas cortantes primarias, secundarias y resultantes en cada perno. (Fuente: elaboración propia)

Como se puede observar en la Fig. 33, el perno más solicitado es el perno B, por lo cual será objetivo de estudio en cuanto a tipos de falla por esfuerzos cortante y por aplastamiento de la placa.

- Falla por corte

$$\tau = \frac{F}{A_T} \leq \frac{S_{y\text{perno}}}{2 \times F.S}$$

Donde

F.S = 1,5

S_{yPerno} = 225 [Mpa]

$$\tau = \frac{4 \times 68,98 \times 2 \times 1,5}{\pi \times S_{y\text{perno}}} \leq d^2$$

$$\tau = \sqrt{\frac{801,12}{706858347,1}} \leq d$$

$$d = 1,082 \times 10^{-3}[m]$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

- Falla por aplastamiento de placa

En cuanto al material del deflector, este será de acero laminado en frío calidad SAE 1010, el cual posee las siguientes propiedades mecánicas:

Esfuerzo límite de fluencia = 303 [Mpa]

$\sigma_{adm, aplast. placa} = 365$ [Mpa]

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{F}{d \times t} \leq \sigma_{adm,aplast.placa}$$

Donde

d = Diámetro del agujero. [m]

t = Espesor de la placa. [m]

$$\sigma = \frac{68,98}{0,0001 \times 365 \times 10^6} \leq d$$

$$d = 1,89[mm]$$

Si bien en ambos tipos de falla analizados se encuentra sobredimensionada la estructura, se podría trabajar con una condición un poco más ajustada a través de una reducción en la cantidad de pernos de 4 a 2, pero de momento se optará por mantener la configuración actual.

Para este caso, se utilizarán pernos M5, clase de propiedad 4,6 el cual corresponde al perno de menor grado dentro de los pernos métricos y el cual posee un diámetro (d) = 5 [mm].

3.4.2 Cálculo del espesor de la placa

Para determinar el espesor de la placa, se analizará mediante esfuerzos normales para una viga sometida a flexión, para ello se obviará el efecto de la fuerza F_x , esto debido a que la viga debe estar sometida netamente a flexión pura, esto significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.

El esfuerzo en flexión varía linealmente con la distancia desde el eje neutro, y está dado por:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{Z} \quad (51)$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Donde:

M = Momento máximo [Nm].

Z = Módulo de sección [m³].

$$z = \frac{I}{c}$$

Donde

I = Segundo momento de área con respecto al eje z.

c = Mayor distancia desde el eje neutro hacia el borde de la placa $\left(\frac{h}{2}\right)$.

En cuanto al momento máximo producido en la placa, este fue calculado en el apartado anterior y posee un valor de M = 29,18 [Nm].

La placa posee la siguiente sección transversal:

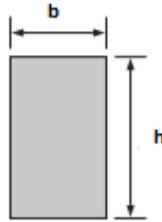


Fig. 34 Vista superior del deflector. (Fuente: Yunus A Cengel, 2006)

Donde b es nuestra incógnita y h el ancho de la placa, el cual corresponde a 0,52[m].

Momento de área de una placa plana (I) = $\frac{1}{12} (b \times h^3)$

Mayor distancia desde el eje neutro hacia el borde de la placa (c) = $\left(\frac{h}{2}\right)$

Estableciendo un factor de seguridad de 1,5 y reemplazando en la ecuación (51) tenemos:

$$\frac{303 \times 10^6}{1,5} = \frac{29,18}{\frac{\frac{12}{0,52}}{2}}$$

Despejando b y resolviendo se tiene:

$$b = 3,2 \times 10^{-6} [m]$$

Por lo tanto y dado que el valor obtenido es demasiado bajo, se establecerá un espesor de placa mínimo comercial de 0,4 [mm] según el catálogo de ACENOR.

Al ser esta estructura la primera receptora del flujo de aire, los esfuerzos producidos en los deflectores generarán reacciones internas las cuales serán transmitidas a la estructura soportante, puesto que se encontrará sujeta a esta, y no transmitirán esfuerzos al eje.

3.5 ASPAS DEL GENERADOR

Existen diferentes tipos de materiales que permiten la construcción de las aspas de un aerogenerador y que le otorgan un correcto funcionamiento, pero diferentes cualidades respecto al otro. Entre ellos podemos destacar:

- Aluminio
- Titanio
- Acero
- Materiales compuestos (fibra de vidrio con poliéster (GFRP), o con epoxy (GFRE). o fibra de carbono con epoxy (CFRE)).

Para la selección del material que permitirá el estudio del rotor, es importante considerar los siguientes aspectos del material de las aspas:

- Peso específico $\left[\frac{g}{cm^3}\right]$.
- Resistencia última $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$.
- Módulo de elasticidad $\left[\frac{KN}{m^2}\right]$.
- Longitud de rompimiento.
- Módulo de elasticidad relacionado con el peso específico.
- Esfuerzo de fatiga admisible después N ciclos de carga $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$.

3.5.1 Selección del material

El material a utilizar para la elaboración de las aspas del aerogenerador será de aluminio, debido a su buena resistencia a la corrosión, buenos esfuerzos de fatiga y su menor peso específico comparado con el acero, que, si bien el segundo puede brindar un mayor tiempo de giro al rotor una vez sacado de su inercia, la fuerza necesaria para sacar el objeto de su inercia inicial será mayor a diferencia de la primera opción. Por lo anterior y dadas las condiciones de factibilidad y de operación, este representa la mejor opción para dicho propósito.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Para determinar el espesor requerido por las aspas del aerogenerador, y que estas no se vean afectadas por alguna deformación plástica que altere, menoscabe o inhiba su funcionamiento, es necesario establecer las fuerzas que actúan sobre las mismas.

Inicialmente se establecerá un espesor para las palas del aerogenerador el cual nos permitirá realizar el estudio de las mismas y establecer el espesor óptimo para su funcionamiento bajo las condiciones de trabajo establecidas.

En base al diseño preliminar, fijamos las siguientes dimensiones del aspa (ver Fig. 35 y Fig. 36):

Diámetro exterior: 830 [mm]

Altura: 750 [mm]

Espesor: 0,5 [mm]

Arco de la cazoleta: 180°

Peso: 1,382 [kg]

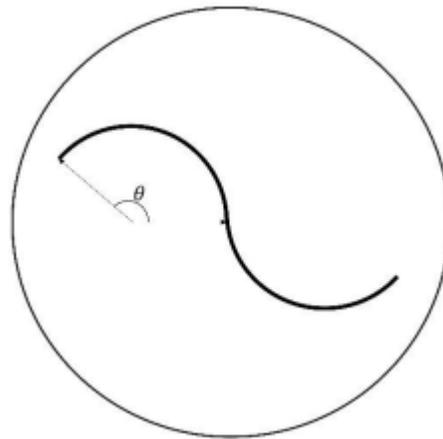


Fig. 35 Vista transversal de un rotor Savonius con su arco de cazoleta. (Fuente: Domínguez, 2018)

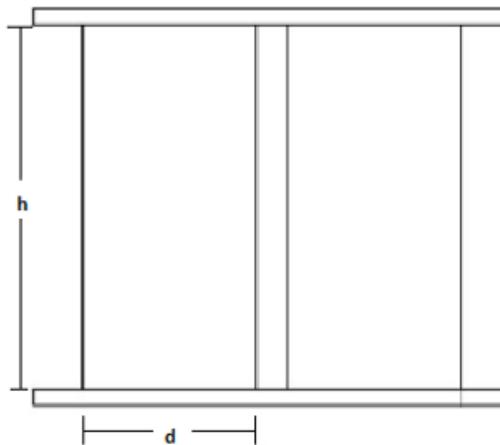


Fig. 36 Vista frontal de un rotor Savonius. (Fuente: Domínguez, 2018)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Las fuerzas que actúan sobre las aspas del rotor son: fuerza aerodinámica y la fuerza centrífuga.

Las propiedades del material (6061-T6) son las siguientes:

Property	6061-T4	6061-T6
Tensile Strength	241 MPa 35000 psi	310 MPa 45000 psi
Yield Strength	145 MPa 21000 psi	276 MPa 40000 psi
Modulus of Elasticity	68.9 GPa 10000 ksi	68.9 GPa 10000 ksi

Fig. 37 Propiedades del aluminio (Fuente: www.gabrian.com)

Considerando un factor de seguridad mínimo de 1,5 el esfuerzo máximo al que puede estar sometida el aspa es de 184 [Mpa] para no sufrir una deformación plástica.

3.5.2 Fuerzas sobre el aspa

3.5.2.1 Fuerza aerodinámica

Como se mencionó en el apartado 2.5.2, la fuerza aerodinámica que actúa sobre la pala viene dada por la ecuación (35), puesto que, al considerarse un apantallamiento exterior, se busca eliminar el efecto de F' , considerando solo el efecto producido por la fuerza F .

Por lo que, si reemplazamos para una velocidad promedio de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$ en dicha ecuación, obtenemos el siguiente valor de la fuerza aerodinámica:

$$F = \frac{1}{2} C \times \rho \times A \times (v - u)^2$$

Donde:

C = Coeficiente aerodinámico = 2,3

ρ = Densidad del aire = $1,225 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

A = Área de la sección transversal = $0,6235 [m^2]$

v = Velocidad relativa del aire respecto al objeto = $4 \left[\frac{m}{s} \right]$.

u : Velocidad lineal de las palas $u = (\omega \times R)$

R : Distancia desde el centro del alabe hasta el centro de giro [m].

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Para determinar la velocidad angular del aspa, consideramos lo siguiente:

Como se mencionó en el apartado 2.5.5 para aerogeneradores de tipo Savonius el T.S.R máximo se sitúa aproximadamente en 0,8.

Por lo tanto, si el T.S.R corresponde a 0,8 en el extremo del aspa, es correcto afirmar que en el centro de esta el T.S.R será de 0,4.

En función de esto, se determina la velocidad tangencial en el centro del aspa.

$$Vel. Tang = T.S.R \times V_{viento} \quad (52)$$

$$Vel. Tang = 0,4 \times 4 \left[\frac{m}{s} \right] = 1,6 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Una vez calculada la velocidad tangencial del aspa, procedemos a calcular la velocidad angular de la misma, pero como el aspa no va pegada al eje de rotor, se establece una distancia máxima aproximada de 30 [mm] de separación.

$$\omega = \frac{1,6 \left[\frac{m}{s} \right]}{0,445[m]} = 3,6 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Establecidos dichos valores, determinamos la velocidad lineal de las palas (u), en donde:

$$u = 3,6 \left[\frac{rad}{s} \right] \times 0,445[m]$$

$$u = 1,6 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Finalmente reemplazamos en la ecuación (35) para determinar la fuerza F.

$$F = \frac{1}{2} (2,3) \times (1,225 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) \times (0,623[m^2]) \times (4 \left[\frac{m}{s} \right] - 1,6 \left[\frac{m}{s} \right])^2$$

$$F = 5,05 [N]$$

Como se expresó en el apartado 3.1, se considerará una velocidad promedio de trabajo del rotor de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$ y una situación crítica para la misma de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$ que, si bien no serán las condiciones

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

estándar de operación, existe la posibilidad de que dichas condiciones se produzcan y, por ende, se calculará adicionalmente la fuerza aerodinámica para dicha velocidad.

Fuerza F que actúa sobre la pala a una velocidad de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$ corresponde a:

$$F = 230,15 [N]$$

3.5.2.2 Fuerza centrífuga

Corresponde a la fuerza producida por la rotación del rotor y es la que tiende a alejar los objetos del eje de rotación.

$$F = mw^2R \quad (53)$$

Donde:

m = Masa del cuerpo [kg].

w = Velocidad de rotación del cuerpo [rad].

R = Radio de rotación [m].

$$R_{C.G} = 0,445[m]$$

Para determinar la masa del aspa, se calcula de la siguiente forma:

$$m = \rho \times v = \rho \frac{\pi}{2} (R_e^2 - R_i^2) H \quad (54)$$

Donde:

ρ = Densidad del aspa $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

v = Volumen $[m^3]$.

R_e = Radio exterior $[m]$.

R_i = Radio interior $[m]$.

H = Altura del semicilindro $[m]$.

Empero, este valor se obtendrá de la sección de “propiedades” (ver Fig. 38) de la pieza modelada en el programa Autodesk Inventor.

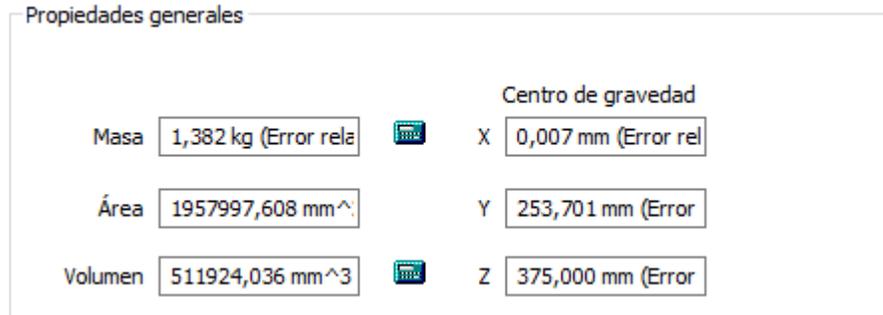


Fig. 38 Apartado de propiedades de Autodesk Inventor. (Fuente: elaboración propia)

Luego se establece la velocidad angular calculada en la sección anterior para una velocidad de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$:

$$\omega = 3,6 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Por lo tanto, la fuerza centrífuga para una velocidad promedio del viento de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$ será:

$$F = 7,95[N]$$

Lo que para una velocidad crítica del viento de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$ la fuerza centrífuga corresponde a:

$$F = 362,24[N]$$

3.5.3 Simulación del aspa

Para la simulación de la estructura se utilizará el programa Ansys, el cual permitirá realizar un análisis estático del aspa y nos proporcionará los diferentes datos que permitirán dimensionar correctamente la estructura en función de los esfuerzos a los cuales se someterá la pieza. Para ello se ha asignado previamente el material a utilizar, las dimensiones y el diseño preliminar estipulado.

El modelo establecido para el aspa del rotor (ver Fig. 39), corresponde a un modelo estilo configuración de diámetro como se expresó en el apartado 2.2.4 para una configuración de tipo Savonius cuyas dimensiones iniciales fueron establecidas en el apartado 3.5.13.5. Dichas características se establecieron en base a la investigación realizada por ZUÑIGA(2017), en donde se tomó como zona de estudio un área específica, cuyas dimensiones se restringían al ancho de la zona entre calzadas como se mencionó en el apartado 3.3 y donde se menciona el área de trabajo a utilizar como resultado de la investigación anteriormente citada.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

En base a las dimensiones previamente definidas en el apartado 3.3, se pretende abarcar aproximadamente 2 metros y fracción de ancho con la finalidad de obtener el mayor provecho de la sección, para ello se diseñó el siguiente modelo de aspa (ver Fig. 39).

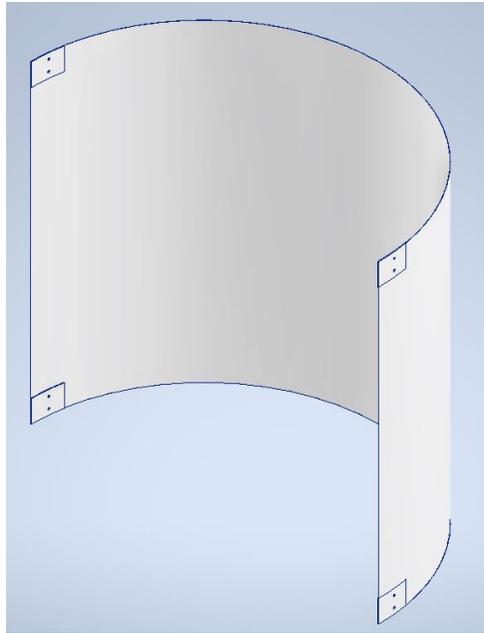


Fig. 39 Modelo preliminar en 3D del aspa. (Fuente: elaboración propia)

Como se puede observar a simple vista, se le realizó un refuerzo en la sección empernada de cada esquina para proporcionar una mayor resistencia a los esfuerzos.

Como se mencionó anteriormente, se realizará un análisis estático. Para este análisis se estudiará la pieza como un objeto sólido y no como una placa, puesto que si bien un análisis del aspa como placa sería más representativo, este conlleva a mayores restricciones por parte del programa, lo que dificulta dicho análisis, sin embargo lo que se busca es simplificar la situación proporcionando un estudio lo más representativo posible, es por ello que su contraparte (objeto sólido) proporciona una simulación bastante representativa de la situación conservando los respectivos factores de seguridad en el cálculo ofreciendo un margen de holgura en los resultados.

Una vez se ingresa al programa Ansys se selecciona la opción de Static Structural, donde se desplegará un recuadro (ver Fig. 40) con la estructura a seguir para el análisis de la pieza.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

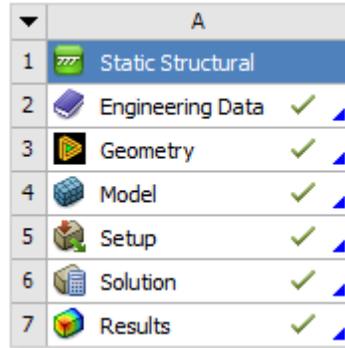


Fig. 40 Static Structural. (Fuente: elaboración propia)

En la sección de Engineering Data se establece el o los materiales con los cuales se va a trabajar, en nuestro caso corresponde a aluminio. Esto permite a Ansys desarrollar funciones en las cuales no solo está comprendida la geometría del sistema si no también sus masas, densidad, coeficientes elásticos, etc.

En el apartado de Geometry es posible importar figuras de otros programas, para lo cual, en nuestro caso, se realizó el diseño original en Autodesk Inventor y se exporto a Ansys para su posterior análisis, además permite realizar modificaciones al diseño si es que este lo requiere una vez ya exportado.

El apartado Model nos permite establecer los parámetros necesarios para desarrollar el análisis del aspa como lo son: la selección del material, el mallado de la pieza, fuerzas y soportes presentes en la simulación y finalmente establecer que parámetros se quieren obtener según la finalidad del estudio (ver Fig. 41).

