



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO MECANISMO DE RESPUESTA ANTE VARIACIONES ANGULARES DEL VIENTO Y EMERGENCIAS

Autor: Marta Álvarez Coedo
Director: Juan Antonio Talavera Martín

Madrid, Junio 2023

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Mecanismo de respuesta ante variaciones angulares del viento y emergencias en la ETS de
Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2022/23 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Marta Álvarez Coedo

Fecha: 29/06/2023

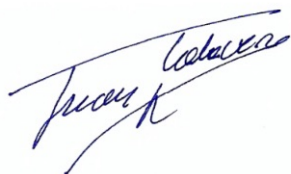


Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Juan Antonio Talavera Martín

Fecha: 29/06/2023





GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO MECANISMO DE RESPUESTA ANTE VARIACIONES ANGULARES DEL VIENTO Y EMERGENCIAS

Autor: Marta Álvarez Coedo

Director: Juan Antonio Talavera Martín

Madrid, Junio 2023

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mi director de proyecto, Juan Antonio Talavera, por querer guiarnos no solo en el proyecto, sino también como ingenieros, siempre dejándonos pensar a nosotros primero.

Además, me gustaría expresar especial agradecimiento a mis compañeros Laura, Blanca, Guillermo, Manuel y Alonso, que me han acompañado durante el curso de este proyecto y juntos hemos conformado distintas partes del aerogenerador. Gracias por estar siempre dispuestos a ayudar y aportar con vuestras ideas.

Por último, quiero expresar mi especial agradecimiento a la escuela, ICAI, por haber sido mi segunda, casi primera casa, durante estos 4 años. Estoy segura de que la formación académica, el trato personal y las experiencias vividas me han ayudado a crecer en todos los aspectos.

MECANISMO DE RESPUESTA ANTE VARIACIONES ANGULARES DEL VIENTO Y EMERGENCIAS

Autor: Álvarez Coedo, Marta

Director: Talavera Martín, Juan Antonio

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Como resultado de la importancia que tendrá la energía eólica marina en los años futuros para satisfacer los objetivos fijados para el 2050 [16], existe una necesidad de optimizar, en las condiciones marinas, los distintos componentes de los aerogeneradores.

En concreto, en este proyecto, se simulará un aerogenerador offshore en la costa de México a través del software *Bladed Educational 4.6*. Para ello, se realizará un modelo del aerogenerador completo y, tras analizar los resultados de simulación de los distintos casos de carga, se procederá a diseñar el sistema de guiñada, así como su posterior optimización.

Palabras clave: Guiñada, orientación, emergencia, offshore, *Bladed Educational 4.6*

1. Introducción

La energía eólica marina ha adquirido gran relevancia en los últimos 10 años, situándose como una de las tecnologías de generación limpia y fiable que jugará un importante papel en las próximas décadas.

Actualmente, la energía eólica ha demostrado que es una tecnología competitiva frente a los métodos de obtención de energía convencional. Sin embargo, el gran reto para cumplir el objetivo fijado por la UE para 2030 [5], consistirá en encontrar nuevos emplazamientos que permitan aprovechar este recurso, como por ejemplo, el mar. El país pionero en el desarrollo de tecnología eólica marina fue Dinamarca hace 30 años, en el mar Báltico [19]. Desde entonces, la llamada tecnología *offshore* ha crecido considerablemente y todo apunta a que para 2050 su capacidad aumentará desde los 12 GW actuales a los 300 GW de capacidad instalada [16].

Sin embargo, este gran reto posee todavía algunas barreras que ralentizan su desarrollo. Entre ellas, destaca el elevado coste de mantenimiento asociado a los aerogeneradores *offshore*, por ejemplo, en caso de reparación. Por ello, la optimización y mejoras en el desarrollo de los aerogeneradores offshore es un objetivo a cumplir en los próximos años. Entre los distintos mecanismos que requieren dicha mejora y búsqueda de soluciones óptimas destaca el sistema de guiñada, el cual permite que el aerogenerador se oriente en la dirección óptima de captación de potencia, reduciendo las cargas de fatiga y la prevención de cargas extremas en situaciones de viento extremas.

El presente proyecto se basará en el modelado de un aerogenerador offshore situado en la costa de México, a una profundidad de 40 m. En concreto, se estudiará el mecanismo de guiñada del aerogenerador ante las variaciones angulares del viento; considerando también las posibles situaciones de emergencia.

2. Definición del Proyecto

Como comentamos en la sección anterior, el objetivo principal de este TFG consiste en diseñar y optimizar el sistema de guiñada de un aerogenerador offshore situado en la costa de México ante los distintos casos de carga y situaciones de emergencia.

En primer lugar, se diseñará un primer modelo de todo el aerogenerador en el software *Bladed Educational 4.6*. Una vez diseñado este primer modelo, se simularán los casos de carga que conciernen al diseño y optimización del sistema de guiñada. Estos son extraídos de la normativa GL para aerogeneradores offshore, facilitada por el director de proyecto.

A partir de los resultados obtenidos en dichas simulaciones, se procederá a realizar un primer diseño del sistema de guiñada. Se elegirá el tipo de estrategia y se dimensionarán los componentes principales, como son el conjunto corona dentada-piñón, el número de accionamientos correspondientes y el cojinete. Además, se realizará una breve exposición de los componentes eléctricos a escoger como el inversor y el cableado necesarios para el sistema.

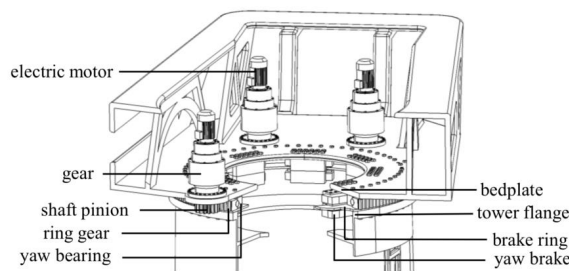


Figura 1: Partes que conforman el sistema de guiñada activo con accionamientos eléctricos [12]

Finalmente, se procederá a optimizar el sistema con el fin de reducir las cargas estáticas, aumentar la vida útil de los componentes y optimizar la producción de potencia eléctrica.

3. Descripción del modelo

Para simular los distintos casos de carga se empleará el software *Bladed Educational 4.6*.

Este software nos permite modelar el aerogenerador en su conjunto, introduciendo los parámetros relevantes desde las palas hasta el estado de las corrientes:

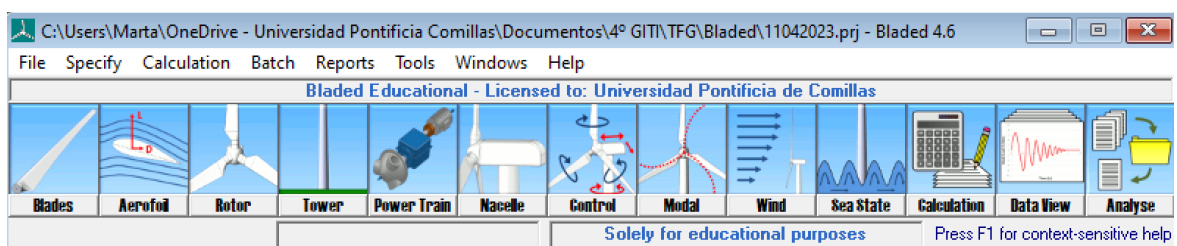


Figura 2: Interfaz del software Bladed Educational 4.6

Las simulaciones iniciales estarán conformadas por los cálculos de inercias y coordenadas calculadas a partir de los datos preliminares facilitados por el director de proyecto. En el caso de las palas, los datos han sido facilitados en su totalidad y se han elegido los 10 puntos más representativos que permitía introducir el software.

4. Resultados

Tras ajustar los controles de paso y de par y realizar los ensayos de carga indicados por la norma GL, se elige como estrategia de guiñada el sistema de muelle lineal. A continuación, observamos los esfuerzos axiales obtenidos, F_z para un perfil de viento turbulento a la velocidad máxima, $v_{buje}=30\text{ m/s}$:

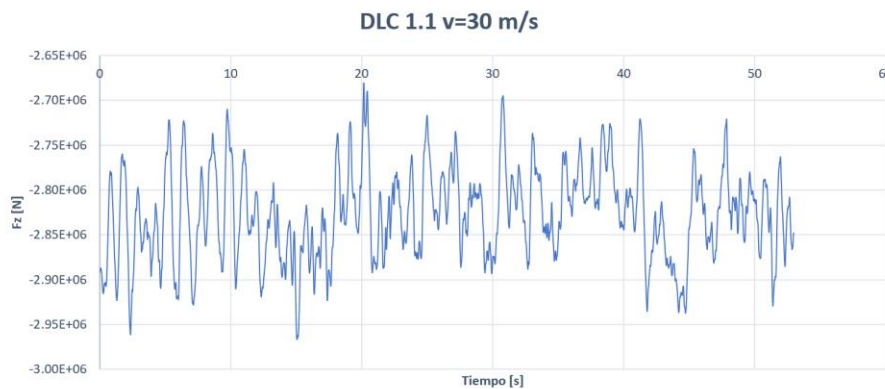


Figura 3: Esfuerzos axiales en el rodamiento del aerogenerador a $v_{buje}=30\text{ m/s}$.

Tras escoger el caso de carga más desfavorable, correspondiente con el DLC 1.1 para una velocidad a la altura del buje de 30 m/s , se dimensionan los distintos componentes del sistema de orientación, analizando cargas estáticas y vida nominal. Se emplea la teoría de Hertz y las especificaciones del fabricante para analizar la capacidad estática, así como la regla de *Miner* para analizar su vida nominal.

Tras realizar este primer diseño se procede a realizar la optimización del sistema, enfocando dicha optimización en los parámetros de rigidez y amortiguamiento del muelle lineal con el que se ha modelado el sistema de orientación.

En la primera optimización del modelo se disminuye la rigidez obteniendo en los rodamientos de guiñada desviaciones estándar de los esfuerzos menores. Esto se debe a que, al disminuir la rigidez, disminuye la frecuencia natural de rotación asociada a la parte superior del aerogenerador, lo cual da lugar a que las altas frecuencias en la góndola queden atenuadas [10]. Sin embargo, no se buscará un valor de rigidez excesivamente bajo porque aumentarían las vibraciones en el sistema.

Por otro lado, al aumentar el coeficiente de amortiguamiento la desviación estándar de los esfuerzos y el valor medio aumenta. Se reduce, por lo tanto, el valor 2 órdenes de magnitud consiguiendo desviaciones estándar menores. Este es el punto óptimo, ya que si se sigue disminuyendo el coeficiente de amortiguamiento las desviaciones estándar aumentan de nuevo.

Por lo tanto, se busca un valor de rigidez óptimo en el que disminuyan los esfuerzos sin que sea excesivamente flexible como para que sufra por fatiga y, a partir de dicho valor,

se encontrará el valor de amortiguamiento óptimo que atenúe en la medida de lo posible, la resonancia.

De este modo, con los nuevos valores de rigidez y coeficiente de amortiguamiento, se consiguen reducir las desviaciones estándar hasta en un 20% en los esfuerzos torsores, una reducción de 8 a 4 motores para accionar el sistema de orientación y una reducción del peso de un 40% con respecto al peso del diseño original.

RESPONSE MECHANISM TO ANGULAR WIND VARIATIONS OF AND EMERGENCIES

Author: Álvarez Coedo, Marta

Supervisor: Talavera Martin, Juan Antonio

Collaborating entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

As a result of the importance that offshore wind energy will have in future years to meet the fixed objectives for 2050 [16], there is a need to optimize, in offshore conditions, the different components of wind turbines.

Specifically, in this project, an offshore wind turbine will be simulated off the coast of Mexico using the *Bladed Educational 4.6* software. To achieve this, a model of the complete wind turbine will be made and, after analysing the simulation results of the different load cases, the yaw system will be designed, as well as its subsequent optimization.

Keywords: Yaw, orientation, emergency, offshore, Bladed Educational 4.6

1. Introduction

Offshore wind energy has acquired great relevance in the last 10 years, positioning itself as one of the clean and reliable generation technologies that will play an important role in the coming decades.

Currently, wind energy has shown that it is a competitive technology compared to conventional methods of obtaining energy. However, the great challenge to meet the objective set by the EU for 2030 [5], will consist of finding new locations that allow us to take advantage of this resource, such as the sea. The pioneer country in the development of offshore wind technology was Denmark 30 years ago, in the Baltic Sea [1]. Since then, the so-called offshore technology has grown considerably and everything indicates that by 2050 its capacity will increase from the current 12 GW to 300 GW [16].

However, this great challenge still has some barriers that slow down its development. Among them, the high maintenance cost associated with offshore wind turbines stands out, for example, in case of repair. For this reason, the optimization and improvements in the development of offshore wind turbines is an objective to be met in the coming years. Among the different mechanisms that require this improvement and search for optimal solutions, the yaw system stands out, which allows the wind turbine to be oriented in the optimal direction of power capture, reducing fatigue loads and preventing extreme loads in extreme wind situations.

This project will be based on the modeling of an offshore wind turbine located on the coast of Mexico, at 40 m depth. Specifically, the yaw mechanism of the wind turbine will be studied in the face of angular variations in the wind; also considering possible emergency situations.

2. Project definition

As it was mentioned in the previous section, the main objective of this FGP is to design and optimize the yaw system of an offshore wind turbine located on the coast of Mexico in the face of different load cases and emergency situations.

Firstly, an initial model of the entire wind turbine will be designed in the Bladed Educational 4.6 software. Once this first model has been designed, the load cases that concern the design and optimization of the yaw system will be simulated. These are extracted from the GL regulations for offshore wind turbines, provided by the project manager.

Based on the results obtained in these simulations, a first design of the yaw system will be carried out. The type of strategy will be chosen and the main components will be dimensioned, such as the ring gear-pinion assembly, the number of corresponding drives and the bearing. In addition, there will be a brief presentation of the electrical components to be chosen, such as the inverter and the wiring necessary for the system.

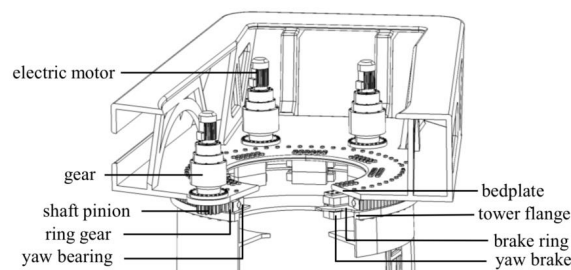


Figure 4: Parts that model the active yaw system with electric drive [12].

3. Model description

To simulate the different load cases, the Bladed Educational 4.6 software will be used.

This software allows us to model the wind turbine as a whole, introducing the relevant parameters from the blades to the state of the currents:

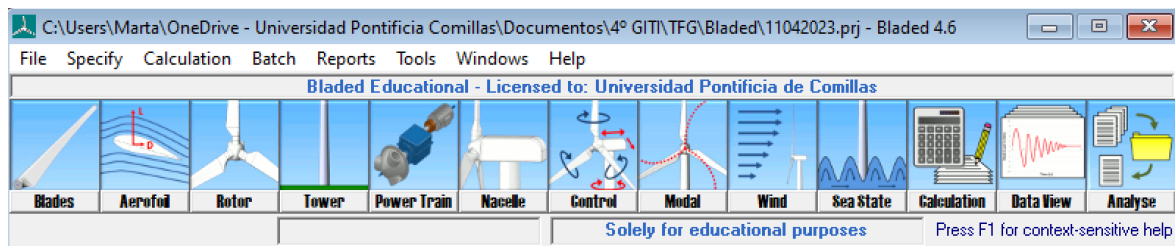


Figure 5: Bladed Educational 4.6 Software Interface

The initial simulations will be made up of the inertia and coordinates calculated from the preliminary data provided by the project manager. In the case of the blades, the data has been provided in its entirety and the 10 most representative points that the software allowed to enter have been chosen.

4. Results

After adjusting the pitch and torque controls and carrying out the load tests indicated by the GL standard, the linear spring system is chosen as the yaw strategy. Next, we observe the axial forces obtained, F_z for a turbulent wind profile at maximum speed, $v=30$ m/s:

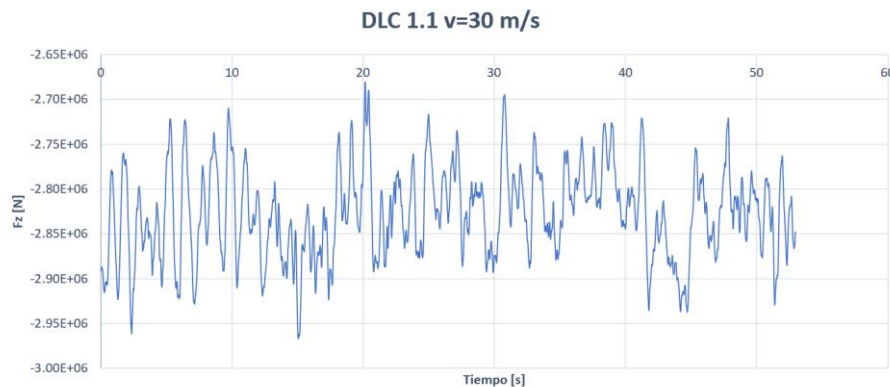


Figure 6: Axial forces in the yaw bearing at $v=30$ m/s.

After choosing the most unfavourable load case, corresponding to DLC 1.1 for a hub speed of 30 m/s, the different components of the orientation system are dimensioned, analysing static loads and nominal life. Hertz's theory and the manufacturer's specifications are used to analyse the static capacity, as well as the *Miner's* rule to analyse its nominal life.

After carrying out this first design, the optimization of the system is carried out, focusing said optimization on the parameters of stiffness and damping of the linear spring with which the orientation system has been modelled.

In the first optimization of the model, the rigidity is decreased, obtaining standard deviations of the minor stresses in the yaw bearings. This is because, by decreasing the stiffness, the natural frequency of rotation associated with the upper part of the wind turbine decreases, which causes the high frequencies in the nacelle to be attenuated [10].

On the other hand, as the damping coefficient increases, the standard deviation of the stresses and the average value increase. Therefore, the value is reduced by 2 orders of magnitude, obtaining smaller standard deviations. This is the optimal point, since if the damping ratio continues to decrease the standard deviations increase again.

Therefore, an optimal stiffness value is sought in which the stresses decrease without being excessively flexible so that it suffers from fatigue and, based on said value, an optimal damping value will be found so resonance is attenuated as much as possible.

In this way, with the new values of stiffness and damping coefficient, it is possible to reduce the torsion standard deviations by up to 20%, a reduction from 8 to 4 motors to

activate the orientation system and a reduction in the weight of 40% with respect to the weight of the original design.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	10
1.1 Motivación y objetivos	11
Capítulo 2. Estado del arte	12
2.1 Introducción histórica	12
2.1.1 Desde los molinos de viento	12
2.1.2 El origen de la tecnología offshore	14
2.2 Principios físicos estudiados	15
2.2.1 Ley de betz	15
2.2.2 Coeficientes de drag y lift	16
2.2.3 Teoría de hertz	19
2.3 Sistema de guiñada	20
2.3.1 Rodamiento	22
2.3.2 Accionamiento de guiñada	22
2.3.3 Freno de guiñada	23
2.3.4 Estrategias de control del sistema de guiñada	23
Capítulo 3. Diseño de simulación	25
3.1 Palas	25
3.2 Rotor y turbina	30
3.2.1 Influencia en el sistema de guiñada	32
3.3 Buje	32
3.4 Torre	36
3.5 Transmisión (tren motriz)	37
3.5.1 Trasmisión mecánica	38
3.5.2 Parte eléctrica	38
3.5.3 Pérdidas	39
3.6 Góndola	41
3.7 Controles	43
3.7.1 Ajuste control de par	53
3.7.2 Ajuste control de paso	56
3.8 Sistema de guiñada	59

3.8.1 Control del sistema de guiñada	59
3.8.2 Sistema rígido	60
3.8.3 Sistema Flexible.....	61
3.8.4 Momento controlado	62
3.9 Modal	63
3.10 Viento, turbulencia y ráfaga	64
3.10.1 Distribución de weibull	64
3.10.2 Turbulencia.....	65
3.10.3 Ráfaga (gust)	66
3.10.4 Parámetros de modelado.....	68
3.11 Estado marino.....	72
Capítulo 4. Resultados de simulación.....	73
4.1.1 Parámetros a considerar.....	73
4.1.2 Situaciones de diseño	75
4.1.3 Resultados simulación.....	76
Capítulo 5. Diseño del sistema de orientación.....	98
5.1 Componentes mecánicos	99
5.1.1 Engranajes: piñón y corona dentada	99
5.1.2 Cojinete	101
5.1.3 Sistema de lubricación	106
5.2 Componentes eléctricos.....	107
5.2.1 Inversor y cableado	108
Capítulo 6. Optimización del sistema.....	109
6.1 Rigidez del sistema.....	109
6.2 Amortiguamiento del sistema.....	113
6.3 Aumentar la velocidad del sistema.....	117
6.4 Rediseño optimizado	119
Capítulo 7. Conclusiones.....	121
Capítulo 8. Bibliografía.....	123
ANEXO I: CÁLCULOS.....	126

BUJE.....	126
<i>Diámetro del buje:</i>	126
<i>Inercia buje:</i>	126
<i>Coeficiente de arrastre buje (Drag)</i>	126
GÓNDOLA.....	127
<i>Masa góndola</i>	127
<i>Diámetro interior y espesor</i>	127
<i>Altura centro de masas</i>	128
<i>Inercia de la góndola (inercia de guiñada)</i>	128
<i>Inercia de cabeceo</i>	128
<i>Coeficiente arrastre góndola</i>	128
GENERADOR.....	129
<i>Diámetros exteriores estator y rotor</i>	130
<i>Masa estator y rotor</i>	130
<i>Inercias estator y rotor</i>	130
<i>Par máximo</i>	132
TORRE	132
<i>Diámetro exterior torre</i>	132
<i>Coeficiente de arrastre torre</i>	133
TRANSMISIÓN	133
<i>Masa transmisión</i>	134
<i>Longitud transmisión</i>	134
<i>Diámetro interior transmisión</i>	134
<i>Inercia transmisión</i>	134
<i>Pérdidas por mecánico</i>	135
SISTEMA DE GUIÑADA	135
<i>Fuerza y par de rozamiento</i>	136
ANEXO II: ODS	137
ANEXO III: Especificaciones	139
ANEXO IV: Planos y hojas de datos	142

Índice de figuras

Figura 1: Partes que conforman el sistema de guiñada activo con accionamientos eléctricos [12]	6
Figura 2: Interfaz del software Bladed Educational 4.6	6
Figura 3: Esfuerzos axiales en el rodamiento del aerogenerador a $v_{\text{buje}}=30$ m/s.....	7
Figure 4: Parts that model the active yaw system with electric drive [12].....	10
Figure 5: Bladed Educational 4.6 Software Interface	10
Figure 6: Axial forces in the yaw bearing at $v=30$ m/s.	11
Figura 7: Número de patentes clasificados según el problema a solventar [7].	11
Figura 8: Boceto del aerogenerador de Hermann Honef [7].	13
Figura 9: Proyectos de demostración offshore entre 1990 y 1998	14
Figura 10: Primeros proyectos de aerogeneradores offshore [7].....	14
Figura 11: Dispositivo moviéndose por la acción del drag aerodinámico [7].....	17
Figura 12: Fuerzas aerodinámicas actuando en un perfil sometido a un flujo de aire [7]...	18
Figura 13: Superficie de contacto elíptica entre dos cuerpos rodantes [13].....	19
Figura 14: De izquierda a derecha, aerogenerador tipo Aeroman (1985) con guiñada fan-tail wheel y aerogenerador americano ESI (1985) con guiñada libre [7].	21
Figura 15: Elementos que conforman el sistema de guiñada activo, con accionamientos eléctricos [12]	21
Figura 16: Medidas de grosor (b) y cuerda (a) de un perfil aerodinámico [18]	26
Figura 17: Influencia del ratio grosor-cuerda de la pala en el coeficiente de potencia del aerogenerador [7].....	27
Figura 18: Geometría de las palas introducida en Bladed.	28
Figura 19: Parámetros clave a introducir en Bladed [17].....	28
Figura 20: Propiedades físicas de las palas introducidas en Bladed.....	29
Figura 21: Influencia del número de palas en el coeficiente de potencia y la relación de la velocidad periférica (TSR) [7].....	30
Figura 22: Datos de la turbina y el rotor introducidos en Bladed.	31
Figura 23: Datos del buje introducidos en Bladed.	33

Figura 24. Ejes de coordenadas correspondientes al buje [6].....	34
Figura 25: Imagen del aerogenerador modelado en Bladed.	35
Figura 26: Parámetros de la torre introducidos en Bladed.	36
Figura 27: Parámetros de la transmisión introducidos en Bladed.	38
Figura 28: Parámetros de la transmisión eléctrica introducidos en Bladed.....	39
Figura 29: Parámetros de las pérdidas mecánicas y eléctricas introducidas en Bladed.	40
Figura 30: Parámetros de la góndola introducidos en Bladed.	41
Figura 31: Ejes de coordenadas correspondientes a la góndola [6].....	41
Figura 32: Control de producción de potencia seleccionado en Bladed.	43
Figura 33: Influencia del control de paso en la producción de energía eléctrica de una turbina Growian [7]	44
Figura 34: Influencia del control de velocidad en la producción de energía eléctrica de una turbina Growian [7]	45
Figura 35: Curva potencia estado estacionario [7].	46
Figura 36: Curva coeficiente de potencia y TSR.....	47
Figura 37: Curva potencia estado estacionario.....	48
Figura 38: Representación del control de paso de velocidad variable [1].....	50
Figura 39: Parámetros a introducir en Bladed en el apartado de control	51
Figura 40: Potencia medida por el control para distintas masas desequilibradas.....	52
Figura 41: Modelado del control de par para $v=8$ m/s.	53
Figura 42: Potencia medida por el control para distintas ganancias del control de par	54
Figura 43: Datos a introducir para escalón de viento	55
Figura 44: Potencia medida por el control con ganancia integral 200	55
Figura 45: Parámetros de viento a introducir para el control de paso	56
Figura 46: Potencia medida por los controles a distintas ganancias.....	57
Figura 47: Escalón de velocidad simulado en el buje	57
Figura 48: Potencia medida por los controles para una ganancia integral de 0.1.....	58
Figura 49: Maniobra establecida para el sistema de orientación.....	60
Figura 50: Esquema de sistema de guiñada activo con los parámetros a introducir en el modelo flexible de resorte lineal [2].....	61

Figura 51: Parámetros a introducir en el caso de elección de guiñada flexible.....	62
Figura 52: Amortiguamiento asociado a cada uno de los modos de vibración de las palas	63
Figura 53: Masas y frecuencias modales	63
Figura 54: Distribución de la velocidad y función acumulada ajustadas con la distribución de Weibull [3].	65
Figura 55: Ejemplo de un EOG y un ECG [3].	67
Figura 56: Parámetros a introducir en Bladed para turbulencia 3D	69
Figura 57: Modelado de turbulencia en Bladed con red de puntos	69
Figura 58: Definición de la turbulencia según modelo Kaimal	70
Figura 59: Definición de un transitorio en Bladed	71
Figura 60: Condiciones marinas modeladas en Bladed	72
Figura 61: Casos de carga según normal GL [6].	75
Figura 62: Velocidades en el buje según desviación típica e intensidad de turbulencia [6]	77
Figura 63: Aceleración de la góndola para guiñada rígida y flexible $v_{buj e}=3.5$ m/s	82
Figura 64: Aceleración de la góndola para guiñada rígida y flexible a $v_{buj e}=30$ m/s	83
Figura 65: Velocidad de la góndola con y sin error del control de paso	89
Figura 66: Velocidad de rotación de las palas con y sin error en el control de paso.....	90
Figura 67: momento de fricción de guiñada con y sin error de paso.....	91
Figura 68: Ángulo de guiñada con y sin fallo del control de paso	91
Figura 69:Potencia generada con y sin fallo del control de paso	92
Figura 70: Relación entre clase de turbina y distintos parámetros [6].	95
Figura 71: Modelado de la exponencial del viento en Bladed	96
Figura 72: Corona dentada diseñada en SolidWorks	100
Figura 73: Máxima tensión de Hertz para deformación permanente de $0.0001D$ [13].	101
Figura 74: Modelado del método Rainflow en Bladed.....	104
Figura 75: Número de ciclos de carga para los rangos de carga F_z correspondientes	105
Figura 76: Gráfica SN para acero S275 [web]	105
Figura 77: Conductos de lubricación según el fabricante [11].	107
Figura 78: Actuador de Bonfiglioli serie 700 [1].	108

Figura 79: Gráficas del factor de amplificación dinámico (FAD) y fuerza transmitida para distintos amortiguamientos [4]	109
Figura 80: Mz para distintas rigideces de guiñada a $v = 30$ m/s	110
Figura 81: Deviación estándar de Mz para distintas rigideces	110
Figura 82: Fuerza axial para distintas rigideces	111
Figura 83: Rotación de guiñada de la góndola a distintos amortiguamientos y rigideces.	113
Figura 84: Momento tursor en el rodammiento de guiñada para distintos amortiguamientos	114
Figura 85: Momento tursor en el rodamiento de guiñada para distintos amortiguamientos	115
Figura 86: Posición de guiñada para distintas velocidades de actuación	117
Figura 87: Mz para distintas velocidades de actuación del sistema de guiñada.....	118
Figura 88: Coeficiente arrastre semiesfera [web].....	126
Figura 89: Coeficiente de arrastre para un cilindro [8].	129
Figura 90: Coeficiente arrastre cilindro [8].	133

Índice de tablas

Tabla 1: Velocidades en el buje a simular con sus respectivas desviaciones típicas e intensidad de turbulencia	77
Tabla 2: Resultados sin sistema de orientación $v=3.5$ m/s	78
Tabla 3: Resultados con sistema de orientación rígido $v=3.5$ m/s	78
Tabla 4: Resultados con sistema de orientación flexible $v=3.5$ m/s	78
Tabla 5: Resultados sin sistema de orientación $v=11.447$ m/s	79
Tabla 6: Resultados con sistema de orientación rígido $v=11.447$ m/s	79
Tabla 7: Resultados con sistema de orientación flexible $v=11.447$ m/s	79
Tabla 8: Resultados sin sistema de orientación $v=30$ m/s	80
Tabla 9: Resultados con sistema de orientación rígido $v=30$ m/s	80
Tabla 10: Resultados con sistema de orientación flexible $v=30$ m/s	80
Tabla 11: Potencia generada con ambos sistemas para $v=3.5$ m/s	81
Tabla 12: Potencia generada con ambos sistemas para $v=11.447$ m/s	81
Tabla 13: Potencia generada con ambos sistemas para $v=30$ m/s	81
Tabla 14: Velocidades inicial y final y ángulo del viento para los distintos casos de DLC 1.3	85
Tabla 15: Resultados con sistema de orientación rígido $v_{inicial}=3.5$ m/s	86
Tabla 16: Resultados con sistema de orientación flexible $v_{inicial}=3.5$ m/s	86
Tabla 17: Resultados con sistema de orientación rígido $v_{inicial}=11.447$ m/s	86
Tabla 18: Resultados con sistema de orientación flexible $v_{inicial}=11.447$ m/s	87
Tabla 19: Resultados con sistema de orientación rígido $v_{inicial}=30$ m/s	87
Tabla 20: Resultados con sistema de orientación flexible $v_{inicial}=30$ m/s	87
Tabla 21: Desviación estándar de esfuerzos para $v=30$ m/s en sistema rígido y flexible ...	88
Tabla 22: Resultados de simulación de parada de emergencia par $v=30$ m/s	94
Tabla 23: Resultados de simulación a $v=$ en estado de ralentí	97
Tabla 24: Potencia generada en kW para distintas rigideces	111

Tabla 25: Desviación estándar de fuerza axial para distintas rigideces	112
Tabla 26: Esfuerzos para distintos amortiguamientos para turbulencia con $v=30$ m/s	115
Tabla 27: Potencia generada a $v=30$ m/s para distintos amortiguamientos.....	116

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

La energía eólica marina ha adquirido gran relevancia en los últimos 10 años, situándose como una de las tecnologías de generación limpia y fiable que jugará un importante papel en las próximas décadas.

Actualmente, la energía eólica ha demostrado que es una tecnología competitiva frente a los métodos de obtención de energía convencional. Sin embargo, el gran reto para cumplir el objetivo fijado por la UE para 2030 (1), consistirá en encontrar nuevos emplazamientos que permitan aprovechar este recurso, como por ejemplo, el mar. El país pionero en el desarrollo de tecnología eólica marina fue Dinamarca hace 30 años, en el mar Báltico (2). Desde entonces, la llamada tecnología offshore ha crecido considerablemente y todo apunta a que para 2050 su capacidad aumentará desde los 12 GW actuales a los 300 GW (3).

El presente proyecto se basará en un aerogenerador offshore situado en la costa de México.

En concreto, se estudiará el mecanismo de guiñada del aerogenerador ante las variaciones angulares del viento; considerando también las posibles situaciones de emergencia.

El sistema de guiñada, es fundamental en el aerogenerador debido que es el encargado de orientar el aerogenerador en la dirección del viento para que se pueda aprovechar al máximo este recurso.

Además de la función de orientación, el sistema de guiñada permite regular la energía obtenida a distintas velocidades, así como contribuir a la reducción de las cargas de fatiga y la prevención de cargas extremas en condiciones de viento extremas.

1.1 MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

El tamaño creciente de los aerogeneradores en los últimos años y las condiciones de viento en el mar, que difieren de las que se encuentran en tierra, dan lugar a que exista la necesidad de mejorar y optimizar el sistema de guiñada. Es tal la importancia que siguen surgiendo nuevas patentes que solucionan los problemas que todavía sufre este sistema:

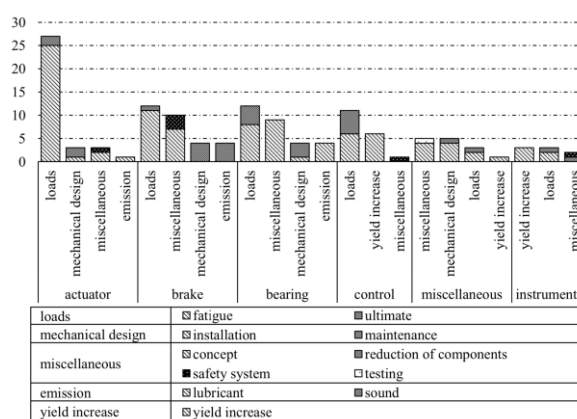


Figura 7: Número de patentes clasificados según el problema a solventar [7].

Por lo tanto, la creciente importancia de la más reciente tecnología offshore, la optimización de los parámetros del sistema guiñada y la búsqueda de soluciones a los problemas mostrados anteriormente son las principales motivaciones para realizar este proyecto.

Para estructurar este trabajo se establecieron los siguientes objetivos:

- Estudio de las diferentes tecnologías de guiñada.
- Diseño del sistema básico.
- Integración en un prototipo.
- Simulación para verificar los comportamientos básicos través de herramientas de simulación como BLADED y estudio de los resultados de simulación.
- Modificaciones derivadas de las simulaciones.
- Pruebas de comportamiento en situaciones de emergencia.
- Comparación y optimización de resultados.

Capítulo 2. ESTADO DEL ARTE

2.1 INTRODUCCIÓN HISTÓRICA

Pese a que durante los siglos XIX y XX el carbón y el petróleo triunfasen frente a cualquier otro método de obtención de energía; y solamente en los últimos años, hemos presenciado la necesidad de métodos de obtención de energía alternativos, como la energía eólica, esta no es una tecnología reciente de los últimos siglos. Pues posee una larga tradición.

Las soluciones técnicas frente a las diversas condiciones económicas y sociales del pasado son clave para entender la evolución de los aerogeneradores actuales, por lo que en este trabajo de fin de grado se realizará una breve exposición de las raíces de esta tecnología.

2.1.1 DESDE LOS MOLINOS DE VIENTO

Existen distintas especulaciones sobre los orígenes del uso de la energía eólica.

Algunos autores sostienen que se han descubierto vestigios de molinos de viento en Egipto de hace unos 3000 años. Sin embargo, no hay pruebas reales de que griegos, romanos o egipcios empleasen realmente la energía eólica.

La primera prueba real de la existencia de molinos de viento (de eje vertical) data del año 644 d.C. en la frontera persa-afgana.

El molino de viento tradicional (de eje horizontal) se inventó probablemente en Europa independientemente de los molinos de Oriente, en el año 1180 en el Ducado de Normandía. Inicialmente, éstos se utilizaron exclusivamente para moler el grano, una tarea de gran relevancia económica para los gobiernos de estos países.

Posteriormente, los primeros intentos de emplear la energía del viento para generar electricidad comenzaron a desarrollarse cuando las grandes ciudades de Europa y EE. UU.

Ya estaban abastecidas con suministro eléctrico. Sin embargo, éste todavía no estaba disponible en el ámbito rural y pueblos de los Estados Unidos.

En América se realizaron varios intentos algo rudimentarios para aprovechar la energía eólica empleando *dinamos*. No obstante, fue Dinamarca el primer país que comenzó a utilizar sistemáticamente la energía eólica para generar electricidad, siendo Poul La Cour su precursor en el siglo XIX.

En consecuencia, se desarrollaron en el país turbinas eólicas como las *La-Cour-Lykkegard* o las de la empresa F.L. Smith. Fue tal su influencia que, a día de hoy, ciertas características aerodinámicas o de diseño de los aerogeneradores se conocen como de *línea danesa*. De este modo, en la primera mitad del siglo XX el empleo de la energía eólica para generar electricidad era más que un experimento en Dinamarca.

En Alemania, la clave del desarrollo se produjo en el ámbito teórico de la mano del físico Albert Betz, director del Instituto de Investigación Aerodinámico in Gottingem. En 1920, publicó un artículo en el que demostraba que el aprovechamiento de la energía del viento en un aerogenerador como los que conocemos hoy en día está limitado físicamente e un 59,3%. Estos descubrimientos los recogió en su libro “*Wind Energy and Its Exploitation by Windmills*” en 1925, el cual sigue empleándose en el presente.

Uno de los primeros trabajos que se realizaron tras estos descubrimientos científicos fue el de *Hermann Honef* con sus gigantescos aerogeneradores:

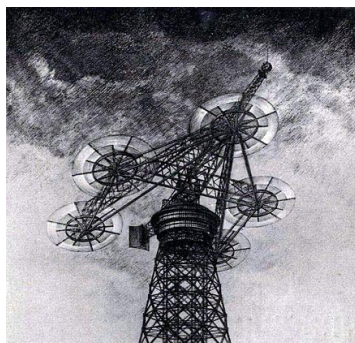


Figura 8: Boceto del aerogenerador de Hermann Honef [7].

Durante la década de 1930 se formó en Alemania la asociación RAW, motivada por el Reich alemán para conseguir la autosuficiencia energética del país empleando, entre otras tecnologías, la energía eólica. Surgieron proyectos como el MAN-Kleinhenz, con un rotor de 130 m de diámetro y una potencia de 10 00kW.

También en la URSS emergieron en esta época proyectos similares al de MAN-Kleinhenz. Sin embargo, tanto el proyecto alemán como el soviético, se vieron frustrados debido a la Segunda Guerra Mundial.

Después de la crisis energética en 1973, Dinamarca, de nuevo, era el único país que empleaba con éxito turbinas de viento. Algunas empresas dedicadas a la fabricación de maquinaria agrícola y doméstica, como Vestas, comenzaron a fabricar aerogeneradores que vendían a consumidores particulares o a empresas agrícolas, con una potencia de salida de 50-60 kW y un diámetro de rotor de 15 o 16m.

Es interesante como todos estos molinos de viento y precursores de los aerogeneradores han mantenido su forma original hasta el día de hoy.

2.1.2 EL ORIGEN DE LA TECNOLOGÍA OFFSHORE

Debido a la relativa disponibilidad de turbinas de viento de unos 500/600 kW al final de los 80, surgió la primera “prueba” de energía eólica offshore con fines de estudio y demostración. Fue en 1991 cuando en Dinamarca se inauguró la primera granja eólica en la costa de Lolland. Los años tuvieron lugar los proyectos mostrados en la siguiente tabla:

Location	Commissioned	Wind turbines	Water depth m	Distance from the coast km	Spec. Investment costs US\$/kW
Vindeby, Baltic (DK)	1991	11 × Bonus with 450 kW	3-5	1.5	2015
Lely, IJsselmeer (NL)	1994	4 × Nedwind with 500 kW	5-10	1	2360
Lely, North Sea (NL)	1994	4 × Nedwind with 500 kW	5-10	6	2600
Tunø Knob, Baltic (DK)	1995	10 × Vestas with 500 kW	3-5	6	1935
Dronsten, North Sea (NL)	1996	28 × Nordtank with 600 kW	5	0.2	1500
Bockstigen, North Sea (S)	1998	5 × Wind World with 500 kW	5-6	4.5	2040

Figura 10: Primeros proyectos de aerogeneradores offshore [7]

En 2007 la energía eólica generó por primera vez el 1% de la electricidad en todo el mundo, proviniendo casi toda ella de la energía eólica “*onshore*”.

La tecnología offshore, actualmente, avanza a distintos tiempos en función del país y la legislación. Enfatizando las ventajas de la energía offshore sobre la “convencional” destacan la mejor calidad del viento en el mar, ya que su velocidad es mayor y más uniforme, reduciendo los esfuerzos de fatiga y por lo tanto la vida útil de los componentes. Otra de las ventajas es el mayor número de posibilidades de emplazamiento.

2.2 PRINCIPIOS FÍSICOS ESTUDIADOS

Está claro que el fundamento de los aerogeneradores es la conversión de la energía cinética de una corriente de aire en movimiento en energía mecánica.

Como comentábamos en la sección anterior, Albert Betz entre 1922 y 1925, demostró a través de principios físicos y leyes fundamentales, que existía un límite de energía mecánica extraíble en una corriente de aire en movimiento que pasaba a través de una sección.

2.2.1 LEY DE BETZ

Esta teoría, denominada “teoría del momento” o ley de Betz, afirma que la máxima potencia que se puede extraer del viento con un aerogenerador, independientemente de su diseño es el 59,3% de la energía cinética del viento. Sin embargo, en su teoría, Betz asumió que:

- El rotor no tiene pérdidas (rotor ideal) y el número de palas del aerogenerador es infinito, por lo que no hay drag.
- El flujo entrante y saliente de aire es axial.
- El flujo es incompresible, por lo que la densidad es constante y no hay transferencia de calor.
- La fuerza que se ejerce en el rotor es constante.

Observamos que esta ley tiene numerosas simplificaciones. Sin embargo, posee gran importancia para asentar las bases físicas en los diseños de los aerogeneradores y comprender su funcionamiento.

En este proyecto no entraremos en el desarrollo y deducción de la ley de Betz, ya que no forma parte del estudio. Sin embargo, sí que se definirá el término coeficiente de potencia, fundamental para la comprensión de este límite de 0.593 que definió el físico alemán.

Se define coeficiente de potencia como el ratio, entre la potencia mecánica extraída por el rotor y la potencia del flujo de aire que circula por una sección A:

$$c_p = \frac{P}{P_o} = \frac{\frac{1}{4}\rho A(v_1^2 - v_2^2)(v_1 + v_2)}{\frac{1}{2}\rho A v_1^3}$$

2.2.2 COEFICIENTES DE *DRAG* Y *LIFT*

Como comentamos anteriormente, Betz proporcionó la deducción del límite de potencia mecánica extraíble en términos ideales, sin tener en cuenta el diseño del aerogenerador. Sin embargo, la realidad es que la potencia extraída en condiciones reales no puede ser independiente de las características de diseño del aerogenerador.

La primera diferencia fundamental son las fuerzas aerodinámicas empleadas para producir dicha energía mecánica. Cuando sumergimos un cuerpo en un fluido con respecto al cual existe movimiento relativo, dicho fluido ejerce una fuerza sobre el objeto. Esta fuerza puede descomponerse dos componentes: una en la dirección del flujo del fluido (drag o resistencia aerodinámica), y otra en la dirección perpendicular al flujo (lift o sustentación aerodinámica)

2.2.2.1 Drag aerodinámico

La forma más simple de convertir la energía del viento en energía mecánica es a través de superficies de arrastre.

La potencia capturada en el objeto de la figura sería:

$$E. 1 \quad P = D \cdot v_r$$

Donde $v_r = v_W - v$

Expresando la potencia en términos de la potencia contenida en un flujo libre de corriente de aire, se obtiene el coeficiente de potencia definido anteriormente:

$$E. 2 \quad c_p = \frac{P}{P_o} = \frac{\frac{1}{2} \rho c_D A (v_W - v)^2 v_r}{\frac{1}{2} \rho v_W^3 A}$$

Además, sabiendo que el coeficiente de drag de una superficie cóncava que circula en dirección opuesta al flujo de aire no supera el valor de $c_D = 1.3$ y que el coeficiente de potencia máximo se obtiene con un ratio $\frac{v}{v_W} = \frac{1}{3}$, obtenemos que:

$$c_{p \text{ máx}} = \frac{4}{27} c_D \approx 0.2$$

Observamos que, por lo tanto, empleando superficies de arrastre aerodinámico puro obtenemos un coeficiente de potencia apenas 1/3 el coeficiente ideal obtenido por Betz.

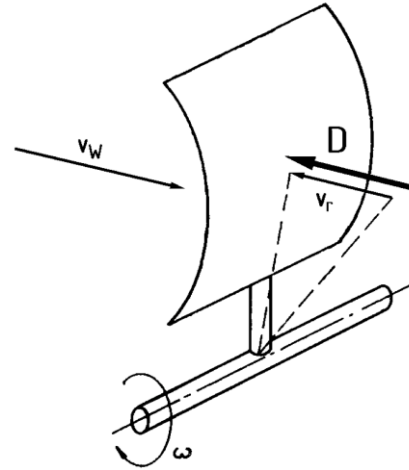


Figura 11: Dispositivo moviéndose por la acción del drag aerodinámico [7]

2.2.2.2 Lift aerodinámico

Por otro lado, si las palas del aerogenerador emplean la fuerza de sustentación aerodinámica, se obtienen coeficientes de potencia superiores.

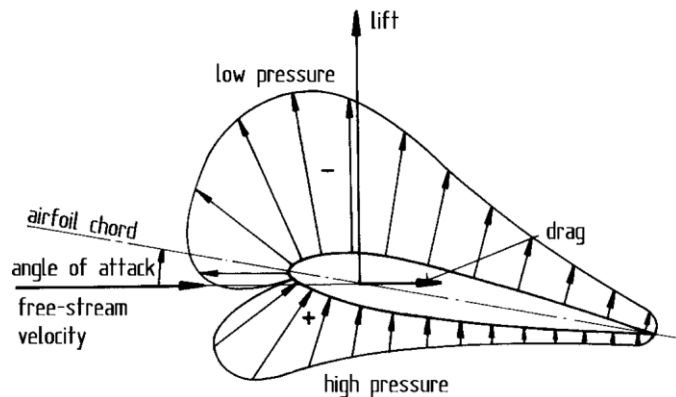


Figura 12: Fuerzas aerodinámicas actuando en un perfil sometido a un flujo de aire [7]

La fuerza de Lift L se puede descomponer en una componente contenida en el plano de rotación L_{torque} , que es la responsable de girar el aerogenerador, y otra perpendicular al plano de rotación L_{empuje} , que es responsable del empuje axial del aerogenerador.

La gran mayoría de los aerogeneradores modernos están diseñados para aprovechar el lift aerodinámico, y el tipo de aerogenerador más adaptado a ello es el de eje horizontal (HAWT).

Además, actualmente los perfiles aerodinámicos de las palas se diseñan de forma que tengan un ratio *lift-to-drag* muy favorable, llegando a valores de incluso 200.

Para el cálculo del coeficiente de potencia, en este caso, se necesitarían cálculos más complejos que los empleados en el Drag. En este caso se puede llegar a una eficiencia energética teórica de hasta un 50%.

2.2.3 TEORÍA DE HERTZ

Aunque esta teoría no está relacionada con ningún principio eólico o aerodinámico, también será brevemente explicada, ya que en ella se basará el dimensionamiento de los rodamientos que conformen el sistema de guiñada.

Esta teoría considera el contacto entre dos cuerpos con superficies curvadas sometidos a una fuerza F . Esto hace que, debido a la deformación elástica, el área de contacto entre ambos cuerpos en el punto de contacto adquiera una forma elíptica. En los rodamientos del sistema de guiñada, en donde hay grandes esfuerzos y vibraciones, las tensiones de contacto pueden ser muy elevadas.

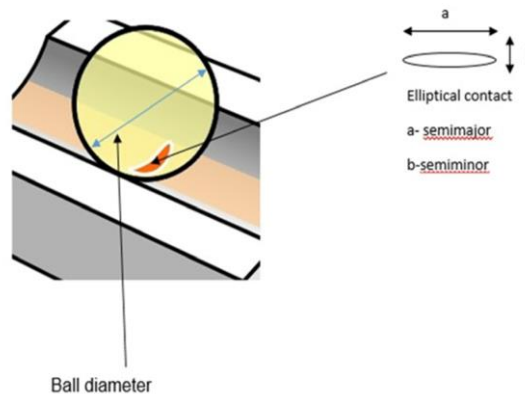


Figura 13: Superficie de contacto elíptica entre dos cuerpos rodantes [13]

Para el cálculo de los semiejes a y b de la elipse se considera el sumatorio de curvatura $\sum \rho$ y una tabla de interpolación que relaciona la función de diferencia de curvatura $F(\rho)$ con a^* y b^* .

2.3 *SISTEMA DE GUIÑADA*

Como hemos comentado en la introducción, el objetivo del sistema de guiñada no es solamente orientar el aerogenerador en la dirección del viento para alcanzar el punto óptimo de entrada de potencia. Las funciones del sistema de guiñada que, además, se estudiarán y verificarán en este proyecto son:

- Orientación del aerogenerador para alcanzar el input de potencia óptimo.
- Regulación de potencia cuando se alcanzan velocidades por encima de la nominal.
- Reducción de las cargas tanto de fatiga como cargas estáticas ante ráfagas extremas, a través de la selección óptima de parámetros de rigidez y amortiguamiento.
- Actuación frente a fallos en el sistema de control de paso, de forma que, en primer lugar, se minimicen los posibles daños causados en el resto del aerogenerador y se maximice la producción de potencia en estas situaciones.

El sistema guiñada estudiado en este proyecto se corresponde con el de un aerogenerador de eje horizontal (HAWT). Distinguimos tres tipos de estrategias para este tipo de aerogeneradores:

- Guiñada empleando los principios aerodinámicos: a través de veletas o las denominadas *fan-tail wheel*.
- Guiñada activa a través de accionamientos eléctricos o hidráulicos.
- Guiñada libre para aerogeneradores a sotavento.



Figura 14: De izquierda a derecha, aerogenerador tipo Aeroman (1985) con guiñada fan-tail wheel y aerogenerador americano ESI (1985) con guiñada libre [7].

Nos centraremos en los elementos que conforman el sistema de guiñada activo, el más utilizado actualmente, y con el cual se trabajará en el proyecto:

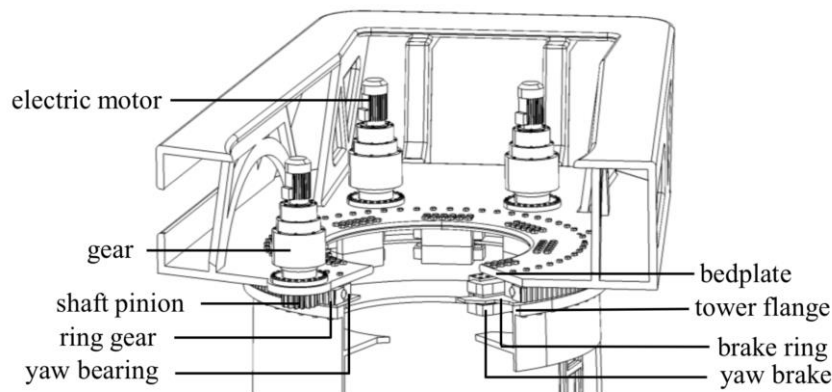


Figura 15: Elementos que conforman el sistema de guiñada activo, con accionamientos eléctricos [12]

2.3.1 RODAMIENTO

Se trata de un gran rodamiento de rodillos o, en su defecto, se utiliza un rodamiento de bolas de cuatro puntos. Además, en algunos diseños como el *Vestas V-66* se emplean cojinetes de deslizamiento, en el que la fricción se produce entre elementos fabricados de material sintético. En este último caso, no sería necesario el uso de un anillo de freno.

En cuanto a los requerimientos que debe satisfacer el rodamiento del sistema de guiñada destacan una larga vida útil, y un amortiguamiento que evite oscilaciones de guiñada que puedan dañar los componentes del sistema.

2.3.2 ACCIONAMIENTO DE GUIÑADA

La rotación puede ser accionada por un motor o cilindro hidráulico, o por accionamientos eléctricos.

Inicialmente, se empleaban en mayor proporción los motores hidráulicos. Pues cuentan con grandes ventajas como la gran relación potencia-peso (con el creciente tamaño de las turbinas la demanda del momento de guiñada aumenta) y el freno de guiñada se puede sustituir por válvulas de corte. No obstante, también cuentan con desventajas como los problemas de resistencia y fugas del fluido hidráulico, por lo que es necesario un mantenimiento exhaustivo.

Actualmente, no existen muchos diseños nuevos de turbinas que utilicen este tipo de accionamiento. Algunos ejemplos de estos diseños son la turbina *Pfleiderer* de 5 MW, *DeWind D6* de 1.25 MW, *Vergent GEV MP* de 275 kW y *GEV HP* de 1MW. Por otro lado, en los últimos años se están empleando mayoritariamente los motores eléctricos. Estos sistemas electromecánicos constan de un motor eléctrico con frenos mecánicos integrados y un engranaje planetario. La regulación de la velocidad y el momento de guiñada es posible gracias a un convertidor de frecuencia.

Entre las ventajas de estos sistemas que se utilizan actualmente destacan su fiabilidad y su eficacia. No obstante, entre sus desventajas cabe mencionar los altos picos de carga y el contragolpe producido en el arranque y la parada, aunque se puede solucionar induciendo un momento contrario después de la operación de guiñada o, en ocasiones, con engranajes de ciclo.

2.3.3 FRENO DE GUIÑADA

Se emplean para absorber el momento de guiñada una vez la operación de guiñada es completada, y normalmente se trata de frenos hidráulicos. Cuando el sistema de guiñada no está activo, es decir, cuando no está girando, los frenos están aplicando su fuerza máxima. Por otro lado, cuando el sistema de guiñada está activo y la góndola gira, los frenos siguen aplicando una fuerza, aunque menor, para disminuir las cargas en los engranajes y los componentes del sistema. Entre las desventajas de los frenos hidráulicos destacan las pérdidas de fluido, las cuales pueden producir situaciones de peligro debido a sus propiedades inflamables, dar lugar a superficies resbaladizas y disminuir el coeficiente de fricción de las superficies de freno; lo cual se traduce de nuevo en un alto mantenimiento. Estas desventajas pueden evitarse con el uso de frenos electromecánicos, sin embargo, poseen un coste muy elevado.

2.3.4 ESTRATEGIAS DE CONTROL DEL SISTEMA DE GUIÑADA

El sistema de control de guiñada del aerogenerador tiene como objetivos principales reducir al mínimo el ángulo de guiñada para producir la máxima potencia disponible y realizar los mínimos movimientos posibles para evitar dañar los componentes mecánicos que conforman el sistema y, en consecuencia, alargar su vida útil.

A lo largo de los años se han implementado diferentes estrategias de control en el sistema de guiñada. Las principales tecnologías utilizadas son los controles PID, entre las que destacan Fuzzy Logic Control (FLC), Hill Climbing Control (HCC) Y Optimal Control. El control de lógica difusa o Fuzzy Logic es la lógica cuyas expresiones no son completamente ciertas o falsas, si no que tienen un grado de verdad. Por otro lado, el Hill Climbing Control

es un algoritmo iterativo que comienza con una solución aleatoria e intenta buscar una mejor solución modificando incrementalmente uno de los elementos hasta encontrar el óptimo. Finalmente, el Optimal Control tiene como objetivo operar un sistema dinámico con el mínimo coste, en estos casos habitualmente el coste se trata de una función cuadrática y el sistema dinámico está definido por ecuaciones diferenciales (problema cuadrático lineal).

Capítulo 3. DISEÑO DE SIMULACIÓN

Como comentábamos en la introducción, el objetivo principal de este proyecto es realizar un diseño óptimo del sistema de guiñada de un aerogenerador *offshore* de 5 MW.

Para cumplir este objetivo correctamente, debemos comprender no solo el funcionamiento del sistema de guiñada, sino también el del resto de componentes del aerogenerador. Además, en el software empleado, Bladed Educational 4.6, debemos modelar todas las partes del aerogenerador para poder realizar las simulaciones de carga, otra razón más que hace que la comprensión del funcionamiento del aerogenerador en su conjunto sea inevitable.

En este apartado, se explicarán los criterios relevantes a seguir para realizar el diseño de cada parte del aerogenerador, así como los parámetros introducidos en Bladed de cada uno de los componentes.

3.1 PALAS

Las palas del aerogenerador forman parte de los elementos rotativos del sistema y es el elemento que está más relacionado con la ingeniería aeronáutica, pues comparte problemas de diseño a los que se enfrenta esta otra rama de la ingeniería. Incluso comparte la tecnología de fabricación de la ingeniería naval.

Es uno de los componentes más complejos y que lleva asociado muchos problemas debido al gran espectro de cargas al que está sometido: solo debido a la carga gravitacional sufre hasta 10^8 ciclos de carga a lo largo de su vida útil.

Actualmente, la mayoría de las palas están fabricadas con composites y su fabricación está bastante estandarizada.

En nuestro modelo de simulación hemos utilizado las palas facilitadas por nuestro director de TFG y hemos escogido 10 puntos representativos que modelasen la pala de la forma más

fidedigna posible, escogiendo gran parte de los puntos en la raíz y la punta, ya que es la zona donde la sección cambia más bruscamente. Los parámetros más importantes a tener en cuenta son:

- **La longitud de la cuerda** (*chord length*) es la distancia entre el borde de ataque y el borde de salida de la pala.
- **El twist aerodinámico** es un término aerodinámico de las palas que consiste en el cambio gradual en el ángulo entre la cuerda y la dirección del viento de los distintos perfiles aerodinámicos desde la raíz a la punta. Esto se debe a que a medida que te acercas a la punta de la pala la velocidad lineal de la pala aumenta, por lo que el ángulo de ataque del viento relativo también aumenta. Para que este ángulo de ataque sea siempre el óptimo la pala se “retuerce” a medida que llegamos a la punta.
- **El ratio grosor-cuerda** (*thickness-to-chord ratio*) es la relación entre el espesor máximo del perfil de la pala y la cuerda de dicho perfil. Como se observa en la imagen siguiente $TR=b/a$:

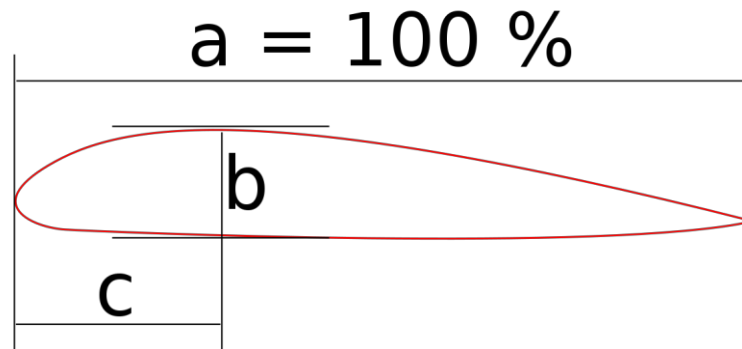


Figura 16: Medidas de grosor (b) y cuerda (a) de un perfil aerodinámico [18]

Los requerimientos estructurales dan lugar a altos ratios grosor-cuerda en la raíz de las palas, con el perjuicio de tener un ratio lift-drag muy bajo.

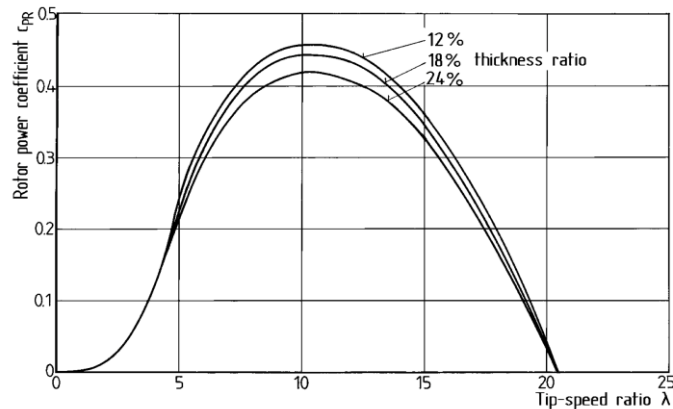


Figura 17: Influencia del ratio grosor-cuerda de la pala en el coeficiente de potencia del aerogenerador [7].

- **El eje neutro** es la línea a lo largo de la sección de la pala en la cuálno hay deformación cuando ésta se somete a esfuerzos. Los punto (x,y) hacen referencia a la distancia entre el origen de coordenadas del eje de giro o pitch y el origen de coordenadas del eje neutro. El eje de pitch es aquel alrededor del cual la sección de la pala gira modificando su ángulo de ataque en relación a la dirección del viento relativo.
- Por otro lado, las coordenadas locales del eje neturo (x',y') se refieren a la distancia entre el borde de ataque y el origen del coordenadas del eje neutro.
- **La sección del perfil** nos permite asignar distintos perfiles aerodinámicos, con sus características de grosor, número de Reynolds, ángulo de ataque, coeficientes de list, drag y más parámetros. Los datos de estos perfiles son introducidos en la sección “*Foil section*”, todos ellos facilitados por nuestro director de proyecto. De esta forma, Bladed nos permite realizar una interpolación entre los distintos perfiles para ajustarlos lo mejor posible a las características introducidas en la sección anteriormente, asignando un número del 1 al 6 a cada una de estas interpolaciones.

- Finalmente, elegimos *moving* en todas las secciones, ya que todas estarán en movimiento sometidas a esfuerzos y deformaciones.

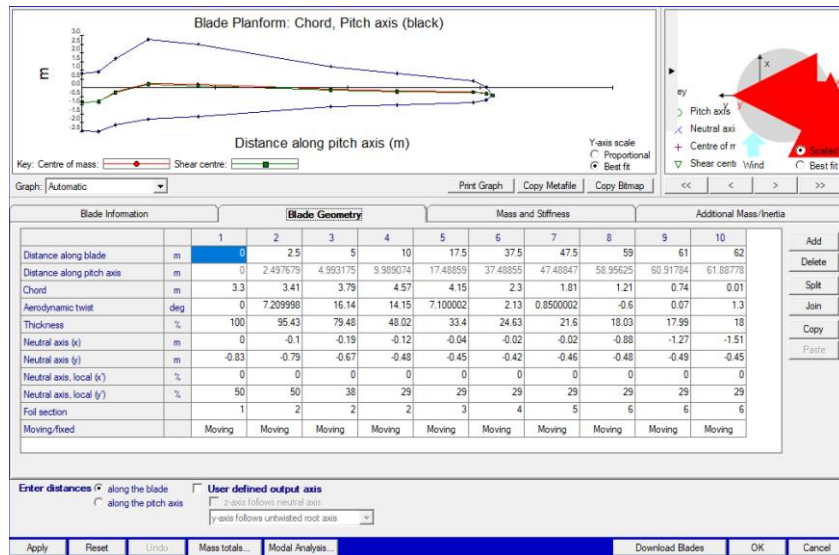


Figura 18: Geometría de las palas introducida en Bladed.

Para aclarar el significado de los parámetros se muestra un esquema con los mismos:

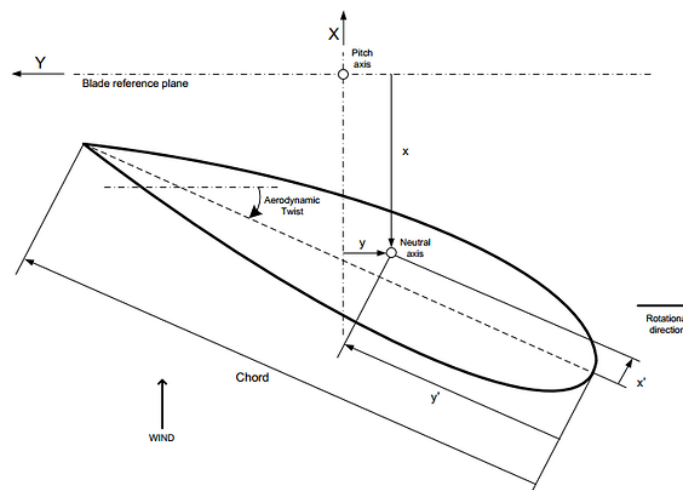


Figura 19: Parámetros clave a introducir en Bladed [17]

Por otro lado, también se deben atender a las propiedades físicas de pala relacionadas con la masa y la rigidez. Para ello, el software dispone de la siguiente pestaña con los parámetros más relevantes a introducir:

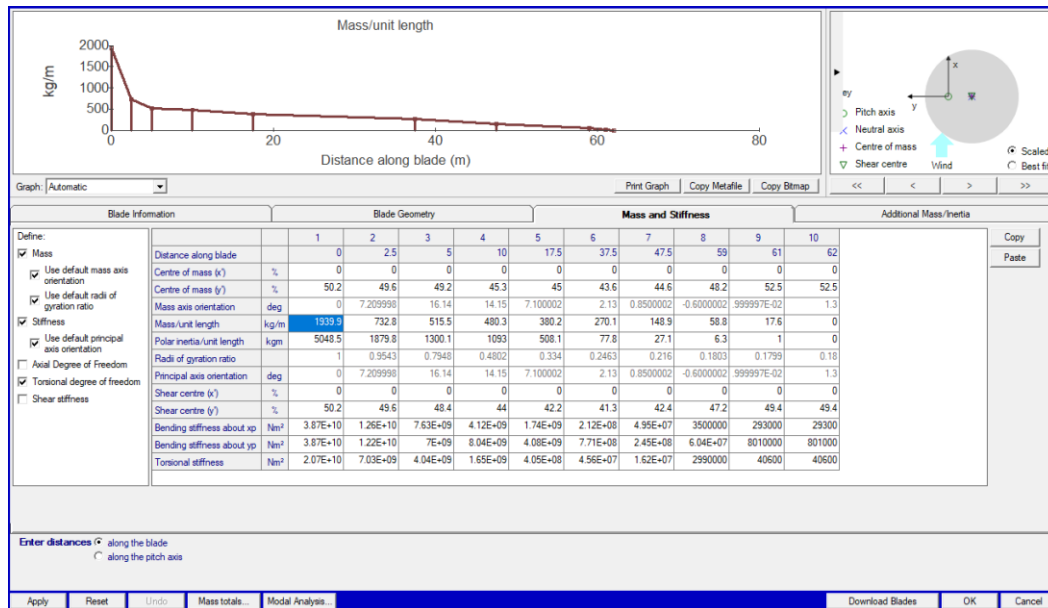


Figura 20: Propiedades físicas de las palas introducidas en Bladed.

En donde debemos indicar:

- El **centro de masa (x')** indica la distancia perpendicular entre la cuerda y el centro de masas en coordenadas locales, expresado como un porcentaje de la cuerda.
- El **centro de masas (y')** indica la distancia a lo largo de la cuerda entre el centro de masas y el borde de ataque, expresado como un porcentaje de la cuerda.
- La **masa por unidad de longitud** indica el gradiente de la distribución de la masa con respecto a la distancia a lo largo de la pala (*Distance along the Blade*).
- La **inercia polar por unidad de longitud** hace referencia a la resistencia a la deformación a torsión alrededor del eje z para cada sección
- El **centro de cortante** es el punto de la sección en el cual las fuerzas cortantes aplicadas no generan deformaciones torsionales. La distancia (x', y') hace referencia, al igual que en el centro de masas, a la distancia perpendicular entre la cuerda y dicho

centro (en el caso de x') y la distancia a lo largo de la cuerda entre dicho centro y el borde de ataque (en el caso de y').

- La **rigidez a flexión** se refiere a la capacidad de la sección para resistir deformaciones o esfuerzos de flexión. Se indican alrededor del eje x_p e y_p .
- La **rigidez a torsión** se refiere a la capacidad de la sección para resistir deformaciones o esfuerzos de torsión. Solo se emplea si se activa el grado de libertad torsional.

3.2 ROTOR Y TURBINA

Una vez introducidos los datos de las palas y perfiles aerodinámicos nos centraremos en modelar la parte superior del aerogenerador.

En primer lugar, elegiremos el número de palas de nuestro aerogenerador. Elegiremos 3 palas, como la gran mayoría de los aerogeneradores actuales.

Aunque pueda parecer obvio este número, lo cierto es que es objeto de discusión, pues influye en la distribución de las cargas y el coeficiente de potencia, como observamos en la siguiente gráfica:

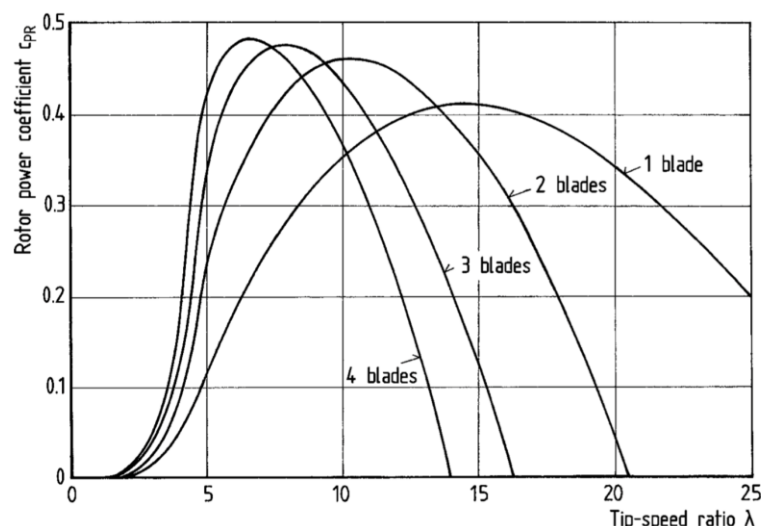


Figura 21: Influencia del número de palas en el coeficiente de potencia y la relación de la velocidad periférica (TSR) [7]

La elección del número de palas no es solo una cuestión de diferencia de potencia, si no que también tiene en cuenta las cargas dinámicas, emisiones de ruido y complejidad de los demás elementos del aerogenerador.