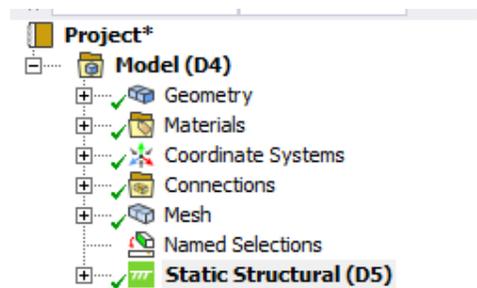


Fig. 41 Model. (Fuente: elaboración propia)

3.5.3.1 Mallado

El apartado de mallado resulta crucial en la simulación, puesto que de su prolijidad se pueden ver afectados los resultados, ya sea hacia un análisis más representativo o en su defecto en

desmedro de estos. Por lo que resulta necesario establecer parámetros que permitan consensuar un punto óptimo entre ambos extremos.

Medio continuo

Corresponde a una conceptualización matemática que asume que todos los elementos que se analizarán a continuación poseen un medio continuo, por lo tanto, las propiedades físicas se conservaran más allá de la proporción del cuerpo que se analicen. El medio continuo al estar sometido a diferentes cargas, sufre deformaciones, las cuales pueden ser descritas en el tiempo y en el espacio a través de ecuaciones diferenciales y solucionadas mediante condiciones de borde.

La discretización del medio continuo en el espacio corresponde a la separación de una geometría en diferentes partes a lo cual se le llama mallado y se evalúa a través de diferentes parámetros de calidad del mallado, los cuales corresponde a:

- Asimetría/Oblicuidad (Skewness)

Skewness o asimetría, determina que tan próximo a la forma de geometría seleccionada para el mallado está la forma final del mallado en el software, es decir, si se eligen triángulos para realizar el mallado, se esperaría idealmente que la cara sea triangular como una triangulo equilátero.

Por lo que mientras más cerca este la simetría generada de la esperada, mejor calidad tendrá el mallado. Para ello existe una escala que permite evaluar la simetría de los elementos (ver Fig. 42) en donde una simetría entre 0 y 0,25 es considerada óptima para el trabajo, sin embargo, no se espera que el 100 % de las partes este dentro de este rango, si no que la mayor cantidad posible, que no genere un mallado muy fino en lugares que no son de interés para el estudio de las deformaciones.

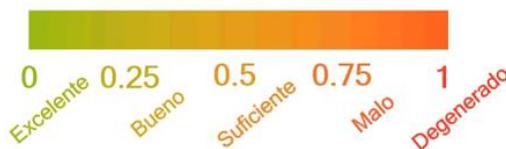


Fig. 42 Escala paramétrica para la simetría de los elementos. (Fuente: autodesk.com)

- Calidad ortogonal (Orthogonal Quality)

El análisis ortogonal está basado en el desface de vectores, estos son: vectores normales desde los centroides de un elemento hasta el centroide del elemento próximo, los vectores del centroide de la celda al centroide de la cara y los vectores normales de cada cara. La ortogonalidad refleja que tan bien orientados y que tan bien cuadran estos elementos, para esto existe una escala paramétrica que nos indica los valores aceptables (ver Fig. 43). Un buen rango de trabajo para este parámetro esta entre 1 y 0,69.

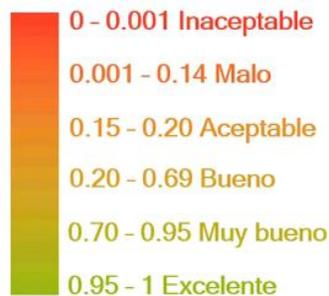


Fig. 43 Escala paramétrica de calidad ortogonal. (Fuente: autodesk.com)

Por otro lado, el análisis ortogonal, si bien es cierto no entrega valores óptimos, se mueven en un rango de calidad aceptable. Con esto se quiere exponer que el skewness no necesariamente va de la mano con los parámetros ortogonales y es importante analizarlos por separado.

- Mallado estructurado o no estructurado

Básicamente un mallado estructurado tiene la cualidad de ser más regular y converger de mejor manera a un resultado optimizado, mientras que un mallado no estructurado es más versátil y agiliza el proceso de mallado para elementos curvados con mayor detalle, lo que reduce el tiempo de mallado para estas estructuras.

En este informe y dada la geometría de los elementos, se utilizará un mallado no estructurado.

3.5.3.2 Mallado del aspa

Para otorgarle una mayor representatividad a la simulación del aspa, se decidió establecer una sección fija para cada perforación que representase la golilla de una unión empernada, además de ello y dado algunos aumentos en los esfuerzos para dicha zona, se decidió aumentar el espesor de la placa en sus esquinas a 1,5 [mm], un área suficiente como para albergar las perforaciones (ver Fig. 44).

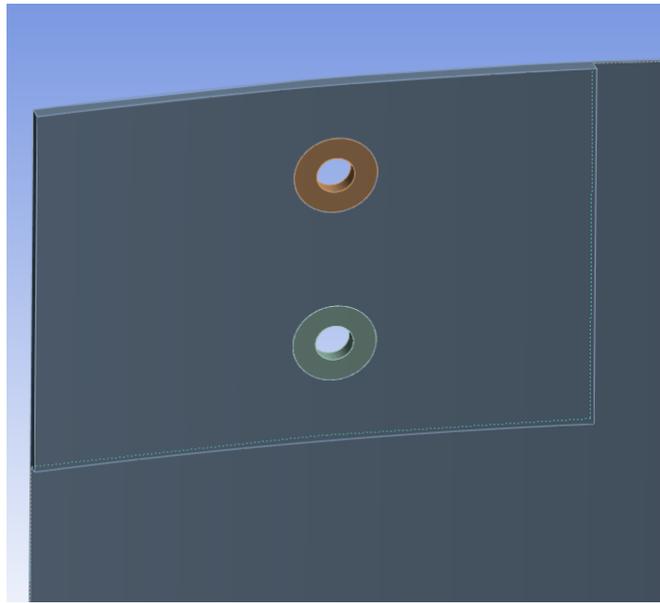


Fig. 44 Zoom sección reforzada del asa. (Fuente: elaboración propia)

En cuanto a los tipos de mallado aplicados a la pieza, se establecieron los siguientes:

- Body sizing = Este se aplicó a la figura completa, para ello se utilizó un tamaño de elemento de 21 [mm] lo que, si bien reduce en gran medida los parámetros de la calidad del mallado, su finalidad es abarcar las zonas en donde no se requiere gran precisión de mallado pues en estas zonas no se generarán mayores esfuerzos y por lo tanto no influirá significativamente en los resultados.
- Fase sizing1 = este fue aplicado a la sección que representa el área de las golillas en la cual se aplicó un tamaño de elemento de 0,75[mm] y se amplió el área de efecto a 1 [mm] con un comportamiento suave del mallado, esto con la finalidad de establecer una transición entre mallas más uniforme.
- Fase sizing2 = Este se aplicó a las caras interiores del área que alberga las perforaciones con la finalidad de obtener resultados más representativos del análisis y una mayor homogeneidad en la transición de las mallas de la pieza. Para ello se empleó un tamaño de elemento de 3 [mm] y se estableció un comportamiento suave del mallado.
- Fase sizing3 = Finalmente se aplicó un tercer tamaño del mallado en el área interna de la placa, situada entre la placa y el volumen representado por la golilla, esto para cada

“golilla” (ver Fig. 45) La finalidad de este mallado y al igual que los anteriores, es para establecer una transición entre mallados más homogénea y buscar mayor representatividad de los resultados obtenidos. Para ello se aplicó un tamaño de elemento de 0,75 [mm] y se aumentó el área de influencia a 1,2 [mm] con un comportamiento suave.

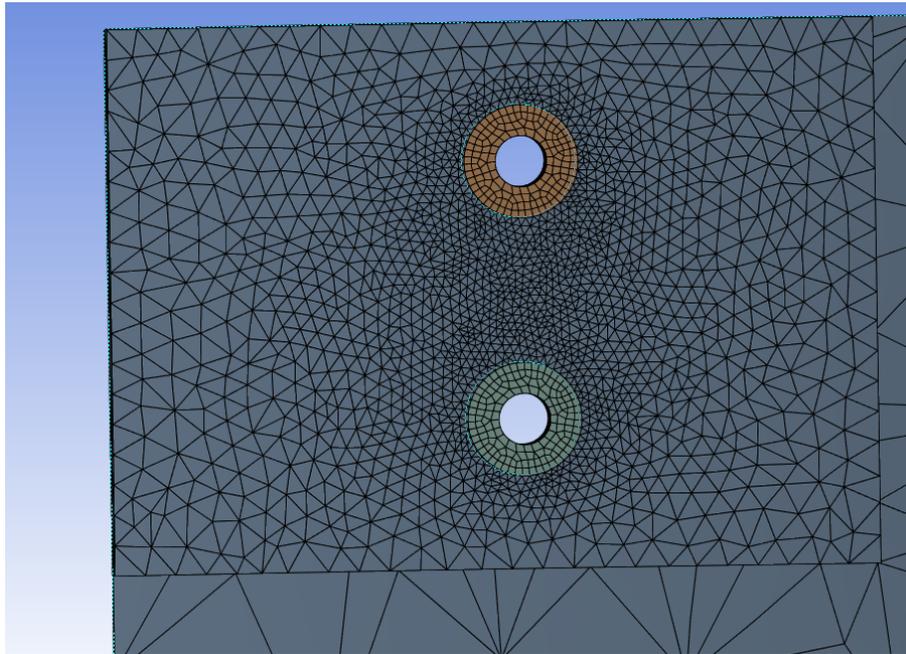


Fig. 45 Zoom mallado de la zona crítica y de interés. (Fuente: elaboración propia)

Finalmente, y con cada uno de los mallados realizados, se consiguió obtener una cantidad de nodos de 126401 y una cantidad de elementos total de 57781. La cual se centró principalmente en las esquinas de la pieza en donde se concentraban los esfuerzos (ver Fig. 45) y por ende se le otorgó una mayor calidad de mallado, lo que permitirá obtener resultados más representativos en desmedro de la calidad del mallado del resto de la pieza, es por ello que en base a los parámetros de la calidad del mallado es que tenemos valores bastante bajos en comparación a lo que se puede considerar como óptimo en una pieza para cada uno de ellos, esto debido igualmente a la gran cantidad de elementos presentes en la pieza, pues si bien existe una cantidad de elementos que cumple con los requisitos mencionados en la sección 3.5.3.1 una gran parte no los cumple, pero no representan el área de interés de la simulación, la cual corresponde a una sección más bien pequeña del aspa.

En cuanto a la calidad de mallado con respecto a Skewness tenemos que alrededor del 44,94 % de los elementos se sitúan por debajo del valor de 0,5 de la escala (ver Fig. 46), los cuales se sitúan en su totalidad dentro del área de interés para el análisis.

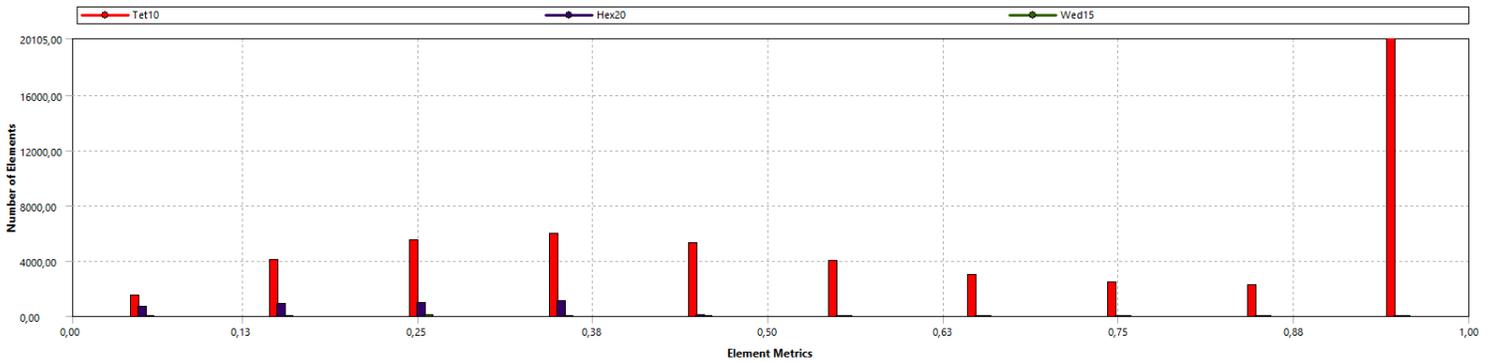


Fig. 46 Skewness. (Fuente: elaboración propia)

Para la ortogonal Quality tenemos que alrededor del 65,21 % de los elementos se sitúan por sobre el valor de 0,15 en la escala (ver Fig. 46) los cuales, al igual que con la escala anterior, se sitúan dentro del área de interés para el análisis, lo que nos proporciona seguridad con respecto a los resultados que se obtendrán.

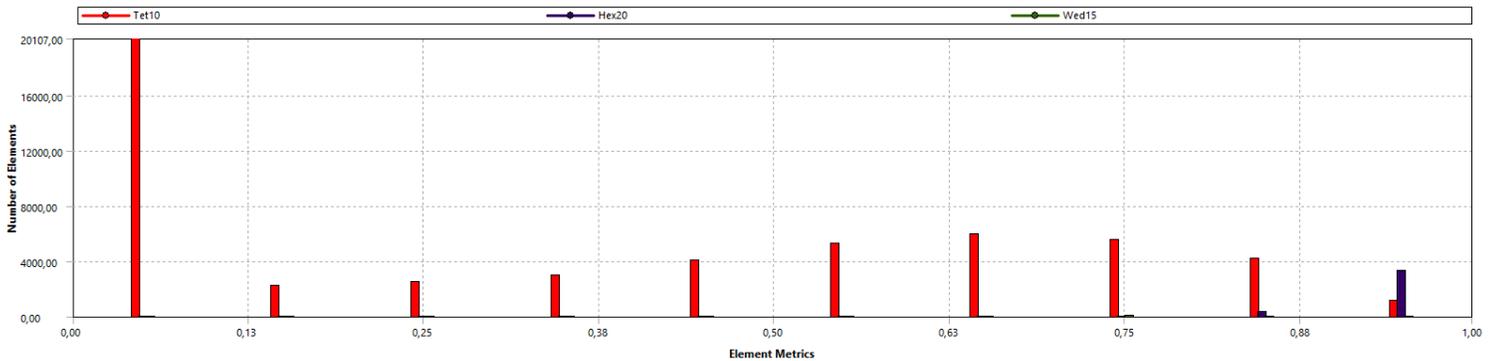


Fig. 47 Quality Ortogonal. (Fuente: elaboración propia)

3.5.3.3 Aplicación de cargas y restricciones

Finalmente es necesario aplicar las cargas a las cuales se encuentra sometida la pieza y los soportes que esta posee, vale decir, las fuerzas ejercidas por la acción del viento y sus respectivas reacciones y restricciones. Para esto se utiliza la sección de “Static structural” presente en el apartado de “Model”.

- Fixed suport = permite mantener fija o prevenir la deformacion de una seccion de la geomtría o del mallado. En este caso la restricció se aplicará tanto a sección que simula la golilla, como a la circunferencia interior de cada perforación. (ver Fig. 48)

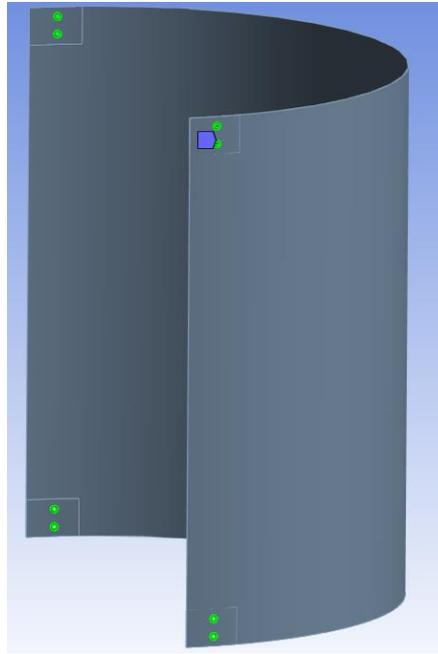


Fig. 48 Aspa con sección de golilla destacada en verde. (Fuente: elaboración propia)

- Fuerza aerodinámica = como se mencionó en el apartado 3.1 la velocidad promedio que se registro para la zona es de 4 [m/s], pero para darle un mayor rango de utilidad al aerogenerador, este se calculó para una velocidad promedio del viento de $16,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, para la cual se produce una fuerza de 89,10[N]. Esta fuerza fue aplicada de manera perpendicular a la sección concava del aspa.
- Fuerza centrífuga = al igual que la fuerza aerodinámica, acá se aplica el mismo principio de la fuerza aerodinámica, por lo que se busca una mayor utilidad mediante la aplicación de una velocidad del viento de $16,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, a raíz de ello se obtiene una fuerza centrífuga de 140,24[N]. Esta fuerza se aplicó en la sección concava del aspa en dirección horizontal y cuyo sentido apunta hacia el eje de la estructura.

3.5.3.4 Solución

Tal como se mencionó anteriormente, luego del apartado de “estático estructural” viene la sección de solución, en la cual vemos reflejados los resultados y para los cuales hemos designado el estudio. En este apartado seleccionamos el criterio a evaluar o que será considerado para tomar una decisión final en nuestro análisis.

Para tal aspecto, consideramos:

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

- Deformacion total = Corresponde a la cantidad de desplazamiento de cada nodo del mallado $\sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}$.
- Equivalent elastic strain (Von Misses) = Estos esfuerzos o tensiones corresponden a cargas por unidad de área que muestra la diferencia cuadrada de los esfuerzos principales. Estos esfuerzos principales tambien se pueden observar de manera individual si uno quisiera.
- Equivalent stress = son aquellos desplazamientos de nodos que se derivan a causa de los esfuerzos o tensiones que producen las cargas. Como están asociados a esfuerzos, también se encuentran deformaciones por Von Misses o principales.

Para efectos de este estudio, nos basaremos en los resultados obtenidos tanto de la deformación total como del equivalent stress.

En cuanto a la deformación total de la pieza tenemos que a raíz de este modo analítico, es posible observar que el desplamiento obtenido producto de las fuerzas, se genera principalmente en las zonas que rodean el eje central del aspa en su seccion longitudinal. Para ello obtenemos un valor máximo en la sección superior izquierda (ver Fig. 49) de 2,16 [mm], lo cual no implica ningún riesgo ni perjuicio debido a su bajo valor y expresa una deformación razonable para las fuerzas que influyen en ella.

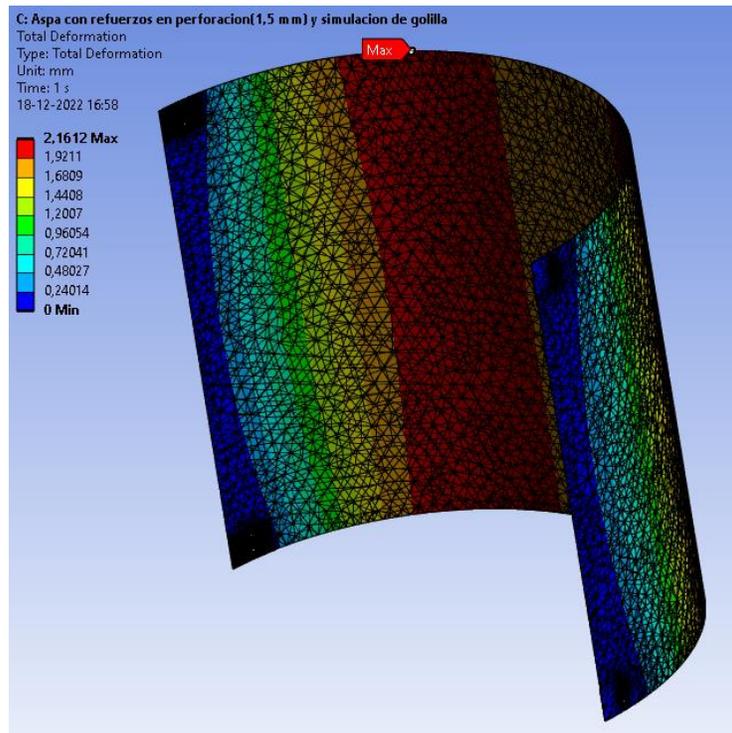


Fig. 49 Desplazamientos del aspa. (Fuente: elaboración propia)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Y mediante el análisis de resultado de Equivalent stress obtenemos que el mayor esfuerzo es producido en la sección que rodea la arandela del perno central de la sección inferior izquierda (ver Fig. 50 y Fig. 51). Además, es posible determinar que el esfuerzo al que está sometida dicha sección corresponde a 182,53[Mpa] cuyo valor se sitúa por debajo del límite de fluencia del material, otorgándonos así un factor de seguridad de 1,51, considerado adecuado para una estructura que se encuentra cercana al paso de los automoviles.

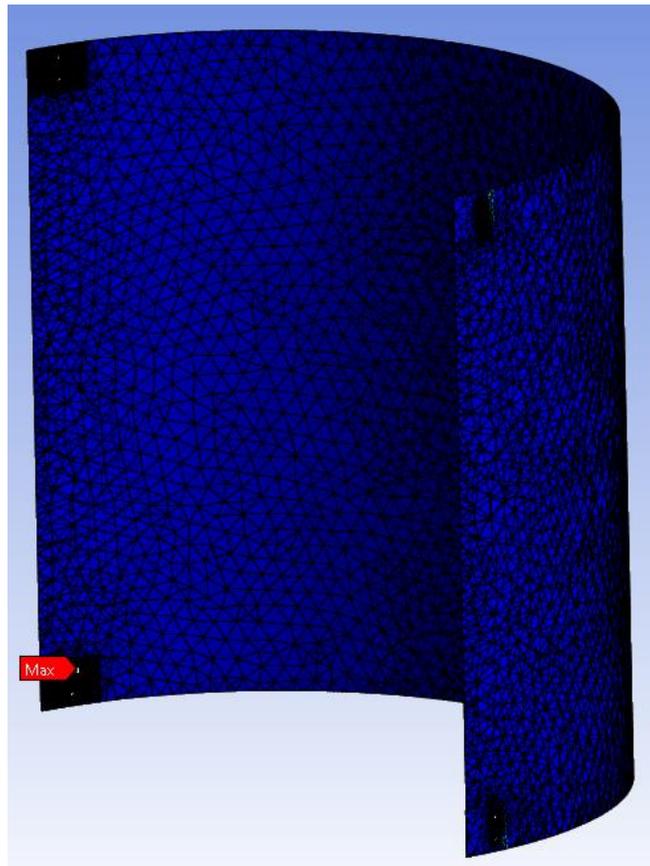


Fig. 50 Zona de mayor esfuerzo en el aspa. (Fuente: elaboración propia)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

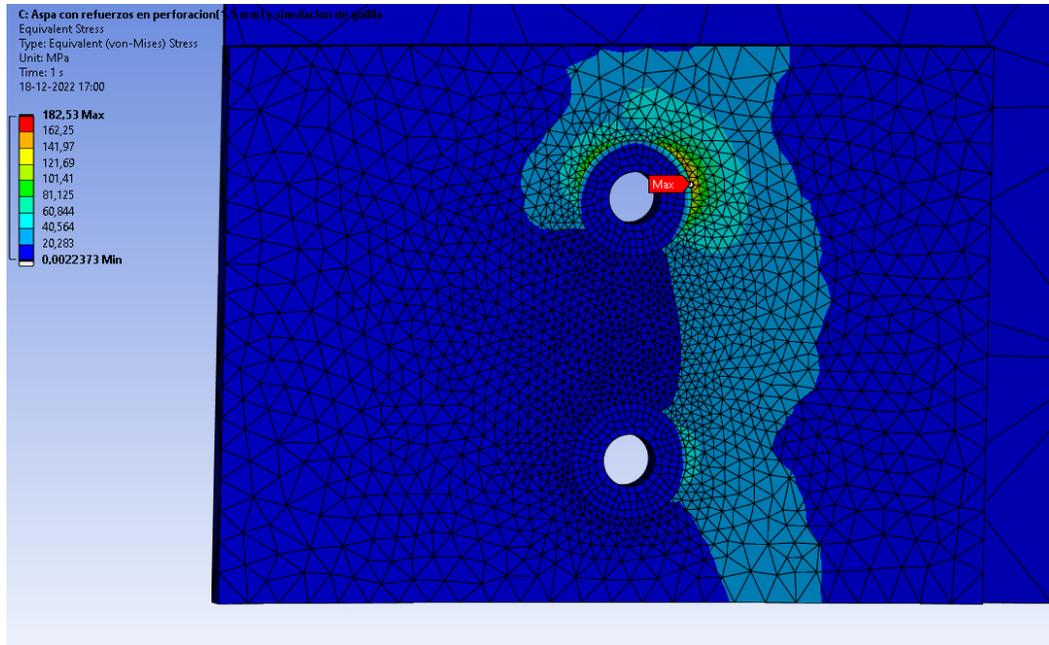


Fig. 51 Sección inferior izquierda del aspa en donde se produce el mayor esfuerzo. (Fuente: elaboración propia)

Adicionalmente se simuló para una situación crítica de velocidad del viento de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$ (ver Fig. 52), pero como es sabido, el aspa debe detenerse antes o a los $16,8 \left[\frac{m}{s} \right]$ por criterios de diseño, motivo por el cual para esta simulación no se consideró el efecto de la fuerza “u” explicado en el apartado 2.5.2 debido a que el rotor se encontrará detenido y, por ende, tampoco poseerá fuerza centrípeta.

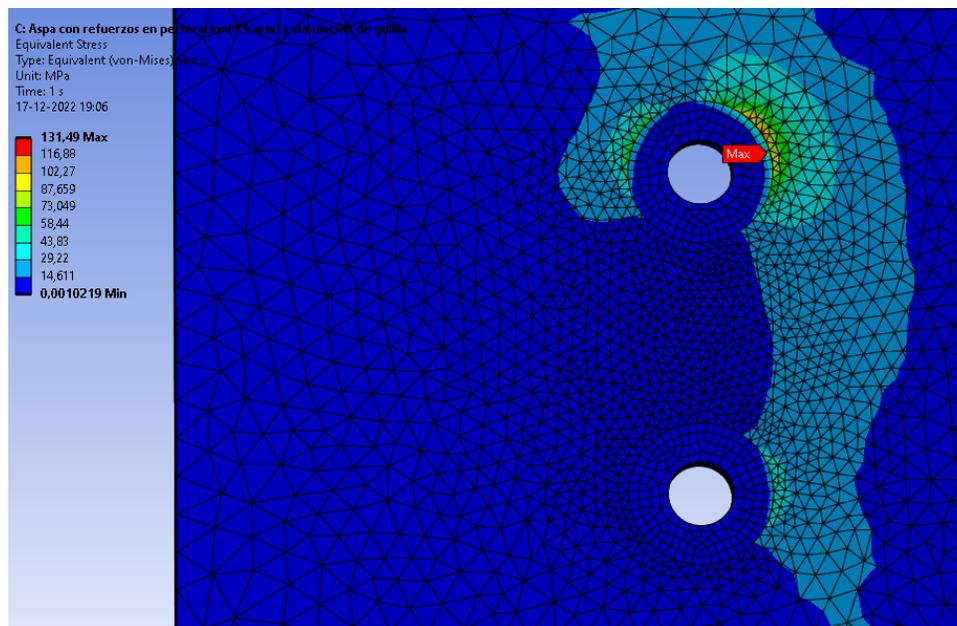


Fig. 52 Zoom zona crítica a $27 \left[\frac{m}{s} \right]$ con el rotor detenido. (Fuente: elaboración propia)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Como se puede observar el aspa aguanta sin problemas una velocidad de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$ estando detenido, ya que su mayor esfuerzo corresponde a 131,49 [Mpa] muy por debajo del esfuerzo admisible establecido de 184 [Mpa].

3.6 DETERMINACION DE BANDA Y POLEA

En función de las configuraciones del diseño, se ha optado por utilizar correas trapezoidales o en V puesto que nos permiten transmitir potencia entre ejes a corta distancia, poseen una amplia relación de diámetros entre poleas y proporcionan buena resistencia a las condiciones climáticas

Para la selección y el cálculo de nuestra correa de transmisión, nos basaremos en el catálogo de correas Dunlop.

Adicionalmente a la correa, debemos establecer el diámetro de la polea mayor para obtener los rpm deseados a la salida y poder trabajar con la velocidad nominal de nuestro generador.

Para esta situación se estableció como máquina conducida un alternador generador de imanes permanentes de 0,4 [hp] y 600 [rpm] (ver Fig. 53) cuya selección fue previa a esta memoria. Se estableció como velocidad nominal de 4 [m/s].

Modelo	NE-300MP
Potencia nominal (w)	300w
Potencia máxima (w)	340w
Tensión nominal (v)	12/24v
Velocidad nominal de rotación (r/m)	600r/m
Peso neto superior (kg)	4,8 kg
Corriente de salida	AC
Generador	Generador síncrono trifásico de imán permanente
Clase de aislamiento:	F
Rodamiento	HRB
Material del eje	Acero inoxidable
Material de la carcasa	Aleación de aluminio
Material de imán permanente	Tierra rara NdFeB
Grado de protección	IP54
Lubricación	Grasa de lubricación

Fig. 53 Ficha técnica del generador

Máquina conducida

$d = 71[\text{mm}]$

$\text{rpm} = 600$

horas de trabajo por día = 24 [horas]

potencia requerida = 0,4[Hp]

Máquina conductora

$$D = X \text{ [mm]}$$

$$Rpm = 34,34$$

3.6.1 Cálculo de la correa

- Determinación de la potencia corregida

$$P_c = P \times F_{cp} \quad (55)$$

Donde

P_c = Potencia corregida [Hp].

P = Potencia a transmitir [Hp].

F_{cp} = Factor de corrección de potencia obtenido de tabla.

Donde F_{cp} considera los siguientes factores: tipo de motor, máquina conducida y horas de servicio, el cual para un uso continuo superior a 16 horas corresponde a un factor de 1,3.

Reemplazando

$$P_c = 0,4 \times 1,3$$

$$P_c = 0,52 \text{ [Hp]}$$

- Selección de la correa

La selección de esta se realiza mediante el siguiente gráfico (ver Fig. 54), el cual relaciona la potencia a transmitir corregida y las revoluciones por minuto de la polea menor.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

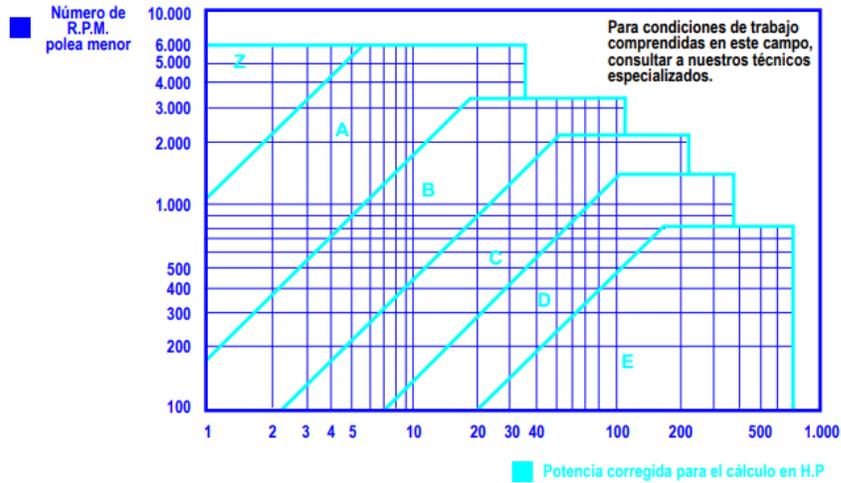


Fig. 54 Selección del tipo de banda. (Fuente: DUNLOP)

Como resultado del mismo, es posible establecer que se requerirá de una correa en V de tipo A.

- Relación de transmisión

$$k = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \tag{56}$$

Donde:

k = Relación de transmisión.

N = Cantidad de rpm de la polea menor.

n = Cantidad de rpm de la polea mayor.

D = Diámetro de la polea mayor [mm].

d = Diámetro de la polea menor [mm].

Reemplazando tenemos:

$$k = \frac{600}{34,34} = \frac{D}{71}$$

$$D \approx 1252 \text{ [mm]}$$

$$k = 17,64$$

Valor para el cual no existe dimensión de polea en el catálogo, por lo tanto, y en base a los datos proporcionado por el fabricante, se procede a tomar los valores de polea que permitan la máxima relación de transmisión para una correa en V de tipo A, los cuales corresponde a 71 [mm] como diámetro de la polea menor y 710[mm] como diámetro de la polea mayor, lo que nos proporciona una relación de transmisión (k) de 10.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Si bien con esta configuración no se obtendrán las rpm y la potencia nominal del generador, nos permite trabajar en un rango óptimo para no sobrecalentar el generador, ya que nos otorga un rango de trabajo para el cual promedio la velocidad del viento.

- Distancia entre los ejes (l)

La distancia entre los ejes (l) debe ser mayor a D, por lo tanto, se ha establecido un valor de l igual a 710 [mm] mediante la configuración expuesta a continuación (ver Fig. 55).

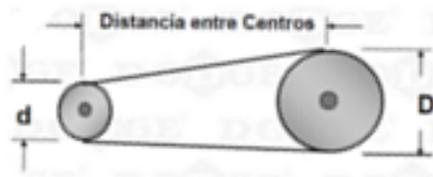


Fig. 55 Distancia entre los ejes de las poleas. (Fuente: elvatron)

- Longitud primitiva de la correa

$$L = 2l + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l} \quad (57)$$

Donde:

L = Longitud primitiva de la correa [mm].

l = Distancia entre los ejes [mm].

D = Diámetro de la polea mayor [mm].

d = Diámetro de la polea menor [mm].

Reemplazando:

$$L = 2(710) + 1,57(710 + 71) + \frac{(710 - 71)^2}{4(710)}$$
$$L = 2790 \text{ [mm]}$$

En base a este resultado y en función de las opciones propuestas por el fabricante, se selecciona la correa trapezoidal tipo A109 la cual posee una longitud nominal de 2802 [mm].

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

- Factor de corrección de la longitud de la correa (F_{cl})

Este factor es extraído por tabla y corresponde a 1,10 el cual depende de la longitud de la correa que se emplea como de la sección de la misma.

- Determinación del arco de contacto (\tilde{N})

$$\tilde{N} = 180 - 57 \frac{(D - d)}{l} \quad (58)$$

Reemplazando:

$$\begin{aligned} \tilde{N} &= 180 - 57 \frac{(710 - 71)}{710} \\ \tilde{N} &= 128,7^\circ \end{aligned}$$

- Factor de corrección del arco de contacto

Este factor es extraído por tabla y corresponde a 0,855 el cual depende del arco de contacto sobre la polea menor y del tipo de polea a utilizar.

Se utiliza para mantener un correcto nivel de prestación de la correa.

- Velocidad tangencial de la correa

$$V_t = \frac{\pi \times d \times N}{60 \times 1000} \quad (59)$$

Donde:

d = Diámetro de la polea menor [mm].

N = rpm de la polea menor [rad].

Reemplazando tenemos:

$$V_t = \frac{\pi \times 71 \times 343,4}{60 \times 1000}$$

$$V_t = 1,28 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Como se mencionó anteriormente la velocidad nominal de 4 [m/s] no permite llegar a las 600 [rpm] pero, de igual manera, se procede calculando en base a esa velocidad y las rpm que esta genera.

- Prestación base (P_{bk})

Corresponde a una prestación adicional por relación de transmisión la cual depende de la relación de transmisión entre poleas y los rpm de la polea menor.

Valores extraídos de tabla.

$$P_{bk} = P_b + \text{Prestación adicional por relación de transmisión} \quad (60)$$

Donde:

P_b = Prestación base.

$$P_{bk} = 0,236 + 0,017$$

$$P_{bk} = 0,253 \text{ [hp]}$$

- Potencia efectiva de la correa (P_e)

$$P_e = P_{bk} \times F_{cl} \times F_c \times \tilde{N} \quad (61)$$

Donde:

P_{bk} = Prestación base.

F_{cl} = Factor de corrección de la longitud de la correa.

$F_c \tilde{N}$ = Factor de corrección del arco de contacto.