Además, también debemos introducir otros parámetros como la distancia vertical del buje con respecto al rodamiento de la guiñada, el sentido de giro, tipo de transmisión y velocidades mínima y de corte. También se definen parámetros angulares como:

- El ángulo con el que están montados las palas en el buje (*Blade set angle*) que se establece a 0°.
- El **cone angle**, o ángulo entre el eje de pala y el plano de rotación.
- El tilt angle, o ángulo entre el eje del rotor y el eje horizontal de referencia.
- El **overhang**, o distancia entre el centro de la torre y el plano de rotación.
- El lateral offset, o distancia entre el eje del rotor y el eje de la torre.

Todos estos parámetros han sido facilitados por nuestro director de TFG y se encuentran en el Anexo X.

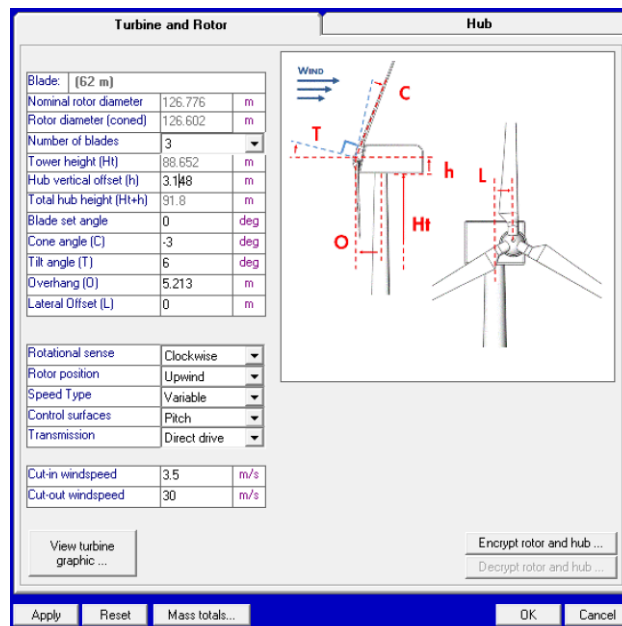


Figura 22: Datos de la turbina y el rotor introducidos en Bladed.

3.2.1 INFLUENCIA EN EL SISTEMA DE GUIÑADA

En este apartado se considerará la influencia que tienen los parámetros introducidos anteriormente en el sistema de guiñada de nuestro aerogenerador, para facilitar la comprensión del posterior diseño o defectos en el sistema.

Uno de los parámetros con una gran influencia en la guiñada es el cone angle de las palas. Ya que, al igual que en un avión, el ángulo diedro de las alas aumenta la estabilidad alrededor del eje de guiñada del mismo. Paralelamente, el cone angle mejora la estabilidad alrededor del eje de guiñada del rotor.

Por otro lado, el ángulo de tilt también tiene relevancia. Muchos aerogeneradores son diseñados con tilt para dejar suficiente espacio entre las palas y la torre; sin embargo, esto crea un momento en el eje vertical M_z que tenderá a girar la góndola en una dirección particular.

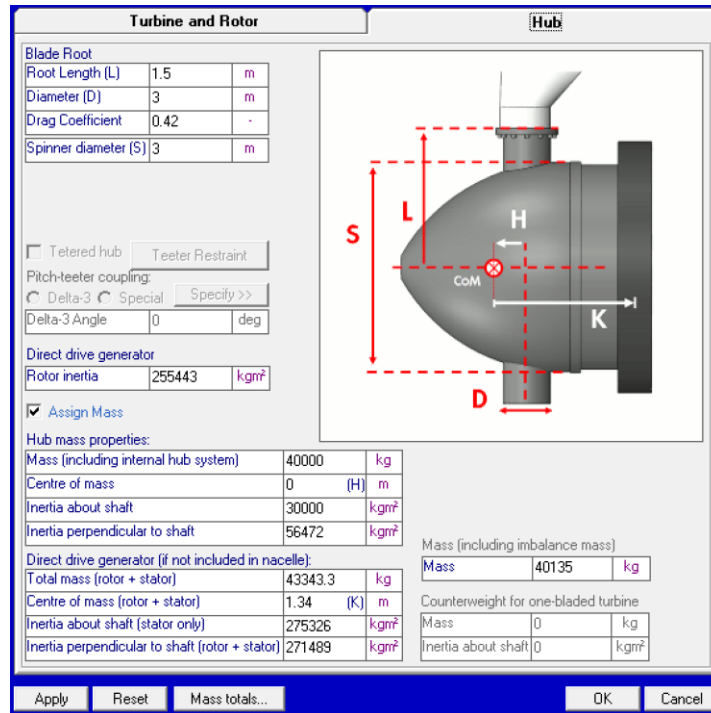
3.3 BUJE

En el siguiente apartado modelaremos el buje del aerogenerador, junto con la conexión con las palas.

El diseño de la conexión entre el buje y las palas forma parte también del diseño de las palas del aerogenerador y es una de las más demandantes. Pues la transferencia de fuerzas entre materiales metálicos y composites no es tarea fácil y, además, las fuerzas en el rotor se concentran en la raíz de las palas.

En nuestro caso, hemos introducido los datos facilitados por nuestro director de proyecto, que se encuentran en el Anexo II.

A continuación, se muestran los parámetros introducidos en el software:



Blade Root		
Root Length (L)	1.5	m
Diameter (D)	3	m
Drag Coefficient	0.42	-
Spinner diameter (S)	3	m

☐ Teetered hub Teeter Restraint
 Pitch-teeter coupling:
☒ Delta-3 ☐ Special Specify >>
 Delta-3 Angle 0 deg

Direct drive generator
 Rotor inertia 255443 kgm²

☒ Assign Mass
 Hub mass properties:
 Mass (including internal hub system) 40000 kg
 Centre of mass 0 (H) m
 Inertia about shaft 30000 kgm²
 Inertia perpendicular to shaft 56472 kgm²

Direct drive generator (if not included in nacelle):
 Total mass (rotor + stator) 43343.3 kg
 Centre of mass (rotor + stator) 1.34 (K) m
 Inertia about shaft (stator only) 275326 kgm²
 Inertia perpendicular to shaft (rotor + stator) 271489 kgm²

Mass (including imbalance mass)
 Mass 40135 kg
 Counterweight for one-bladed turbine
 Mass 0 kg
 Inertia about shaft 0 kgm²

Apply Reset Mass totals... OK Cancel

Figura 23: Datos del buje introducidos en Bladed.

En donde:

- La **longitud de la raíz (L)** es la distancia entre el centro del buje y el comienzo de la pala.
- **Diámetro del buje (D)**, se corresponde con el diámetro de la raíz de la pala, en nuestro caso con la cuerda de la primera sección de la pala.
- **Coefficiente de drag**, definido en la sección 2.
- **Diámetro del spinner** aerodinámico, también conocido como cubierta cónica del buje, es la distancia entre los extremos de la cubierta del buje.

Por otro lado, debemos indicar también los datos relacionados con las propiedades físicas y mecánicas. Debido a que son parámetros a introducir comúnmente conocidos (masa, inercia,

etc.) no nos pararemos en este proyecto a definirlos o traducirlos. Su cálculo aproximado está indicado en el Anexo I, anexo de cálculos.

Para aclarar el sistema de referencia de las distintas inercias se muestra a continuación el sistema de coordenadas empleado por normativa GL:

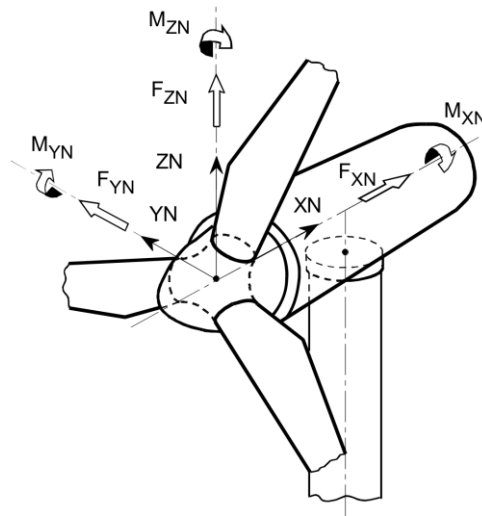


Figura 24. Ejes de coordenadas correspondientes al buje [6].

A continuación, se muestra una imagen del aerogenerador modelado en el software:

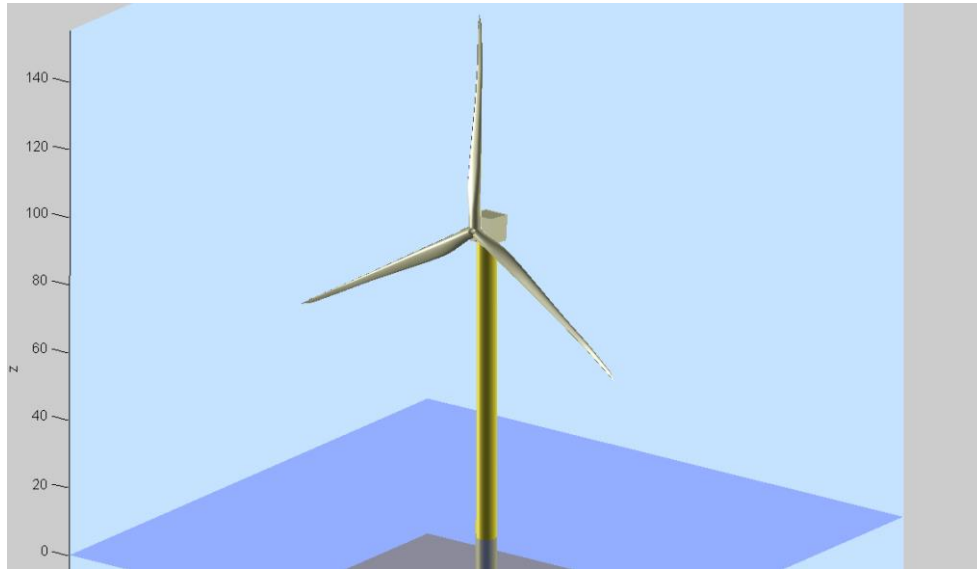


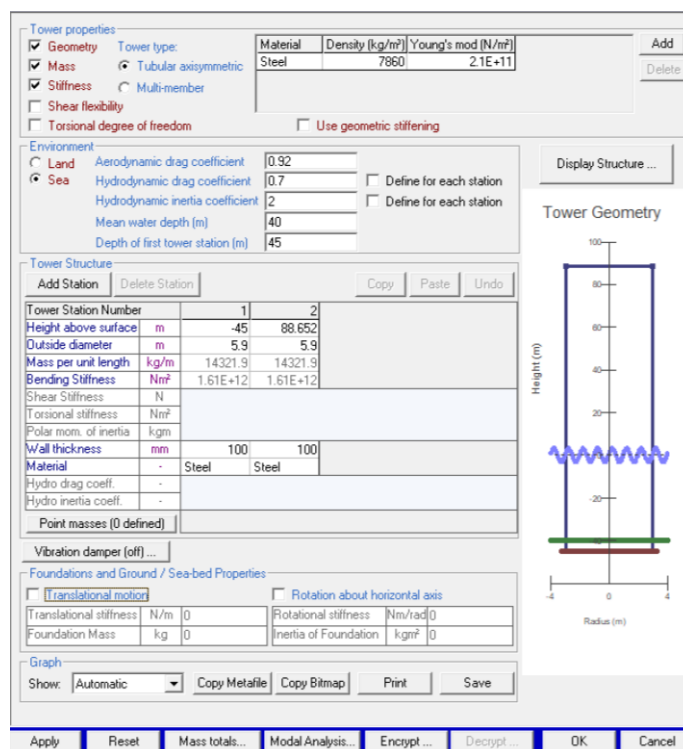
Figura 25: Imagen del aerogenerador modelado en Bladed.

3.4 TORRE

En los aerogeneradores de eje horizontal el sistema rotor se encuentra muy próximo a la torre del mismo, por lo que su influencia aerodinámica es inevitable.

En capítulos posteriores se profundizará más en esta influencia y se verá de forma práctica en las simulaciones realizadas.

En esta sección, el software nos permite introducir los siguientes parámetros:



The screenshot shows the 'Tower properties' and 'Tower Structure' sections of the Bladed software interface. The 'Tower properties' section includes checkboxes for Geometry, Mass, Stiffness, Shear flexibility, and Torsional degree of freedom. The 'Environment' section includes input fields for Aerodynamic drag coefficient, Hydrodynamic drag coefficient, Hydrodynamic inertia coefficient, Mean water depth, and Depth of first tower station. The 'Tower Structure' section includes a table for tower station properties and a 'Point masses' section. The 'Foundations and Ground / Sea-bed Properties' section includes input fields for Translational motion, Rotational about horizontal axis, Foundation Mass, and Inertia of Foundation. The 'Graph' section includes a 'Show' dropdown and buttons for Copy Metafile, Copy Bitmap, Print, and Save. The 'Tower Geometry' section shows a diagram of the tower structure with height and radius axes.

Tower Station Number	1	2
Height above surface (m)	-45	88.652
Outside diameter (m)	5.9	5.9
Mass per unit length (kg/m)	14321.9	14321.9
Bending Stiffness (Nm²)	1.61E+12	1.61E+12
Shear Stiffness (N)		
Torsional stiffness (Nm²)		
Polar mom. of inertia (kgm)		
Wall thickness (mm)	100	100
Material	Steel	Steel
Hydro drag coeff.		
Hydro inertia coeff.		

Figura 26: Parámetros de la torre introducidos en Bladed.

Como observamos en la ilustración se ha elegido acero para el material de la torre con una densidad de 7860 kg/m^3 .

Los coeficientes de arrastre aerodinámico e hidrodinámico se han calculado con las aproximaciones correspondientes y se encuentran en el Anexo I.

En cuanto a la profundidad del agua, hemos introducido los datos facilitados por nuestro director de TFG y hemos supuesto que la torre se hayará empotrada en la arena con una profundidad de 5 m.

Para definir la estructura de la torre definiremos la estación que se encuentra empotrada en el suelo marino a -45 m y la unida a la góndola a 88.652 m. Después definiremos el diámetros de ambas secciones, que, al ser el mismo modelará una torre cilíndrica.

Las propiedades físicas se generarán automáticamente con la geometría definida.

3.5 TRANSMISIÓN (TREN MOTRIZ)

Comentábamos anteriormente que existía una gran relación entre los aerogeneradores y la aeronáutica debido a que la conversión de energía cinética en la corriente de aire estaba fuertemente determinada por la aerodinámica y el diseño.

Cuando nos adentramos en la góndola, observamos otro campo completamente distinto. Es aquí donde se encuentran los convertidores de energía mecánica a eléctrica que convencionalmente encontraríamos en una planta de potencia.

Los datos sobre la transmisión mecánica, la caja de cambios, el par demandado y las pérdidas se definirán a continuación.

3.5.1 TRASMISIÓN MECÁNICA

En primer lugar, definiremos la inercia del generador, calculada con las aproximaciones correspondientes, cuyos cálculos se encuentran en el anexo X, así como el tipo de freno, LSS (Low Speed Shaft), el cual se emplea para disipar la energía cinética generada por el rotor al aplicar una fuerza de fricción constante.

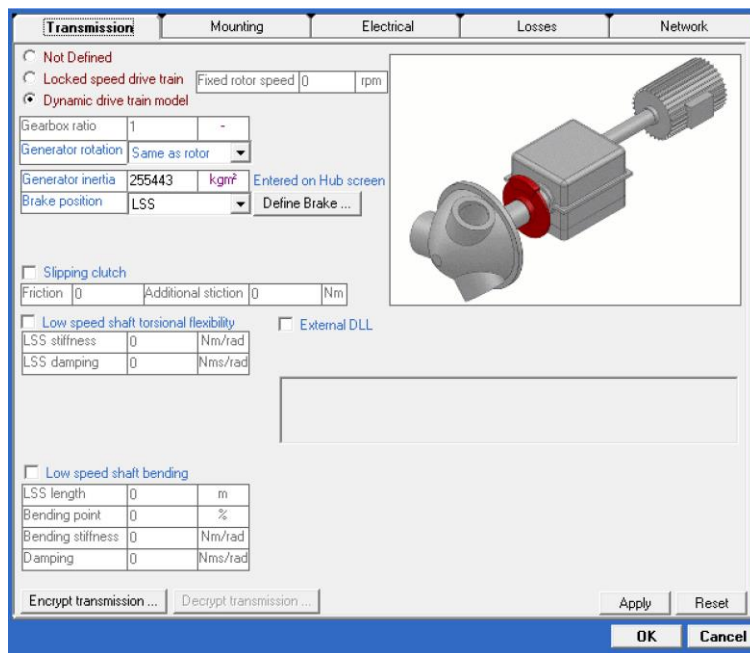
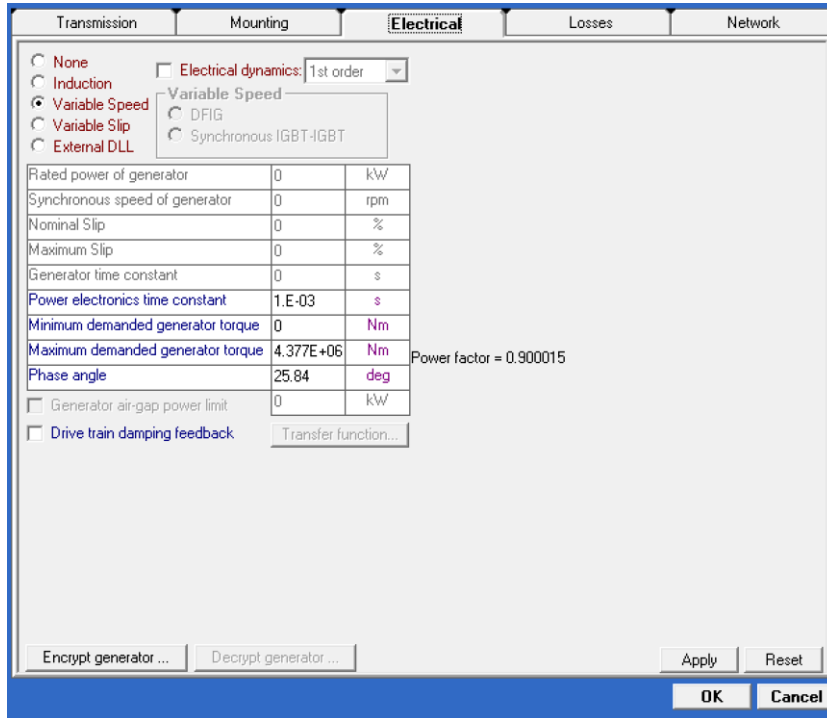


Figura 27: Parámetros de la transmisión introducidos en Bladed.

3.5.2 PARTE ELÉCTRICA

En este apartado se definirá la constante de tiempo normalmente empleada de 0.001 segundos. También introduciremos los datos de par mínimo demandado y par máximo. El primero será cero ya que será el par demandado cuando el aerogenerador esté apagado, mientras que el máximo se ha calculado en el Anexo X y tiene un valor de $4.377\text{E}+06$ Nm. Finalmente, el ángulo de fase se calcula a partir del factor de potencia de aerogenerador (0.9), por lo que se obtiene $\text{acos}(0.9) = 25.84^\circ$.



Transmission Mounting **Electrical** Losses Network

☐ None
☐ Induction
☒ Variable Speed
☐ Variable Slip
☐ External DLL

☐ Electrical dynamics: 1st order
 Variable Speed
☐ DFIG
☐ Synchronous IGBT-IGBT

Rated power of generator	0	kW
Synchronous speed of generator	0	rpm
Nominal Slip	0	%
Maximum Slip	0	%
Generator time constant	0	s
Power electronics time constant	1.E-03	s
Minimum demanded generator torque	0	Nm
Maximum demanded generator torque	4.377E+06	Nm
Phase angle	25.84	deg
Generator air-gap power limit	0	kW

Power factor = 0.900015

☐ Drive train damping feedback
 Transfer function...

Encrypt generator ... Decrypt generator ...

Apply Reset

OK Cancel

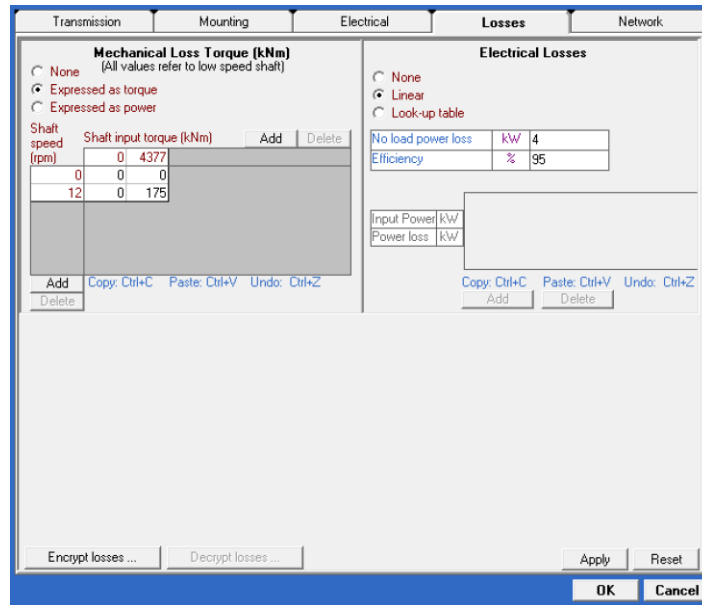
Figura 28: Parámetros de la transmisión eléctrica introducidos en *Bladed*.

3.5.3 PÉRDIDAS

Tal y como está definido en los parámetros facilitados por nuestro director definimos un rendimiento eléctrico de generador a un 95% y sus pérdidas en el entrehierro, es decir, sus pérdidas en vacío (*no load power loss*).

Para modelar las pérdidas mecánicas (4%), se introducirá el par de pérdidas correspondiente al par máximo. De este modo *Bladed* generará una recta de regresión con la pendiente de dicha interpolación.

También se podrían introducir las pérdidas correspondientes a la potencia, en lugar del par, pero sería inapropiado modelarlo de este modo cuando se simulan bajas velocidades (ralentí, parada, etc.). Por ello, optamos por emplear las pérdidas de par en todas las simulaciones.



Mechanical Loss Torque (kNm)
(All values refer to low speed shaft)

☐ None
☒ Expressed as torque
☐ Expressed as power

Shaft speed (rpm)	Shaft input torque (kNm)	Add	Delete
0	0	4377	
12	0	175	

Electrical Losses

☐ None
☒ Linear
☐ Look-up table

No load power loss kW 4
Efficiency % 95

Input Power kW
Power loss kW

Encrypt losses... Decrypt losses... Apply Reset OK Cancel

Figura 29: Parámetros de las pérdidas mecánicas y eléctricas introducidas en Bladed.

3.6 GÓNDOLA

En la mayor parte de los aerogeneradores, todos los componentes de la transmisión y el generador se encuentran en la góndola. A continuación, se observan los parámetros introducidos:

Assign Geometry		
Nacelle windage: ☒ Drag only ☐ As an aerofoil		
Nacelle length	m	8
Nacelle height	m	7.53
Nacelle width	m	7.53
Nacelle drag coefficient	-	0.927
Location of front of nacelle measured from tower axis	m	0
Aerofoil dataset (from database)		

Assign Mass (excluding rotor, hub and generator)		
Mass	kg	128160
Position of Centre of Mass to side of tower axis	m	0
Height of Centre of Mass, relative to tower top	m	3.2
Position of Centre of Mass in front of tower axis	m	-1
Yaw inertia (about tower axis)	kg m ²	1.82E+06
Nodding inertia (about centre of mass)	kg m ²	1.82E+06
Rolling inertia (about centre of mass)	kg m ²	2.27E+06

Encrypt nacelle ... Decrypt nacelle ... OK Cancel

Figura 30: Parámetros de la góndola introducidos en Bladed.

Para definir los valores de las inercias con respecto a los distintos ejes, indicaremos primero los ejes de coordenadas a los que está referido:

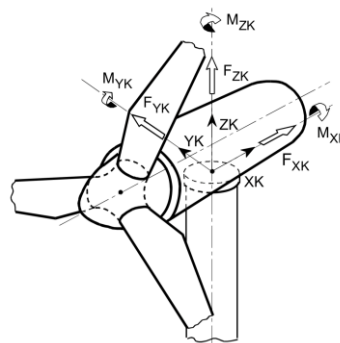


Figura 31: Ejes de coordenadas correspondientes a la góndola [6].

Por lo tanto:

- El largo (*length*), alto (*height*) y ancho (*width*) se corresponden con las medidas en los ejes x, z e y respectivamente. El software de bladed modela la góndola como un prima, mientras que los datos facilitados de la misma correspondían con una sección circular. Por ello, hemos igualado el área de la sección circular a un cuadrado, obteniendo un lado y ancho con $L=7.53$ m.
- El coeficiente de arrastre (*drag*) se ha calculado considerando la góndola como un cilindro, como podemos observar en el apartado de cálculos.
- La posición del centro de masas con respecto al lado de la torre (*position of centre of mass to side of tower axis*), se refiere a la coordenada Y correspondiente al dibujo entre el centro de masas y el eje de la torre. Este será igual a 0.
- La altura del centro de masas relativo a la parte superior de la torre (*height of centre of mass, relative to tower top*), se refiere a la coordenada Z correspondiente al dibujo, y en este caso se ha calculado en el apartado cálculos.
- La posición del centro de masas por delante de la torre (*position of centre of mass in front of tower axis*), se refiere a la coordenada X correspondiente al dibujo, y en este caso introducimos el valor de las especificaciones proporcionadas por nuestro director de proyecto.
- Las inercias de guiñada, cabeceo y alabeo (*yaw, nodding y rolling*) se refieren a las inercias de la góndola con respecto a los ejes Z, Y y X del dibujo. Su cálculo está detallado en el anexo.

3.7 CONTROLES

En este apartado se diseñarán los controles del aerogenerador. Será un apartado con mayor dedicación debido a la importancia en el comportamiento del aerogenerador.

Entre las distintas opciones que nos ofrece *Bladed*, elegimos la opción de *Pitch Regulated – Variable Speed*, es decir, paso de velocidad variable regulado.



Figura 32: Control de producción de potencia seleccionado en *Bladed*.

Por un lado, el control de paso (*Pitch Regulated*) permite controlar el ángulo de paso de las palas. De esta forma, no solo se controla la potencia y la velocidad, sino que también permite disminuir las variaciones de cargas y momentos. Cabe mencionar que el mecanismo de paso no reacciona rápidamente a pequeñas fluctuaciones de la velocidad del viento, pero sí absorberá las consecuencias de los picos de carga debido a ráfagas fuertes y prolongadas. A continuación, se muestran dos gráficas de la diferencia en la potencia eléctrica generada ante la presencia de una fuerte ráfaga de viento con y sin control de paso para una turbina Growian:

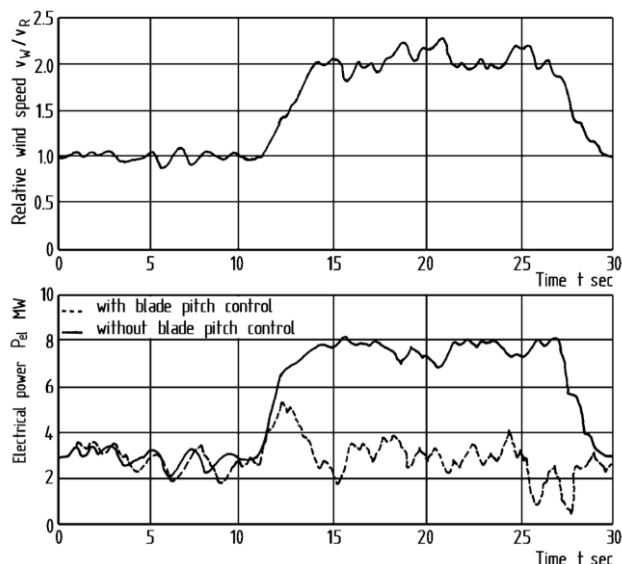


Figura 33: Influencia del control de paso en la producción de energía eléctrica de una turbina Growian [7]

Por otro lado, el control de velocidad variable (*Variable Speed*) posee un controlador de frecuencia que desacopla el generador de la red para variar la velocidad del rotor mediante el control del par de reacción del generador. Como resultado el par se puede controlar a un valor constante dentro de un rango de velocidades de operación y, así, maximizar la potencia obtenida, suavizar dicha curva de potencia y, en consecuencia, las cargas que actúan sobre la parte superior del aerogenerador.

No obstante, la capacidad del control de velocidad variable está limitado por un rango de velocidad, por lo que, si estos límites de velocidad son superados, se necesitará la ayuda del control de paso. Por ello, estos dos controles suelen ir de la mano, ya que sus ventajas y desventajas se complementan.

A continuación, se muestra una gráfica de la potencia eléctrica generada con control de paso y control de velocidad variable en uno de ellos, empleado la turbina Growian:

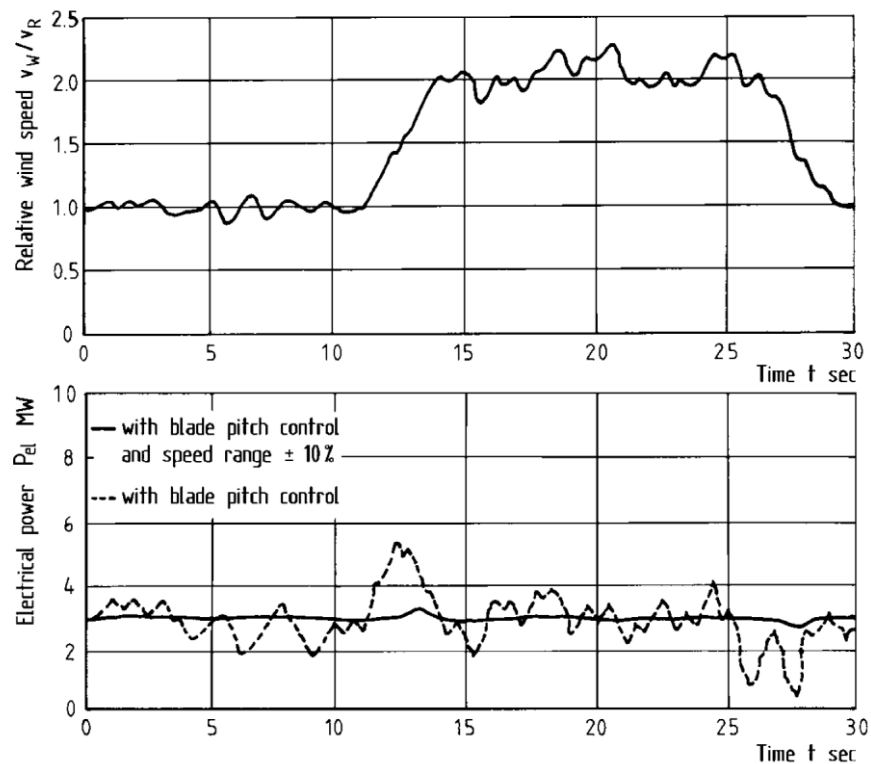


Figura 34: Influencia del control de velocidad en la producción de energía eléctrica de una turbina Growian [7]

ESTADO ESTACIONARIO: curva modelo

La curva de potencia-velocidad del viento en estado estacionario será la referencia a seguir para el control de par y de paso.

Después de comprender la función de estos dos controles, a la hora de realizar el diseño, debemos, por lo tanto, distinguir las distintas situaciones de viento a las que estará sometido el aerogenerador en régimen permanente:

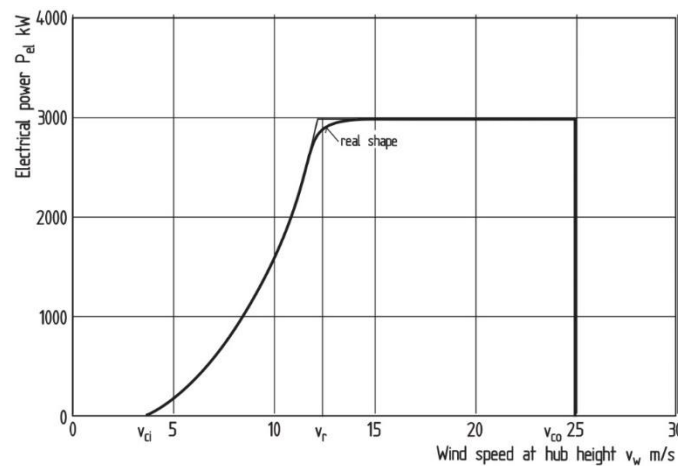


Figura 35: Curva potencia estado estacionario [7].

Esta curva de potencia debe ser aportada por el fabricante y se determina con tres parámetros claves que son:

- **Velocidad de entrada** (*cut-in velocity*): se trata de la velocidad a partir de la cual el aerogenerador comienza a generar potencia.
- **Velocidad nominal** (*rated wind velocity*): se trata de la velocidad a la cual se alcanza la potencia nominal del aerogenerador.

- **Velocidad de corte** (*cut-out velocity*): se trata de la velocidad máxima a la cual la turbina generará potencia. Si esta velocidad se supera, las palas se posicionarán en bandera y el aerogenerador se parará.

Para obtener esta velocidad nominal del viento es necesario calcular el coeficiente de potencia óptimo. Este coeficiente se obtiene a través de la curva *Tip speed ratio - coeficiente de potencia óptimo* ($\lambda - c_p$) que observamos a continuación:

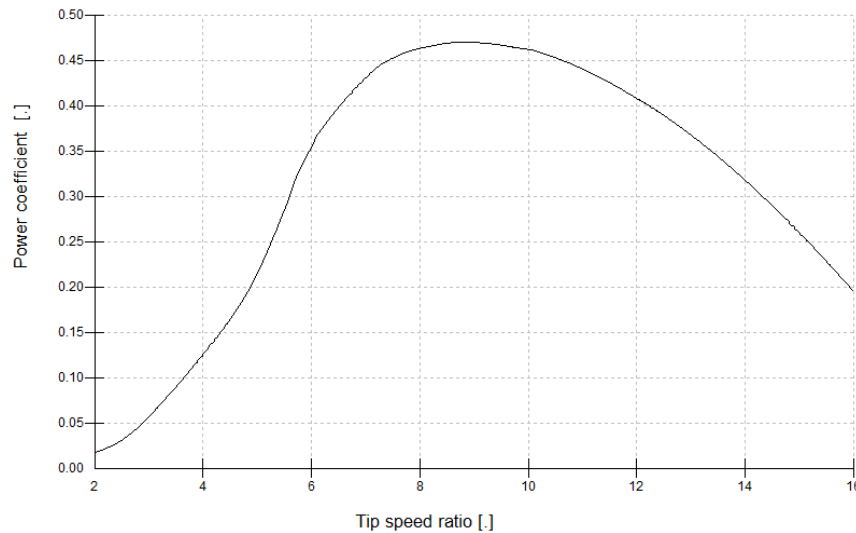


Figura 36: Curva coeficiente de potencia y TSR

Donde el tip speed ratio es $\lambda = \frac{\text{Velocidad punta de la pala (tangencial)}}{\text{Velocidad del viento}} = \frac{\omega \cdot R}{v_{\text{viento}}}$

Observamos que el coeficiente de potencia óptimo (el máximo) se obtiene cuando $\lambda = 8.8$ y $c_p = 0.474$.