Reemplazando tenemos:

$$P_e = 0,253 \times 1,10 \times 0,855$$

$$P_e = 0,238 \text{ [hp]}$$

- Cantidad de correas (N_b)

$$n^\circ \text{ de bandas} = \frac{P_{\text{corregida}}}{P_{\text{efectiva de la correa}}} \quad (62)$$

$$n^{\circ} \text{ de bandas} = \frac{0,52}{0,238}$$

$$n^{\circ} \text{ de bandas} = 2,18$$

Por lo tanto, para presentar un correcto funcionamiento redondeamos hacia el entero superior, y por ello debemos de utilizar 3 correas para transmitir la potencia deseada.

Dimensiones de la correa de sección A

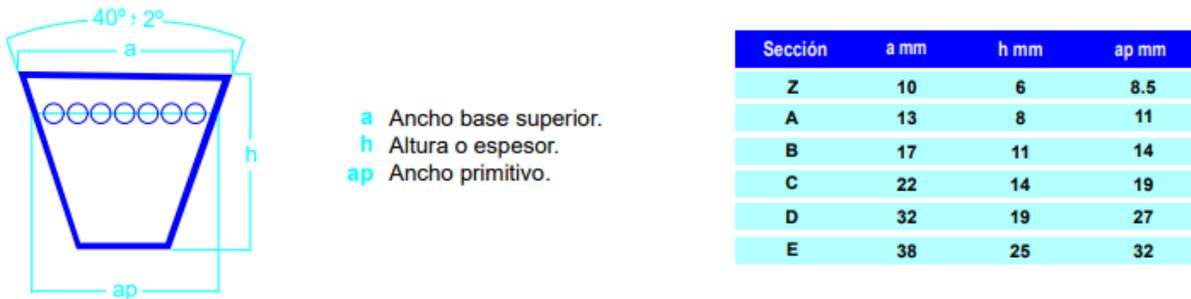


Fig. 56 Dimensiones de la correa. (Fuente: DUNLOP)

3.6.2 Cálculo de las fuerzas ejercidas por la acción de las poleas sobre el eje

La tensión centrífuga F_c inducida por flexión de la banda sobre las poleas se determina de la ecuación (19), reemplazando tenemos:

$$F_c = 0,561 \left(\frac{252}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0,04 \text{ [lbf]}$$

La potencia que se transmite por banda se basa en la diferencia de las fuerzas tanto superior como inferior de la polea, como se expresó en el apartado 2.4.5.1 y, por ende, se calculará mediante la ecuación (20).

Reemplazando tenemos:

$$\Delta F = \frac{63035 (0,52/3)}{252(2,79528/2)}$$

$$\Delta F = 31,02 \text{ [lbf]}$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Por ende, para determinar F_1 se procede mediante la ecuación (21) para la cual se considera el valor de 0,5123 como coeficiente de fricción efectivo para correas en V declarado por Gates Rubber Company.

Reemplazando, se tiene:

$$F_1 = 0,04 + \frac{31,02 \times 3,16}{3,16 - 1}$$

$$F_1 = 45,42 [lbf]$$

Por ende, F_2 será:

$$F_2 = 14,4[lbf]$$

La tensión inicial de la correa, se procede mediante la ecuación (23).

Reemplazando tenemos:

$$F_i = \frac{45,42 + 14,4}{2} - 0,04$$

$$F_i = 29,9[lbf]$$

Para determinar el factor de seguridad se procede mediante la ecuación (26)

El factor de servicio para transmisiones de banda en V seleccionado fue de 1,3.

Reemplazando tenemos:

$$F.S = \frac{0,24 \times 3}{0,4 \times 1,3}$$

$$F.S = 1,38$$

Cálculo de la tensión en la banda mediante la ecuación (24) y (25).

Reemplazando tenemos:

$$F_{b1} = 78,7[lbf]$$

$$F_{b2} = 7,87[lbf]$$

Finalmente, las tensiones en la banda serán:

$$T_1 = F_1 + F_{b1}$$

$$T_2 = F_1 + F_{b2}$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Remplazando tenemos:

$$T_1 = 124,12 \text{ [lbf]}$$

$$T_2 = 22,27 \text{ [lbf]}$$

Por ende, el torque impulsor ejercido sobre el eje del rotor será:

$$M = (128,7 - 23,73) \times 27,95 = 2846,7 \text{ [lbf pulg]}$$

Lo que equivale a 321,63 [Nm].

Pero la fuerza neta asociada que flexiona el eje corresponde a:

$$F_n = (45,42 + 14,4) = 59,82 \text{ lbf}$$

Lo que equivale a 266,09 [N].

Adicionalmente, se realizará un cálculo para determinar la máxima velocidad para la banda seleccionada.

En base a la potencia corregida (0,52 [hp]) y el gráfico de la Fig. 54 para correas en V tipo A, es posible establecer que las rpm máxima a las que puede estar sometida la correa es de 1100 [rpm] aproximadamente, lo que se traduce en una velocidad máxima del viento de $12,8 \left[\frac{m}{s} \right]$

Datos

Máquina conducida

$$d = 71 \text{ [mm]}$$

$$\text{Funcionamiento} = 24 \left[\frac{\text{horas}}{\text{día}} \right]$$

Máquina conductora

$$D = 710 \text{ [mm]}$$

$$Rpm = 110 \text{ [rpm]}$$

- Relación de transmisión

$$k = \frac{110}{n} = \frac{710}{71}$$

$$n = 1100 \text{ [rpm]}$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

- Velocidad tangencial de la correa

$$V_t = \frac{\pi \times 71 \times 1100}{60 \times 1000}$$

$$V_t = 4,1 \text{ [m/s]}$$

- Prestación base (P_{bk})

$$P_{bk} = 0,625 + 0,065$$

$$P_{bk} = 0,69$$

- Potencia efectiva de la correa (P_e)

$$P_e = 0,649 \text{ [hp]}$$

- Potencia corregida (P_c)

$$P_c = n^\circ \text{ bandas} \times P_e$$

$$P_c = 1,95 \text{ [Hp]}$$

- Factor de seguridad (F.S)

$$F.S = 3,74$$

En base a estos resultados y analizando la gráfica de la Fig. 54 es posible afirmar que la correa seleccionada con anterioridad (tipo A) permite trabajar para velocidades de 12,8 [m/s] que es el tope de velocidad en nuestra configuración.

Si bien para esta velocidad solo se requiera 1 banda, una variación positiva del número de bandas aumenta la duración de las correas en forma que compensa con creces el mayor gasto de instalación y mantenimiento.

En cuanto al cálculo de fuerzas a esta velocidad, se tiene:

- tensión centrífuga

$$F_C = 0,365 \text{ [lbf]}$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

- Potencia transmitida por la banda

$$\Delta F = 26,64 [lbf]$$

- Fuerzas F_1 y F_2

$$F_1 = 39,33[lbf]$$

$$F_2 = 12,69[lbf]$$

- Tensión inicial de la correa

$$F_i = 25,65[lbf]$$

- Factor de seguridad (F.S)

Si se establece un factor de seguridad de 1,2 es posible determinar los hp de la maquina conducida para trabajar a estas velocidades, obteniendo:

$$F.S = \frac{1,1 \times 3}{1,2 \times 1,3}$$

$$P = 1,41 [Hp]$$

- Torques generados

$$T_1 = 118,03[lbf]$$

$$T_2 = 20,56 [lbf]$$

Por ende, el torque a generarse corresponde a:

$$M = 2724,6 [lbf \text{ pulg}]$$

Lo que equivale a 307,84 [Nm], exactamente igual que para la velocidad nominal.

La fuerza neta asociada que flexiona el eje corresponde a:

$$F_n = (39,33 + 12,69) = 52,02 lbf$$

Lo que equivale a 231,39 [N].

3.7 EJE DEL ROTOR

El estudio del eje del rotor consta de una parte importante del diseño de la estructura pues es la pieza que contiene y sustenta las aspas de rotor y la cual permite transmitir la energía cinética captada por las aspas hacia el resto de la estructura.

Su diseño adecuado permitirá establecer un diámetro y material para el cual no se presente algún tipo de falla estructural.

3.7.1 Fuerzas sobre el eje principal

Para el estudio del eje del rotor, es necesario establecer las fuerzas y momentos involucrados en la estructura con la finalidad de establecer el diámetro necesario para que la estructura se desempeñe de manera correcta para las solicitudes a las que se someterá.

3.7.1.1 Reacciones en el eje debido a la fuerza de arrastre

Para determinar el torque que se ejerce sobre el eje de la estructura primeramente se debe establecer la situación más crítica presentada para la estructura, la que corresponde a una velocidad del viento de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$, que, si bien para esta velocidad el rotor estará detenido, el viento ejercerá de igual manera fuerza sobre las aspas, lo que se traduce en un torque en el eje, proporcional a dicha fuerza por la distancia al centro del eje.

Fuerza aerodinámica sobre el aspa a $27 \left[\frac{m}{s} \right] = 639,29 \text{ [N]}$

Dada la configuración de aerogenerador, existe la posibilidad de que el rotor se detenga en una posición que permita que el flujo de aire impacte sobre 2 de las aspas a la vez, dado que el ángulo entre ellas es de 120° , por ende, si una queda a 90° grados de la vertical, la otra se posicionará a 30° de la horizontal.

En función de estas fuerzas, tendremos las reacciones sobre el eje, las cuales corresponden a fuerzas cortantes:

Aspa 1

$$V_x = 639,29 \text{ [Nm]}$$

Aspa 2

$$V_y = 639,29 \cos 30 = 553,64 [N]$$

$$V_x = 639,29 \sin 30 = 319,65 [N]$$

Las cuales se dividirán en 2 puntos de apoyo dentro de la estructura (punto C y D) y se situarán en las chavetas a cada extremo del eje (ver Fig. 57).

Además de las fuerzas ya descritas, es necesario contemplar el momento torsor generado por el freno a utilizar.

En esta situación y como se mencionó anteriormente, el caso más crítico se presenta cuando el rotor este detenido, para cuyo caso la polea no ejerce tensión sobre el eje y solo se considera el torque ejercido por el freno (el cual resulta mayor que el de la polea a $12,8 \left[\frac{m}{s} \right]$) y viceversa, si no actuase el torque ejercido por el freno, se consideraría el de la polea. Este actuará en la sección inferior del eje (punto A).

Luego se tienen las reacciones en los rodamientos (punto B y E).

Para el cálculo del diámetro del eje se asumirá carga axial cero y una razón constante entre los valores medios y alternantes de la carga en el tiempo.

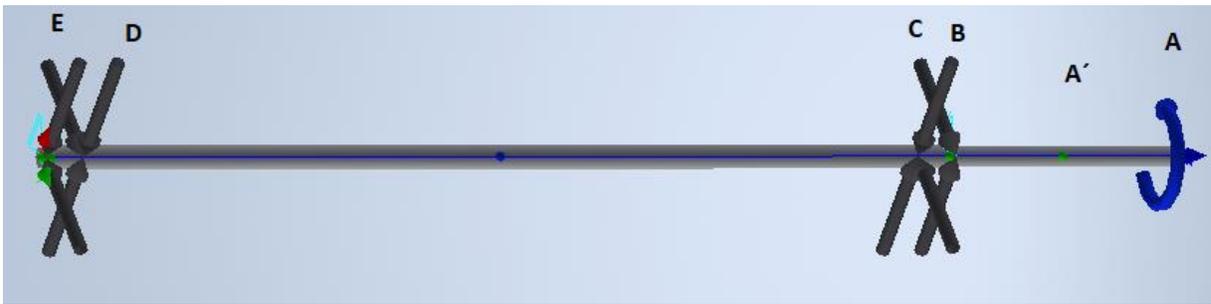


Fig. 57 DCL del eje. (Fuente: elaboración propia)

$$\sum M_z = 0 \tag{63}$$

$$((319,64 \times 0,48) \times 2) + ((276,82 \times 0,48) \times 2) = M_{freno}$$

$$M_{freno} = 572,6 [Nm]$$

$$\sum M_E \text{ plano } x - z = 0 \tag{64}$$

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

$$(R_{bx} \times 0,808) + (319,64 \times 0,774) + (319,64 \times 0,034) - (159,82 \times 0,034) - (159,82 \times 0,774) = 0$$

$$\sum M_E \text{ plano } y - z = 0 \quad R_{bx} = 159,82 [N] \quad (65)$$

$$-(R_{by} \times 0,808) - (276,82 \times 0,774) - (276,82 \times 0,034) = 0$$

$$R_{by} = -276,82 [N]$$

$$\sum F_x = 0 \quad (66)$$

$$159,82 + ((319,64) \times 2) - ((159,82) \times 2) + R_{Ex} = 0$$

$$R_{Ex} = -479,46 [N]$$

$$\sum F_y = 0 \quad (67)$$

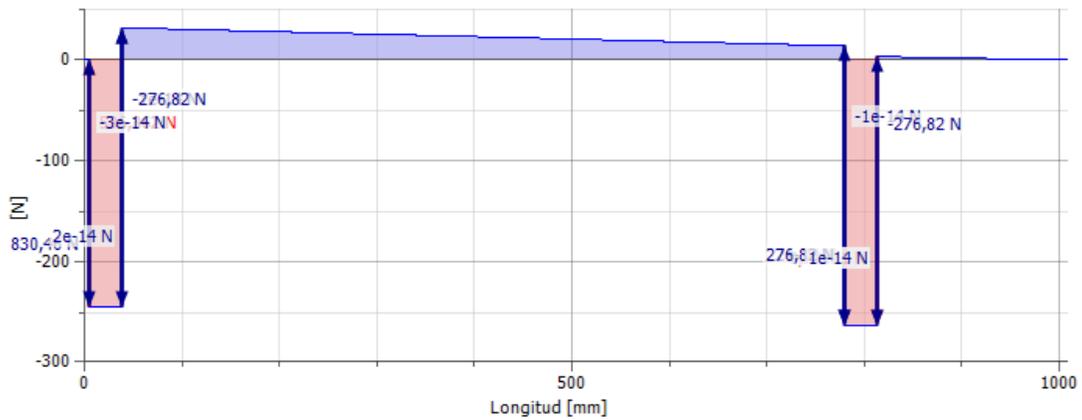
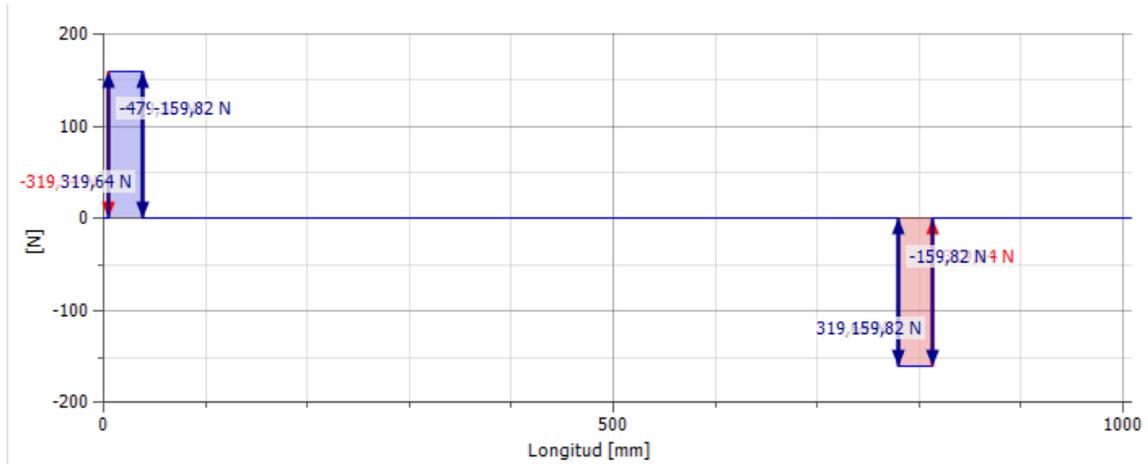
$$((-276,82) \times 3) + R_{Ey} = 0$$

$$R_{Ey} = 830,46 [N]$$

3.7.1.2 Diagramas de fuerzas cortantes, momento flector y torque.

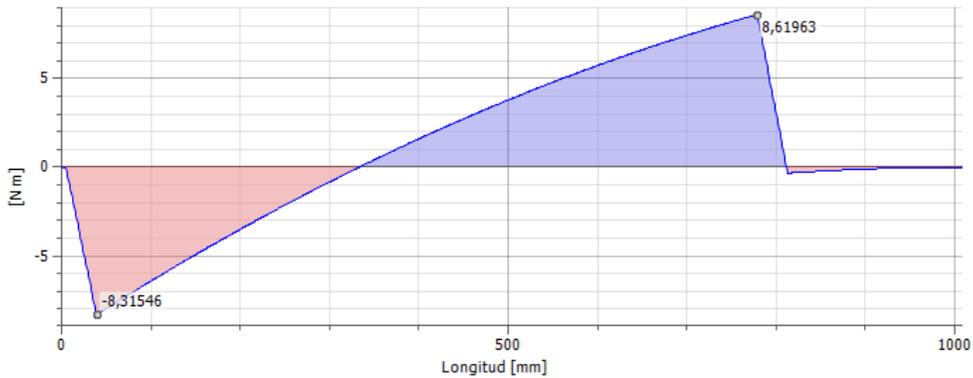
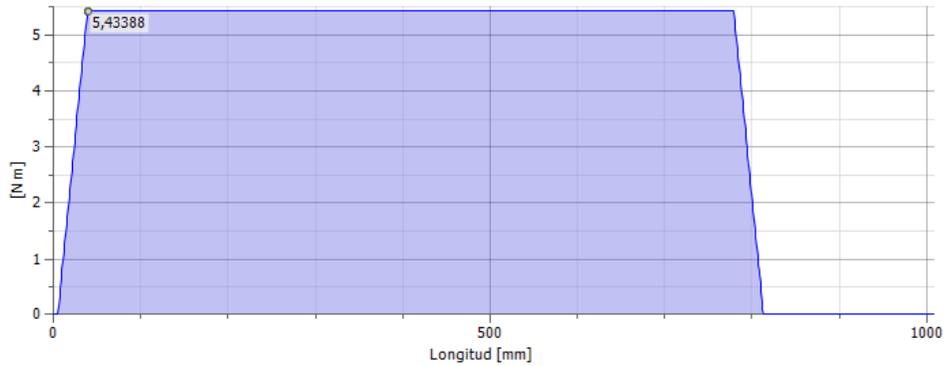
Una vez establecidas las reacciones en los rodamientos, determinamos los diagramas de esfuerzos cortantes (ver Fig. 58 y Fig. 59) y momentos flectores (ver Fig. 60 y Fig. 61) en la figura, para ello utilizamos la herramienta de inventor “Design Accelerator”.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática



Para los cuales es posible observar que las fuerzas de corte se generan en la sección comprendida entre los rodamientos y el cubo que proporciona el torque generado por las aspas en cada uno de los extremos.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática



Para el caso del momento flector, su mayor magnitud se sitúa en el chavetero de las aspas el cual proporciona el torque al eje.