Una vez obtenido el c_p calcularemos la velocidad nominal del viento a partir de la cuál se genera la máxima potencia:

$$P_{\text{nominal}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \pi \cdot \left(\frac{\phi_{\text{área barrida}}}{2} \right)^2 \cdot V_{\text{viento nominal}}^3$$

$$V_{viento\ nominal} = 11.447\ m/s$$

Verificando el resultado analítico con Bladed observamos que efectivamente la máxima potencia generada se consigue a partir de la velocidad nominal del viento calculada anteriormente:

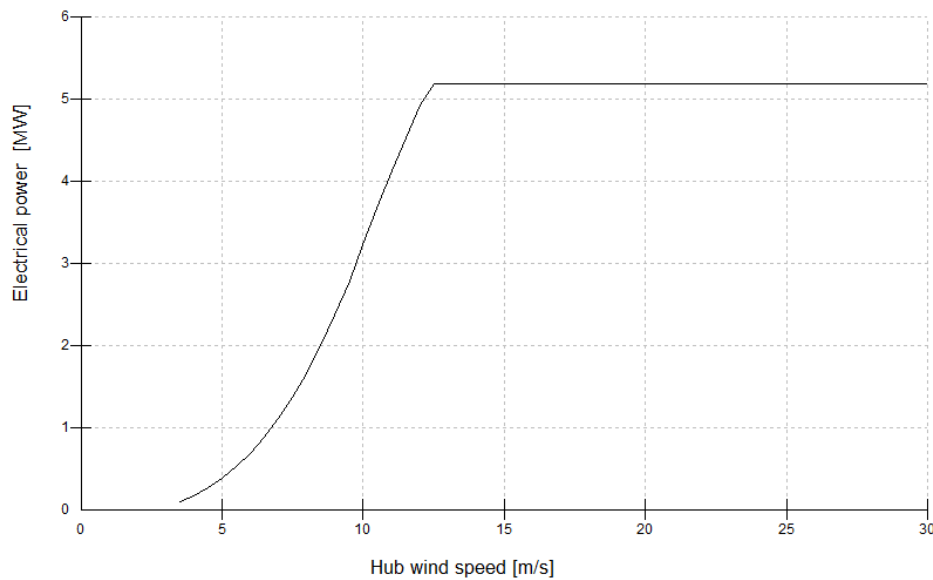


Figura 37: Curva potencia estado estacionario

ZONA I

En la situación I (zona en rampa), la velocidad del viento es inferior a la velocidad nominal calculada. Por lo tanto, el objetivo del sistema de control será extraer la máxima potencia del viento a través de la ganancia óptima del sistema. Sabiendo que el par de carga M_{carga} es el encargado de frenar la turbina

$$M_{carga} = k_{opt} \cdot \omega^2$$

Calculando la ganancia óptima del sistema k_{opt} con los siguientes datos:

- Densidad del aire: $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$
- Potencia nominal aerogenerador: $P_{nom} = 5 \text{ MW}$
- Coeficiente de potencia óptimo: $c_p = 0.474$
- Tip speed ratio: $\lambda = 8.8$
- Radio reductora: $G = 1$
- Diámetro área barrida: $\phi_{\text{área barrida}} = 126.779 \text{ m}$
- Modo óptimo de ganancia:

$$k_{\text{óptimo}} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \left(\frac{\phi_{\text{área barrida}}}{2}\right)^5 \cdot c_p}{2 \cdot \lambda^3 \cdot G^3} = 1\,369\,849.71 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

ZONA II

Rango ángulo de paso

El ángulo de paso del aerogenerador variará desde 0° a 90° . En la zona I se mantendrá constante a 0° mientras que en la zona II variará de 0° a 90° .

Par de rotación demandado (nominal)

Para calcular el par de reacción del aerogenerador nominal:

$$P_{\text{mecánica}} = \frac{P_{\text{eléctrica}}}{\eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{elec}}} = \frac{5 \text{ MW}}{0.96 \cdot 0.95} = 5.48 \text{ MW}$$

$$P_{mecánica} = M_{nominal} \cdot \omega_{rotor}; M_{nominal} = \frac{5.48 \text{ MW}}{1.61 \text{ rad/s}} = 3.405 \text{ MNm}$$

Velocidad de rotación demandada con viento nominal

En esta zona la velocidad del viento es superior a la velocidad del viento nominal. Es decir, a la velocidad del viento a partir de la cual se produce la máxima captación de potencia:

$$V_{viento \text{ nominal}} = 11.447 \text{ m/s}$$

En primer lugar, calcularemos la velocidad de rotación demandada a dicha velocidad nominal del viento:

$$\omega_{rotor} \cdot \frac{\phi_{rotor}}{2} = \lambda \cdot V_{viento \infty}; \omega_{rotor} = \frac{8.8 \cdot 11.447}{\frac{126.779}{2}} = 1.59 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 15.27 \text{ rpm}$$

Observamos que la velocidad máxima de rotación del aerogenerador es $\omega_{nom} = 12 \text{ rpm}$, por lo que tomaremos esta última como velocidad de rotación demandada a la velocidad del viento nominal.

ESTADO DINÁMICO: controles del aerogenerador

El objetivo del control en estado dinámico es que el comportamiento del aerogenerador se asemeje lo máximo posible a la curva en estado estacionario. A continuación, se muestra un esquema del control:

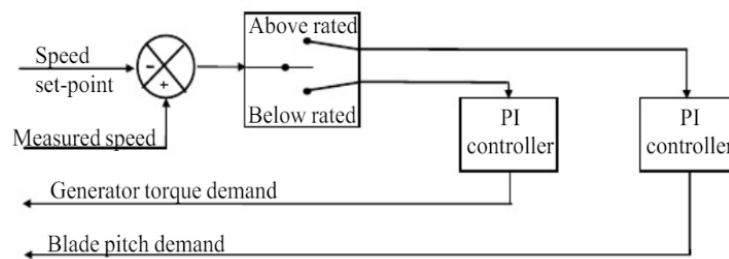


Figura 38: Representación del control de paso de velocidad variable [1].

De esta forma, distinguiremos:

- Por un lado, cuando la velocidad del viento es inferior a la nominal, se activa el controlador que regula el par de rotación demandado de forma que se mantenga el coeficiente de potencia óptimo.
- Por otro lado, cuando la velocidad del viento supera la nominal/máxima, se activa el controlador del ángulo de paso y el par demandado se mantiene constante.

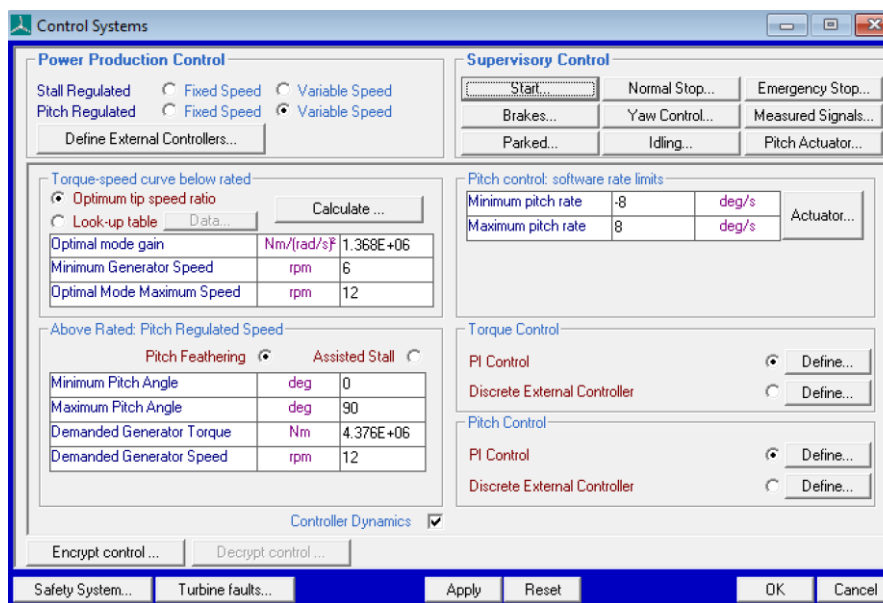


Figura 39: Parámetros a introducir en Bladed en el apartado de control

DISEÑO DEL CONTROL

La ecuación que modela el control PI del aerogenerador es:

$$C = \frac{1}{s} \cdot (K_i + s \cdot K_p)$$

Siendo K_i y K_p las ganancias proporcionales

Para ajustar los parámetros en Bladed realizaremos un ajuste manual mediante el siguiente procedimiento:

1. Incremento de K_p hasta que la salida oscile
2. Una vez la salida oscile se ajusta el parámetro K_p a la mitad del valor anterior y se incrementa K_i hasta que el sistema se ajuste en el tiempo requerido.

OSCILACIONES A LA SALIDA

A la hora de ajustar los controles observamos que tanto la potencia medida como la velocidad de giro está formada por unas oscilaciones que son inherentes a nuestro aerogenerador y que no podemos eliminar con los controles.

Para comprobar el origen de estas oscilaciones se realizaron tres simulaciones básicas, una con una gran masa desequilibrada en una de las palas de 10^6 kg, otra con una masa desequilibrada de 1000 kg y otra sin masa desequilibrada.

A continuación, observamos los resultados obtenidos:

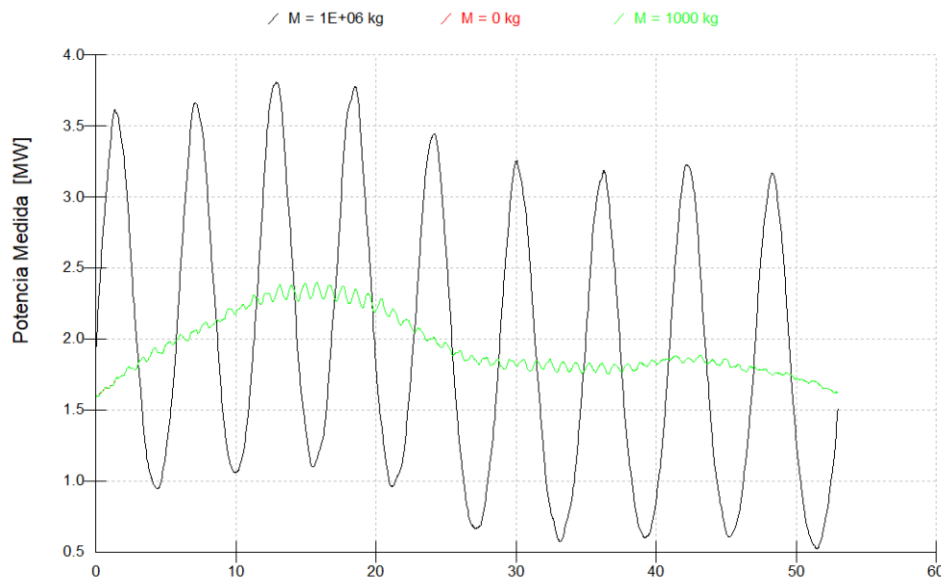


Figura 40: Potencia medida por el control para distintas masas desequilibradas

Observamos que por cada pico de oscilación de la masa desequilibrada de $1E+06$ kg tenemos 3 picos de oscilación de la masa desequilibrada de 1000 kg y la que no tiene masa.

Cuando la masa desequilibrada es excesivamente elevada, cada vez que la pala que contiene dicha masa desequilibrada pasa por la torre se verá sometida a su influencia aerodinámica y producirá una oscilación en la salida, por ello la frecuencia de oscilación coincide con la frecuencia de giro de las palas: una oscilación por giro, cada vez que la pala con la gran masa pasa por la torre.

Sin embargo, cuando la masa desequilibrada es relativamente pequeña o no existe, esta oscilación se produce con una frecuencia 3 veces mayor. Esto se debe a que, en este caso, la masa desequilibrada de una de las palas apenas tiene influencia con respecto a las otras dos y las tres palas se ven sometidas a la influencia aerodinámica cuando pasan por la torre. Por ello, la frecuencia de oscilación será 3 veces la frecuencia de giro: cada pala, al pasar por la torre, provoca una oscilación.

3.7.1 AJUSTE CONTROL DE PAR

Como nos encontramos en el ajuste de par, definimos una velocidad del viento inferior a la nominal (11.53 m/s), por ejemplo $V=8\text{ m/s}$.

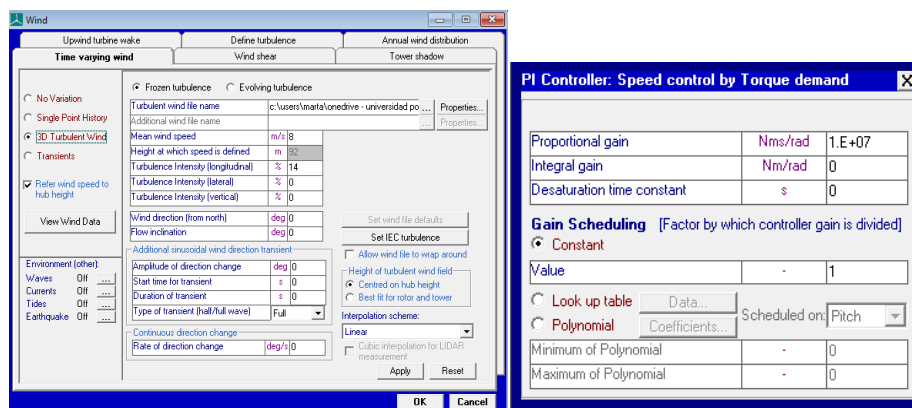


Figura 41: Modelado del control de par para $v=8\text{ m/s}$.

Comenzamos estableciendo una ganancia de 10^6 , aproximadamente del orden del par nominal. Observamos que la gráfica obtenida no oscila fuertemente, por lo que aumentamos progresivamente la ganancia hasta que observemos una oscilación notable a la salida:

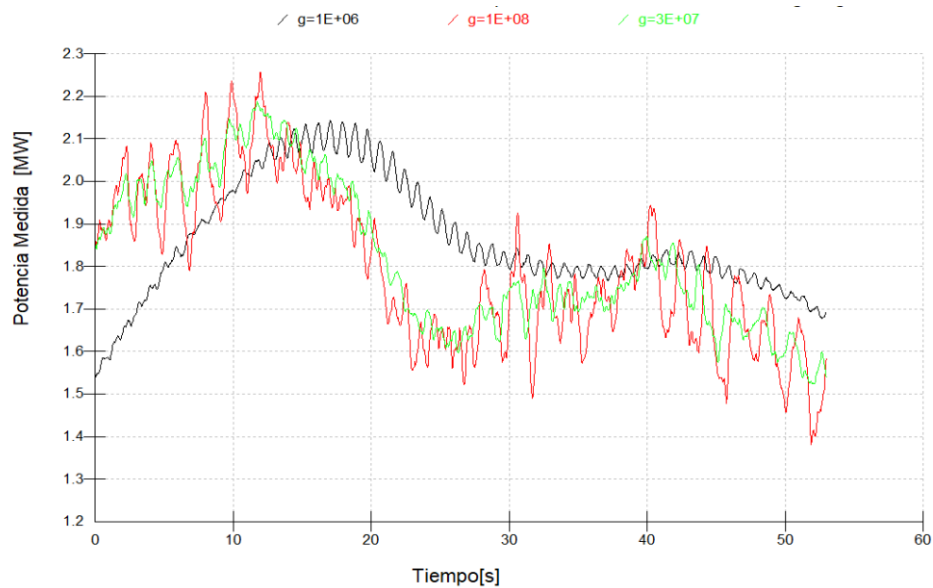
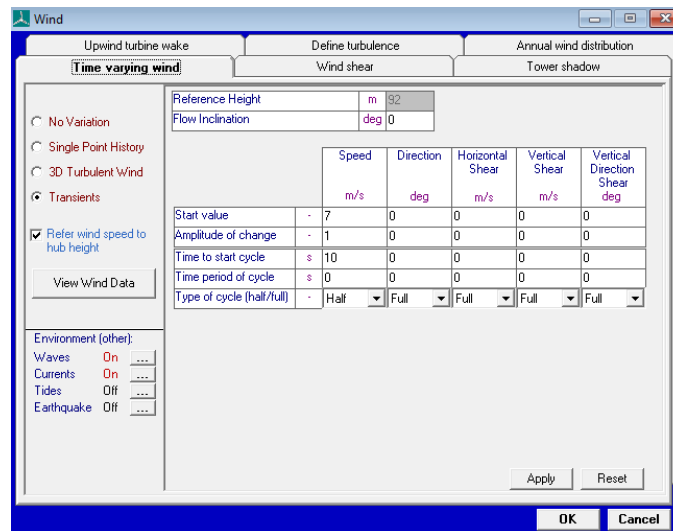


Figura 42: Potencia medida por el control para distintas ganancias del control de par

La salida comienza a oscilar bruscamente con una ganancia proporcional de $3 \cdot 10^7$, por lo que estableceremos la ganancia proporcional del control a la mitad, $G=1.5 \cdot 10^7$.

3.7.1.1 Ganancia integral

Para ajustar la ganancia integral del control emplearemos un escalón de viento a una velocidad inferior a la nominal, como observamos a continuación:



	Speed m/s	Direction deg	Horizontal Shear m/s	Vertical Shear m/s	Vertical Direction Shear deg
Start value	7	0	0	0	0
Amplitude of change	1	0	0	0	0
Time to start cycle	10	0	0	0	0
Time period of cycle	0	0	0	0	0
Type of cycle (half/full)	Half	Full	Full	Full	Full

Figura 43: Datos a introducir para escalón de viento

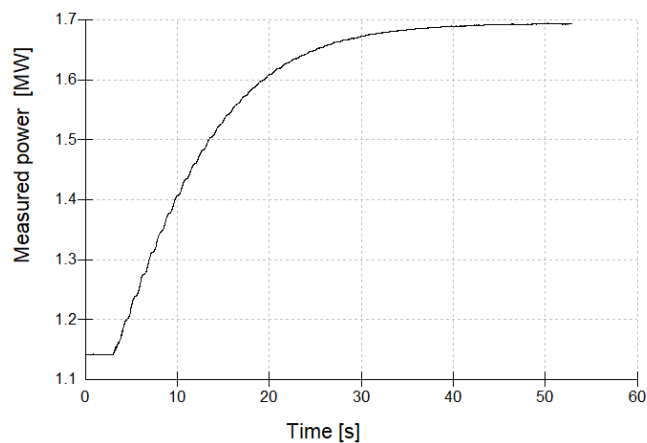
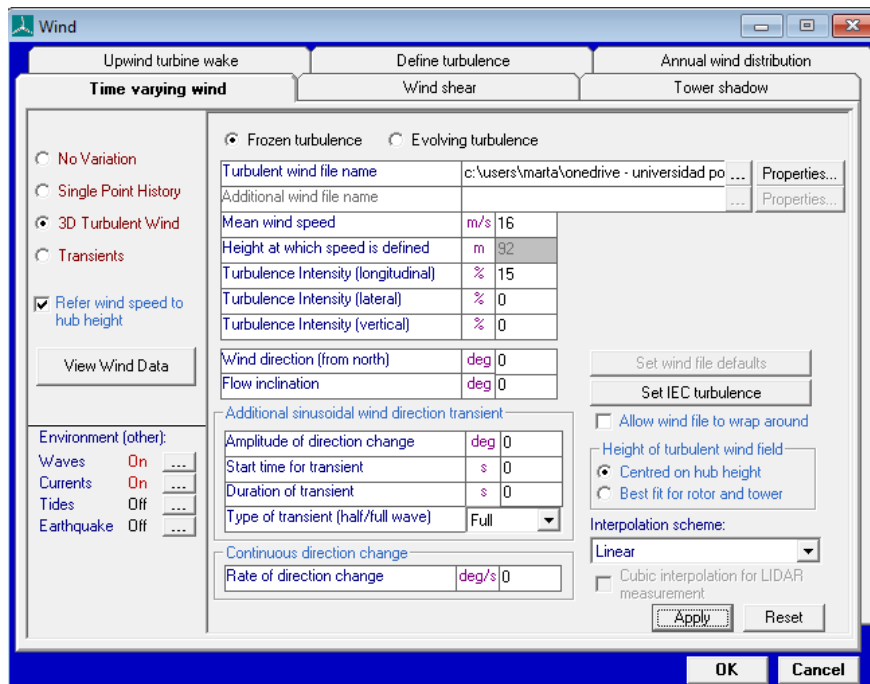


Figura 44: Potencia medida por el control con ganancia integral 200

Observamos que para una ganancia integral $GI = 200$ la respuesta alcanza el régimen permanente rápidamente, por lo que utilizaremos dicho valor.

3.7.2 AJUSTE CONTROL DE PASO

Para ajustar el control de paso definimos una velocidad del viento superior a la nominal (11.53 m/s), por ejemplo $V=16\text{ m/s}$



The screenshot shows the 'Wind' dialog box with the following settings:

- Time varying wind** (selected tab)
- Frozen turbulence** (selected radio button)
- Turbulent wind file name**: c:\users\marta\onedrive - universidad po ...
- Additional wind file name**: ...
- Mean wind speed**: 16 m/s
- Height at which speed is defined**: 92 m
- Turbulence Intensity (longitudinal)**: 15 %
- Turbulence Intensity (lateral)**: 0 %
- Turbulence Intensity (vertical)**: 0 %
- Wind direction (from north)**: 0 deg
- Flow inclination**: 0 deg
- Additional sinusoidal wind direction transient**:
 - Amplitude of direction change**: 0 deg
 - Start time for transient**: 0 s
 - Duration of transient**: 0 s
 - Type of transient (half/full wave)**: Full
- Continuous direction change**:
 - Rate of direction change**: 0 deg/s
- Interpolation scheme**: Linear
- Height of turbulent wind field**:
 - Centred on hub height** (selected radio button)
 - Best fit for rotor and tower**
- Allow wind file to wrap around**: (unchecked)
- Cubic interpolation for LIDAR measurement**: (unchecked)

Figura 45: Parámetros de viento a introducir para el control de paso

Observamos que la salida oscila a partir de una ganancia proporcional $G = 5s$, por lo que estableceremos de nuevo la ganancia proporcional del control de paso a la mitad: $G = 2.5s$.

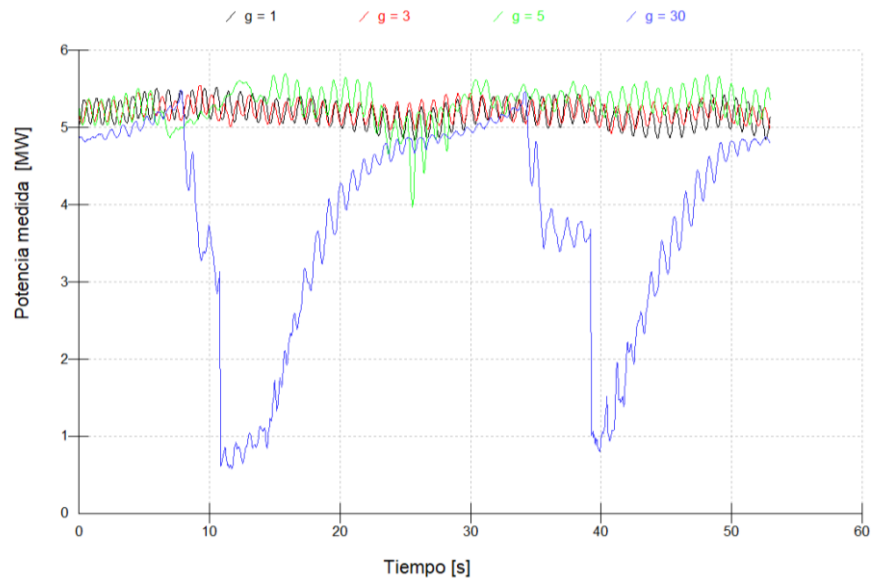


Figura 46: Potencia medida por los controles a distintas ganancias

Como realizamos anteriormente, para calcular la ganancia integral someteremos el aerogenerador a un escalón de viento con una velocidad superior a la nominal, como por ejemplo, $V_{\text{inicial}} = 14 \text{ m/s}$ $V_{\text{final}} = 16 \text{ m/s}$.

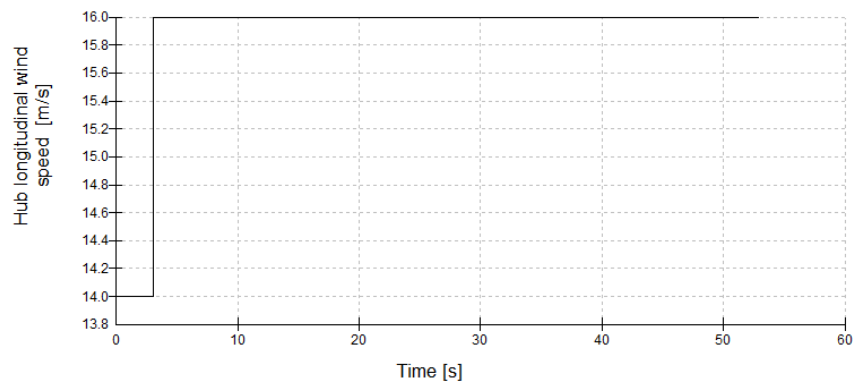


Figura 47: Escalón de velocidad simulado en el buje

Observamos que con una ganancia integral $G_i=0.1$ la respuesta se estabiliza en un tiempo considerable:

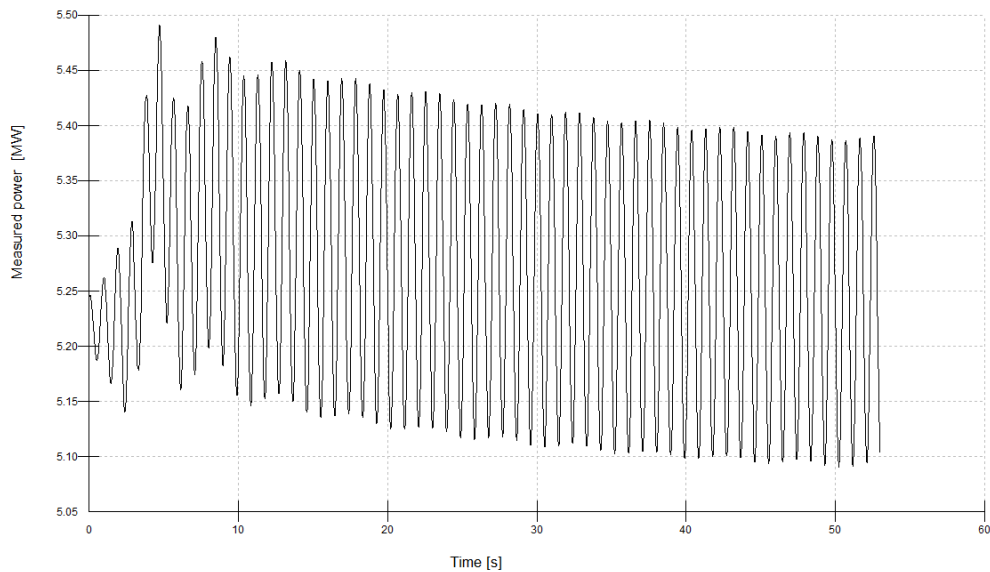


Figura 48: Potencia medida por los controles para una ganancia integral de 0.1

3.8 SISTEMA DE GUIÑADA

3.8.1 CONTROL DEL SISTEMA DE GUIÑADA

Asegurar el funcionamiento automático del aerogenerador, las consideraciones económicas (máxima eficiencia en cada punto de operación) y las consideraciones de prevención y seguridad (evitar fallos técnicos) son algunas de las funciones de los controles del aerogenerador.

El sistema de control de guiñada debe, por un lado, minimizar el ángulo de guiñada (entre el viento y el eje del rotor) para evitar pérdidas de potencia; y por otro lado, no caer en movimientos constantes e innecesarios de pequeñas desviaciones que reducirían la vida útil de los componentes mecánicos del sistema.

Por lo tanto, debemos buscar un punto común que englobe estos propósitos. Esto dependerá de la turbina empleada y de las condiciones de viento locales.

En caso de elegir el control del sistema de guiñada activo, *Bladed* nos ofrece distintas alternativas para nuestro diseño:

1. ***Prescribed Manouvre***, en la cual se especifica el ángulo de desalineación mínimo requerido para que actúe el control a una velocidad angular especificada. Además también se debe especificar el tiempo de retardo entre la desalineación requerida y la activación del control. Emplearemos este sistema en nuestro diseño.
2. ***External Controller***, en el cual se permiten simular algoritmos de control de guiñada en bucle cerrado y estrategias de guiñada para arranque y parada. Sin embargo, esta opción no es válida para la versión educacional.

En caso de emplear el sistema activo, haremos uso de la opción **Prescribed Manoeuvre**, introduciendo los parámetros facilitados por nuestro director de TFG (Anexo I), que observamos a continuación:

Prescribed Yaw Manoeuvre		
Time to Start Yaw Manoeuvre	s	0
Required Yaw Position Change	deg	8
Yaw Rate for Yaw Manoeuvres	deg/s	0.3

Figura 49: Maniobra establecida para el sistema de orientación

Donde se ha definido:

- El tiempo para el comienzo de la maniobra: 0 s.
- El ángulo a partir del cuál se activará el sistema de guiñada
- Velocidad del sistema de orientación: 0.3 °/s

Por otro lado, el ángulo real de la góndola dependerá de la dinámica del sistema de guiñada. Para ello, *Bladed* nos ofrece 3 opciones distintas a elegir: *Rigid Yaw*, *Flexible Yaw* y *Controlled Torque*.

3.8.2 SISTEMA RÍGIDO

El ángulo real de la góndola ϕ sigue exactamente al ángulo demandado de la góndola ϕ_0 . De esta forma, se maximizará la producción de potencia pero, como comentábamos anteriormente, aumentarán las cargas de fatiga y se reducirá la vida útil de los componentes.

En este caso, solamente tenemos que definir el momento de rozamiento, calculado en el apartado de cálculos.

3.8.3 SISTEMA FLEXIBLE

En este sistema de orientación existe una cierta flexibilidad en el sistema de actuación de la góndola. De esta forma, el ángulo real de la góndola φ no sigue exactamente al ángulo demandado de la góndola φ_0 . El caso extremo sería la guiñada pasiva, en la que el ángulo demandado de la góndola φ_0 no tiene ninguna influencia sobre el sistema.

A continuación se muestra un esquema simplificado de los parámetros a introducir y los parámetros introducidos en el programa:

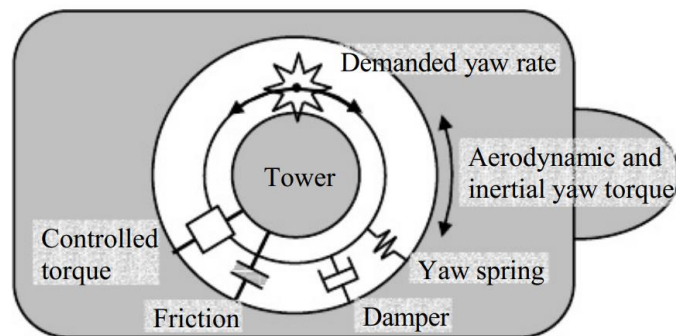


Figura 50: Esquema de sistema de guiñada activo con los parámetros a introducir en el modelo flexible de resorte lineal [2]

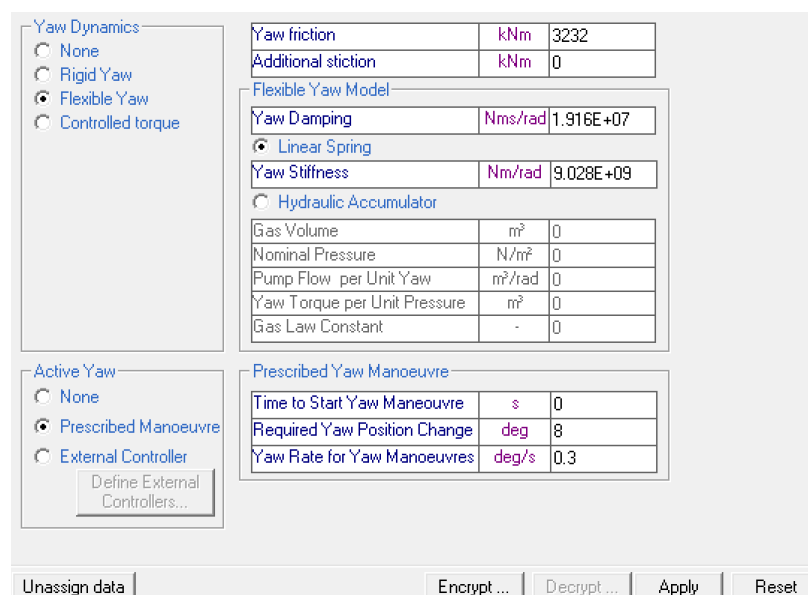
Donde se ha definido.

- o El amortiguamiento del sistema flexible, obtenido de [9].
- o La diferencia entre los momentos de rozamiento dinámico y estático.
- o Sistema lineal.
- o Rigidez del muelle lineal, obtenido de [9].
- o Sistema hidráulico.

3.8.4 MOMENTO CONTROLADO

Se basa en un control externo que modela el actuador de la demanda de momento de guiñada, sin embargo, no está disponible con la versión educacional

Realizaremos distintas simulaciones sin sistema de orientación y con sistema activo con guiñada rígida y guiñada flexible para decidir qué sistema es más óptimo.



Yaw Dynamics		
☐	None	
☐	Rigid Yaw	
☒	Flexible Yaw	
☐	Controlled torque	

Active Yaw		
☐	None	
☒	Prescribed Manoeuvre	
☐	External Controller	

Define External Controllers...