Con respecto al diagrama de torque, este permanece constante en la sección superior y en la sección inferior se produce un torque contrario generado por el freno cuya magnitud se calculó anteriormente.

3.7.1.3 Cálculo del diámetro del eje.

Para el cálculo del eje se aplica teoría de falla por cargas combinadas dado a que el eje se encuentra sometida a flexión y torsión. Para el cálculo del diámetro, empleamos la ecuación (6) extraída de la sección 2.3.4 para cada sección del eje.

Para determinar el valor de S_e , se aplicará la ecuación (1) con sus respectivos factores.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

El material a utilizar será acero SAE 1045 rolado en frío, cuyo $S_y = 531$ [Mpa] y su $S_{ult} = 627$ [Mpa]

Dado que es necesario establecer las dimensiones del eje, se asume un factor de tamaño de 0,85.

De igual manera el valor de K_t se estima como 1,7 para ángulos un tanto agudos.

Reemplazando tenemos:

$$S_{e'} = (627 \times 0,5) \times (0,7) \times (0,85) \times (0,58) \times (1) \times (0,868)$$

$$S_{e'} = 93,9 \text{ [Mpa]}$$

Para el cálculo de K_f y K_{fsm} , se requiere el uso de tablas para determinar el valor de la sensibilidad a la muesca del material, para la cual se asume un valor de muesca de 10 [mm] aprox.

Sensibilidad a la muesca (q) por torsión = 0,91

Sensibilidad a la muesca (q) por flexión = 1,12

Luego determinamos el valor de K_f y K_{fsm} mediante la ecuación (3).

Reemplazando para cada uno de los valores de “q”, obtenemos:

$$K_f = 1,63$$

$$K_{fsm} = 1,84$$

Una vez obtenidos los datos, procedemos a calcular el diámetro del eje.

Sección C-D

Donde:

N = Factor de seguridad = 1,5

M = 13,75 [Nm]

$S_{e'} = 91,91$ [Mpa]

T = 572,6 [Nm]

$S_y = 310$ [Mpa]

Reemplazando en la ecuación, tenemos:

$$d = \left[\frac{32 \times 1,5}{\pi} \sqrt{\left(1,63 \times \frac{13,75}{93,9 \times 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(1,84 \times \frac{572,6}{531 \times 10^6}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 29,8 \text{ [mm]}$$

Sección entre B-A

Donde:

N = Factor de seguridad = 1,5

M = 0 [Nm]

S_e = 91,91 [Mpa]

T = 572,6 [Nm]

S_y = 310 [Mpa]

Reemplazando en la ecuación, tenemos:

$$d = \left[\frac{32 \times 1,5}{\pi} \sqrt{\left(1,63 \times \frac{1,5 \times 0}{93,9 \times 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(1,84 \times \frac{572,6}{531 \times 10^6}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 29,7 \text{ [mm]}$$

Si bien obtuvimos un resultado de 29,7 [mm], se establece un diámetro de 30 [mm] dado que se aproxima al entero superior siguiente.

Por lo tanto, el diámetro del eje en la sección A-B será de 30 [mm], al igual que la sección comprendida entre D-E y el diámetro de la sección entre B-C será ligeramente mayor, dado que, si bien obtuvimos el mismo resultado, es necesario generar un hombro para el rodamiento.

3.8 RODAMIENTOS DE LA ESTRUCTURA

Inicialmente el sistema consta de 2 rodamientos, los cuales permitirán estabilizar el giro del eje principal y reducir la fricción producida en entre este y la carcasa o estructura exterior, la cual incorpora los deflectores.

Para ello, se situará cada uno de ellos tanto en la parte superior como en la inferior de la carcasa, en donde se interceptan ambas piezas(eje-carcasa).

3.8.1 Selección de los rodamientos

La selección de los rodamientos estará dada por la sección del eje en donde se ubicarán. Dada la configuración del aerogenerador, estos soportarán cargas de tipo radial para el de la sección superior y para la sección inferior serán cargas axiales y radiales, dado que este rodamiento debe soportar el peso del rotor y sus componentes.

El tipo de rodamiento a utilizar corresponde a un rodamiento rígido de bolas, pues estos soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos.

Como características de este tipo de rodamientos tenemos que:

Tienen una baja fricción y están optimizados para un nivel de ruido bajo y baja vibración, lo que permite altas velocidades de giro.

Para la selección de estos, se hará uso del catálogo de rodamientos de SKF.

La carga axial a la cual se encontrará sometido el rodamiento inferior corresponde al peso de los álabes, del eje, ambas tapas, la polea y el freno además de algunos accesorios como pernos, tuercas, etc. para los cuales corresponden los siguientes valores:

Eje = 6,45 [kg]

Álabe = 1,382 [kg]

Tapa (cubo) superior = 10 [kg]

Tapa (cubo) inferior = 10 [kg]

Polea mayor = 30,7 [kg]

Freno = 3,8 [kg]

Accesorios = 1 [kg]

$$Carga\ axial = [6,45 + (1,382 \times 3) + (10 \times 2) + (30,7) + (3,8) + 1] \times 9,81$$

$$Carga\ axial = 648,4[N]$$

Luego se debe calcular el factor de cargas dinámicas. Inicialmente se calculará la carga equivalente, la cual se define como una carga hipotética, constante en magnitud y sentido, que actúa radialmente sobre los rodamientos radiales, y axialmente en forma centrada sobre los rodamientos axiales. Para giros de aro interno, el factor V corresponde a 1, sin embargo, para giros de aros externos el valor de V corresponde a 1,2.

En nuestro caso se seleccionarán 2 rodamientos rígidos de bolas de giro interno.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

La carga equivalente:

$$P_0 = X_0 \times V \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (68)$$

Donde:

P_0 = Carga equivalente del rodamiento. [kN]

F_r = Carga radial real del rodamiento. [kN]

F_a = Carga axial real del rodamiento. [kN]

X_0 = Factor de carga radial del rodamiento.

Y_0 = Factor de carga axial del rodamiento.

Existen tablas para valores de X e Y, que dependen de F_a y F_r , sin embargo para rodamientos rígidos de bolas, $X = 1$ e $Y = 0,56$.

En base a las reacciones calculadas en el apartado anterior para cada uno de los rodamientos, se establece la siguiente carga equivalente como producto de la fuerza resultante en el sentido radial y su respectiva fuerza axial.

- Rodamiento superior

$$P_0 = 1 \times 1 \times 958,93 + 0,56 \times 0$$

$$P_0 = 958,93 [N]$$

- Rodamiento inferior

$$P_0 = 1 \times 1 \times 319,64 + 0,56 \times 648,4$$

$$P_0 = 682,74 [N]$$

En base a los datos obtenidos y mediante el uso del catálogo de SKF para rodamientos, se procede a seleccionar los rodamientos a utilizar, ambos para una sección de 30 [mm] de diámetro del eje y como el rodamiento que soporta menor carga para esta configuración se adapta a ambas posiciones, se hará uso de este para las 2 secciones del eje.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Rodamiento a seleccionar

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	-	11 000	0,022	▶ 61805-2RS1	-
	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	▶ 61805-2RZ	-
	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	▶ 61805	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	-	10 000	0,045	▶ 61905-2RS1	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	▶ 61905-2RZ	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	▶ 61905	-
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,055	▶ 16005	-
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	▶ 6005	-
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,081	▶ 6005-2RSH	6005-RSH
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	▶ 6005-2RSL	6005-RSL
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,083	▶ 6005-2Z	6005-Z
	47	16	11,2	6,55	0,275	-	9 500	0,11	▶ 63005-2RS1	-
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	▶ 6205	-
	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8 500	0,13	▶ 6205-2RSH	6205-RSH
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	▶ 6205-2RSL	6205-RSL
52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	▶ 6205-2Z	6205-Z	
52	15	17,8	9,3	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9	-	
52	18	14	7,8	0,335	-	8 500	0,13	▶ 62205-2RS1	-	
62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	▶ 6305	-	
62	17	23,4	11,6	0,49	-	7 500	0,24	▶ 6305-2RSH	6305-RSH	
62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	▶ 6305-2RZ	6305-RZ	
62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	▶ 6305-2Z	6305-Z	
62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9	-	
62	24	22,5	11,6	0,49	-	7 500	0,32	▶ 62305-2RS1	-	
80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405	-	
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28	-
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28	-
30	42	7	4,49	2,9	0,146	-	9 500	0,025	▶ 61806-2RS1	-
	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,025	▶ 61806-2RZ	-
	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	▶ 61806	-

Fig. 62 Selección de rodamiento. (Fuente: catálogo SKF)

Si consideramos como factores únicamente la carga y la velocidad, es posible utilizar la normativa ISO 281 para calcular la vida nominal básica del rodamiento con una confiabilidad del 90% mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^N \quad (69)$$

Donde:

n = Velocidad a la que trabaja $\left[\frac{r}{min} \right]$.

C = Capacidad de carga básica dinámica del rodamiento [kN].

P = carga dinámica equivalente del rodamiento. [kN]

N = Factor que depende del tipo de rodamiento (para rodamiento de bolas = 3), (para rodamiento de rodillos = $\frac{10}{3}$).

$$n = \frac{\omega \times 60}{2\pi} \quad (70)$$

Suponiendo que trabajase a su velocidad nominal ($4 \left[\frac{m}{s} \right]$), se tiene una velocidad angular de $3,6 \left[\frac{rad}{s} \right]$, para la que se tiene:

$$n = \frac{11,51 \times 60}{2\pi} = 34,38 [rpm]$$

Reemplazando tenemos:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \times 34,38} \right) \left(\frac{4,49}{0,95893} \right)^3 = 49764,7[h]$$

Lo que se adecua perfecto para la vida especificada de un rodamiento empleado para maquinaria de energía eólica, la cual varía de 30.000 hasta las 100.000 horas de funcionamiento.

En cuanto al hombro a generarse como diferencia de diámetros dentro del eje, se establece un diámetro de 32 [mm] para el eje entre las secciones B-C puesto que según el catálogo de rodamientos de SKF, corresponde al resalte necesario para el rodamiento seleccionado.

3.9 EJE-CUBO

Al trabajar con un eje que transmite torque, se requieren varias piezas anexas a este que giran solidarias al mismo, por ende, para transmitir el torque se hará uso de chavetas.

Se trabajará en base a la norma DIN 6885.

3.9.1 Cálculo eje-cubo diámetro menor

Como se mencionó anteriormente el eje cuenta con 2 medidas de diámetro diferente a lo largo de su longitud, teniendo como diámetro menor 30 [mm], para el cual se sitúan tanto la polea como el freno.

Para esta sección se tiene lo siguiente:

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

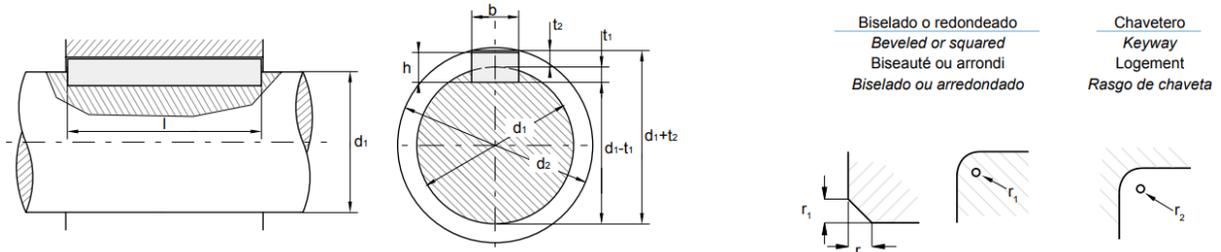


Fig. 63 Dimensiones de chavetero. (Fuente: Norma DIN 6885)

Chaveta	Chavetero eje	Chavetero cubo
b = 8 [mm]	b* = 8 [mm]	b* = 8 [mm]
h = 5 [mm]	t ₁ = 3,1 + 0,2[mm]	t ₂ = 2 + 0,1 [mm]
r ₂ = 0,4 [mm]	r ₁ = 0,5 [mm]	r ₁ = 0,5 [mm]

Fig. 64 Dimensiones de la chaveta/chavetero para un eje de 30 [mm]. (Fuente: elaboración propia)

En cuanto al material de la lengüeta corresponde a un acero SAE 1035 cuyo S_y corresponde a:
S_y = 462 [Mpa]

Y el material del cubo será de acero rolado en frio SAE 1045 cuyo S_y corresponde a:
S_y = 531 [Mpa]

3.9.1.1 Cálculo del largo de la lengüeta

El cálculo se realizará a través de 2 tipos de falla, una por aplastamiento de la lengüeta y otra por el corte de la misma, ambos se analizarán para una velocidad del viento critica de 27 $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Como en el cálculo del eje se consideró una muesca de 10 [mm] aproximadamente, es posible establecer 2 chavetas como máximo por elemento para reducir el esfuerzo junto con el largo de la chaveta.

- Falla por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{2T}{dl \frac{h}{2}} \leq \frac{S_{yleng}}{F.S} \tag{71}$$

Donde:
T = Torque. [Nm]

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

d = Diámetro del eje. [m]

l = Longitud de la lengüeta [m].

h = Altura de la lengüeta [m].

S_y = Límite de fluencia del material [Pa].

F.S = Factor de seguridad.

$$L_{\min leng} = \frac{4T(F.S)}{d \times h \times S_{yleng}}$$

Reemplazando tenemos:

$$L_{\min leng} = \frac{4 \times 286,3 \times (1,2)}{0,03 \times 0,005 \times 462 \times 10^6}$$

$$L_{\min leng} = 19,83[mm]$$

- Falla por esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} = \frac{2T}{d \times l \times b} \leq \frac{S_{yleng}}{F.S} \quad (72)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante.

b = Base de la lengüeta [m].

$$L_{\min leng} = \frac{2T(F.S)}{d \times b \times S_{yleng}}$$

Reemplazando, tenemos:

$$L_{\min leng} = \frac{2 \times 286,3 \times (1,2)}{0,03 \times 0,008 \times 462 \times 10^6}$$

$$L_{\min leng} = 6,2[mm]$$

Como se pudo apreciar, el mayor esfuerzo se produce por aplastamiento, para el cual se requieren 19,83 [mm] de longitud de lengüeta, dimensión para la cual se requiere un largo del cubo de 20[mm] aproximadamente tanto en el freno y la polea.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Dado en el espesor de la polea corresponde a 51 [mm], es posible establecer un solo chavetero de 40[mm]. En cuanto al chavetero correspondiente al freno, el eje se ranurará 2 veces debido a que el espesor del tambor no permite albergar una chaveta de 40 [mm] para transmitir el torque, ya que este posee un espesor de tambor de 30 [mm].

3.9.2 Cálculo eje-cubo diámetro mayor

El diámetro mayor del eje corresponde a 32 [mm] para el cual se tiene las siguientes dimensiones:

Chaveta	Chavetero eje	Chavetero cubo
b = 10 [mm]	b* = 10 [mm]	b*= 10 [mm]
h = 6 [mm]	t ₁ = 3,7 + 0,2[mm]	t ₂ = 2 ,4+ 0,1 [mm]
r ₂ = 0,4 [mm]	r ₁ = 0,5 [mm]	r ₁ = 0,5 [mm]

Fig. 65 Dimensiones de la chaveta/chavetero para un eje de 32 [mm]. (Fuente: elaboración propia)

3.9.2.1 Cálculo del largo de la lengüeta

- Falla por aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{2T}{dl \frac{h}{2}} \leq \frac{S_{yleng}}{F.S}$$

Donde:

T = Torque. [Nm]

d = Diámetro del eje. [m]

l = Longitud de la lengüeta[m].

h = Altura de la lengüeta [m].

S_y = Límite de fluencia del material [Pa].

F.S = Factor de seguridad.

$$L_{min\ leng} = \frac{4T(F.S)}{d \times h \times S_{yleng}}$$

Reemplazando tenemos

$$L_{min\ leng} = \frac{4 \times 143,15 \times (1,2)}{0,032 \times 0,006 \times 462 \times 10^6}$$

$$L_{\min leng} = 7,75[mm]$$

- Falla por esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} = \frac{2T}{d \times l \times b} \leq \frac{S_{yleng}}{F.S} \quad (46)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

b = Base de la lengüeta [m].

$$L_{\min leng} = \frac{2T(F.S)}{d \times b \times S_{yleng}}$$

Reemplazando, tenemos:

$$L_{\min leng} = \frac{2 \times 143,15 \times (1,2)}{0,032 \times 0,01 \times 462 \times 10^6}$$

$$L_{\min leng} = 2,32[mm]$$

Al igual que en la sección anterior, el mayor esfuerzo se produce por aplastamiento, para lo cual se requieren 7,75 [mm] de longitud de lengüeta, dimensión para la cual se ha prefijado un largo del cubo de 10 [mm], por lo que se obtendrá un factor de seguridad de 1,55.

3.9.3 Sistema de frenado

Es necesario contemplar un sistema de frenado para el equipo, puesto que como se mencionó en el apartado 3.1, existen datos de picos de velocidades del viento bastante elevadas, por lo tanto, es necesario asegurar los componentes del aerogenerador una vez sobrepaso cierto límite.

Para el sistema de frenado se utilizará un freno de tambor con doble zapata corta externa, con una diferencia de ángulo de 180° entre cada una, por lo tanto, el torque de rozamiento (T_{ROZ}) será de 286,3 [Nm] por zapata de freno.

En base a esto, establecen las siguientes condiciones:

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Material de fricción a utilizar: metal sinterizado

Coefficiente de fricción = 0,37

Presión máxima = 1,5 [Gpa]

Mediante las ecuaciones descritas en el apartado 2.4.6 procedemos a calcular las fuerzas que interactúan.

Inicialmente fijamos las dimensiones (ver Fig. 12) de:

$a = 0,35$ [m]

$b = 0,2$ [m]

$c = 0,35$ [m]

Ancho de zapata de freno (w) = 30 [mm]

Ángulo subtendido $\theta = 0,61$ [rad]

Radio del tambor (r) = 0,17 [m]

- Fuerza concentrada (F_n)

$$F_n = 4666,5 \text{ [N]}$$

- Fuerza de fricción (F_f)

$$F_f = 0,37 \times 4666,5 = 1726,605 \text{ [N]}$$

- Fuerza necesaria para activar el freno (F_a)

$$F_a = 1803,3 \text{ [N]}$$

- Reacciones en el pivote

$$R_x = -1726,605 \text{ [N]}$$

$$R_y = -2863,2 \text{ [N]}$$

Para activar el freno se requiere una fuerza de 1,8 [kN] para lo cual se utilizará un actuador hidráulico del catálogo de cistchile (ver Fig. 66) cuyo diámetro de embolo corresponde a 63 [mm] y permite generar una fuerza de hasta 5 [KN].

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm ²)	Capacidad de aceite (cm ³)	Altura retraído (mm)	 (kg)
5 (45)	16	RC-50**	6,5	10	41	1,0
	25	RC-51	6,5	16	110	1,0
	76	RC-53	6,5	50	165	1,5
	127	RC-55*	6,5	83	215	1,9
	177	RC-57	6,5	115	273	2,4
	232	RC-59	6,5	151	323	2,8

Fig. 66 Cilindro hidráulico de simple efecto. (Fuente: cistchile)

Para automatizar el proceso, adicionalmente se requiere de un PLC y una electroválvula que active el cilindro hidráulico a una velocidad del viento de $6,39 \left[\frac{m}{s} \right]$ marcada por un anemómetro, pero esto ya escapa del foco de la memoria, por lo que no se abordará.

La velocidad del viento establecida para que se detenga el rotor se fijó en base al generador de imanes permanentes, dado que la potencia máxima soportada por el mismo corresponde a 340[W].

3.9.4 Elementos de fijación adicional

Se utilizarán elementos de sujeción extra a los elementos del eje con la finalidad de no alterar en gran medida el eje

3.9.4.1 Anillo de fijación

El anillo de fijación semi partido puede montarse de manera sencilla y segura con una fuerza de sujeción elevada reduciendo la altura de la ranura sin dañar la superficie de los ejes

La finalidad del anillo de fijación es restringir el movimiento axial de los elementos (poleas y freno) en su sección superior.

Para ello se utilizarán anillos tipo GN 7062.3.

3.9.4.2 Anillo Segers

El anillo segers corresponde a un anillo de acero utilizado como elemento de sujeción o retención de alguna pieza.

La finalidad de este es fijar axialmente los elementos de transmisión del aerogenerador (poleas) en su sección inferior.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Para la utilización de este tipo de elementos, es necesario la mecanización de una ranura que la albergue.

Para el dimensionamiento de estos, se trabajará bajo la norma DIN 471.

3.9.4.3 Sujetador roscado

Finalmente se hará uso de una tuerca hexagonal M30 en la sección inferior del eje que le dará fijación al freno.

3.9.5 Eficiencia total del aerogenerador

- Rotor

La eficiencia del rotor (C_p) fue determinada en el apartado 2.5.2 la cual correspondía a un 0,34%

- Relación de transmisión

La eficiencia de una relación de transmisión para correas trapezoidales varia desde un 70% hasta 96% según Richard G Budynas, 2008, por lo que se establecerá un valor promedio de 83% de eficiencia.

- Generador de imanes

En cuanto a la eficiencia del generador de imanes permanentes, nos basaremos en los estudios realizados por Oliveros, 2013 en la cual se realizo un estudio a dicho tipo de generador para las mismas condiciones de operación, para el cual genero la siguiente curva de eficiencia vs rpm de este. (ver Fig. 67)

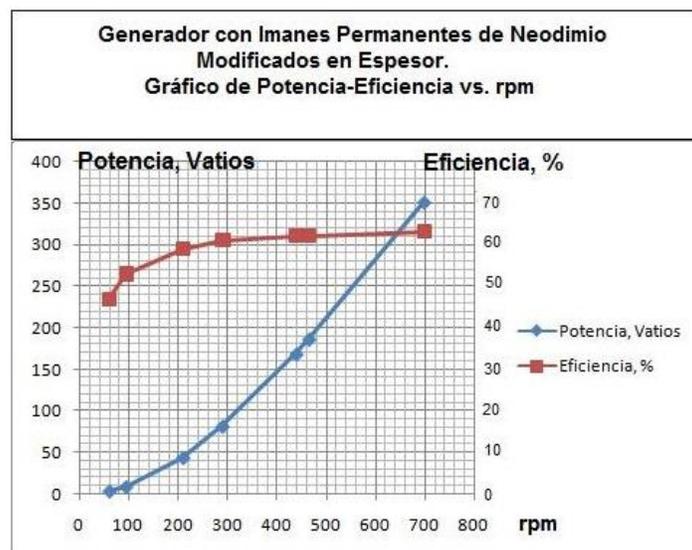


Fig. 67 Potencia-eficiencia vs rpm. (Fuente: Oliveros, 2013)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

En base a la figura anterior, es posible concluir que la eficiencia del generador de imanes varia desde un 45% aproximadamente para 200 rpm hasta un 63% para 700 rpm.

Para establecer las rpm a las cuales trabaja el aerogenerador, se tiene la siguiente figura (ver Fig. 68):

Velocidad del viento [m/s]	considerando la relación de transmisión máxima de 10 se obtiene como potencia final [W]	rpm polea menor
4	83,21	343,37
5	162,52	429,21
6	280,84	515,06
6,39	339,24	548,53

Fig. 68 Potencia y rpm del aerogenerador según la velocidad del viento. (Fuente: elaboración propia)

En base a lo obtenido de la Fig. 67 y Fig. 68, es posible establecer la eficiencia del generador, la cual se situará alrededor del 62%.

Finalmente, es posible establecer una eficiencia final de aerogenerador de 17,5%, lo cual no difiere mucho de los valores encontrados en el mercado para este tipo de aerogeneradores de eje vertical.

CONCLUSIONES

En base al proceso de diseño abordado en la presente memoria para un aerogenerador de eje vertical de tipo Savonius que permitiese aprovechar el potencial eólico de uso en carreteras, es posible establecer un comportamiento de la estructura en función de las fuerzas a las cuales esta se encuentra inmersa y establecer un diseño en específico para la situación en particular en la que se encuentra inmersa la problemática.

Para establecer el potencial eólico propio del sector, se tomó como base estudios previos a esta memoria que proporcionaban mediciones del viento estableciendo picos de velocidad, velocidades del viento generadas por vehículos en movimiento y promedios de velocidades del viento propias del sector en cuestión. Cabe destacar que, a raíz del mismo, para el diseño de la estructura se tenía contemplada en su totalidad la situación más crítica a la que pudiese estar expuesta la estructura en función de las velocidades del viento registradas en el sector, la cual correspondía a una ráfaga de viento de $27 \left[\frac{m}{s} \right]$, esto se analizó con la finalidad de establecer parámetros de diseño aptos para afrontar cualquier situación posible dentro de dichos márgenes.

A raíz de esto se analizaron las partes que componían la estructura mediante cálculos manuales, modelado y simulación de condiciones estáticas a través de software de elementos finitos como Autodesk Inventor Professional y ANSYS, lo que nos permitió validar resultados, y obtener otros cuyos cálculos de manera teórica y manual se volverían extensos y engorrosos, otorgándonos la posibilidad de iterar con mayor rapidez.

Para el caso en particular es posible diseñar un aerogenerador que opera de manera continua en un rango de velocidades promedio del sector y permitiendo obtener una potencia mecánica mínima del conjunto (vale decir a una velocidad del viento de $4 \left[\frac{m}{s} \right]$) de 83,2 [W], y una potencia máxima de 339,24[W] (para una velocidad del viento de $6,39 \left[\frac{m}{s} \right]$). Esto considerando un C_p de 0,341 en base a lo planteado en el apartado 2.5.2.

En base a lo obtenido es posible concluir que el generador de imanes preestablecido es un tanto pequeño pues nos limita a una velocidad del viento relativamente baja, ya que se puede dar el caso en que existan velocidades mayores a esta cifra ($6,39 \left[\frac{m}{s} \right]$) y no se puedan aprovechar, pero a su vez, es complicado establecer un generador que pueda trabajar a un rango mayor de velocidades dado que al aumentar el rango máximo de la velocidad del viento a la que este pueda trabajar, no se situará en promedio, en su funcionamiento nominal, y no proporcionara su mayor eficiencia. En función de aquello, se decidió trabajar con el generador preestablecido, puesto que nos ofrecía un rango de trabajo para una velocidad del viento promedio según los estudios de ZUÑIGA, 2017.

Capítulo 4. Conclusiones

En cuanto a la obtención de energía, es posible obtener una mayor generación de energía eólica mediante el aumento del área barrida por el rotor, pero como en esta memoria nos encontrábamos restringidos a un área delimitada por el estudio realizado por ZUÑIGA, 2017 en función de las velocidades del viento, no fue posible aseverar que las condiciones se mantendrían a una altura mayor del rotor. Por lo que solo se trabajó dentro del área de dicho estudio. De poderse extrapolar aquellos datos, es posible realizar ciertas mejoras al diseño.

En lo personal este proceso, este no estuvo exento de problemáticas, puesto que al tratarse de un trabajo de diseño y ser uno principiante en el tema, cuesta identificar una alternativa viable y segura por la cual decidirse en función de su costo/beneficio o cuan óptimo sea esta para el proyecto, pues particularmente se me hizo un proceso excesivamente extenso y dificultoso, que me mantenía iterando el diseño gran parte del tiempo.

Adicionalmente, en un comienzo se pretendía abordar un estudio de la mecánica de fluidos involucrada mediante softwares, pero no fue posible debido a:

- 1.- El tiempo requerido para el diseño del aerogenerador
- 2.- Los requisitos solicitados por programas para llevar a cabo los análisis (memoria RAM, procesador, etc.).

De igual manera se logró dar con el propósito de la memoria, le cual era diseñar un aerogenerador de tipo Savonius para su uso en carretera y que cumpliera con los parámetros establecidos en la misma.

Finalmente se deja abierta la posibilidad para en un futuro poder abordar este apartado en específico y complementar el diseño generando una visualización más definida del panorama a enfrentar, analizando la estructura completa inmersa en el fluido y como esta se desenvuelve en el medio.

Adicionalmente, el diseño queda abierto a modificaciones que se le puedan realizar en pro de la finalidad que se le otorgue.

Capítulo 4. Conclusiones

REFERENCIAS

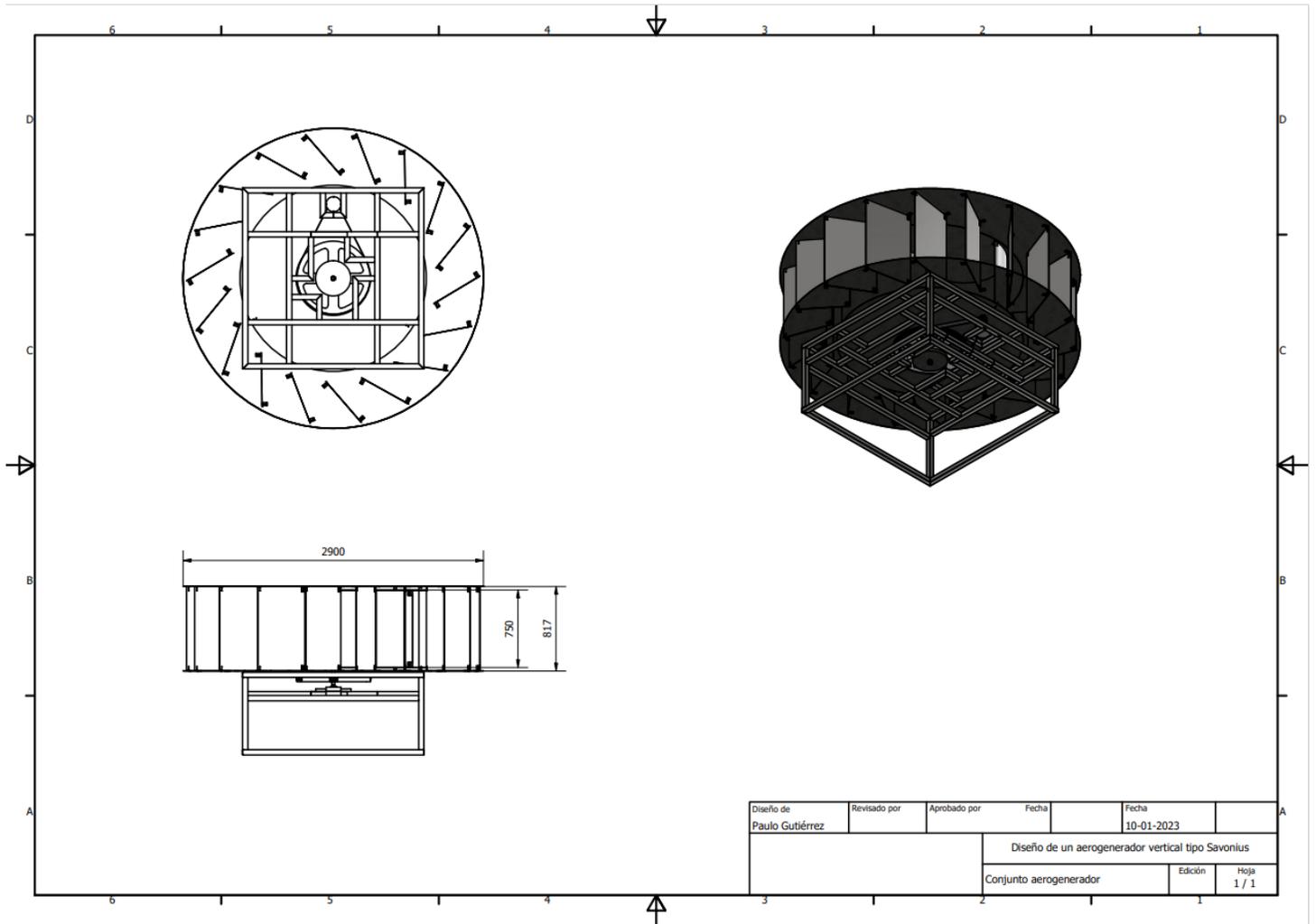
- Acciona. (19 de Enero de 2022). *acciona*. Obtenido de https://www.acciona.com/es/energias-renovables/?_adin=02021864894
- ACERA. (1 de Octubre de 2020). *ACERA*. Obtenido de Asociacion Chile de energias renovables y almacenamiento AG: <https://acera.cl/wp-content/uploads/2020/10/2020-09-Bolet%C3%ADn-Estad%C3%ADsticas-ACERA.pdf>
- aceroscol. (s.f.). *aceroscol*. Obtenido de <https://www.aceroscol.com/wp-content/uploads/2018/03/SAE-1010.pdf>
- Aditya Rio Prabowo, D. M. (2020). *Investigation on Savonius turbine technology as harvesting instrument of non-fossil energy: Technical development and potential implementation*. Surakarta: Theoretical & Applied Mechanics Letters.
- Aguirre, A. (2014). *GSTRIATUM*. Obtenido de <https://gstrium.com/2015/01/08/energia-eolica-tipos-de-turbinas-de-viento/>
- Ambiental, S. d. (19 de Enero de 2022). *sea.gob*. Obtenido de sea.gob: https://www.sea.gob.cl/sites/default/files/imce/archivos/2020/03/13/guia_aplicacion_ds_38_parques_eolicos_en_el_seia.pdf
- Ambiente, M. d. (12 de Diciembre de 2019). *minergia*. Obtenido de Reuniones ministeriales: http://www.minenergia.cl/archivos_bajar/ucm/publicaciones/REUNIONES-MINISTERIALES-COP25.pdf
- Bastianon, R. A. (2008). *Cálculo y diseño de la hélice óptima para turbinas eólicas*.
- Ben F. Blackwell, R. E. (1977). *Wind Tunnel Performance Data for Two-and Three- Bucket Savonius Rotors*. Nuevo México.
- Chile, U. d. (2010). *Explorador de energía eólica*. Obtenido de <http://walker.dgf.uchile.cl/Explorador/Eolico2/>
- Christian Santana O., C. (2014). *ENERGÍAS RENOVABLES EN CHILE*. Santiago de Chile.
- Cintac. (28 de 11 de 2021). *Cintac*. Obtenido de https://tienda.cintac.cl//media/iverve/uploadpdf/1629382984_planchas.pdf
- Domínguez, M. R. (2018). *Diseño de un microaerogenerador de eje vertical*. Ensenada, Baja California, México: CICESE.
- energética, i. (24 de Enero de 2022). *libros sobre ingeniería energética*. Obtenido de <https://pfernandezdiez.es/es>
- energía, M. d. (19 de Enero de 2022). *energia.gob*. Obtenido de <https://energia.gob.cl>
- Energiza*. (s.f.). Obtenido de http://www.energiza.org/index.php?option=com_content&view=article&id=570&catid=21&Itemid=113
- eólica, A. e. (15 de Julio de 2020). *aaeolica*. Obtenido de <https://www.aeolica.org/comunicacion/la-actualidad-eolica/4277-ae-presenta-el-anuario-eolico-2020-analisis-de-la-situacion-de-la-energia-eolica-en-espana-y-en-el-mundo>

- Esteban Carrera, P. C. (2013). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO AEROGENERADOR*. Quito.
- Gabrian. (s.f.). *6061 Aluminum Alloy: Properties*. Obtenido de <https://www.gabrian.com/wp-content/uploads/2018/09/6061-Aluminum-Alloy-Properties-1.pdf>
- iea. (19 de Enero de 2022). *iea*. Obtenido de <https://www.iea.org>
- Joyce Lee, F. Z. (25 de Marzo de 2020). *GWEC*. Obtenido de Global Wind Energy Council: <https://gwec.net/global-wind-report-2019/>
- López, M. V. (2012). *Ingeniería de la energía eólica*. Barcelona: Marcombo.
- Michaelides, E. E. (2012). *Alternative Energy Sources*. Springer: USA.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas un enfoque integrado*. Naucalpan de Juárez: Prentice hall.
- Oliveros, A. (8 de Noviembre de 2013). *Introducción al Diseño de Generadores con Imanes Permanentes*. Obtenido de https://hugepdf.com/download/introduccion-al-diseo-de-generadores-con-iman-permanentes_pdf#
- OPAC. (s.f.). *DIN 6885*. Obtenido de <https://www.opac.net/pdf/DIN%206885%20A.pdf>
- Report, G. W. (2019). *GWEC*. Obtenido de <https://gwec.net/global-wind-report-2019/>
- Richard G Budynas, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F: The McGraw-Hill Companies.
- Richard G. Budynas J. Keith Nisbett. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw-Hill Interamericana.
- S.A, A. (s.f.). *AXXECOL S.A.* Obtenido de http://www.axxocol.com/documents/axxocol/Axxocol_1045.pdf
- Sanchis, C. (22 de Mayo de 2014). *G-SE*. Obtenido de <https://g-se.com/drag-aerodinamico-bp-C57cfb26e78547>
- SKF. (s.f.). *SKF*. Obtenido de <https://www.skf.com/cl>
- Yunus A Cengel, Y. M. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.
- ZUÑIGA, G. (2017). *DISEÑO DE UNA TURBINA EÓLICA PARA VIENTOS GENERADOS EN CARRETERAS*. Curicó: Universidad de Talca.