Yaw friction		
Yaw friction	kNm	3232
Additional stiction	kNm	0

Flexible Yaw Model		
Yaw Damping	Nms/rad	1.916E+07
☒ Linear Spring		
Yaw Stiffness	Nm/rad	9.028E+09
☐ Hydraulic Accumulator		
Gas Volume	m³	0
Nominal Pressure	N/m²	0
Pump Flow per Unit Yaw	m³/rad	0
Yaw Torque per Unit Pressure	m³	0
Gas Law Constant	-	0

Prescribed Yaw Manoeuvre		
Time to Start Yaw Manoeuvre	s	0
Required Yaw Position Change	deg	8
Yaw Rate for Yaw Manoeuvres	deg/s	0.3

Unassign data Encrypt ... Decrypt ... Apply Reset

Figura 51: Parámetros a introducir en el caso de elección de guiñada flexible

3.9 MODAL

A continuación, se definirán los 10 modos de vibración con su respectivo valor de amortiguamiento. En concreto, se definirá el amortiguamiento asociado a los 10 modos de vibración de las palas, estos datos han sido aportados por el director de proyecto:

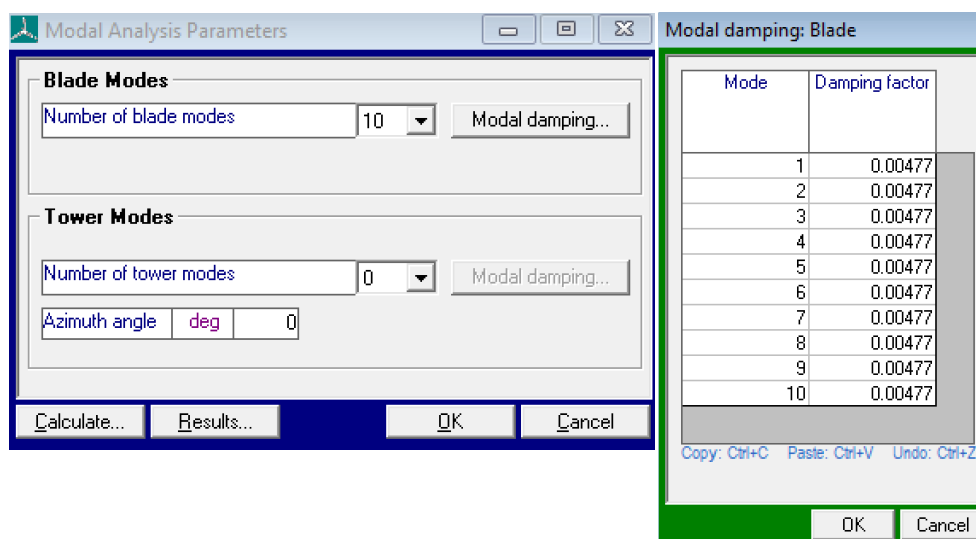
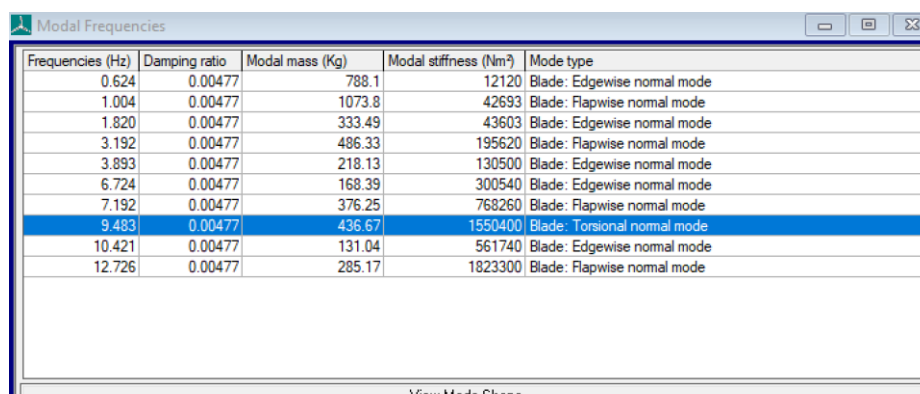


Figura 52: Amortiguamiento asociado a cada uno de los modos de vibración de las palas

Además, el software nos permite calcular la masa y la rigidez modal asociada a cada uno de los modos en caso de que necesitémos dichos datos:



Frequencies (Hz)	Damping ratio	Modal mass (Kg)	Modal stiffness (Nm ⁻²)	Mode type
0.624	0.00477	788.1	12120	Blade: Edgewise normal mode
1.004	0.00477	1073.8	42693	Blade: Flapwise normal mode
1.820	0.00477	333.49	43603	Blade: Edgewise normal mode
3.192	0.00477	486.33	195620	Blade: Flapwise normal mode
3.893	0.00477	218.13	130500	Blade: Edgewise normal mode
6.724	0.00477	168.39	300540	Blade: Edgewise normal mode
7.192	0.00477	376.25	768260	Blade: Flapwise normal mode
9.483	0.00477	436.67	1550400	Blade: Torsional normal mode
10.421	0.00477	131.04	561740	Blade: Edgewise normal mode
12.726	0.00477	285.17	1823300	Blade: Flapwise normal mode

Figura 53: Masas y frecuencias modales

3.10 VIENTO, TURBULENCIA Y RÁFAGA

El gradiente de presiones originado por la diferencia de temperatura en la atmósfera genera el movimiento del aire. Éste se verá influenciado por la gravedad, la inercia del propio aire y la fricción con la superficie terrestre, originando el viento.

El estudio de la distribución del viento en un parque eólico determina los emplazamientos relevantes de forma que se minimice el número de aerogeneradores operando en las estelas de otros, pues producirían menor energía debido a la reducción en la velocidad del viento y el incremento de la turbulencia.

3.10.1 DISTRIBUCIÓN DE WEIBULL

La velocidad del viento fluctúa a lo largo del año. Para definir esta distribución se emplea la distribución de Weibull, la cual se define con una función de densidad de probabilidad acumulada F y una función de densidad de probabilidad f de la siguiente forma [3]:

$$F(U) = 1 - e^{-\left(\frac{U}{A}\right)^k}$$

$$f(U) = \frac{k}{A} \left(\frac{U}{A}\right)^{k-1} e^{-\left(\frac{U}{A}\right)^k}$$

Donde:

- U es la velocidad media
- K es el factor de forma, habitualmente 3.5 en aerogeneradores offshore
- A es el factor de escala, se puede emplear la aproximación $U \approx 0.89 A$

De esta forma, la distribución facilitará una estimación de la probabilidad de exceder cualquier valor de la velocidad media.

Cabe mencionar que la distribución del viento experimental y la distribución de Weibull tendrán los mismos momentos característicos U y σ_u , pero no la misma energía.

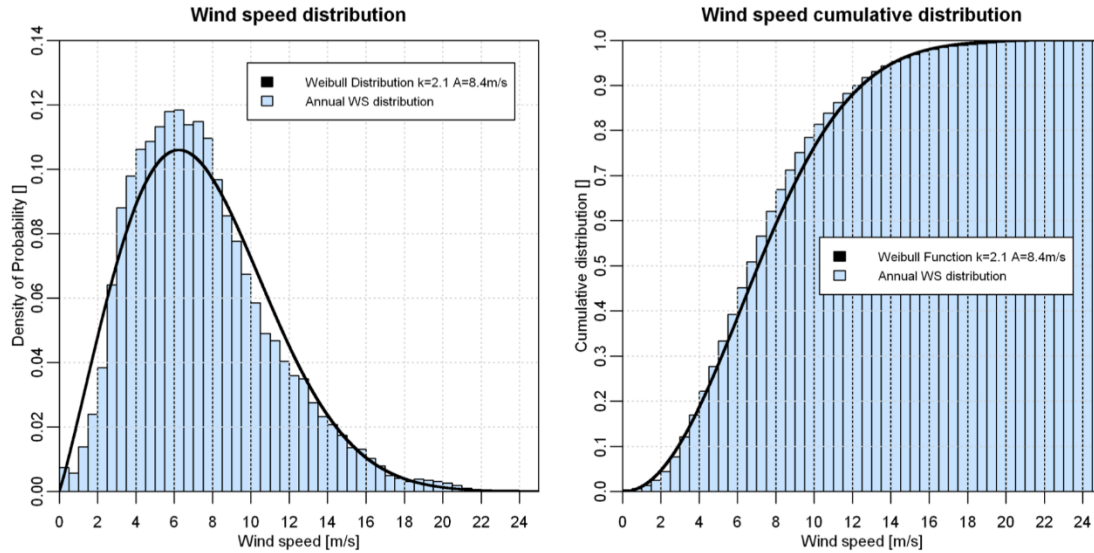


Figura 54: Distribución de la velocidad y función acumulada ajustadas con la distribución de Weibull [3].

3.10.2 TURBULENCIA

Se asocia a turbulencia las fluctuaciones rápidas en la velocidad del viento en menos de 10 minutos. El número de Reynolds en el viento atmosférico es alrededor de $Re \approx 10^8$, y también se corresponde a un campo de viento turbulento.

La causa principal de las turbulencias en el viento es la fricción con la superficie terrestre, por lo que dependerá de la rugosidad de la misma. Además, para medir el nivel de turbulencia se emplea el concepto de ‘intensidad de turbulencia’, generalmente referido a un tiempo de 10 minutos, se define como:

$$I = \frac{\sigma_u}{\bar{U}}$$

Donde:

- σ_u es la desviación estándar de la velocidad del viento
- $\bar{U}$ es la **velocidad del viento**

De esta forma observamos que la intensidad de la turbulencia puede aplicarse a cada una de las componentes de la velocidad y que, a medida que ascendemos en altura, al aumentar la velocidad la intensidad de la turbulencia disminuirá.

3.10.3 RÁFAGA (GUST)

Por último definiremos también el concepto de ráfaga, pues su comprensión formará parte de la verificación del diseño del aerogenerador.

Según Branlard, se define ráfaga como “una variación de la velocidad del viento en un corto período de tiempo conteniendo un campo de viento turbulento”. De forma que una ráfaga de viento extrema (extreme gust en la norma GL) se representa de forma que la velocidad asciende súbitamente y después baja de nuevo para alcanzar la velocidad media del viento.

A la hora de estimar la probabilidad de vientos extremos, la distribución de Weibull no nos proporciona una estimación precisa aún conociendo en profundidad la distribución de las colas. Esto se debe a que la mayoría de los datos empleados para ajustar la distribución se corresponden con velocidades más bajas

Por ello, para caracterizar las condiciones extremas del viento se emplea un tiempo de retorno. Por ejemplo, una ráfaga de 50 años es aquella con velocidades tan altas tal que se espera que ocurra solo una vez cada 50 años; y se debe esperar que el aerogenerador soporte dicha ráfaga [3].

3.10.3.1 Estandarización de ráfagas: norma iec

En la norma IEC se distinguen 5 tipos distintos de condiciones de ráfagas. En la verificación del diseño de este aerogenerador se empleará la condición ECD:

- **Normal turbulence model (NTM):**
- **Extreme operating gust (EOG)**
- **Extreme direction change (EDC):** se trata de un cambio en la dirección de la velocidad del viento sostenido en el tiempo siguiendo una forma de coseno, cuya amplitud de duración dependerá del periodo retorno.
- **Extreme coherent gust (ECG):** se trata de un cambio en el módulo de la velocidad del viento sostenido en el tiempo siguiendo una forma de coseno. Esta curva terminará con velocidad constante correspondiente al incremento de velocidad.
- **Extreme coherent gust with direction change (ECD):** Se trata de un transitorio que combina variación de módulo y dirección de la velocidad. Puede considerarse una combinación de los dos casos anteriores.
- **Extreme wind shear (EWS)**

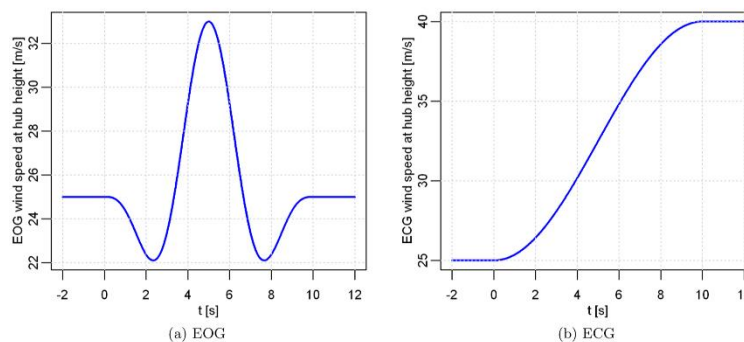


Figura 55: Ejemplo de un EOG y un ECG [3].

3.10.4 PARÁMETROS DE MODELADO

Para que se satisfagan las condiciones de seguridad de diseño del aerogenerador, éste debe someterse a distintas condiciones de viento que lo verifiquen.

Para interpretar correctamente los resultados obtenidos, debemos conocer los elementos principales que el software emplea para conformar los archivos de viento:

- **Cortante del viento:** se trata de la variación de la velocidad media del viento en estado estacionario con la altura.
- **Sombra de la torre:** se trata de la distorsión de la velocidad media del viento en estado estacionario debido a la influencia de la torre. En este proyecto no definiremos ningún modelo de sombra de la torre.
- **Estela de la turbina a barlovento:** se encarga de modelar la inmersión parcial o total del aerogenerador en la estela de otra turbina eólica que se encuentre operando más a barlovento. Como estamos simulando un solo aerogenerador, no modelaremos la influencia de la estela de otros aerogeneradores.

Además, en las simulaciones debemos definir como varía el módulo y la dirección de la velocidad del viento con el tiempo. En los casos de carga simulados emplearemos principalmente dos de los modelos de viento proporcionados por el software: modelo de turbulencia 3D y transitorio.

TURBULENCIA 3D DE VIENTO

La turbulencia del viento está representada por la cantidad de energía contenida en los remolinos de turbulencia. Ésta se caracterizará a través de parámetros estáticos que la definen en el corto periodo de tiempo en el cuál el espectro de turbulencia permanece constante. Estos parámetros son: el valor medio del módulo de la velocidad, la intensidad de turbulencia y las *integral length scales*. Para cada simulación de turbulencia 3D definiremos

la intensidad de la turbulencia a través de su desviación estándar. En apartados posteriores definiremos con más detalle su cálculo:

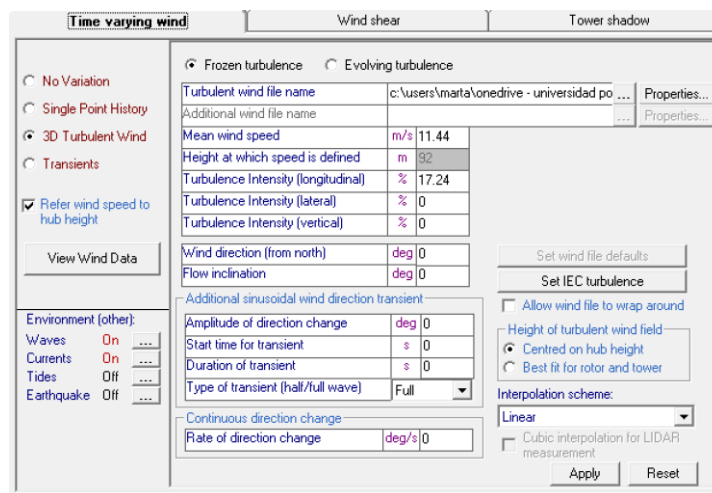


Figura 56: Parámetros a introducir en Bladed para turbulencia

3D

Para generar este archivo de viento, Bladed emplea una red de puntos que cubren el plano del rotor. Cada uno de estos puntos tienen asociado un historial de velocidad frente a tiempo de forma que cada punto posee las características del espectro de turbulencia correctas y coherentes [1].

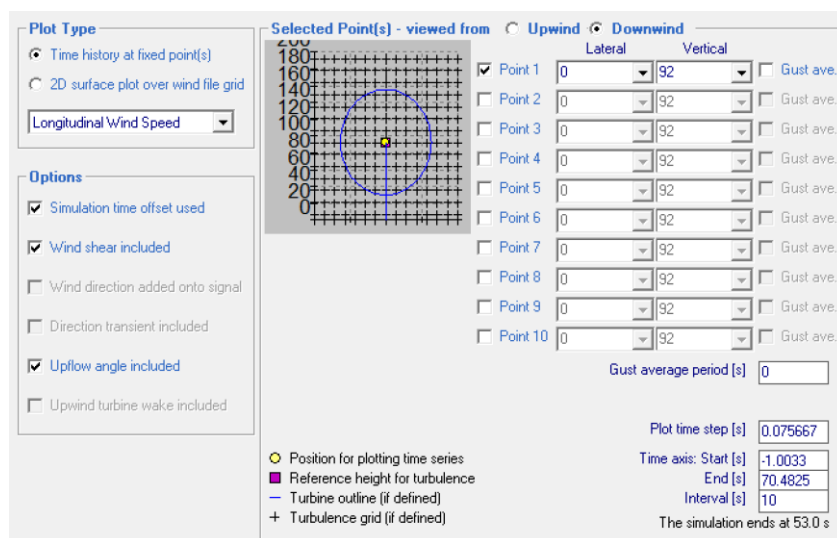


Figura 57: Modelado de turbulencia en Bladed con red de puntos

Además, para generar la turbulencia atmosférica *Bladed* permite elegir entre dos tipos de espectro: el Karman y el Kaimal. Se empleará el modelo Kaimal, como se especifica en la normal GL [6].

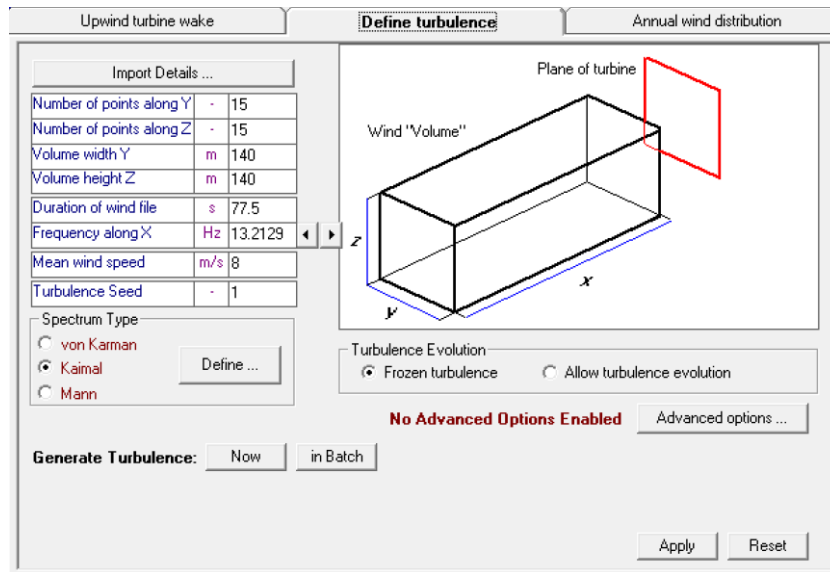


Figura 58: Definición de la turbulencia según modelo Kaimal

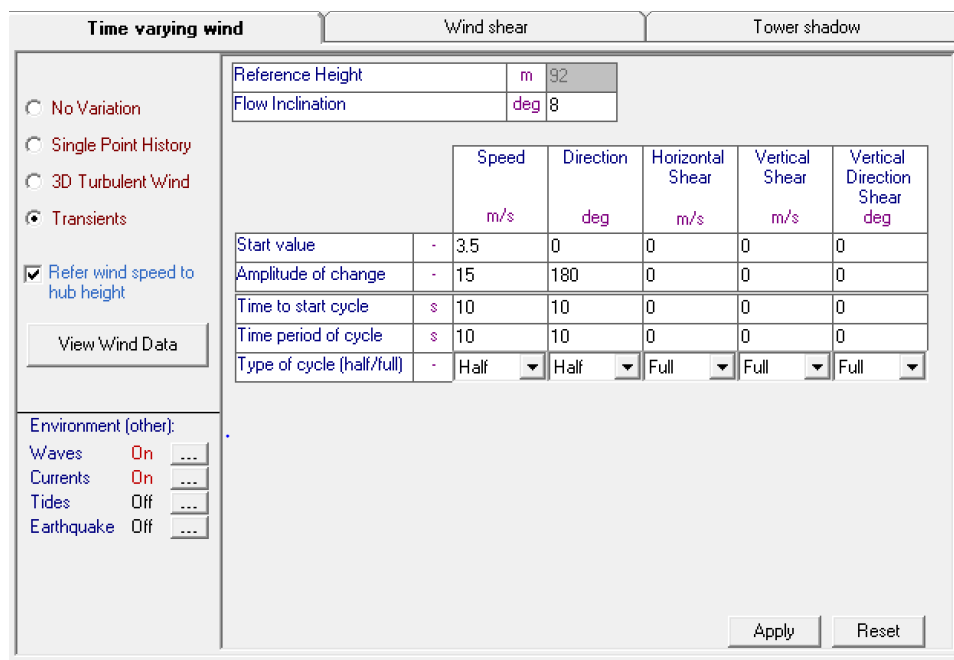
Cabe destacar que, en los resultados obtenidos con el viento turbulento, debe tenerse en cuenta la transferencia de las cargas desde las palas hasta la góndola de los ‘*eddy slicing*’ o ‘*remolinos rebanados*’ desde bajas a frecuencias hasta las frecuencias asociadas con la velocidad de rotación y sus armónicos [1].

TRANSITORIO

La opción de transitorio ofrecida por *Bladed* es la definida por la norma IEC 61400-1. Ésta permite realizar variaciones en el módulo y dirección de la velocidad, y la cortante vertical y horizontal. Éstas dos últimas opciones, se refieren a la variación del módulo de la velocidad del viento entre un lado del sistema rotor y el otro (cortante horizontal) y a la variación entre la parte superior e inferior del sistema rotor (cortante vertical).

Los transitorios se pueden definir como una onda sinusoidal completa o como media onda con forma de rampa. Emplearemos esta última en nuestros modelos.

Además, para que cumpla la norma IEC, se debe definir el ángulo de inclinación mínimo permitido de 8°. Esta norma se creó principalmente para simular las desigualdades del terreno en los aerogeneradores *onshore*, por ello, al tratarse de un aerogenerador *offshore*, emplearemos el ángulo mínimo.



	Speed	Direction	Horizontal Shear	Vertical Shear	Vertical Direction Shear
	m/s	deg	m/s	m/s	deg
Start value	3.5	0	0	0	0
Amplitude of change	15	180	0	0	0
Time to start cycle	10	10	0	0	0
Time period of cycle	10	10	0	0	0
Type of cycle (half/full)	Half	Half	Full	Full	Full

Figura 59: Definición de un transitorio en Bladed

3.11 ESTADO MARINO

En este apartado se modelarán las condiciones del mar facilitadas por nuestro director de proyecto, que se encuentran en el Anexo III:

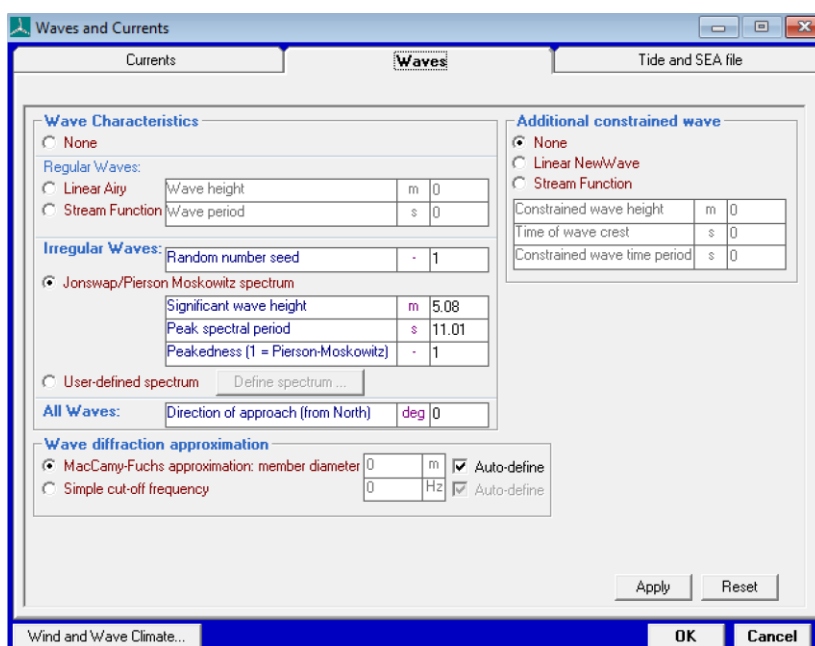


Figura 60: Condiciones marinas modeladas en Bladed

Capítulo 4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

CASOS DE CARGA Y VERIFICACIÓN

Para verificar el diseño de nuestro aerogenerador emplearemos el manual de la normativa GL, organización actualmente conocida como DNV GL (Det Norske Veritas Germanischer Lloyd).

Esta normativa contiene los requisitos técnicos y de seguridad para el correcto diseño de los aerogeneradores offshore y garantiza el cumplimiento de los estándares internacionales. De esta forma, se asegura también el cumplimiento de la normativa IEC 61400 que concierne a los aerogeneradores offshore.

Cabe puntualizar la diferencia entre la normativa DNV GL empleada en el diseño del aerogenerador y la normativa IEC 61400.

Por un lado, la normativa GL es el manual creado por la empresa DNV GL que contiene directrices técnicas para garantizar la integridad, seguridad y fiabilidad de las turbinas eólicas marinas y se emplea principalmente en Europa debido al origen holandés de la empresa.

Por otro lado, la normativa IEC 61400 (International Electrotechnical Commission) es el estándar internacional que regula los requisitos mínimos que debe cumplir un aerogenerador marino.

Por lo tanto, en este proyecto garantizaremos ambas normas.

4.1.1 PARÁMETROS A CONSIDERAR

En todos los casos de carga se asumirán las condiciones de diseño indicadas por la norma GL.

Los parámetros básicos a tener cuenta empleados en los casos de carga son:

- V_{ref} : Velocidad de referencia del viento, correspondiente a los 10 minutos de velocidad media extrema del viento, con una recurrencia de 50 años, a la altura del buje.
- V_{ave} : Velocidad media anual del viento a la altura del buje.
- V_{cg} : Magnitud del escalón de velocidad de viento para el caso de extreme coherent gust (ECG).
- V_{in} y V_{out} : Velocidades del viento mínimas y máximas de operación.
- V_r : Velocidad nominal del viento.
- V_{hub} : Velocidad a la altura del buje.
- $H_s(V)$: Altura modal de las olas correspondiente a una velocidad del viento igual a V_{hub}
- $H_{s50}(V)$: Altura modal de las olas con un periodo de recurrencia de 50 años.

4.1.2 SITUACIONES DE DISEÑO

La vida útil de los aerogeradores offshore se puede representar a través de distintas situaciones de diseño que el aerogenerador puede experimentar a lo largo de su vida.

A continuación, se presentan las distintas situaciones de diseño presentadas en la guía GL:

Design situation	DLC	Wind conditions ¹	Marine conditions	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factors
1. Power production	1.1	NTM $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$	MIS, MUL	F/U	*N
	1.2	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$		U	E
	1.3	ECD $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$	MIS, MUL	U	E
	1.4	NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$	External electrical influence / grid loss	F/U	*N
	1.5	EOG ₁ $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$	Grid loss	U	N
	1.6	EOG ₅₀ $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$		U	E
	1.7	EWS $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$		U	E
	1.8	NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$	Ice formation on blades	F/U	*E
	1.9	NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves with $H = H_d(V)$	Ice formation on structure based on icing events	F/U	*E
	1.10	NTM $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with H_{d1} and $H = H_{max1}$	MIS	U	N
2. Power production plus occurrence of fault	2.1	NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves $H = H_d(V)$	Fault in the control system	F/U	*N
	2.2	NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves $H = H_d(V)$	Fault in safety system or preceding internal electrical fault	U	A
3. Start-up	3.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves $H = H_d(V)$		F/U	*N
	3.2	EOG ₁ $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves $H = H_d(V)$		U	N
4. Normal shut-down	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves $H = H_d(V)$		F/U	*N
5. Emergency shut-down	5.1	NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$	Irregular sea state with $H_d(V)$ or regular waves $H = H_d(V)$		U	N
6. Parked (standstill or idling)	6.1	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	Irregular sea state with H_{d50}	MIS, MUL	U	E
	6.2	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	Irregular sea state with H_{d50}	Grid loss, MIS, MUL	U	A
	6.3	EWM $V_{hub} = V_{f1}$	Irregular sea state with H_{d1}	Extreme oblique inflow MIS, MUL	U	E
	6.4	NTM $V_{hub} \leq V_{in}$ and $V_{out} \leq V_{hub} \leq 0.8 V_{ref}$	Irregular sea state with $H_d(V)$	MIS, MUL	F/U	*N
	6.5	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	Irregular sea state with H_{d1}	Ice formation on structure based on icing events	U	E
7. Parked plus fault conditions	7.1	EWM $V_{hub} = V_{ref}$ Steady wind model	$H = H_d(V)$	MUL	U	A
	7.2	NTM $V_{hub} \leq 0.8 V_{ref}$	Irregular sea state with $H_d(V)$	MIS, MUL	F/U	*A
8. Transport, installation, maintenance and repair	8.1	EOG ₁ $V_{hub} = V_{f1}$ or NWP $V_{in} = \max(EOG_1, \text{based on } V_{f1})$	$H = H_{d1}$	To be specified by the manufacturer	U	T
	8.2	EWM $V_{hub} = V_{ref}$ Steady wind model	$H = H_d(V)$	Locked state	U	A
	8.3	EWM $V_{hub} = V_{f1}$ Turbulent wind model	Irregular sea state with H_{d1} and U_{50}	Vortex-induced transverse vibrations due to wind, waves or currents	F	*
	8.4	NTM $V_{hub} \leq 0.8 V_{ref}$	Irregular sea state with $H_d(V)$	No grid during 3- month period	F/U	*A
	8.5	NWM $V_{hub} = V_{f1}$	$H = H_{d1}$	Boat impact	U	A

Figura 61: Casos de carga según normal GL [6].

Todos los casos con una probabilidad de ocurrencia razonable deben considerarse en el diseño, sin embargo, en este proyecto se realizarán solamente los casos más desfavorables y de funcionamiento más probable, así como el caso 2.1 en caso de fallo del control de paso. Por lo tanto, los casos a analizar serán los 1.1, 1.3, 2.1, 5.1 y 6.1.

4.1.3 RESULTADOS SIMULACIÓN

4.1.3.1 DLC 1.1: NORMAL TURBULENCE MODEL (NTM)

Comenzaremos analizando las cargas que actúan en la parte superior de la torre, estudiando el aerogenerador en el caso de turbulencia normal 1.1.

En esta situación de diseño (1.1) el aerogenerador estará operando, conectado a la red, con el sistema de control activo y sin fallos, sometido a un modelo de turbulencia 3D.

Se asumirán las siguientes condiciones:

- Condiciones de viento: NTM $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$
- Condiciones marinas: Estado irregular con $H_s(V)$
- Otras condiciones: MIS, MUL
- Tipo de análisis: F/U
- Factores de seguridad parciales: Ninguno

Atendiendo a la guía GL, el cálculo de la desviación estándar de la componente longitudinal de la velocidad del viento (σ_I) viene dado por:

$$\sigma_I = I_{15} \cdot \frac{15 \frac{m}{s} + a \cdot V_{hub}}{a + 1}$$

Donde:

- I_{15} : Valor característico de la turbulencia para una velocidad media de 15m/s

- a : Pendiente de la intensidad de la turbulencia

- V_{hub} : Velocidad del viento en el buje.

En el caso de nuestro aerogenerador, el viento tiene clase I y la turbulencia es de tipo B, por lo que $I_{15} = 0.16$ y $a = 3$.

Dividiendo esta desviación entre la velocidad del viento en el buje obtendremos el porcentaje de la intensidad de la turbulencia.

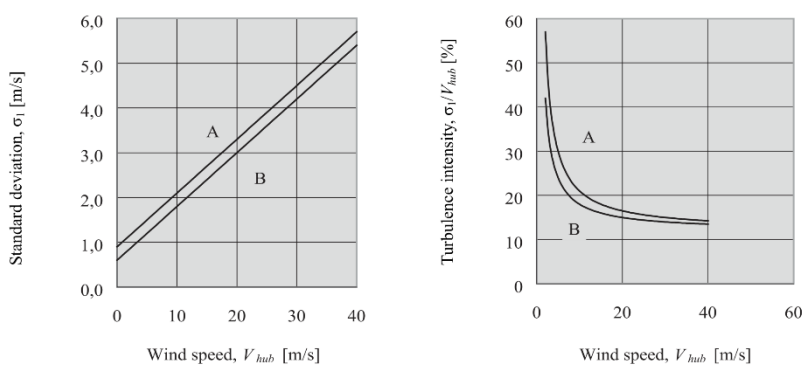


Figura 62: Velocidades en el buje según desviación típica e intensidad de turbulencia [6]

Tabla 1: Velocidades en el buje a simular con sus respectivas desviaciones típicas e intensidad de turbulencia

V_{hub} [m/s]	σ_I [m/s]	σ_I [%]
3.5	1.02	29.14
11.447	1.974	17.24
30	4.2	14

A continuación, se muestran los resultados de las fuerzas y momentos en el sistema de guiñada para las velocidades mínima, velocidad del viento nominal y velocidad máxima (3.5, 11.447 y 20 m/s).

En primer lugar, se muestran los resultados de simulación sin sistema de guiñada activo, posteriormente con el sistema de guiñada rígido y, finalmente, con el sistema de guiñada flexible.

Tabla 2: Resultados sin sistema de orientación $v=3.5$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	1.38E+05	-5.09E+06	-2.34E+01	5.10E+06	5.38E+04	-1.57E+00	-2.81E+06	5.39E+04
Promedio	3.12E+05	-6.37E+06	1.61E+05	6.38E+06	9.19E+04	-1.73E+03	-2.82E+06	9.20E+04
Máximo	4.60E+05	-7.69E+06	1.42E+06	7.69E+06	1.31E+05	-1.27E+04	-2.84E+06	1.31E+05

Tabla 3: Resultados con sistema de orientación rígido $v=3.5$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	-1.42E+05	-5.19E+06	-6.23E+01	5.21E+06	5.86E+04	-2.54E+00	-2.81E+06	5.87E+04
Promedio	3.09E+05	-6.28E+06	1.77E+05	6.28E+06	9.13E+04	-1.57E+03	-2.82E+06	9.15E+04
Máximo	-7.24E+05	-7.38E+06	-2.73E+06	7.38E+06	1.32E+05	2.92E+05	-2.84E+06	3.01E+05

Tabla 4: Resultados con sistema de orientación flexible $v=3.5$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	-1.52E+04	-5.20E+06	-6.05E+01	5.21E+06	-1.82E+02	-7.41E-01	-2.65E+06	3.98E+03
Promedio	3.09E+05	-6.27E+06	1.77E+05	6.28E+06	-2.20E+05	-2.26E+03	-2.79E+06	2.52E+05
Máximo	4.70E+05	-7.34E+06	1.72E+06	7.34E+06	-3.22E+05	-1.14E+05	-2.91E+06	3.30E+05

Tabla 5: Resultados sin sistema de orientación $v=11.447$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.45E+06	-2.18E+06	-2.17E+02	4.27E+06	5.19E+05	-7.96E+00	-2.85E+06	5.20E+05
Promedio	3.94E+06	-4.66E+06	5.52E+05	6.13E+06	6.07E+05	-6.32E+03	-2.88E+06	6.08E+05
Máximo	4.49E+06	-6.88E+06	2.51E+06	7.82E+06	6.89E+05	-4.02E+04	-2.92E+06	6.90E+05

Tabla 6: Resultados con sistema de orientación rígido $v=11.447$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.03E+06	-1.78E+06	-1.41E+02	4.07E+06	5.03E+05	-1.51E+00	-2.85E+06	5.03E+05
Promedio	3.91E+06	-3.90E+06	5.66E+05	5.57E+06	6.07E+05	-8.28E+03	-2.88E+06	6.08E+05
Máximo	4.49E+06	-6.40E+06	2.85E+06	7.36E+06	6.93E+05	2.72E+05	-2.92E+06	6.97E+05

Tabla 7: Resultados con sistema de orientación flexible $v=11.447$ m/s

	Mx [N]	My [N]	Mz [N]	Mxy [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.27E+06	-1.79E+06	-8.72E+02	4.07E+06	5.04E+05	-5.63E+00	-2.85E+06	5.05E+05
Promedio	3.91E+06	-3.91E+06	5.65E+05	5.57E+06	6.07E+05	-8.26E+03	-2.88E+06	6.08E+05
Máximo	4.51E+06	-6.47E+06	2.85E+06	7.41E+06	6.95E+05	6.63E+04	-2.92E+06	6.95E+05

Tabla 8: Resultados sin sistema de orientación $v=30$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.35E+06	-9.12E+03	-4.52E+02	4.08E+06	1.90E+04	-1.01E+01	-2.70E+06	1.93E+04
Promedio	4.55E+06	-3.79E+06	-1.05E+06	6.50E+06	2.70E+05	-2.96E+04	-2.83E+06	2.80E+05
Máximo	5.40E+06	-1.33E+07	-7.41E+06	1.40E+07	5.74E+05	-1.75E+05	-2.96E+06	5.75E+05

Tabla 9: Resultados con sistema de orientación rígido $v=30$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.00E+06	-6.31E+02	-5.84E+02	4.22E+06	-1.73E+02	-1.99E+01	-2.70E+06	1.04E+04
Promedio	4.45E+06	-5.12E+06	-1.38E+06	7.21E+06	2.79E+05	-7.64E+03	-2.83E+06	2.88E+05
Máximo	5.25E+06	-1.32E+07	-8.45E+06	1.39E+07	6.26E+05	3.50E+05	-2.96E+06	6.27E+05

Tabla 10: Resultados con sistema de orientación flexible $v=30$ m/s

	Mx [N]	My [N]	Mz [N]	Mxy [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.33E+06	-3.44E+02	-3.86E+02	4.15E+06	-3.31E+02	-8.01E+00	-2.68E+06	1.79E+04
Promedio	4.45E+06	-5.13E+06	-1.38E+06	7.20E+06	2.79E+05	-7.68E+03	-2.83E+06	2.88E+05
Máximo	5.24E+06	-1.44E+07	-8.73E+06	1.50E+07	6.57E+05	1.80E+05	-2.97E+06	6.58E+05

Tabla 11: Potencia generada con ambos sistemas para $v=3.5$ m/s

	Potencia generada [KW]	
	Rígido	Flexible
Mínimo	104.371	104.683
Promedio	166.090	166.250
Máximo	225.606	225.682

Tabla 12: Potencia generada con ambos sistemas para $v=11.447$ m/s

	Potencia generada [MW]	
	Rígido	Flexible
Mínimo	3.678	3.678
Promedio	4.307	4.307
Máximo	4.912	4.915

Tabla 13: Potencia generada con ambos sistemas para $v=30$ m/s

	Potencia generada [MW]	
	Rígido	Flexible
Mínimo	4.890	4.995
Promedio	5.238	5.241
Máximo	5.530	5.541

Atendiendo a los resultados de simulación mostrados, observamos que sin sistema de guiñada se producen, por regla general, los máximos momentos y fuerzas en los rodamientos de guiñada. Además, la potencia generada sin sistema de orientación era mucho menor en los tres casos. Por lo tanto, descartaremos el sistema de guiñada no activo para nuestro diseño.

Comparando los resultados obtenidos entre el sistema de guiñada rígido y flexible, observamos resultados similares. A bajas velocidades, los esfuerzos son superiores con el sistema rígido, mientras que a la velocidad nominal y velocidades altas, los esfuerzos son superiores con el sistema de guiñada flexible. Además la desviación estándar del sistema rígido es más elevada que el flexible a bajas velocidades, mientras que a altas velocidades la desviación estándar del sistema flexible es superior.

Esto se puede deber a que, para bajas velocidades, para el sistema de guiñada flexible el sistema no se encuentra excitado. De este modo, la flexibilidad del sistema, en este caso, ayuda a reducir ligeramente las cargas. Comparando la aceleración de la góndola en ambos casos:

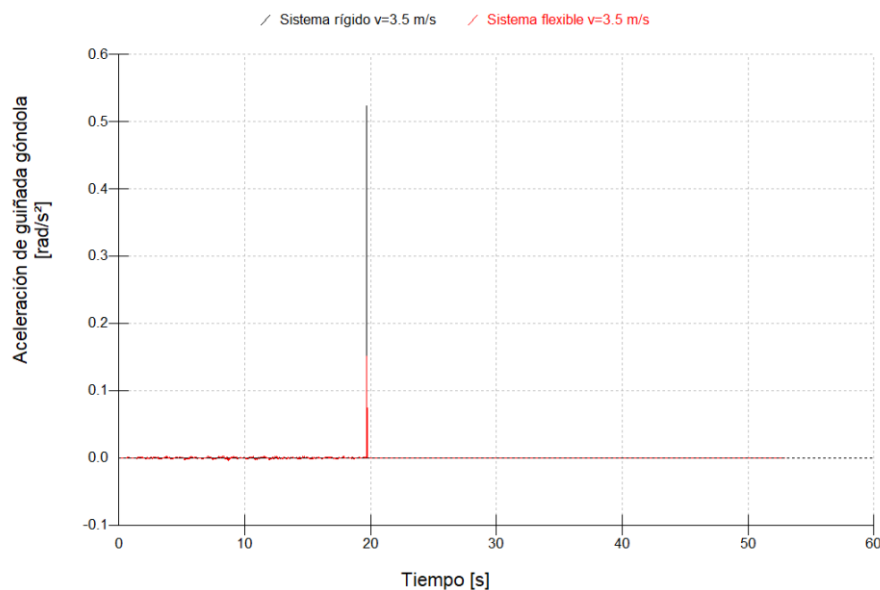


Figura 63: Aceleración de la góndola para guiñada rígida y flexible $v_{bujе}=3.5$ m/s

Solo en el segundo 20 hay un pico de aceleración porque la góndola se detiene en ambos casos.

Sin embargo, para altas velocidades observamos en el sistema flexible que el sistema se encuentra fuertemente excitado:

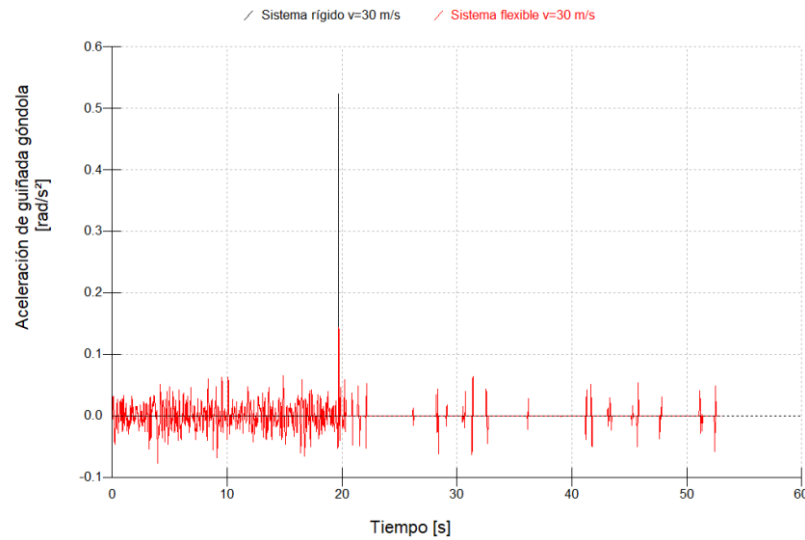


Figura 64: Aceleración de la góndola para guiñada rígida y flexible a $v_{buje}=30$ m/s

Esta excitación da lugar a que la desviación típica de los esfuerzos sea mayor en la guiñada flexible en estos casos, además observamos esfuerzos promedios ligeramente mayores también.

En cuanto a la potencia generada, siempre es aproximadamente un 1% mayor en el caso de la guiñada flexible.

4.1.3.2 DLC 1.3: EXTREME COHERENT GUST WITH DIRECTION CHANGE (ECD)

Este caso de carga consiste en someter al aerogenerador a una ráfaga de viento donde se asumirá un cambio en el módulo y la dirección de la velocidad, mientras el aerogenerador se encuentra en situación normal de producción de potencia, operando y conectado a la red. Las condiciones asumidas son las correspondientes con el caso de diseño 1.3:

- Condiciones de viento: ECD $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_r$
- Condiciones marinas: Estado irregular con $H_s(V)$ o estado regular con $H = H_s(V)$
- Otras condiciones: MIS, MUL
- Tipo de análisis: U
- Factores de seguridad parciales: E

Según la norma GL, las condiciones de viento ECD cumplirán que:

- El aumento de la velocidad del viento ocurrirá al mismo tiempo que el cambio en la dirección θ_{cg} .
- Para los diseños de las turbinas con clase estándar, como es nuestro caso, se considerará una velocidad $V_{cg} = 15$ m/s
- Se utilizará $T=10$ s como tiempo de ráfaga

Definiremos la velocidad del viento y la magnitud en el cambio de dirección θ_{cg} mediante las siguientes relaciones:

$$V(z, t) = \begin{cases} V(z) & \text{for } t < 0 \\ V(z) + 0.5V_{cg} \cdot (1 - \cos(\frac{\pi t}{T})) & \text{for } 0 \leq t \leq T \\ V(z) + V_{cg} & \text{for } t > T \end{cases}$$

Magnitud de cambio en la dirección del viento, θ_{cg} :

$$\theta_{cg}(V_{hub}) = \begin{cases} 180^\circ & \text{for } V_{hub} < 4 \text{ m/s} \\ 720^\circ \frac{\text{m/s}}{V_{hub}} & \text{for } 4 \text{ m/s} \leq V_{hub} \leq V_{ref} \end{cases}$$

Magnitud de cambio en la dirección del viento simultáneo al cambio de la velocidad, $\theta(t)$:

$$\theta(t) = \begin{cases} 0^\circ & \text{for } t < 0 \\ \pm 0.5\theta_{cg} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi t}{T}\right)\right) & \text{for } 0 \leq t \leq T \\ \pm\theta_{cg} & \text{for } t > T \end{cases}$$

Por lo tanto, los resultados obtenidos son:

Tabla 14: Velocidades inicial y final y ángulo del viento para los distintos casos de DLC 1.3

Velocidad inicial [m/s]	Velocidad final [m/s]	Ángulo viento [°]
3.5	18.5	180
11.474	26.747	62.75
30	45	24

A continuación, se muestran los resultados de las fuerzas y momentos en el sistema de guiñada para las velocidades mínima, velocidad del viento nominal y velocidad máxima (3.5, 11.447 y 30 m/s), para el sistema de guiñada rígido y el sistema de guiñada flexible. El

caso a $v=30$ m/s no haría falta simularlo porque no lo pide la normativa GL (solo hasta $V_{nominal}$).

Tabla 15: Resultados con sistema de orientación rígido $v_{inicial}=3.5$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	-2.23E+05	-5.63E+06	-2.12E+01	5.66E+06	-1.34E+02	-1.57E+00	-2.66E+06	4.20E+03
Promedio	6.45E+05	-7.17E+06	3.33E+05	7.20E+06	-2.19E+05	-2.27E+03	-2.79E+06	2.52E+05
Máximo	1.23E+06	-9.45E+06	-2.99E+06	9.51E+06	-3.24E+05	2.93E+05	-2.91E+06	4.01E+05

Tabla 16: Resultados con sistema de orientación flexible $v_{inicial}=3.5$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	2.24E+05	-5.64E+06	-1.09E+01	5.66E+06	-1.82E+02	-7.41E-01	-2.65E+06	3.98E+03
Promedio	6.45E+05	-7.17E+06	3.33E+05	7.20E+06	-2.20E+05	-2.26E+03	-2.79E+06	2.52E+05
Máximo	1.26E+06	-9.25E+06	2.05E+06	9.29E+06	-3.22E+05	-1.14E+05	-2.91E+06	3.30E+05

Tabla 17: Resultados con sistema de orientación rígido $v_{inicial}=11.447$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.03E+06	-1.78E+06	-1.41E+02	4.07E+06	5.03E+05	-1.51E+00	-2.85E+06	5.03E+05
Promedio	3.91E+06	-3.90E+06	5.66E+05	5.57E+06	6.07E+05	-8.28E+03	-2.88E+06	6.08E+05
Máximo	4.49E+06	-6.40E+06	2.85E+06	7.36E+06	6.93E+05	2.72E+05	-2.92E+06	6.97E+05

Tabla 18: Resultados con sistema de orientación flexible $v_{inicial}=11.447$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	3.27E+06	-1.79E+06	-8.72E+02	4.07E+06	5.04E+05	-5.63E+00	-2.85E+06	5.05E+05
Promedio	3.91E+06	-3.91E+06	5.65E+05	5.57E+06	6.07E+05	-8.26E+03	-2.88E+06	6.08E+05
Máximo	4.51E+06	-6.47E+06	2.85E+06	7.41E+06	6.95E+05	6.63E+04	-2.92E+06	6.95E+05

Tabla 19: Resultados con sistema de orientación rígido $v_{inicial}=30$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	4.38E+06	-2.16E+03	-1.80E+03	4.71E+06	7.07E+04	-5.29E+03	-2.69E+06	1.87E+05
Promedio	5.06E+06	2.22E+06	-3.81E+05	6.12E+06	2.76E+05	-1.84E+05	-2.80E+06	3.44E+05
Máximo	5.67E+06	6.70E+06	-3.90E+06	8.63E+06	4.37E+05	-3.19E+05	-2.91E+06	4.81E+05

Tabla 20: Resultados con sistema de orientación flexible $v_{inicial}=30$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	4.37E+06	-6.00E+03	-4.78E+01	4.69E+06	8.64E+04	-2.39E+03	-2.68E+06	2.00E+05
Promedio	5.06E+06	2.23E+06	-3.92E+05	6.13E+06	2.77E+05	-1.84E+05	-2.80E+06	3.44E+05
Máximo	5.67E+06	7.05E+06	3.15E+06	8.85E+06	4.15E+05	-3.14E+05	-2.90E+06	4.69E+05

Observamos que, al igual que en el caso DLC 1.1, los esfuerzos en el sistema de guiñada flexible son notablemente menores a bajas velocidades que el sistema de guiñada rígido.

Cuando aumentamos la velocidad los esfuerzos en ambos sistemas son más similares, pero, en este caso, los máximos son menores en el sistema de orientación lineal.

Por lo tanto, ante cambios en la dirección del viento y ráfagas extremas, el sistema de guiñada lineal atenúa los esfuerzos máximos en el sistema, dando lugar a una menor desviación estándar de dichos esfuerzos. Esto será beneficioso para disminuir el daño a fatiga de los componentes del sistema, por lo que elegiremos el sistema de guiñada flexible para nuestro diseño y, como tenemos evidencia de que es el más beneficioso para el sistema, realizaremos las simulaciones siguientes con este sistema de orientación para completar de verificar su efectividad.

Tabla 21: Desviación estándar de esfuerzos para $v=30$ m/s en sistema rígido y flexible

Desviación Estándar	Sistema Rígido	Sistema Flexible
Fx [N]	77557.4	70862.5
Fy [N]	78909.6	78414.5
Fz [N]	45370.5	43794.5
Mx [Nm]	297397	296474
My [Nm]	2.754E+06	2.749E+06
Mz [Nm]	1.326E+06	1.32E+06

4.1.3.3 DLC 2.1: Normal wind profile y fallo en el sistema de control

En este caso de diseño supondremos que el aerogenerador está en estado de producción de potencia, cuando ocurre un fallo en el sistema de control. Mientras, el aerogenerador se someterá a condiciones de viento normal, sin turbulencia

Se asumirán las condiciones de diseño correspondientes al caso 6.1 siguientes:

- Condiciones de viento: NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$.
- Condiciones marinas: Estado irregular con $H_s(V)$ u olas regulares con $H = H_s(V)$
- Otras condiciones: Fallo en el sistema de control
- Tipo de análisis: F/U
- Factores de seguridad parciales: Ninguno

Comenzaremos realizando una simulación a velocidad nominal $V_r = 11.447 \text{ m/s}$ con un error en el ángulo de paso en la pala 1. En este caso, la pala está atascada con un ángulo de paso constante de 10° .

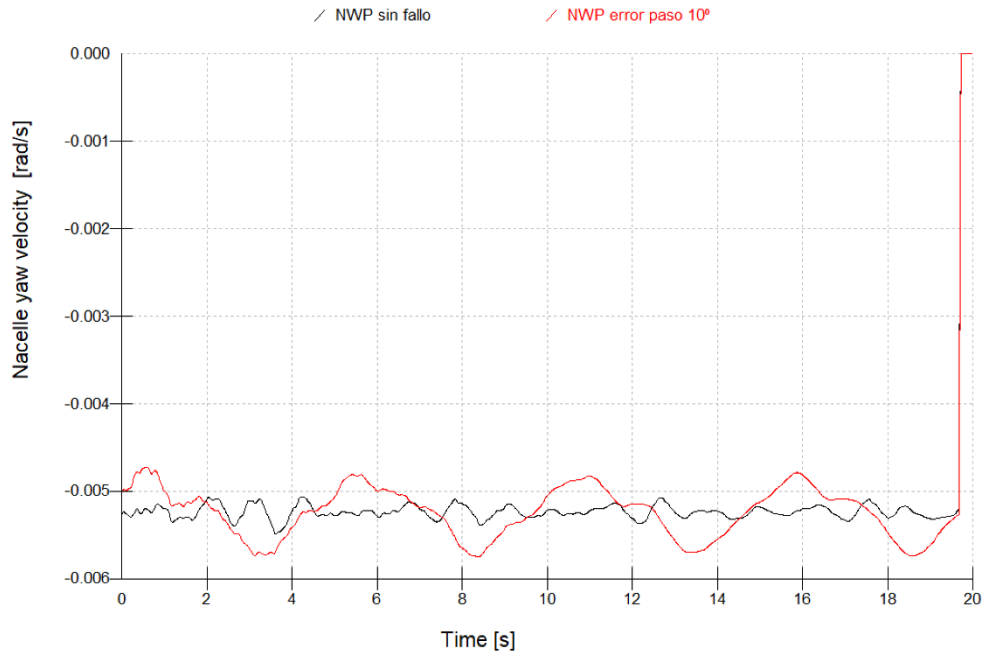


Figura 65: Velocidad de la góndola con y sin error del control de paso

Analizando los primeros 20 segundos de simulación en los que la góndola se mueve para alcanzar la posición requerida observamos que cuando existe un error de paso en una de las palas, la velocidad del sistema de guiñada aumenta y su período se reduce aproximadamente 3 veces (como observamos en el recuadro indicado). Esto se debe a que, al existir un error en una de las palas, ésta afecta al sistema y produce grandes oscilaciones en la velocidad de guiñada, de forma que el efecto de turbulencia de las otras dos palas pierde peso en el sistema de actuación. Cuando las 3 palas funcionaban correctamente, el efecto que tenían las 3 palas en el sistema de guiñada era equitativo.

Este efecto también se manifiesta en la velocidad de rotación del rotor:

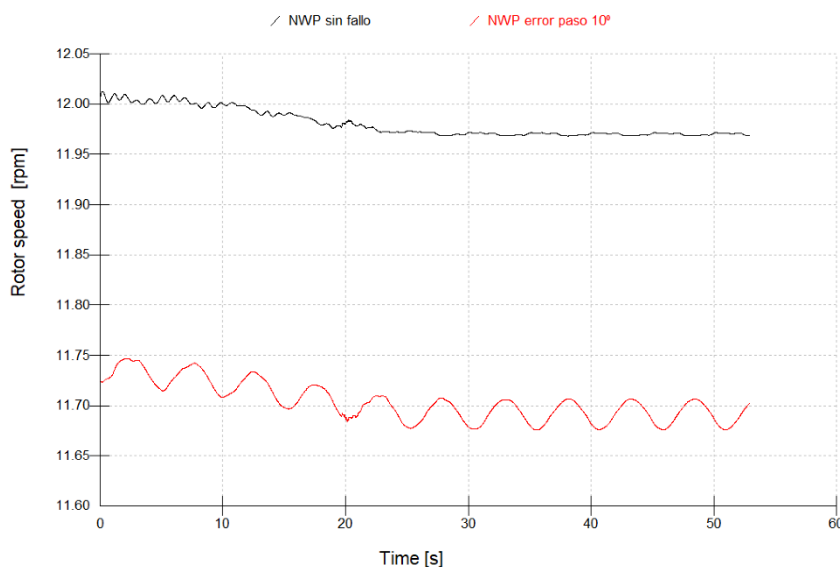


Figura 66: Velocidad de rotación de las palas con y sin error en el control de paso

Observamos una velocidad con un período algo más de unas tres veces superior al caso de diseño sin error de paso. Además, la velocidad del rotor sigue siendo oscilante una vez se alcanza el punto óptimo en el segundo 20, debido al error en una de las palas. En cuanto al momento de fricción en los rodamientos, obtenemos los resultados esperados, con el error

en la pala el sistema se verá sometido a un mayor esfuerzo de fricción en estado estático, con grandes oscilaciones:

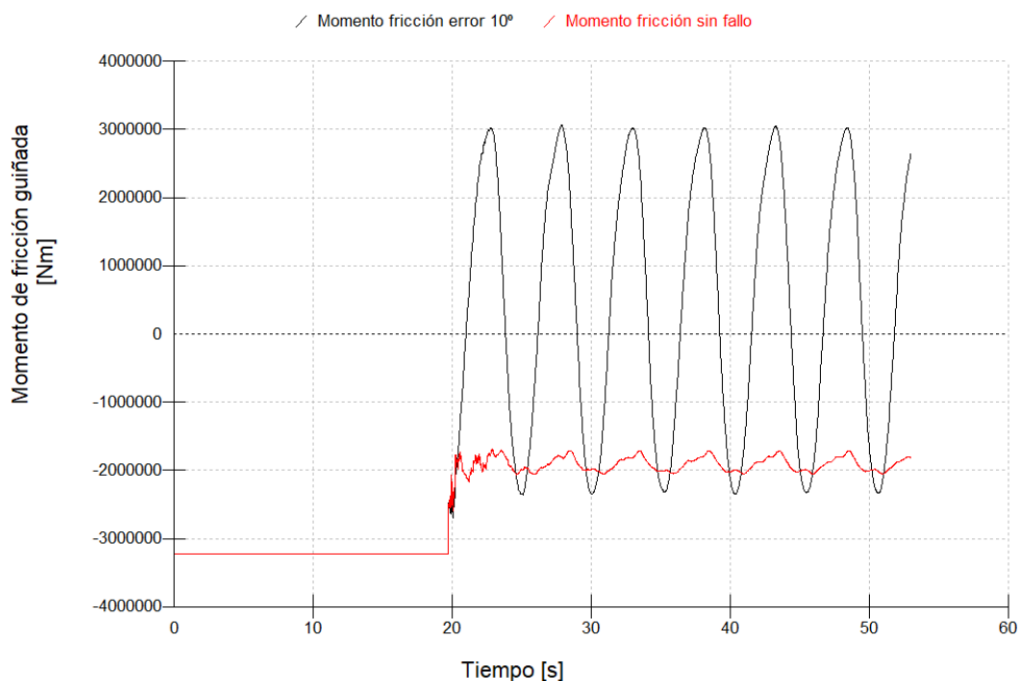


Figura 67: momento de fricción de guiñada con y sin error de paso

En cuanto a la desalineación del sistema, observamos que, pese que se muevan a distintas velocidades en ambos casos, llegamos en el mismo tiempo de actuación al ángulo de guiñada demandado de 8°:

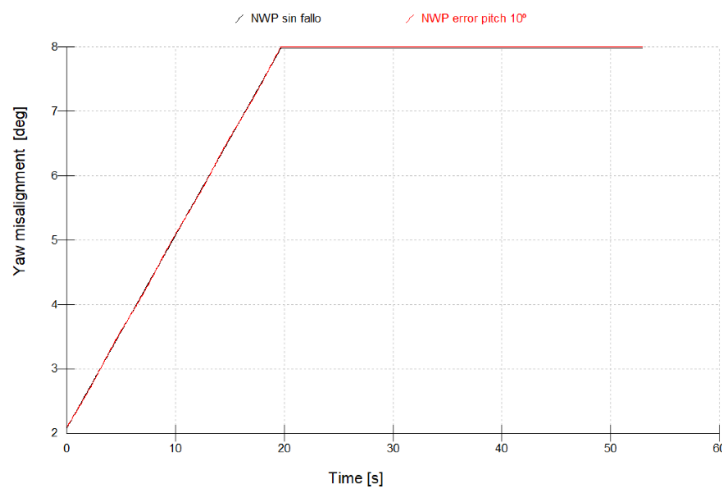


Figura 68: Ángulo de guiñada con y sin fallo del control de paso

Por otro lado, la potencia generada en ambos casos no coincide, lo cual es esperable debido al error en una de las palas:

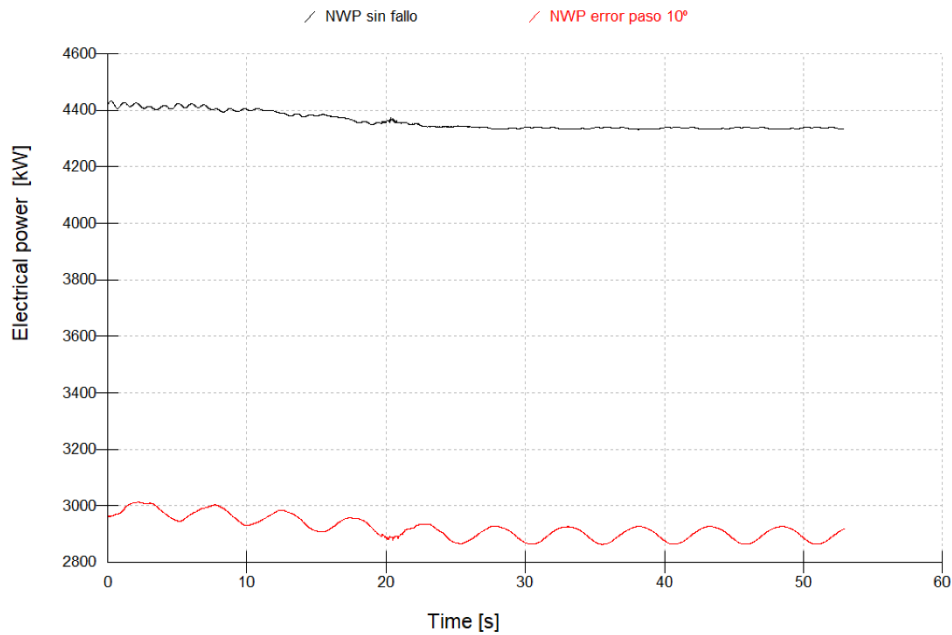


Figura 69: Potencia generada con y sin fallo del control de paso

Observamos que la potencia generada en el caso con un error de 10° en el ángulo de paso es considerablemente menor y más oscilante. El sistema de guiñada estabiliza el aerogenerador a partir del segundo 20, y el valor medio de la producción de potencia se mantiene constante, sin poder evitar la oscilación producida por el error de paso en la pala 1.

4.1.3.4 DLC 5.1: *EMERGENCY SHUT DOWN con parada de emergencia*

En este caso de diseño asumiremos que el aerogenerador tiene que realizar una parada de emergencia, teniendo que actuarse el botón de parada de emergencia para llevar el sistema rotor al estado de reposo (standstill). Se asumirán las siguientes condiciones:

- Condiciones de viento: NWP $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$
- Condiciones marinas: Estado irregular con $H_s(V)$ o estado regular con $H = H_s(V)$
- Tipo de análisis: U
- Factores de seguridad parciales: N

La condición de viento con un perfil normal de viento (NWP) está definida en la guía GL por un perfil de viento

$$V(z) = V_{hub} \cdot \left(\frac{z}{z_{hub}} \right)^\alpha$$

Donde:

- $V(z)$ es la velocidad del viento a la altura z [m/s]
- V_{hub} es la
- α es el exponente de la ley de potencia [-]. El modelo asumirá una estabilidad atmosférica neutral con una rugosidad de superficie de 0.002 m y un exponente de potencia $\alpha=0.14$

Esta velocidad se modelará, de nuevo, a través de la opción de *wind shear* en el software de Bladed.

Realizaremos una simulación con el caso más desfavorable ($v=30$ m/s), obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 22: Resultados de simulación de parada de emergencia par $v=30$ m/s

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	-7.63E+03	-3.53E+06	-5.78E+05	3.54E+06	2.98E+04	-2.29E+00	-2.78E+06	3.92E+04
Promedio	3.98E+06	-5.28E+06	-1.73E+06	6.67E+06	2.55E+05	-7.55E+03	-2.82E+06	2.55E+05
Máximo	4.56E+06	-6.31E+06	-2.73E+06	7.66E+06	4.47E+05	8.61E+04	-2.86E+06	4.48E+05

Teniendo en cuenta que debemos aplicar un factor de seguridad parcial normal (N) de 1.2 para cargas no favorables operaciones, obtenemos un momento torsor y unos esfuerzos axiales y radiales máximos:

$$M_z = 2.73 \cdot 10^6 \cdot 1.2 = 3.276 \cdot 10^6 Nm$$

$$F_z = 2.86 \cdot 10^6 \cdot 1.2 = 3.43 \cdot 10^6 N$$

$$F_x = 4.47 \cdot 10^5 \cdot 1.2 = 5.364 \cdot 10^5 Nm$$

Observamos que dichos esfuerzos son inferiores a los valores obtenidos en el ensayo DLC 1.1, por lo que este último seguirá siendo el caso más desfavorable.

4.1.3.5 DLC 6.1: Extreme wind speed model en estado de ralentí

En este caso de diseño supondremos que el aerogenerador está en estado de ralentí (idling), es decir, se permite la rotación de la góndola y las palas se encuentran rotando lentamente sin producción de energía. Mientras, el aerogenerador se someterá a una ráfaga de viento extremo.

Se asumirán las condiciones de diseño correspondientes al caso 6.1 siguientes:

- Condiciones de viento: EWM $V_{hub} = V_{ref}$ con σ_I . En el caso de nuestro aerogenerador clase I se corresponde con una velocidad de 50 m/s.
- Condiciones marinas: Estado irregular con H_{s50}
- Otras condiciones: MIS, MUL
- Tipo de análisis: U
- Factores de seguridad parciales: E

Wind turbine class	I	II	III	S
– V_{ref} [m/s]	50	42.5	37.5	Site specific
– V_{ave} [m/s]	10	8.5	7.5	
– A 115 (-)	0.18			
– a (-)	2			
– B 115 (-)	0.16			
– a (-)	3			
– C 115 (-)	0.145			
– a (-)	3			

Figura 70: Relación entre clase de turbina y distintos parámetros [6].

Según la norma GL, las condiciones de viento EWMM cumplirán que:

- El modelo de viento se basará en la velocidad de referencia V_{ref} y la desviación estándar σ_I
- Para el modelo con viento turbulento, el valor del viento medio en 10 minutos se dará como una función de la altura z con un período de recurrencia de 50 años (o un año). En nuestro caso emplearemos el periodo de recurrencia de 50 años:
- $V_{50} = V_{ref} \left(\frac{z}{z_{hub}} \right)^{0.14}$

En el caso de *Bladed Educational*, la velocidad en función de la altura la modelaremos directamente en el apartado de *cortante del viento*, en donde se puede asumir como una función exponencial:



Figura 71: Modelado de la exponencial del viento en Bladed

Además se aplicará una desviación estándar $\sigma_I = 0.12 \cdot V_{hub}$, según norma GL.

Por lo tanto, introduciremos una turbulencia con una velocidad media de 50 m/s y una desviación estándar $\sigma_I = 0.12 \cdot 50 = 6 \text{ m/s}$, resultando en una intensidad de turbulencia $I = \frac{6}{50} = 12\%$.

Para el modelo con viento en estado estacionario (sin turbulencia), la ráfaga extrema con recurrencia de 50 años se basará también en la velocidad de referencia:

$$V_{50} = 1.25 \cdot V_{ref} \left(\frac{z}{z_{hub}} \right)^{0.14}$$

Al igual que en el caso de la turbulencia, se modelará directamente la exponencial en Bladed en el apartado de *cortante del viento*.

Asumiremos un flujo de aire con una inclinación de $\pm 8^\circ$, verificando que la desalineación media de la guñada no adquiere grandes valores, según GL [6].

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para la guiñada flexible:

Tabla 23: Resultados de simulación a $v=$ en estado de ralenti

	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	Mxy [Nm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fxy [N]
Mínimo	-5.96E+04	-6.82E+04	-1.07E+03	1.11E+06	-1.20E+02	5.53E+04	-2.31E+06	1.19E+05
Promedio	-7.13E+05	-2.77E+06	-8.32E+05	2.88E+06	1.32E+05	2.21E+05	-2.48E+06	2.62E+05
Máximo	-1.29E+06	-5.65E+06	-2.81E+06	5.68E+06	2.59E+05	3.77E+05	-2.66E+06	4.08E+05

Los valores se encuentran dentro del rango esperado y son inferiores a los obtenidos en ensayos anteriores.

Capítulo 5. DISEÑO DEL SISTEMA DE ORIENTACIÓN

A continuación, se procederá a diseñar el sistema de guiñada del aerogenerador.

En primer lugar, dimensionaremos todos los componentes mecánicos del sistema, engranajes y cojinetes, a partir de los resultados más desfavorables obtenidos en las simulaciones. A continuación, seleccionaremos el número de motores necesarios para accionar el sistema junto con el inversor. Finalmente, elegiremos el sistema de medición de viento que accionará nuestro sistema.

Disponemos de los siguientes datos de partida:

- Diámetro primitivo del sistema de orientación: $\emptyset_{primitivo} = 5925 \text{ mm}$
- Módulo sistema de orientación: $mod_{orientación} = 24 \text{ mm}$
- Velocidad orientación: $\omega_{corona} = 0.3 \frac{^\circ}{s} = 0.00524 \text{ rad/s}$
- Par nominal de cada accionamiento: $M_{nom \text{ accionamiento}} = 49 \text{ kNm}$
- Par pico de cada accionamiento: $M_{pico \text{ accionamiento}} = 98.1 \text{ kNm}$
- Relación engranajes: $n_{reductora} = 1253.6$
- Z piñón: $z_{piñón} = 14$
- Potencia nominal motor: $P_{nom \text{ motor}} = 5.5 \text{ kW}$
- Velocidad motor: $\omega_{motor} = 940 \text{ rpm} = 98.44 \frac{\text{rad}}{s}$
- Rendimiento (motor + reductora): $\eta_{mot-reduct} = 70\%$
- Par máximo requerido por el sistema de guiñada: $M_{máx \text{ guiñada}} = 8.7 \cdot 10^6 \text{ Nm}$

5.1 COMPONENTES MECÁNICOS

5.1.1 ENGRANAJES: PIÑÓN Y CORONA DENTADA

Para dimensionar el radio del piñón y la corona dentada del sistema de guiñada emplearemos los datos de partida facilitados por nuestro director de proyecto.