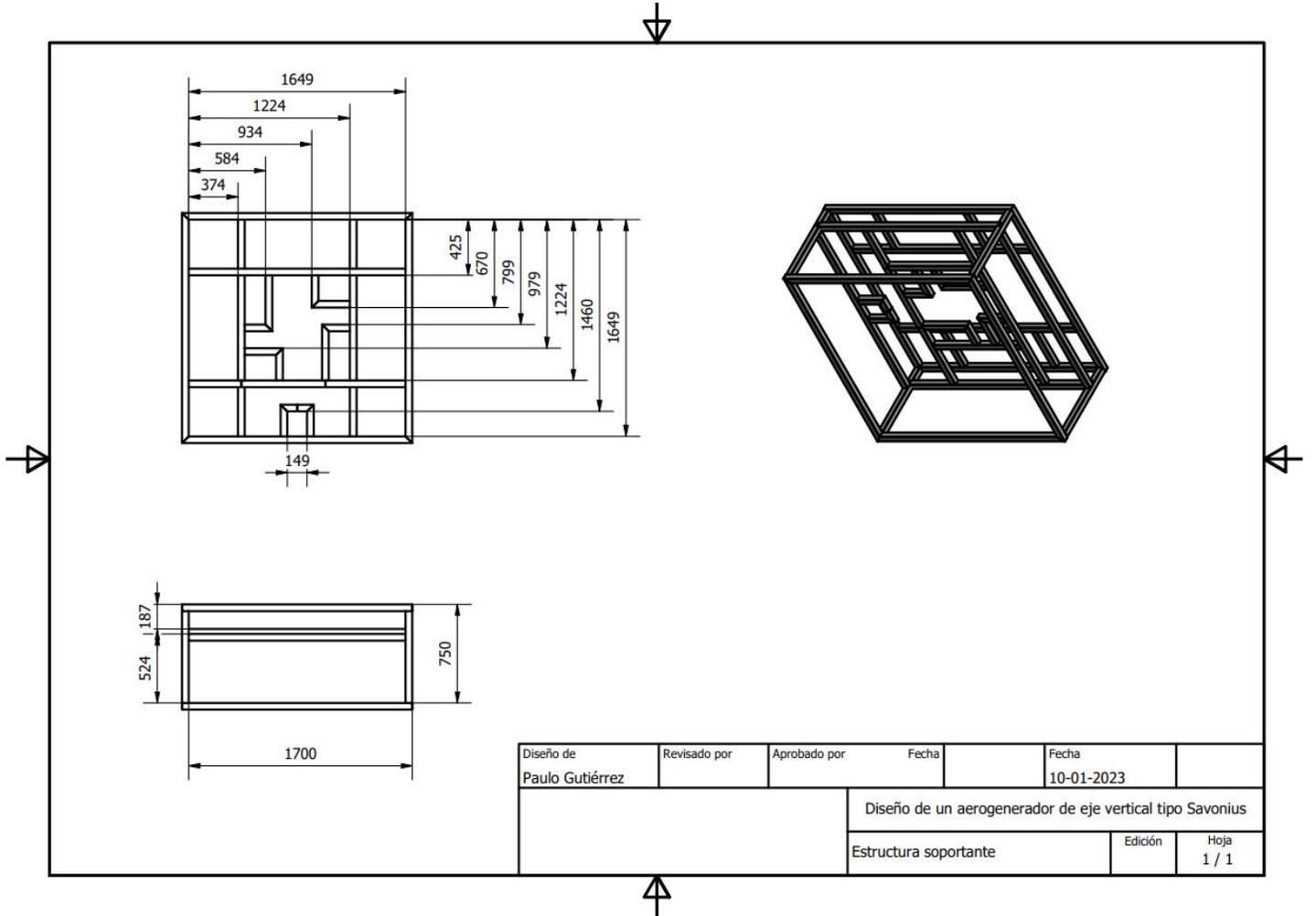
ANEXOS

PLANOS AEROGENERADOR

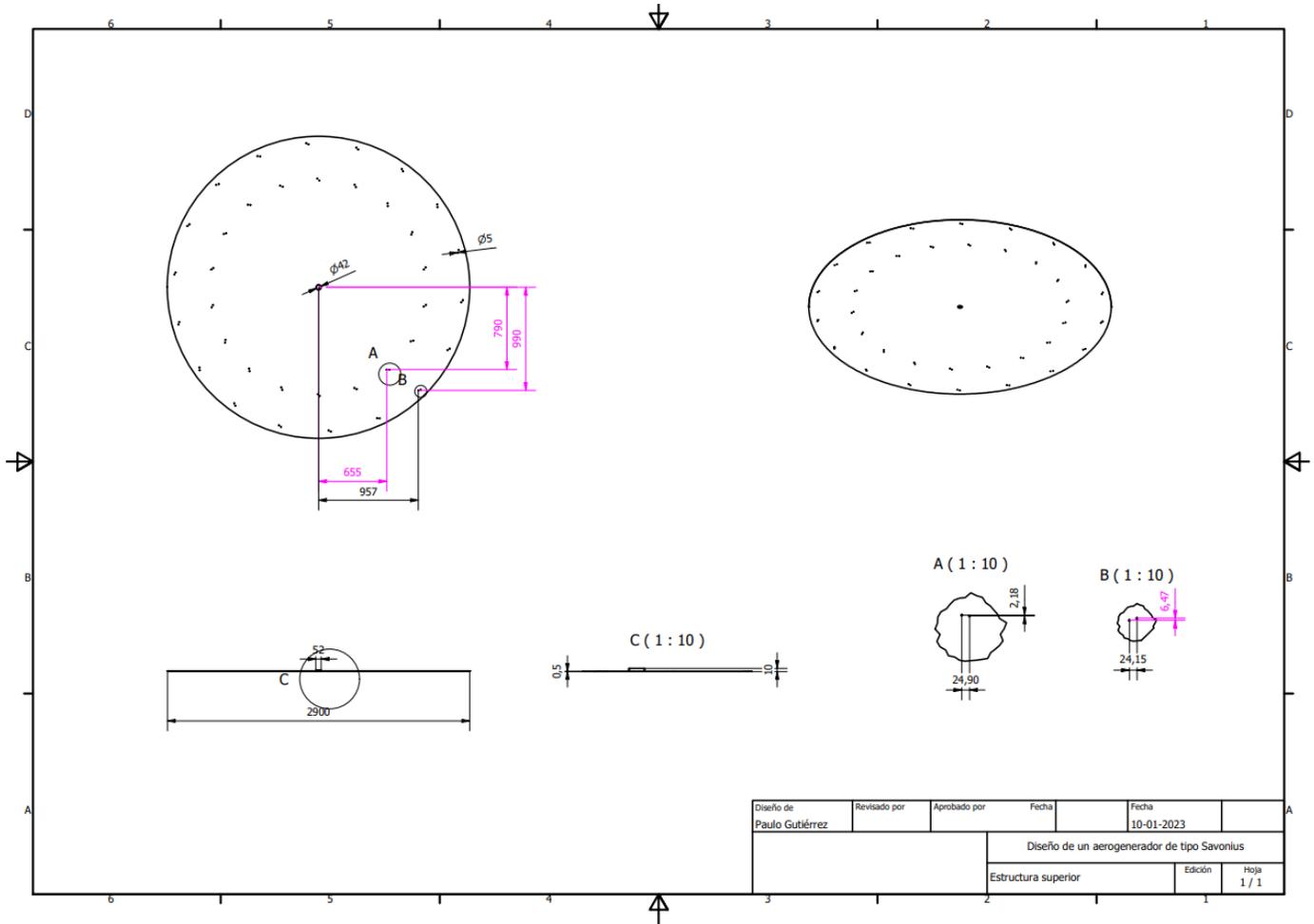
3.9.5.1 ANEXO A-1



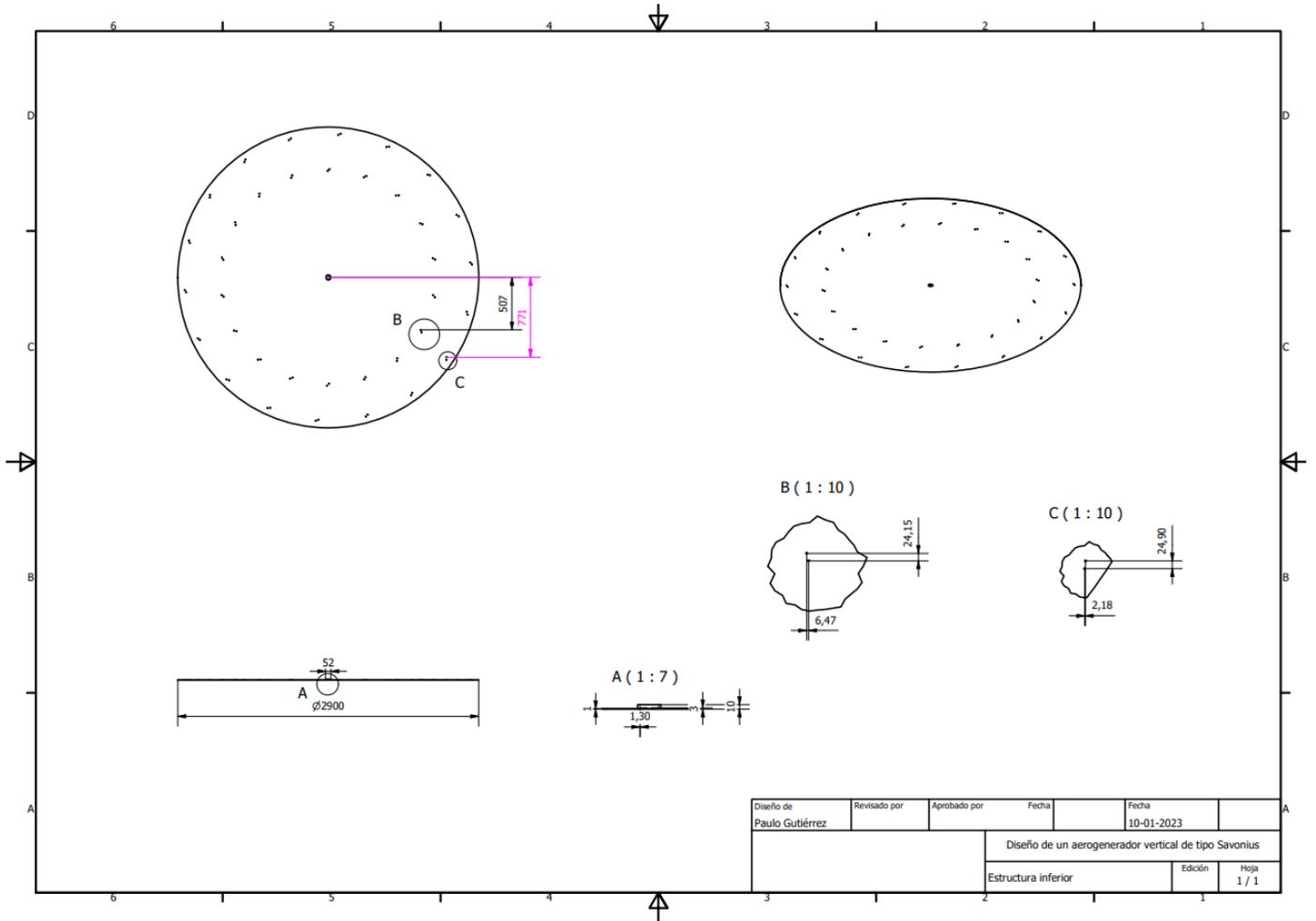
3.9.5.2 ANEXO A-2



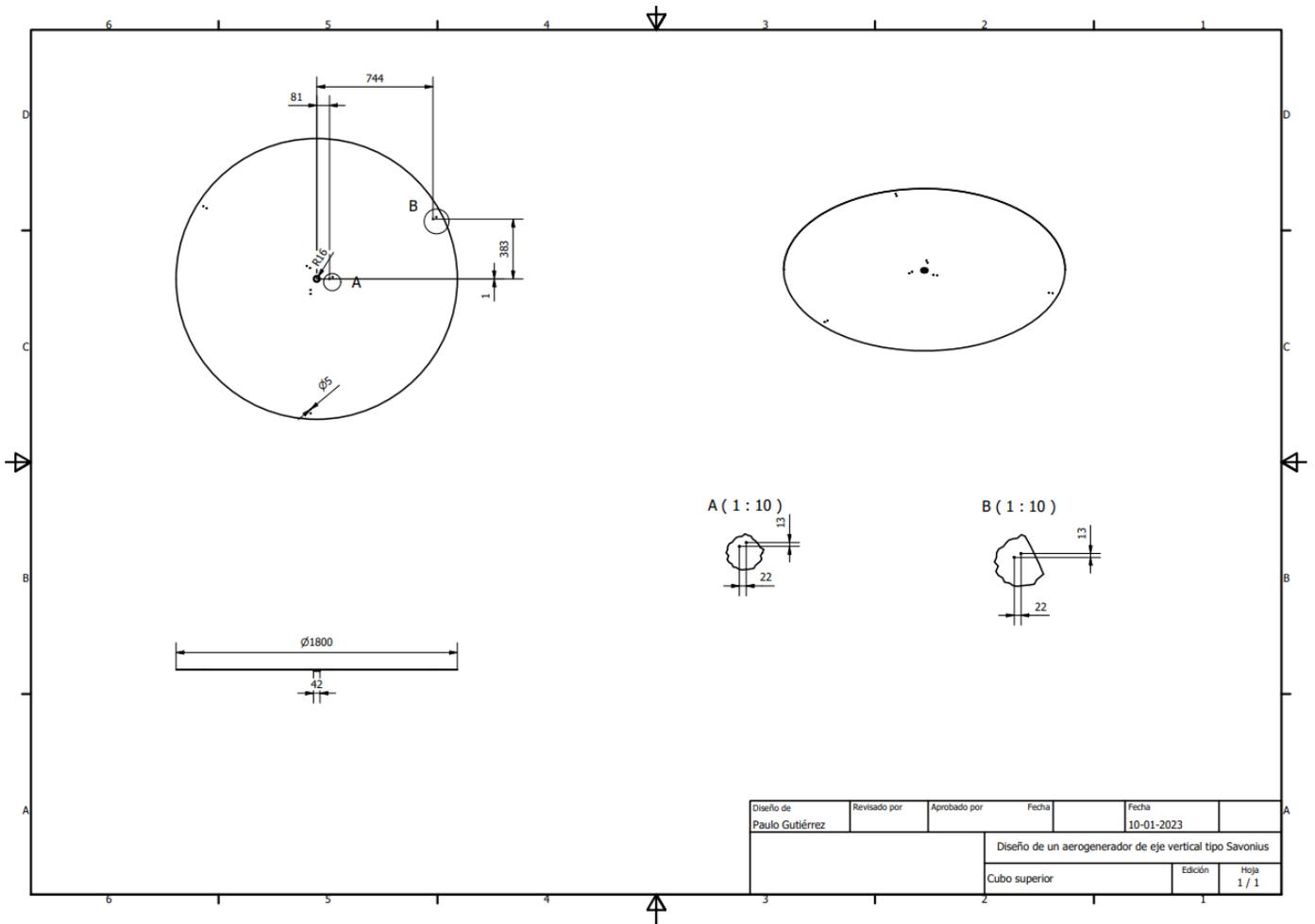
3.9.5.3 ANEXO A-3



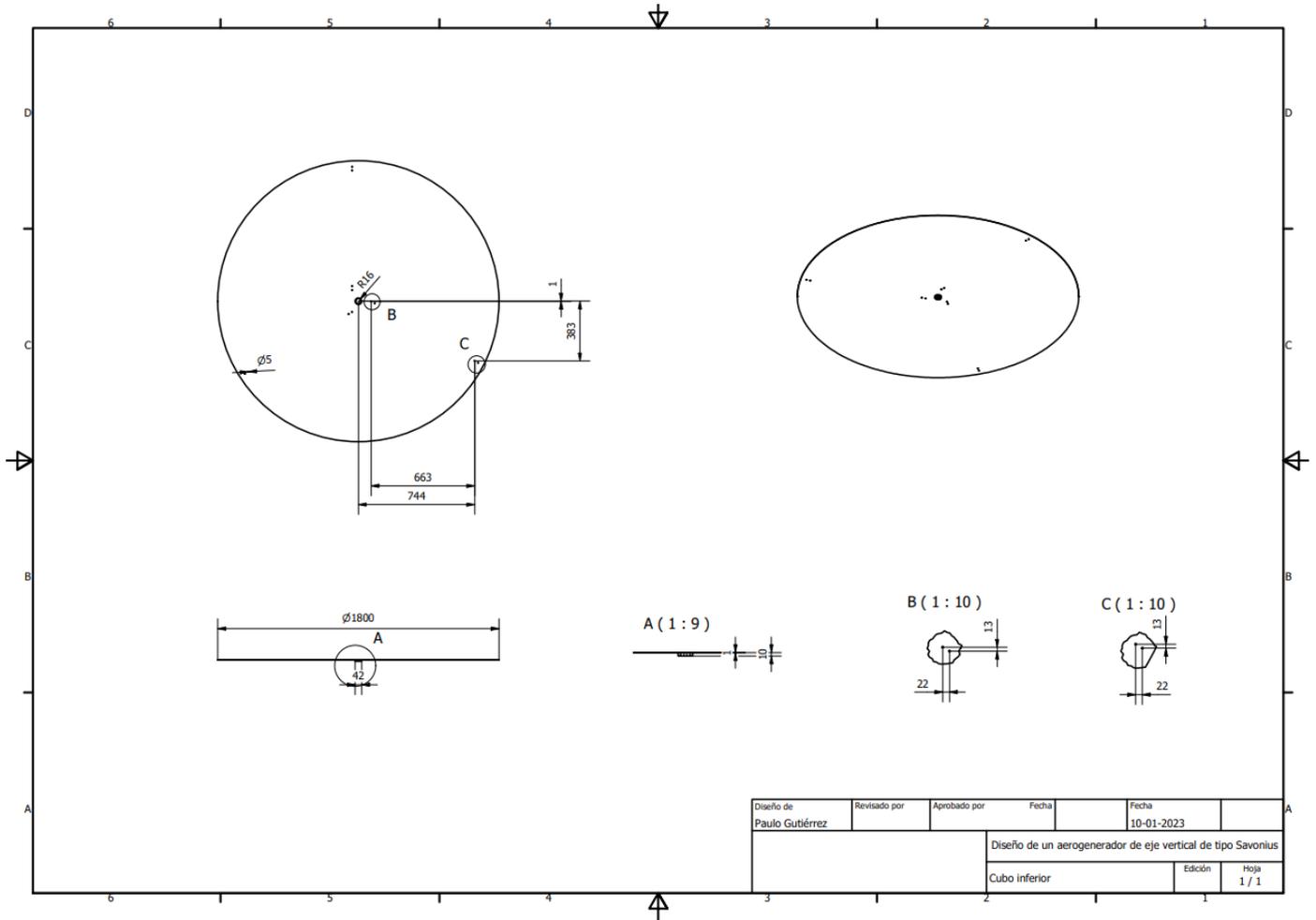
3.9.5.4 ANEXO A-4



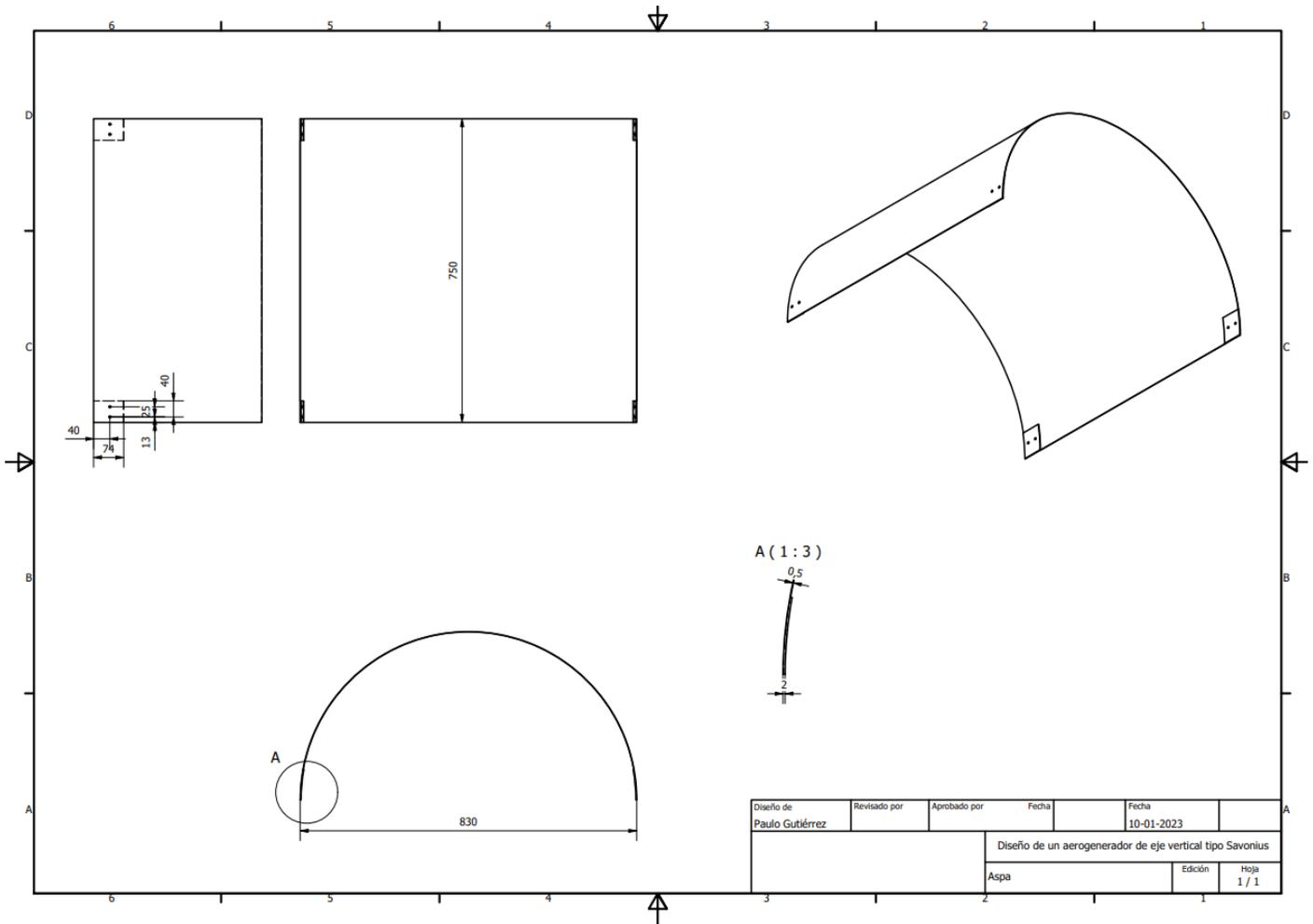
3.9.5.5 ANEXO A-5



3.9.5.6 ANEXO A-6

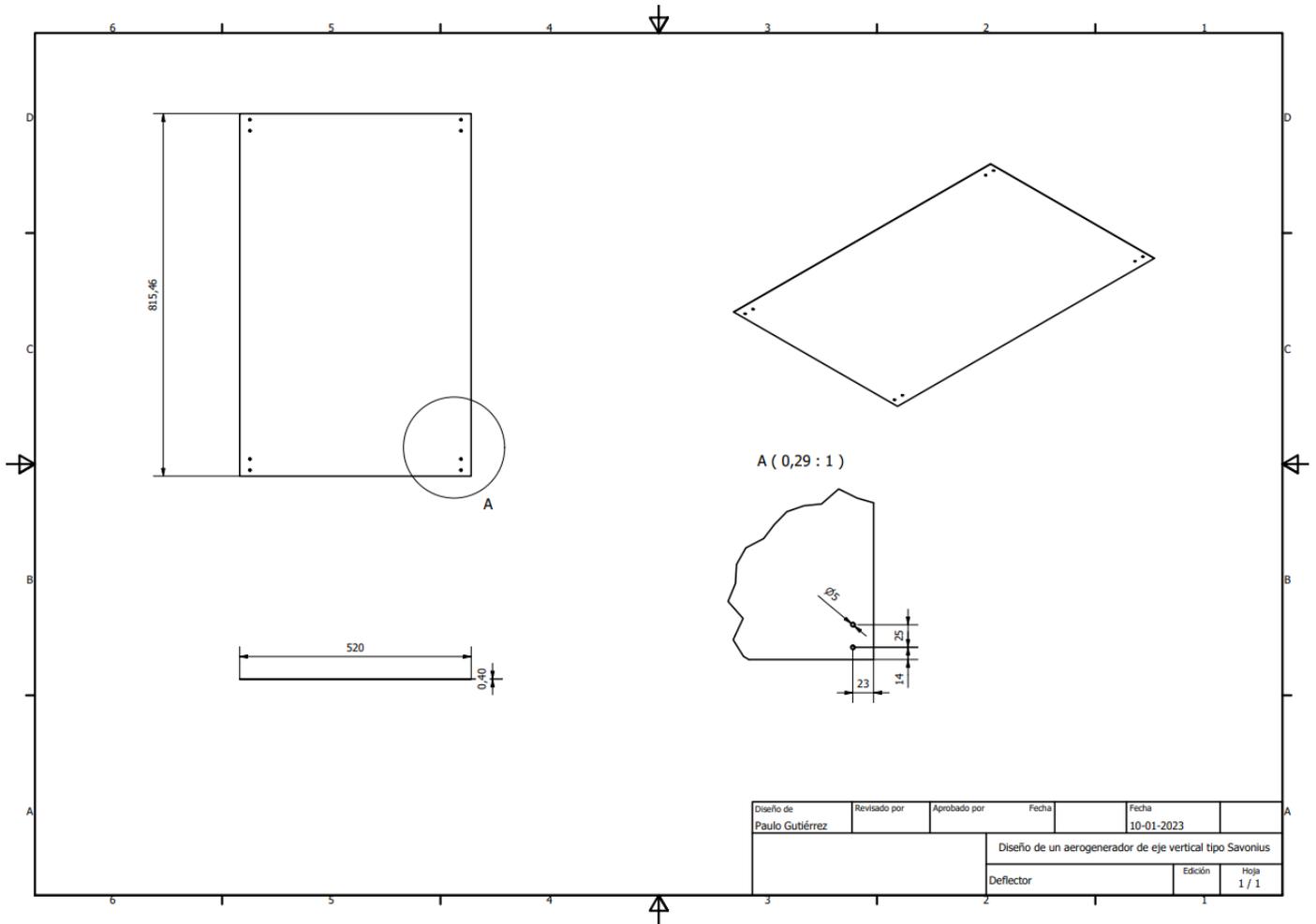


3.9.5.7 ANEXO A-7



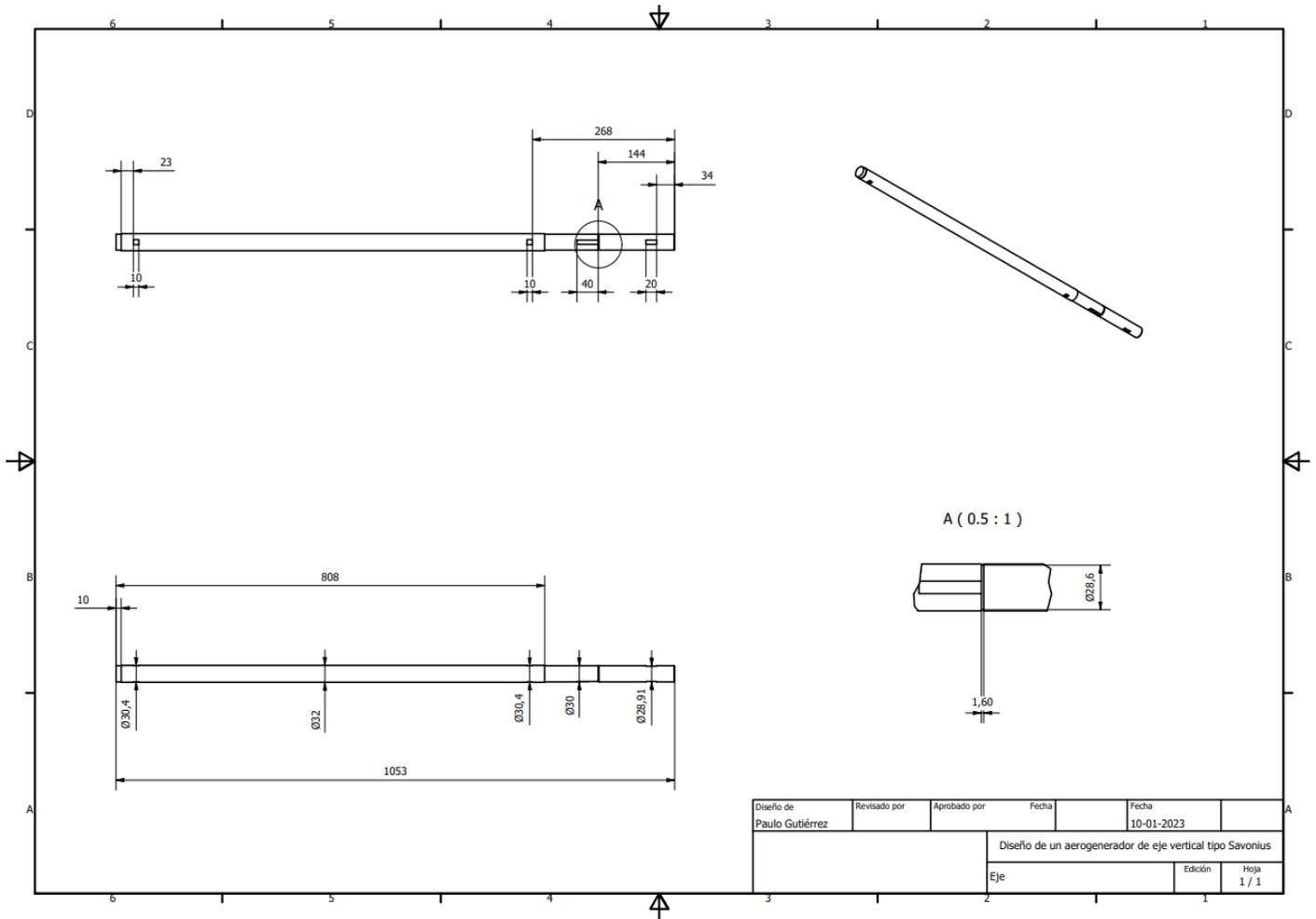
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Paulo Gutiérrez				10-01-2023	
Diseño de un aerogenerador de eje vertical tipo Savonius					
Aspa			Edición	Hoja	