Para que la corona dentada y los piñones del accionamiento engranen deben poseer el mismo módulo, $m = 24 \text{ mm}$. Por lo tanto:

$$\varnothing_{\text{primitivo}} = z \cdot \text{mod}$$

$$\text{mod}_{\text{corona dentada}} = \text{mod}_{\text{piñón}}$$

$$\text{mod}_{\text{piñón}} = 24 \text{ mm} = \frac{\varnothing_{\text{piñón}}}{z_{\text{piñón}}}; \varnothing_{\text{piñón}} = 24 \cdot 14 = 336 \text{ mm}$$

A partir de este resultado podremos calcular la velocidad angular de los piñones, pues la velocidad en el punto de contacto entre la corona y el piñón debe ser la misma:

$$V_{\text{piñón}} = V_{\text{corona}}; \omega_{\text{piñón}} \cdot \varnothing_{\text{piñón}} = \omega_{\text{corona}} \cdot \varnothing_{\text{corona}}$$

$$\omega_{\text{piñón}} = \frac{\omega_{\text{corona}} \cdot \varnothing_{\text{corona}}}{\varnothing_{\text{piñón}}} = 0.00524 \cdot \frac{5925}{336} = 0.0923 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 5.29^\circ/\text{s}$$

La relación de transmisión entre corona y piñón será:

$$r = \frac{\omega_{\text{piñón}}}{\omega_{\text{corona}}} = \frac{0.0923}{0.00524} = 17.63$$

La potencia que tendrán que transmitir los piñones será aquella que soporte el par máximo al que estará sometido la corona. Éste coincide con el caso DLC 1.1 con la máxima velocidad $V=30 \text{ m/s}$. De esta forma calculamos el par que tendrán que ejercer los piñones de los accionamientos de guiñada:

$$P_{\text{piñón}} = P_{\text{corona}}$$

$$M_{\text{piñón}} \cdot \omega_{\text{piñón}} = M_{\text{corona}} \cdot \omega_{\text{corona}}$$

$$M_{\text{piñón}} = 8.7 \cdot 10^6 \cdot \frac{0.005324}{0.0923} = 4.934 \cdot 10^5 \text{ Nm}$$

Finalmente calculamos el número de dientes que tiene que tener la corona dentada:

$$\emptyset_{\text{primitivo}} = z \cdot \text{mod}$$

$$z_{\text{corona}} = \frac{\emptyset_{\text{primitivo}}}{\text{módulo}} = \frac{5925}{24} = 246.875 = 247 \text{ dientes}$$

Diseñamos la corona dentada en el software de CAD SolidWorks:



Figura 72: Corona dentada diseñada en SolidWorks

5.1.2 COJINETE

Los criterios principales de diseño que debe satisfacer el rodamiento de guiñada son los mostrados a continuación:

1. Dimensionamiento a fatiga
2. Dimensionamiento a capacidad estática del rodamiento
3. Profundidad y dureza del núcleo adecuadas
4. Lubricación adecuada sin pérdidas
5. Momento de fricción
6. Elementos externos

Por lo tanto, el dimensionamiento se centra en el análisis estático y dinámico.

5.1.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

El análisis estático está enfocado en las cargas estáticas: aquellas que actúan cuando el rodamiento no está girando. Así, aparecen deformaciones permanentes, que, según la experiencia, suelen rondar valores de $0.0001D$ en el diámetro de los elementos rodantes. A continuación se muestra una tabla con la tensión máxima de Hertz para rodamientos de bolas y rodillos que producen dicha deformación:

Bearing Type	Maximum Hertz Stress (MPa)
Ball	4,200
Roller	4,000

Figura 73: Máxima tensión de Hertz para deformación permanente de $0.0001D$ [13].

Los cojinetes del sistema de guiñada están diseñados para una capacidad estática determinada y para el análisis estático se empleará la carga máxima. Esta carga se define como:

$$Q_{\max} = \frac{2F_r}{Z \cos\alpha} + \frac{F_a}{Z \sin\alpha} + \frac{4M}{d_m Z \sin\alpha}$$

Donde:

- Z es el número de elementos rodantes por fila
- α es el ángulo de contacto con la pista
- F_r es la fuerza radial aplicada
- F_a es la fuerza axial aplicada
- M es el momento de inclinación aplicado (*tilting moment*)
- D_m es el diámetro de paso del rodamiento

La máxima tensión de contacto actuando de forma perpendicular entre el elemento rodante y la pista de rodadura (tensión de Hertz) será igual a la carga entre el área de contacto. En el caso de un rodamiento de bolas el contacto es una elipse con los semiejes mayor y menor, a y b , respectivamente, de forma que la tensión máxima de Hertz es:

$$S_{max} = 1.5 \cdot \frac{Q_{max}}{\pi ab}$$

Esto requeriría el cálculo de las líneas de contacto para hallar los ejes a y b a través de la teoría de Hertz. Según la normativa GL, el cociente esta tensión de Hertz máxima S_{max} y la tensión de contacto máxima aportada por el fabricante debe ser menor o igual a 1.1.

Elegimos el caso más desfavorable DLC 1.1, con $v=30$ m/s. La fuerza radial F_r se corresponde con la Fuerza en el eje x $F_x=0.657$ MN, la fuerza axial se corresponde con la fuerza en el eje z $F_z=2.97$ MN y el momento flector se corresponde con el momento en xy $M_{xy}=15$ MNm.

Según el fabricante Liebherr que hemos elegido para dimensionar el rodamiento, comenzaremos decidiendo si optaremos por un rodamiento de rodillos cilíndricos o de bolas:

1. Si $F_r < 0.25 \cdot F_a$ elegiremos un rodamiento de bolas de cuatro puntos
2. Si $F_r < 0.1 \cdot F_a$ elegiremos un rodamiento de rodillos

Como para nuestro caso de carga se cumple el caso 2, elegiremos por lo tanto un rodamiento de rodillos, ya que las cargas radiales no son tan elevadas en comparación con el momento de vuelco, por lo que éste será capaz de soportarlas sin problema. En cualquier caso, el

rodamiento de bolas de 4 puntos también sería válido, al igual que un rodamiento de rodillos angular, para absorber ambas cargas, radiales y axiales.

Atendiendo al catálogo del fabricante Liebherr, emplearemos como punto de partida las dimensiones del rodamiento de rodillos ROD05600-050DA15-900-000, cuyas especificaciones se encuentran en el Anexo IV, y que se corresponden con las dimensiones de nuestra corona.

Para simplificar los cálculos optaremos por las fórmulas de selección que nos aporta el fabricante de rodamientos Liebherr. Por lo tanto, calcularemos la carga axial equivalente para un rodamiento de rodillos:

$$P_o = K_{rep} \cdot 1.3 \cdot \left(F_a + 4 \cdot \frac{M}{D_L} \right) = 1.2 \cdot 1.3 \cdot \left(2970 \text{ kN} + 4 \cdot 15000 \frac{\text{kNm}}{5.6} \right) = 21347.49 \text{ kN}$$

Sabiendo que el factor de seguridad según norma GL debe ser al menos de 1.1, entonces debemos elegir un rodamiento de la casa Liebherr tal que su carga estática nominal C_{stat} sea:

$$factor \text{ seguridad} = \frac{C_{stat}}{P_o}; S_o = \frac{103430 \text{ kN}}{202347.49 \text{ kN}}; S_o = 4.85 > 1$$

Observamos que el rodamiento con el cual estamos dimensionando (ROD05600-050DA15-900-000) cumple de sobra con los requerimientos ($S_o > 1$). En concreto, el sistema está bastante sobredimensionado, ya que por normativa el factor de seguridad mínimo es 1.1, por lo que un rodamiento con una carga estática nominal menor sería suficiente, pero no cumpliría con las especificaciones dimensionales.

ANÁLISIS DINÁMICO: vida nominal del rodamiento

Los rodamientos de bolas y rodillos utilizados en la guiñada de los aerogeneradores son rodamientos tipo empuje o axiales (thrust bearings). Esto quiere decir que la carga principal aplicada es una carga axial excéntrica, que resulta en una fuerza axial y un momento de vuelco (overturning momento), e, idealmente, la carga radial es distribuida en la mitad de los elementos rodantes.

Esto es relevante en el análisis dinámico de las cargas, pues nos centraremos en el cálculo de dicha carga axial para analizar su vida útil.

Para ello, se empleará la regla de Miner, la cual se define como:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1$$

Donde:

- n_i es el número de ciclos para el rango de tensión i
- N es el máximo número de ciclos antes del fallo para el rango de tensión i

Simularemos tanto para el caso DLC 1.1 como el caso DLC1.3 a las velocidades y esfuerzos que mayor número de oscilaciones poseían. Para ello emplearemos el método *rainflow* de *Bladed* que se encuentra en el apartado de Post-Procesado:

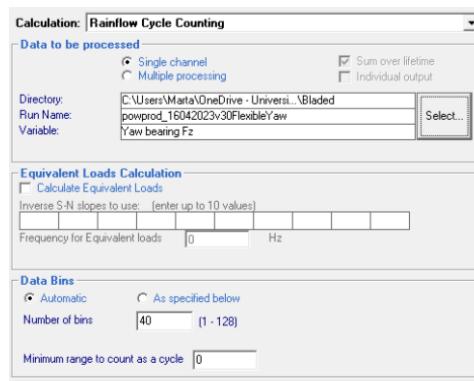


Figura 74: Modelado del método Rainflow en Bladed

De este modo obtenemos la siguiente gráfica, que indica el número de ciclos obtenidos para un cierto rango de carga:

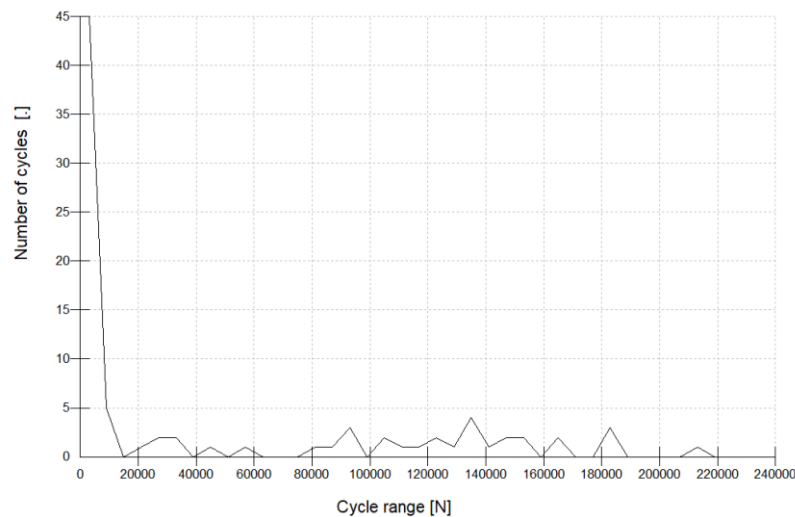


Figura 75: Número de ciclos de carga para los rangos de carga F_z correspondientes

Exportando los datos a Excel, calculamos cada una de las tensiones equivalentes para ese rango de carga, en el caso de F_z dividiendo entre el área. Además, en Bladed hemos simulado para 60 s, por lo que multiplicaremos los ciclos para obtener los resultados en 20 años, según indica la norma GL.

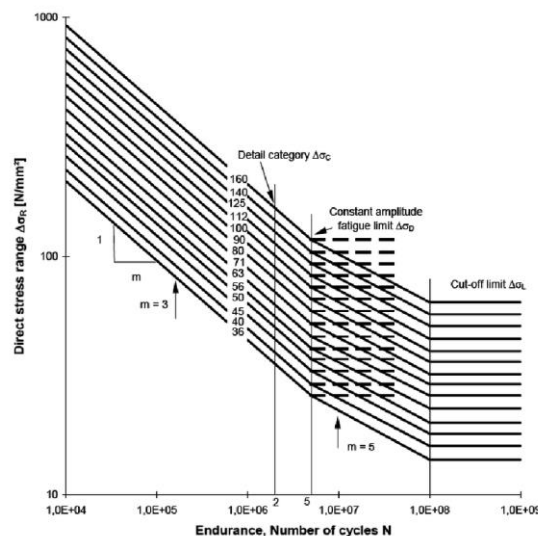


Figura 76: Gráfica SN para acero S275 [web]

Una vez calculadas las tensiones y los ciclos para los años de vida útil, entramos en la curva SN para calcular el número de ciclos antes de rotura para cada rango de carga.

La recta por la que entraremos será la de 160, pues consideraremos el sistema como un cilindro hueco. Una vez calculado cada N para cada ciclo de carga i , realizamos el sumatorio:

$$\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 0.883 \leq 1$$

Como el daño es menor que 1 podemos asegurar que el cojinete no romperá a fatiga.

5.1.3 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Una correcta lubricación es fundamental para conseguir una larga vida útil de nuestro sistema. Esta lubricación se aplicará tanto en la pistas de rodadura de los rodamientos como en la corona dentada.

Según las especificaciones del fabricante elegido, Liebherr, el lubricante debe cumplir con las siguientes especificaciones:

- Reducción de la fricción entre los elementos rodantes y la pista, así como entre los elementos rodantes y sus respectivos espaciadores.
- Formación de una película firme en las áreas de contacto.
- Garantizar la protección de la pista de rodadura, sellando la pista contra la suciedad y la humedad.

Según la norma GL, deberá indicarse el tipo de lubricante a emplear, su viscosidad a la temperatura de operación así como la limpieza de dicho lubricante.

Atendiendo al catálogo de lubricantes recomendados por Liebherr, emplearemos para el rodamiento y la corona:

- Tipo de lubricante: graso, denominación Universal Grease 9900.
- Viscosidad: KPF 2 N -25, DIN 51502.
- Temperatura de trabajo: -25°C a +150°C.

Los conductos de lubricación son los mostrados a continuación:

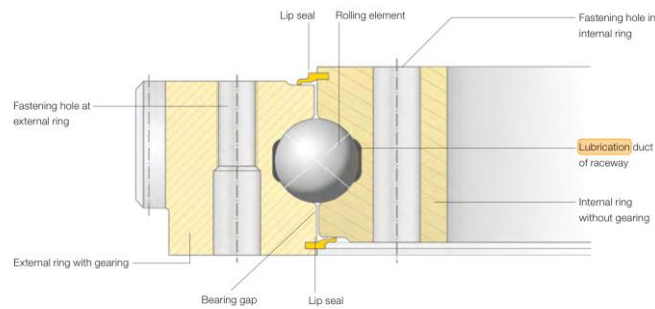


Figura 77: Conductos de lubricación según el fabricante [11].

5.2 COMPONENTES ELÉCTRICOS

Para que la corona dentada reciba el par entregado por el piñón necesitamos un sistema de accionamientos eléctricos que le entreguen dicho par al piñón. Para calcular el número de motores eléctricos necesarios bastará con igualar el par máximo al que está sometido el sistema al par que entregará el conjunto de los accionamientos accionamiento visto desde la corona.

Emplearemos el caso de carga DLC 1.1 a una velocidad de 30 m/s, ya que se trata del caso con mayor momento torsor $M_z=8.73 \text{ MNm}$.

De esta forma:

$$M_{\text{máx corona}} = n_{\text{motores}}^{\circ} \cdot \eta_{\text{accionamiento}} \cdot r \cdot M_{\text{accionamiento}}$$

$$8.73 \cdot 10^6 = n_{\text{motores}}^{\circ} \cdot 0.7 \cdot 17.63 \cdot 98.1 \cdot 10^3$$

$$n_{\text{motores}}^{\circ} = 7.2 = 8 \text{ motores}$$

Por lo tanto, emplearemos 8 motores que tendrán que tener las siguientes características:

- Potencia nominal: 49 kNm
- Potencia pico: 98.1 kNm
- Par nominal: 5.5 kW
- Velocidad: 940 rpm
- Alojarse un piñón con diámetro primitivo de 336 mm
- Módulo: 24

El motor de la marca Bonfiglioli modelo 714T versión F cumple con dichas especificaciones que se pueden ver en el Anexo IV

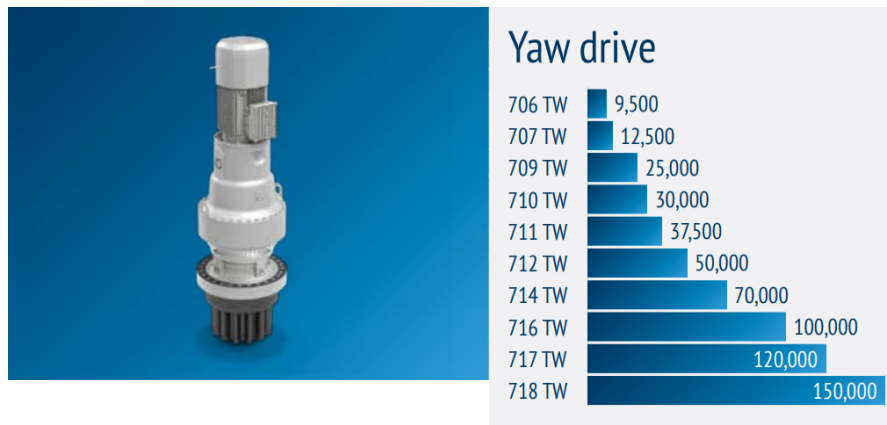


Figura 78: Actuador de Bonfiglioli serie 700 [1].

5.2.1 INVERSOR Y CABLEADO

Para que el sistema de guiñada esté conectado correctamente e interprete las señales enviadas por el control necesitaremos uno o más inversores que conecten los motores al control.

Para ello, podemos:

- Emplear un solo inversor conectado a todos los motores del sistema
- Emplear tantos inversores como motores hay en el sistema

Con la segunda opción podremos controlar cada uno de los motores por separado. Sin embargo, como en el proceso de guiñada todos los motores actuarán al mismo tiempo, nos decantamos por la primera opción empleando 1 solo inversor para todo el sistema.

Capítulo 6. OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA

Una vez realizado el diseño del sistema de guiñada, nos dispondremos a optimizar el sistema con el objetivo de minimizar las cargas y maximizar la producción de potencia.

Para lograr este objetivo, modificaremos los siguientes parámetros:

1. Rigidez de la guiñada flexible
2. Amortiguamiento de la guiñada flexible

6.1 RIGIDEZ DEL SISTEMA

Considerando el grado de libertad de guiñada de la góndola, es lógico pensar que si reducimos la rigidez del sistema de guiñada disminuirá su frecuencia natural asociada [10].

De este modo, tanto el desplazamiento como la fuerza transmitida en la parte superior de la torre para frecuencias mucho más grandes que la natural se reducirán considerablemente [10], lo que dará lugar a la reducción de los esfuerzos torsionales en el rodamiento de guiñada:

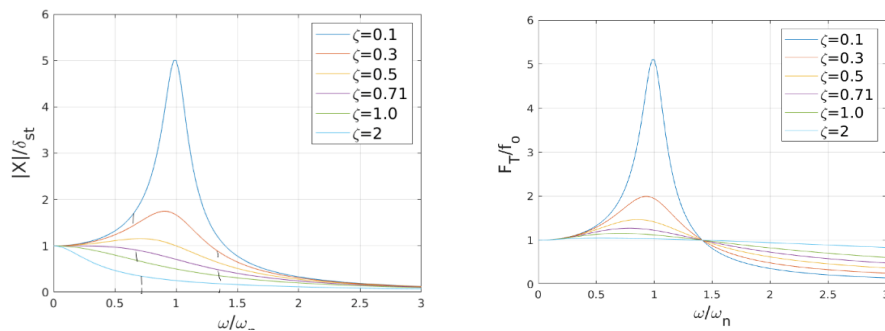


Figura 79: Gráficas del factor de amplificación dinámico (FAD) y fuerza transmitida para distintos amortiguamientos [4]

A continuación, se muestra la gráfica del momento torsor M_z con la rigidez original $k=9E+06$ N/m y con una reducción de la rigidez de un orden de magnitud:

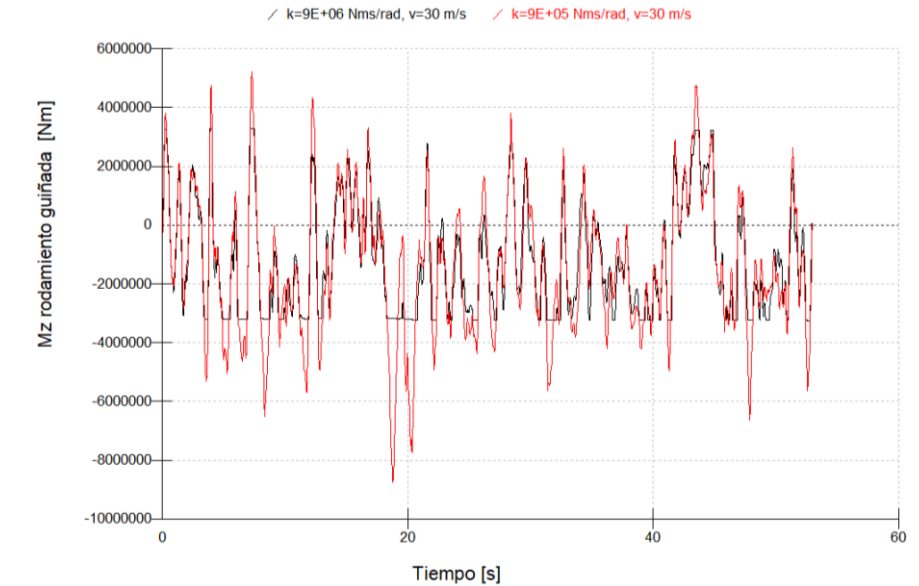


Figura 80: M_z para distintas rigideces de guiñada a $v = 30$ m/s

Además, se reduce considerablemente la desviación estándar del esfuerzo M_z , tal y como habíamos deducido:

Std.Dev.	Units
2.32E+06	Nm
1.906E+06	Nm

Figura 81: Desviación estándar de M_z para distintas rigideces

De esta forma, aumentará la vida útil de los componentes al no estar sometidos a tantas variaciones en el esfuerzo torsor al que está sometido.

Por otro lado, la potencia generada media asciende ligeramente, descendiendo a su vez la desviación estándar. Es decir, la potencia generada es más constante sin tantos máximos y mínimos como sucedía con un sistema ligeramente más rígido:

Tabla 24: Potencia generada en kW para distintas rigideces

	Potencia generada [kW]	
	k=9E+06 N/m	k=9+05 N/m
Mínimo	4994.79	4986.97
Promedio	5240.72	5241.06
Máximo	5540.75	5536.08
Desviación estándar	104.891	103.426

También nos interesa observar como se modifican los esfuerzos radiales y axiales para tratar de reducir el tamaño de nuestro rodamiento y nuestra corona.

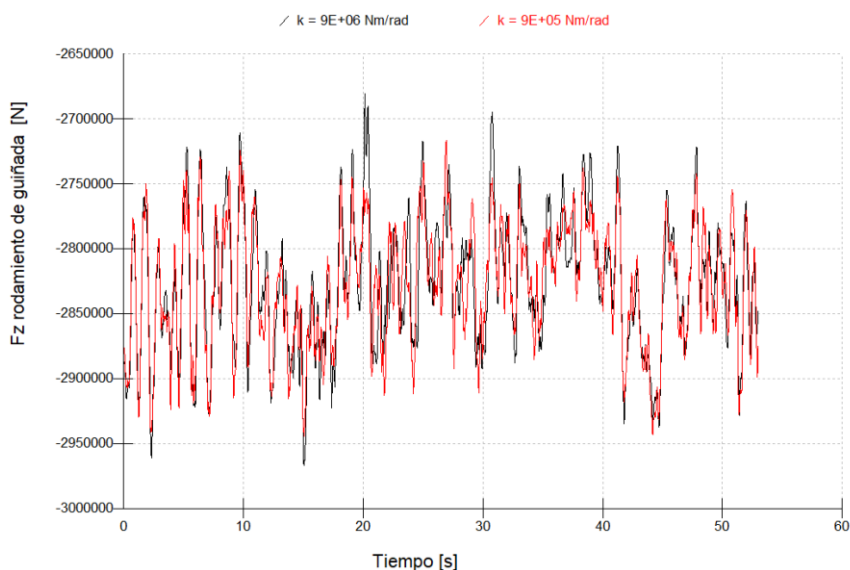


Figura 82: Fuerza axial para distintas rigideces

Observamos que la desviación estándar se reduce considerablemente, y el máximo en valor absoluto se reduce también. En cuando a las fuerzas radiales a las que está sometido el

aerogenerador observamos que la desviación estándar también se reduce, así como su máximo:

Tabla 25: Desviación estándar de fuerza axial para distintas rigideces

	Fuerza axial Fz [N]		Fuerza radial Fx [N]	
	k=9E+06 N/m	k=9+05 N/m	k=9E+06 N/m	k=9+05 N/m
Mínimo	-2966000	-2944000	-142585	-162670
Promedio	-2827000	-2828000	278809	276884
Máximo	-2681000	-2717000	656549	638480
Desviación estándar	50411.6	46999.2	124708	113915

Por lo tanto, disminuir la rigidez nos permitirá reducir esfuerzos axiales, radiales y torsores, resultando en un menor daño a fatiga debido a la reducción de la desviación estándar. También produce una disminución de los esfuerzos estáticos axiales y radiales, con lo cual podremos reducir las dimensiones de nuestro cojinete y corona.

6.2 AMORTIGUAMIENTO DEL SISTEMA

Una vez reducida la rigidez del sistema, modificaremos el parámetro del amortiguamiento.

Realizaremos una simulación aumentando el amortiguamiento un orden de magnitud. A continuación, se muestra como con un mayor amortiguamiento, el desplazamiento de la góndola se reduce considerablemente, es decir, no alcanza el ángulo demandado de 8°:

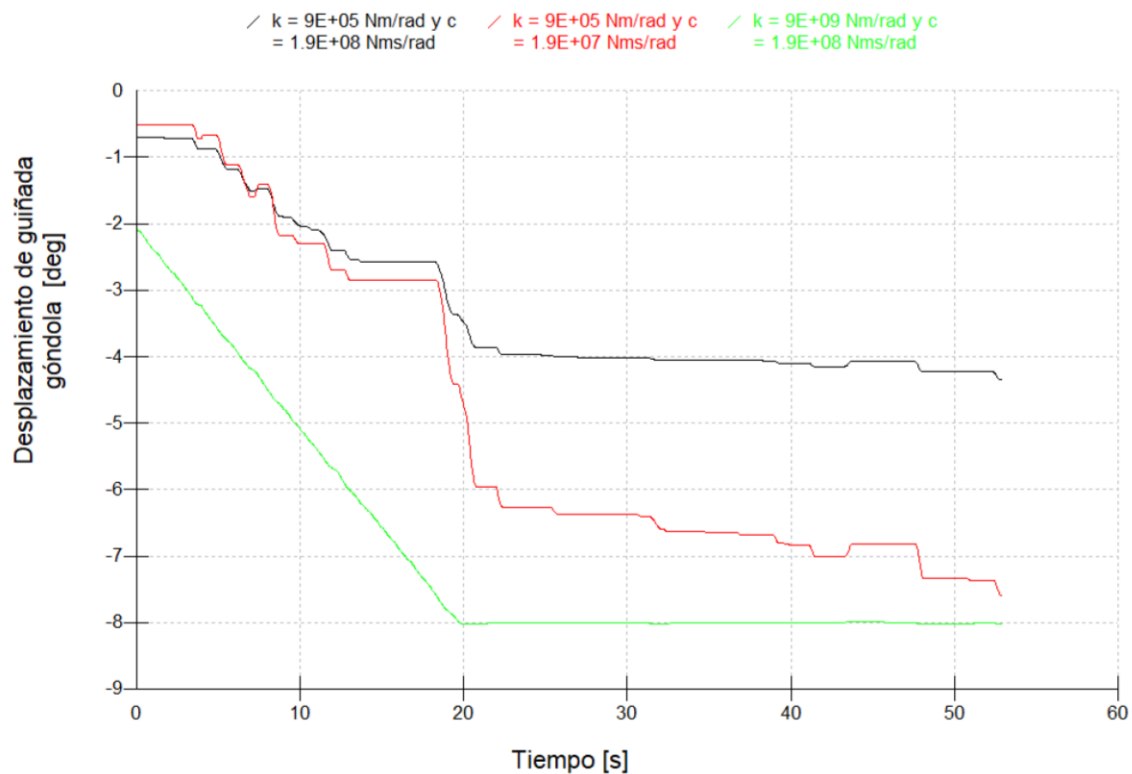


Figura 83: Rotación de guiñada de la góndola a distintos amortiguamientos y rigideces

Estudiando las diferencias del momento torsor al aumentar el amortiguamiento del sistema observamos que su desviación estándar aumenta considerablemente:

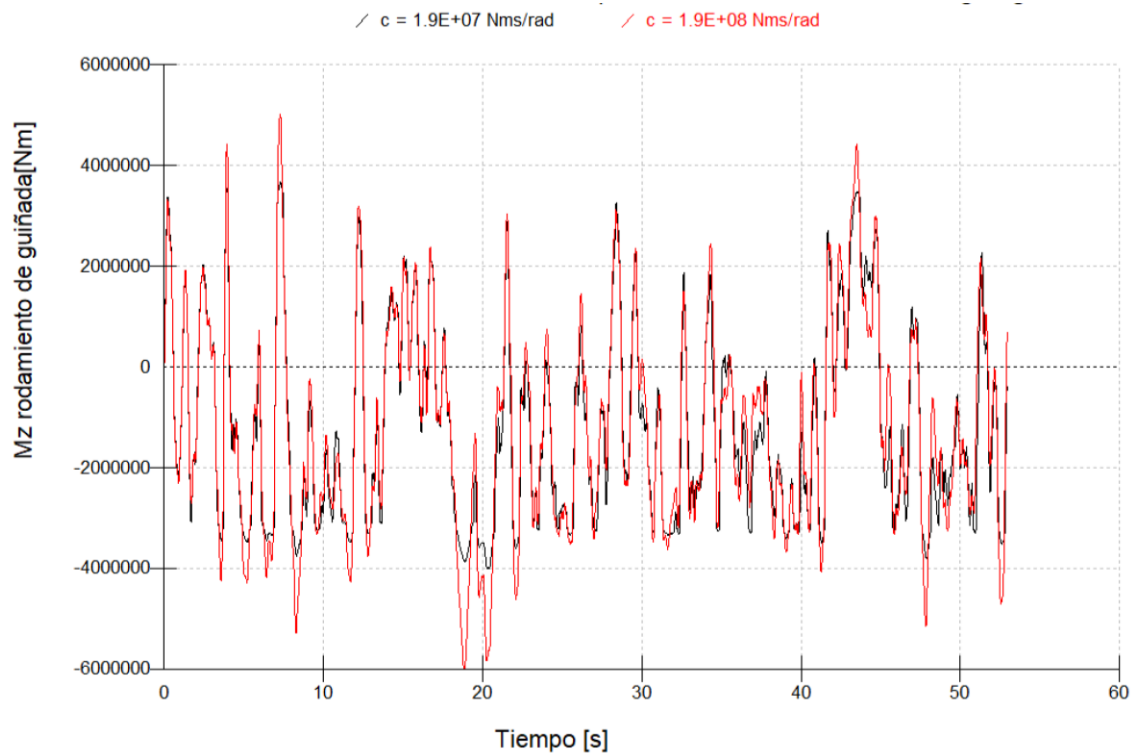


Figura 84: Momento torsor en el rodamiento de guiñada para distintos amortiguamientos

Probaremos ahora a disminuir dos y tres órdenes de magnitud el amortiguamiento con respecto al valor original, para comprobar si el punto óptimo de amortiguamiento se encuentra por debajo del punto de partida.

Analizando los esfuerzos torsores, obtenemos la siguiente gráfica:

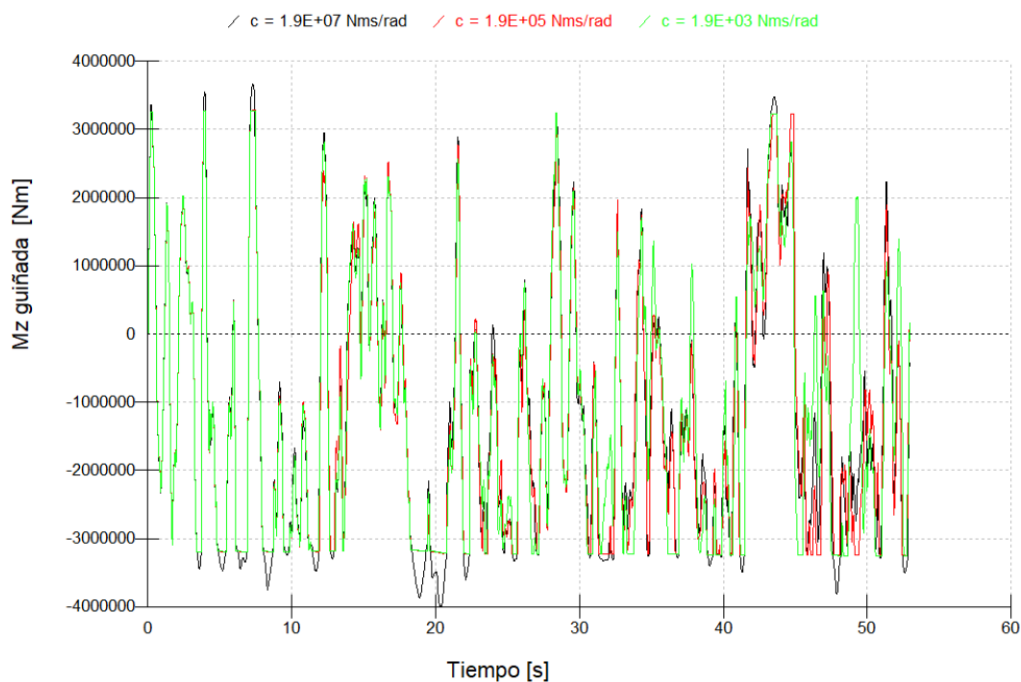


Figura 85: Momento torsor en el rodamiento de guiñada para distintos amortiguamientos

Para decidir hasta qué punto debemos reducir el amortiguamiento, procedemos a comparar los valores de esfuerzos torsores, axiales y radiales para un amortiguamiento $c=1.91E+05$ y $c=1.91E+03$, es decir, con una diferencia de dos órdenes de magnitud:

Tabla 26: Esfuerzos para distintos amortiguamientos para turbulencia con $v=30$ m/s

	Fuerza radial Fx [N]		Fuerza axial Fz [N]		Momento torsor Mz [Nm]	
	$c=1.91E+05$ Nms/rad	$c=1.91E+03$ Nms/rad	$c=1.91E+05$ Nms/rad	$c=1.91E+03$ Nms/rad	$c=1.91E+05$ Nms/rad	$c=1.91E+03$ Nms/rad
Mínimo	-95860.9	-206968	-2.96E+06	-2.97E+06	-3.25E+06	-3.26E+06
Promedio	278460	281846	-2.83E+06	-2.83E+06	-1.26E+06	-1.20E+06
Máximo	728125	950226	-2.71E+06	-2.69E+06	3.28E+06	3.28E+06

Desviación estándar	113924	156470	47294	52434.1	1.85E+06	1.88E+06
---------------------	---------------	--------	--------------	---------	-----------------	----------

Observamos que la menor desviación estándar se produce, en los tres esfuerzos, para el amortiguamiento mayor de $c=1.91E+05$. Este es por lo tanto el punto óptimo para operar junto con la rigidez reducida en el apartado anterior.