				1 / 1	

3.9.5.8 ANEXO A-8



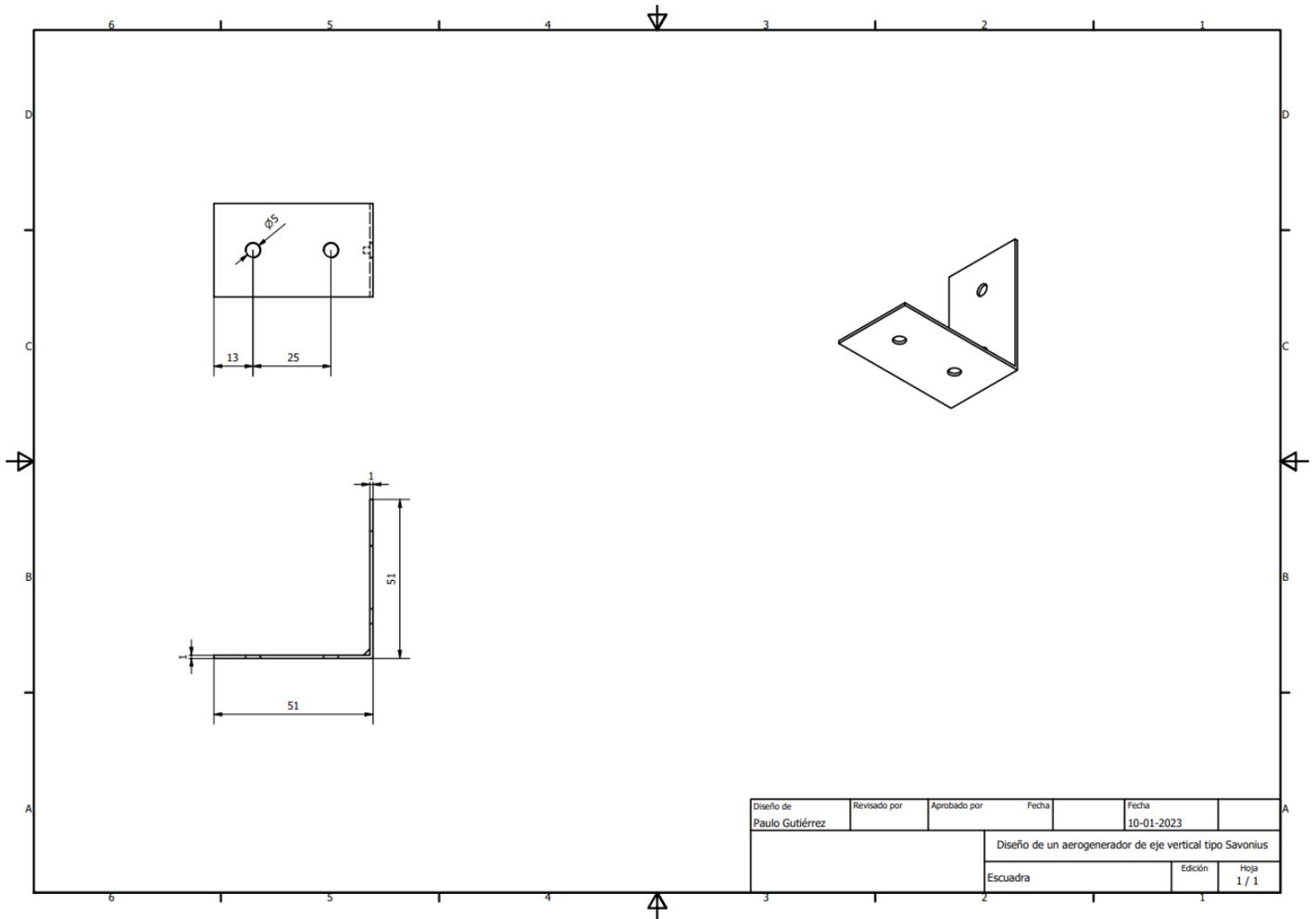
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
Paulo Gutiérrez				10-01-2023
Diseño de un aerogenerador de eje vertical tipo Savonius				
Deflector			Edición	Hoja
				1 / 1

3.9.5.9 ANEXO A-9



Diseño de Paulo Gutiérrez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 10-01-2023
Diseño de un aerogenerador de eje vertical tipo Savonius			Edición	Hoja 1 / 1
Eje				

3.9.5.10 ANEXO A-10



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Paulo Gutiérrez				10-01-2023	
			Diseño de un aerogenerador de eje vertical tipo Savonius		
			Edición	Hoja	
			Escuadra	1 / 1	