Por último, analizaremos también la diferencia entre la potencia generada entre ambos casos:

Tabla 27: Potencia generada a $v=30$ m/s para distintos amortiguamientos

	Potencia generada [kW]	
	$c=1.91E+05$ Nms/rad	$c=1.91E+03$ Nms/rad
Mínimo	4987.47	4878.7
Promedio	5240.27	5239.65
Máximo	5598.95	5607.41
Desviación estándar	108.808	124.297

Observamos que la potencia media generada es mayor con el menor amortiguamiento, pero la desviación estándar se reduce cuando el amortiguamiento es mayor.

6.3 AUMENTAR LA VELOCIDAD DEL SISTEMA

Por último, realizaremos una modificación en el sistema de control. Aumentaremos la velocidad del tiempo de maniobra de 0.3 °/s iniciales.

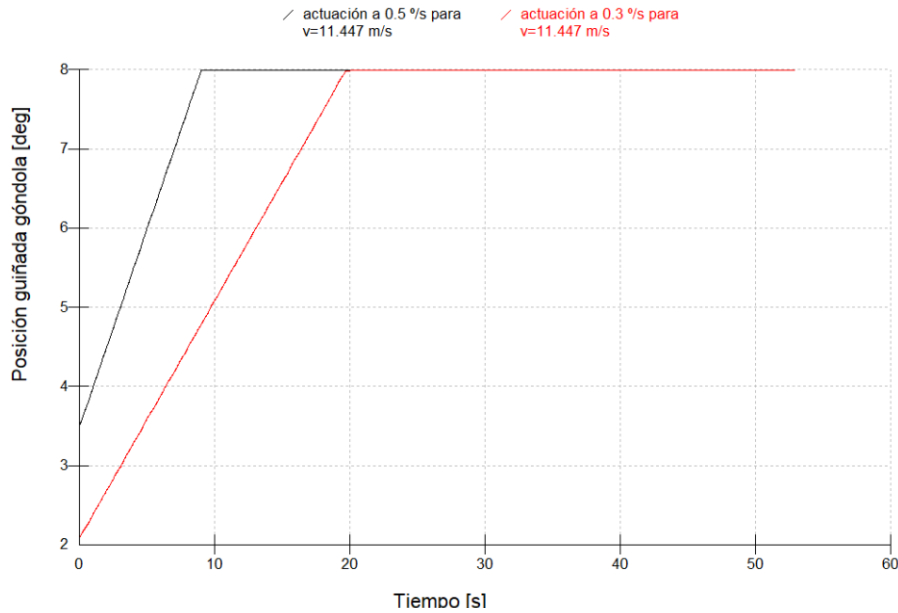


Figura 86: Posición de guiñada para distintas velocidades de actuación

De este modo, la góndola alcanzará el ángulo requerido más rápidamente y, en consecuencia, estará sometido durante menor tiempo a los esfuerzos de maniobra. En la figura anterior se muestran los resultados de los esfuerzos para una velocidad de maniobra de 0.3 °/s, 0.5 °/s y 0.8 °/s.

A continuación se muestran el momento axial, M_z durante los 10 primeros segundos de operación, en donde en los tres casos la góndola se encuentra en movimiento:

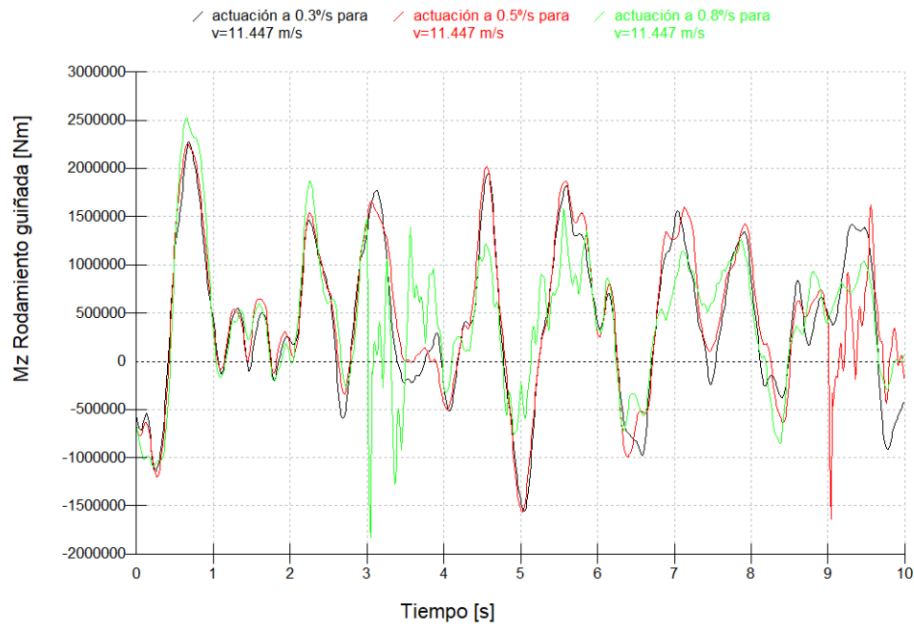


Figura 87: M_z para distintas velocidades de actuación del sistema de guiñada

Observamos que con una mayor velocidad de actuación, durante la operación de guiñada el sistema es más inestable al rotar a mayor velocidad. Se ve claramente como en el segundo 3 el sistema de guiñada de 0.8 °/s alcanza el ángulo requerido, mientras que para 0.5 °/s lo alcanza en el segundo 9, pues se produce un pico de momento axial negativo.

Pese a que los esfuerzos promedios de operación disminuyen, no modificaremos este parámetro debido al riesgo a tener unos esfuerzos de operación con grandes oscilaciones.

6.4 REDISEÑO OPTIMIZADO

A continuación, calcularemos el nuevo sistema corona-rodamiento con los resultados de simulación optimizados. Para realizar el análisis estático emplearemos la misma fórmula dada por el fabricante, con la fuerza axial y momento flector (de vuelco) obtenidas ($M_{xy}=15000$ kNm):

$$P_o = K_{rep} \cdot f_1 \cdot \left(F_a + 4 \cdot \frac{M}{D_L} \right) = 1.2 \cdot 1.3 \cdot \left(2960 \text{ kN} + 4 \cdot 15000 \frac{\text{kNm}}{5.6 \text{ m}} \right) = 21331.89 \text{ kN}$$

Observamos que la carga axial equivalente se ha reducido por lo que podremos escoger un rodamiento más pequeño. Escogemos ahora el rodamiento ROD04500-040DA15-900-000 debido a que se adapta también a las medidas del aerogenerador. Sus especificaciones se encuentran en el anexo y posee un diámetro de pista de 4.5 m.

$$P_o = K_{rep} \cdot f_1 \cdot \left(F_a + 4 \cdot \frac{M}{D_L} \right) = 1.2 \cdot 1.3 \cdot \left(2960 \text{ kN} + 4 \cdot 15000 \frac{\text{kNm}}{4.5} \right) = 25417.6 \text{ kN}$$

$$\text{factor seguridad} = \frac{C_{stat}}{P_o}; S_o = \frac{66450 \text{ kN}}{25417.6 \text{ kN}}; S_o = 2.61 > 1.1$$

Al cumplir con el factor de seguridad mínimo de 1.1, emplearemos dicho el rodamiento para nuestro sistema de guiñada, con su respectiva corona. De este modo reducimos el peso con respecto al rodamiento con las dimensiones anteriores en un 43%.

Además, al reducirse el par máximo, el número de motores necesarios también se reducirá.

Primero calcularemos la nueva relación de transmisión, manteniendo el mismo piñón:

$$\omega_{piñón} = \frac{\omega_{corona} \cdot \emptyset_{corona}}{\emptyset_{piñón}} = 0.00524 \cdot \frac{4800}{336} = 0.0749 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La relación de transmisión entre corona y piñón ahora será:

$$r = \frac{\omega_{piñón}}{\omega_{corona}} = \frac{0.0749}{0.00524} = 14.3$$

Por lo tanto, escogiendo el caso más desfavorable, el número de motores necesarios en este caso será:

$$M_{\text{máx corona}} = n_{\text{motores}}^{\circ} \cdot \eta_{\text{accionamiento}} \cdot r \cdot M_{\text{accionamiento}}$$

$$3.25 \cdot 10^6 = n_{\text{motores}}^{\circ} \cdot 0.7 \cdot 14.3 \cdot 98.1 \cdot 10^3$$

$$n_{\text{motores}}^{\circ} = 3.3 = 4 \text{ motores}$$

Por lo tanto, hemos reducido el número necesarios de motores a la mitad.

Capítulo 7. CONCLUSIONES

Observando los resultados obtenidos, elegiremos el valor de rigidez $k = 9000 \text{ kNm/rad}$ y un amortiguamiento $c = 1.916\text{E}+05 \text{ Nms/rad}$.

Tras enfocar la optimización de nuestro sistema en estos dos parámetros físicos fundamentales: la rigidez y el amortiguamiento, llegamos a las siguientes conclusiones:

En primer lugar, al disminuir la rigidez del sistema conseguimos que la desviación estándar de los esfuerzos de torsión, axial y radial disminuya. Esto se debe a que, al disminuir la rigidez, disminuye la frecuencia natural asociada a la parte superior de la torre [10] (considerándola como un grado de libertad) y, en consecuencia, las frecuencias que se encuentren muy por encima de dicha frecuencia natural (a la derecha de la gráfica del FAD) darán lugar a esfuerzos en el sistema que serán atenuados.

Sin embargo, no se debe disminuir la rigidez en exceso ya que una excesiva flexibilidad dará lugar a vibraciones elevadas.

Por otro lado, observamos que al aumentar el amortiguamiento del sistema con respecto al valor original los esfuerzos en la estructura aumentan, así como la desviación estándar de los parámetros.

Al disminuir el amortiguamiento, sin embargo, la desviación estándar de los esfuerzos disminuye. Parecería lógico seguir disminuyendo el amortiguamiento para que las desviaciones estándar sigan siendo menores; no obstante, al disminuir de nuevo el amortiguamiento obtenemos valores de desviación estándar más elevados que en el caso anterior.

Por lo tanto, habrá que buscar un punto óptimo para el amortiguamiento, de forma que se reduzca la desviación estándar de los esfuerzos y, en consecuencia, aumente la vida útil de los componentes.

En conclusión, se debe encontrar el valor de rigidez en el que los esfuerzos y sus desviaciones disminuyan sin que sea excesivamente bajo como para que sufra por fatiga. Para este valor de rigidez, se buscará el valor de amortiguamiento que anule en la medida de lo posible la resonancia.

Capítulo 8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Bonfiglioli. (s.f.). *Solutions for the wind energy 700 series*.
- [2] Bossanyi, E. A. (2003). *GH Bladed Theory Manual*. Garrad Hassan and Partners Limited.
- [3] Branlard, E. (2009). *Wind energy: On the statistics of gusts and their propagationn through a wind farm*. Energy Research Center of The Netherlands.
- [4] Carnicero, A. (s.f.). *Sistemas IGdL bajo excitación armónica - Apuntes Análisis Dinámico y Vibraciones ICAI*.
- [5] Consejo Europeo. (s.f.). *Objetivo 55 - Pacto Verde*. Obtenido de <https://www.consilium.europa.eu/es/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/#what>
- [6] Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH Renewables Certification. (2012). *Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines*. Hamburg, Germany.
- [7] Hau, E. (2006). *Wind Turbines Fundamentals, Technologies, Application, Economics 2nd Edition*. Springer.
- [8] ICAI, D. M. (2021). *Tablas CD - Apuntes Mecánica de Fluidos ICAI*.
- [9] (s.f.). *IEC 61400 Design Requirements Part 1, 2005*.
- [10] Ju, S.-H. (2022). Increasing the fatigue life of offshore wind turbine jacket structures using yaw stiffness and damping.
- [11] Liebherr. (2017). *Product Catalogue Slewing Bearings*.

- [12] M-G Kim, P. H. (2014). Yaw Systems for wind turbines - Overview of concepts, current challenges and design methods. *Journal of Physics: Conference Series* 524.
- [13] P.R. Anoopnath, V. S. (2017). *Hertz Contact Stress of Deep Groove Ball Bearing*. Department of mechanical engineering, NIT Warangal, India: Elsevier.
- [14] Søren Stubbier Henrik Pedersen, T. O. (s.f.). STATE OF THE ART- HYDRAULIC YAW SYSTEMS FOR WIND TURBINES.
- [15] T. Harris, J. R. (2009). Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life.
- [16] (2022). *The Blue Economy Report 2022*.
- [17] Wiedemann, S. (2017). *Forums NREL*. Obtenido de <https://forums.nrel.gov/t/definition-of-parameters/1368/7>
- [18] *Wikipedia - Thickness to chord ratio*. (s.f.). Obtenido de https://en.wikipedia.org/wiki/Thickness-to-chord_ratio
- [19] *Wikipedia*. (s.f.). *Eólica Marina*. Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_eólica_marina
- [20] *Wikipedia*. (s.f.). *Wikipedia - Hermann Honef*. Obtenido de https://de.wikipedia.org/wiki/Hermann_Honnef

ANEXO I: CÁLCULOS

BUJE

DIÁMETRO DEL BUJE:

- Diámetro área barrida = 126 m
- Longitud palas = 61.5 m

$$D = 126 - 2 * 61.5 = 3 \text{ m}$$

INERCIA BUJE:

- Material Acero S275: $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$
- Radio exterior buje: $r = 1.5 \text{ m}$
- Masa buje: $m = 40\,000 \text{ kg}$

Cálculo del volumen: $\rho = \frac{m}{V}$; $V = 5.089 \text{ kg/m}^3$

Como se trata de un paraboloide $V = \frac{\pi * r^2 * h}{2}$; $h = 1.44 \text{ m}$

$$I_z = I_y = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot r^2 + h^2 \right); I_z = I_y = 56\,472 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_x = \frac{m \cdot r^2}{3} = 30\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

COEFICIENTE DE ARRASTRE BUJE (DRAG)

Para el cálculo del coeficiente de arrastre del buje consideraremos el buje como una semiesfera, cuyo coeficiente de arrastre es 0.42

Forma		Coeficiente de arrastre frontal Cx
Esfera		0.47
Semiesfera		0.42

Figura 88: Coeficiente arrastre semiesfera [web].

GÓNDOLA

Pese a que la góndola del aerogenerador tiene forma de cilindro, en Bladed está modelada como un prisma. Por ello, para realizar los cálculos aproximaremos el área de la sección de la góndola real, un círculo, a la de un cuadrado de lado L:

$$L_{\text{sección cuadrada góndola}}^2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{sección circular góndola}}^2}{2}; L_{\text{sección cuadrada góndola}} = 7.53 \text{ m}$$

DATOS GÓNDOLA

- Material Acero S275: $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$
- Diámetro y altura cilindro: $D_{\text{sección circular góndola}} = d_{\text{exterior}} = 8.5 \text{ m}$; $L = 8 \text{ m}$
- Masa góndola: $m_{\text{góndola}} = 2 \cdot 10^5 \text{ kg}$ (sin incluir rotor aerodinámico)
- Masa rotórica: $m_{\text{rotórica}} = 5 \cdot 10^4 \text{ kg}$
- Masa estatórica: $m_{\text{estatórica}} = 2.184 \cdot 10^4 \text{ kg}$
- Origen coordenadas: $Z_0 = 200 \text{ mm}$
- Centro de masas góndola: $X = -1000 \text{ mm}$; $Z = -3000 \text{ mm}$

MASA GÓNDOLA

$$Masa \text{ góndola} = m_{\text{góndola}} - m_{\text{rotórica}} - m_{\text{estatórica}} = 2 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^4 - 2.184 \cdot 10^4 = 128160 \text{ kg}$$

DIÁMETRO INTERIOR Y ESPESOR

$$\rho = \frac{m_{\text{góndola}}}{V}; \rho = \frac{m_{\text{góndola}}}{L \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_{\text{exterior}}^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_{\text{interior}}^2}{4} \right)}; d_{\text{interior}} = 8.346 \text{ m}$$

$$\delta = \frac{d_{\text{exterior}} - d_{\text{interior}}}{2}; \delta = 0.0077 \text{ m}$$

ALTURA CENTRO DE MASAS

Con respecto a la parte superior de la torre:

$$Z_G = Z_0 + Z_{g\acute{o}ndola}; Z_G = 3200 \text{ mm}$$

INERCIA DE LA GÓNDOLA (INERCIA DE GUIÑADA)

Definiendo d como la distancia entre el eje de la torre y el centro de masas de la góndola: $d = 1 \text{ m}$.

$$I_y = \frac{1}{4} \cdot m_{g\acute{o}ndola} \cdot \left(\frac{d_{\text{exterior}}^2}{4} + \frac{d_{\text{interior}}^2}{4} \right) + \frac{1}{12} \cdot m_{g\acute{o}ndola} \cdot L^2 = 1.82 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{Por Steiner: } I_0 = I_g + m \cdot d^2 = 1.948 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

INERCIA DE CABECEO

$$I_y = \frac{1}{4} \cdot m_{g\acute{o}ndola} \cdot \left(\frac{d_{\text{exterior}}^2}{4} + \frac{d_{\text{interior}}^2}{4} \right) + \frac{1}{12} \cdot m_{g\acute{o}ndola} \cdot L^2 = 1.82 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

COEFICIENTE ARRASTRE GÓNDOLA

Para el cálculo del coeficiente de arrastre de la góndola consideraremos la góndola como un cilindro, considerando $L = 8 \text{ m}$ y $D = 8.5 \text{ m}$

Por lo tanto, $\frac{L}{D} = \frac{8}{8.5} = 0.94$; interpolando $C_D = 0.924$

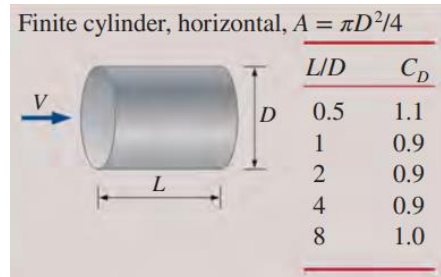


Figura 89: Coeficiente de arrastre para un cilindro [8].

GENERADOR

DATOS GENERADOR

- Potencia nominal: $P_{nom\ gen} = 5,5\ MW$
- Velocidad nominal: $\omega_{nom} = 12\ rpm$
- Material Acero S275: $\rho = 7860\ kg/m^3$
- Longitud axial polos: $L = 1300\ mm$
- Altura de los polos (imanes): $h_{imanes} = 18\ mm$
- Anchura de los polos (imanes): $b_{imanes} = 42.5\ mm$
- Altura yugos rotóricos: $h_{yugos\ rotóricos} = 15\ mm$
- Altura yugos estatóricos: $h_{yugos\ estatóricos} = 13\ mm$
- Altura ranuras estatóricas: $h_{ranuras\ estatóricos} = 83\ mm$
- Anchura ranuras estatóricas: $b_{ranuras\ estatóricos} = 9.26\ mm$
- Entrehierro: $e = 6\ mm$
- Diámetro interior rotor $\phi_{int\ rotor} = 6800\ mm$
- Diámetro entrehierro $\phi_{entrehierro} = 7000\ mm$

DIÁMETROS EXTERIORES ESTATOR Y ROTOR

$$\phi_{\text{exterior estator}} = \phi_{\text{interior estator}} + 2 \cdot (h_{\text{yugos rotóricos}} + h_{\text{yugos estáticos}})$$

Sabiendo que: $\phi_{\text{interior estator}} = \phi_{\text{entrehierro}}$

$$\text{Entonces } \phi_{\text{exterior estator}} = 7192 \text{ mm}$$

$$\phi_{\text{exterior rotor}} = \phi_{\text{entrehierro}} - e = 6994 \text{ mm}$$

MASA ESTATOR Y ROTOR

$$m_{\text{estator}} = \rho \cdot L \cdot \left(\pi \cdot \frac{\phi_{\text{exterior estator}}^2}{4} - \pi \cdot \frac{\phi_{\text{interior estator}}^2}{4} \right)$$

$$m_{\text{estator}} = 21\,867.57 \text{ kg}$$

$$m_{\text{rotor}} = \rho \cdot L \cdot \left(\pi \cdot \frac{\phi_{\text{exterior rotor}}^2}{4} - \pi \cdot \frac{\phi_{\text{interior rotor}}^2}{4} \right)$$

$$m_{\text{rotor}} = 21\,475.72 \text{ kg}$$

INERCIAS ESTATOR Y ROTOR

Calculando la inercia de un cilindro en su eje transversal y longitudinal, respectivamente:

$$I_{x \text{ estator}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{estator}} \cdot \left(\frac{\phi_{\text{exterior estator}}^2}{4} + \frac{\phi_{\text{interior estator}}^2}{4} \right)$$

$$I_{x \text{ estator}} = 275\,326.06 \text{ kgm}^2$$

$$I_{y \text{ estator}} = \frac{1}{4} \cdot m_{\text{estator}} \cdot \left(\frac{\phi_{\text{exterior estator}}^2}{4} + \frac{\phi_{\text{interior estator}}^2}{4} \right) + \frac{1}{12} \cdot m_{\text{estator}} \cdot L^2$$

$$I_{y \text{ estator}} = 140\,742.71 \text{ kgm}^2$$

$$I_{x \text{ rotor}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{rotor}} \cdot \left(\frac{\phi_{\text{exterior rotor}}^2}{4} + \frac{\phi_{\text{interior rotor}}^2}{4} \right)$$

$$I_{x \text{ rotor}} = 255\,443.05 \text{ kgm}^2$$

$$I_{y \text{ rotor}} = \frac{1}{4} \cdot m_{\text{rotor}} \cdot \left(\frac{\phi_{\text{exterior rotor}}^2}{4} + \frac{\phi_{\text{interior rotor}}^2}{4} \right) + \frac{1}{12} \cdot m_{\text{rotor}} \cdot L^2$$

$$I_{y \text{ rotor}} = 130\,746.02 \text{ kgm}^2$$

PAR MÁXIMO

$$M_{max} = \frac{P_{nominal}}{\omega_{nominal}}$$

$$M_{max} = 4.38 \cdot 10^6 \frac{N}{m}$$

TORRE

DATOS TORRE

- Material Acero S275: $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$
- Masa torre: $m_{torre} = 1.9 \cdot 10^6 \text{ kg}$
- Altura torre: $h_{torre} = 133 \text{ m}$
- Diámetro interior torre: $\phi_{interior \text{ torre}} = 5.7 \text{ m}$

DIÁMETRO EXTERIOR TORRE

$$V_{torre} = \frac{m_{torre}}{\rho}$$

$$V_{torre} = L \cdot \left(\pi \cdot \frac{\phi_{exterior \text{ torre}}^2}{4} - \pi \cdot \frac{\phi_{interior \text{ torre}}^2}{4} \right)$$

$$\phi_{exterior \text{ torre}} = 5.9 \text{ m}$$

COEFICIENTE DE ARRASTRE TORRE

Considerando la torre como un cilindro y $L = 133 \text{ m}$ y $D = 5.9 \text{ m}$:

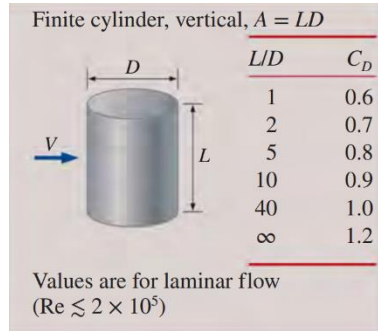


Figura 90: Coeficiente arrastre cilindro [8].

$$\frac{L}{D} = \frac{133}{5.9} = 22.54$$

Interpolando obtenemos que $C_{D \text{ torre}} = 0.924$

TRANSMISIÓN

DATOS TRANSMISIÓN

- Material Acero S275: $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$
- Diámetro externo transmisión: $\varnothing_{\text{ext transmisión}} = 6.8 \text{ m}$
- Masa rotórica transmisión + aerogenerador: $m_{\text{rotórica}} = 5 \cdot 10^4 \text{ kg}$
- Posición cojinete anterior: $x_{\text{cojinete anterior}} = -3197 \text{ mm}$
- Posición cojinete posterior: $x_{\text{cojinete posterior}} = 950 \text{ mm}$
- Rendimiento transmisión: $\eta = 95\%$
- Par máximo: $M_{\text{max}} = 4.377 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}$

MASA TRANSMISIÓN

A partir del dato proporcionado $m_{rotórica}$ y de la m_{rotor} calculada anteriormente se calcula la masa de la transmisión:

$$m_{transmisión} = m_{rotórica} - m_{rotor} = 28\,524.28\,kg$$

LONGITUD TRANSMISIÓN

Sumando el valor absoluto de la posición de cada uno de los cojinetes se calcula la longitud de la transmisión:

$$L_{transmisión} = x_{cojinete\ posterior} - x_{cojinete\ anterior} = 4.147\,m$$

DIÁMETRO INTERIOR TRANSMISIÓN

A partir de la fórmula de la densidad $\rho = \frac{m}{V}$ y sabiendo que el volumen de la transmisión será la de un cilindro hueco:

$$m_{transmisión} = \rho \cdot L_{transmisión} \cdot \left(\pi \cdot \frac{\phi_{exterior\ transmisión}^2}{4} - \pi \cdot \frac{\phi_{interior\ transmisión}^2}{4} \right)$$

$$\phi_{interior\ transmisión} = 6.72\,m$$

INERCIA TRANSMISIÓN

Calculando la inercia de un cilindro en su eje transversal y longitudinal, respectivamente:

$$I_{x\ transmisión} = \frac{1}{2} \cdot m_{transmisión} \cdot \left(\frac{\phi_{exterior\ transmisión}^2}{4} + \frac{\phi_{interior\ transmisión}^2}{4} \right)$$

$$I_{x\ transmisión} = 325\,767.92\,kg \cdot m^2$$

$$I_{y \text{ transmisión}} = \frac{1}{4} \cdot m_{\text{transmisión}} \cdot \left(\frac{\phi_{\text{exterior transmisión}}^2}{4} + \frac{\phi_{\text{interior transmisión}}^2}{4} \right) + \frac{1}{12} \cdot m_{\text{transmisión}} \cdot L^2$$

$$I_{y \text{ transmisión}} = 203\,763.07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

PÉRDIDAS PAR MECÁNICO

$$M_{\text{pérdidas}} = M_{\text{max}} \cdot (1 - \eta)$$

$$M_{\text{pérdidas}} = 175 \text{ kNm}$$

SISTEMA DE GUIÑADA

DATOS

- Masa palas: $m_{\text{palas}} = 25\,066 \text{ kg}$
- Masas rotóricas transmisión: $m_{\text{rot transmisión}} = 5 \cdot 10^4 \text{ kg}$
- Masa buje: $m_{\text{bujes}} = 4 \cdot 10^4 \text{ kg}$
- Masa total góndola (sin incluir rotor aerodinámico): $m_{\text{góndola}} = 2 \cdot 10^5 \text{ kg}$
- Coeficiente de rozamiento góndola-torre: $\mu_{\text{bujes}} = 0.3$
- Diámetro torre $\phi_{\text{torre}} = 5900 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo del sistema de orientación: $\phi_{\text{primitivo}} = 5925 \text{ mm}$
- Módulo sistema de orientación: $\text{mod}_{\text{orientación}} = 24 \text{ mm}$
- Velocidad orientación: $\omega_{\text{corona}} = 0.3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0.00524 \text{ rad/s}$
- Tiempo aceleración giro: $t_{\text{aceleración}} = 6 \text{ s}$
- Par nominal de cada accionamiento: $M_{\text{nom accionamiento}} = 49 \text{ kNm}$
- Par pico de cada accionamiento: $M_{\text{pico accionamiento}} = 98.1 \text{ kNm}$
- Relación engranajes: $n_{\text{reductora}} = 1253.6$
- Z piñón: $z_{\text{piñón}} = 14$
- Potencia nominal motor: $P_{\text{nom motor}} = 5.5 \text{ kW}$
- Velocidad motor: $\omega_{\text{motor}} = 940 \text{ rpm} = 98.44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Rendimiento (motor + reductora): $\eta_{\text{mot-reduct}} = 70\%$
- Par máximo requerido por el sistema de guiñada: $M_{\text{máx guiñada}} = 8.7 \cdot 10^6 \text{ Nm}$

FUERZA Y PAR DE ROZAMIENTO

$$m_{tot} = 3 \cdot m_{palas} + m_{rotóricas} + m_{góndola} + m_{buje} = 365198 \text{ kg}$$

$$F_{roz} = \mu \cdot m_{tot} = 109\,559.4 \text{ N}$$

$$M_{roz} = F_{roz} \cdot \frac{\varnothing_{torre}}{2} = 323\,200.23 \text{ Nm}$$

ANEXO II: ODS

Los ODS están constituidos por 17 objetivos globales que tienen como finalidad “lograr un futuro mejor y más sostenible para todos”. Éstos se aprobaron en 2015 en la Cumbre de Desarrollo Sostenible y se recogieron en la Agenda 2030.

En lo que concierne a este proyecto, tendría mayor impacto en los objetivos número 7, 9, 11, 12 y 13.

7. Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos.

Este estudio del mecanismo de guiñada promueve el uso de energías renovables, en particular, la energía eólica marina

9. Industria, innovación e infraestructuras.

Este objetivo expone que una fuerte economía depende de las inversiones que se realicen en la infraestructura de un país y que la innovación es fundamental para que exista una industria menos contaminante y se reduzcan las emisiones de CO₂. Este proyecto, al estar basado en el estudio de un aerogenerador offshore está relacionado directamente con la industria, la innovación (al tratarse de una tecnología menos explorada que los aerogeneradores convencionales) y favorece la reducción de Co₂ al tratarse de una tecnología limpia.

11. Lograr que las ciudades y los asentamientos humanos sean inclusivos, seguros, resilientes y sostenibles.

En este punto se expone que para superar el reto de la gran densidad de población en las ciudades, éstas deben ser un lugar seguro, inclusivo, resiliente y sostenible. Con el uso de aerogeneradores offshore, se facilita la producción de energía sostenible en ciudades costeras. Pues estos parques se pueden situar en la costa de la ciudad, relativamente cerca, sin necesidad de buscar emplazamientos alejados y despejados como ocurre con los aerogeneradores convencionales. De esta manera se contribuye a lograr estas ciudades sostenibles.

12. Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles.

Este proyecto se alinea con este objetivo, ya que se basa en el estudio de un aerogenerador marino, el cual produce energía de forma sostenible

13. Adoptar medidas urgentes para combatir el cambio climático y sus efectos.

En este objetivo se expone que para luchar con el cambio climático hay que limitar el aumento de la temperatura global a menos de 2 grados. En este punto donde intervienen las energías renovables para contribuir a este objetivo, y en este proyecto se realiza un estudio del sistema de guiñada de dicha tecnología

ANEXO III: ESPECIFICACIONES

ESPECIFICACIONES PRELIMINARES DEL AEROGENERADOR MARINO

Clase IEC: I

Turbulencia: B (según GL)

Condiciones de viento (emplazamiento A): 10,6 m/s de velocidad media, K Weibull 1,979

Profundidad emplazamiento A: 40 m

Condiciones de viento (emplazamiento B): 10,8 m/s de velocidad media, K Weibull 1,985

Profundidad emplazamiento B: 50 m

Potencia eléctrica generada: 5 MW+10%

Diámetro rotor aerodinámico: 126 m

Rango de viento operativo: 3,5m/s-30m/s

Tipo generador: síncrono a imanes permanentes

Tipo de transmisión: directa.

Revoluciones mínimas/nominales/máximas: 6 rpm/12 rpm/ 20rpm

Ángulo de inclinación eje principal: +6 grados.

Angulo de conicidad de las palas: -3 grados.

Longitud de las palas: 61,5m

Diámetro del buje: 3m

Altura buje sobre el nivel medio del mar: 92m

Controles y góndola

Clase sistema de control: control de paso

Velocidad máxima giro palas: 8 grados/segundo

Tiempo de aceleración giro: 0,2 segundos.

Coordenadas del centro geométrico del buje: X=-5213; Z=3148mm

Masa del buje (sin incluir las palas): 4E4 kg (en el centro geométrico)

Sistema de coordenadas: coordenadas de orientación (Yaw System Coordinates según GL)

Origen de coordenadas: cruce del plano horizontal 200 mm sobre la torre con el eje de la torre.

Amortiguamiento de los modos de resonancia de la pala (todos los modos): 0,477%

Posición del cojinete anterior: $X_A = -3197$; $Z_A = 2936$ mm

Posición del cojinete posterior: $X_B = 950$; $Z_B = 2500$ mm

Diámetro interno del rotor en el generador: 6800 mm

Masas rotóricas de la transmisión más generador: $5 \text{ E}4$ kg

Masas no rotóricas de transmisión+generador: $5,5 \text{ E}4$ kg

Centro de masas de la transmisión más generador: $X = -1340$, $Z = 2710$ mm

Pérdidas mecánicas de la transmisión (incluido rotor generador): 4%

Góndola y torre

Dimensiones de la góndola: cilindro con diámetro 8,5 m, longitud 8 m

Masa global de la góndola (no incluido rotor aerodinámico): $2 \text{ E}5$ kg

Centro de masas de la góndola: $X = -1000$; $Z = +3000$ mm

Diámetro interior torre: 5700 mm

Altura sumergida flotante: 45 m

Altura entrada acoplamiento cables: 55 m

Altura total torre A: 133 m

Masa total torre en espera del diseño: $1,9 \text{ E}6$ kg

Generador

Diámetro entrehierro del generador: 7000 mm

Entrehierro del generador: 6 mm

Número de polos: 360

Longitud axial de los polos y yugos: 1300 mm

Altura/anchura de los polos (imanes): 18 mm/42,5 mm

Clase de los imanes: N3616

Altura de yugos rotórico/estático : 15 mm/13 mm

Altura y anchura de las ranuras estatoricas: 83 mm/9,26 mm

Número de ranuras por paso polar: 3

Resistencia del estator: calcular $7,7 \text{ E}-2/30$ ohmios

Impedancia síncrona: calcular $3,5 \text{ E}-2$ ohmios

Pérdidas en el hierro: calcular $4,4 \text{ E}4$ W

Rendimiento del generador: calcular 95%

Tensión nominal: 690 V

Factor de potencia: 0,9

Máxima corriente del convertidor: $6 \text{ E}3$ A

Máxima tensión del convertidor: 800V

Rendimiento del convertidor: 97%

Potencia de cargas auxiliares: 1E4 W

Sistema orientación

Diámetro primitivo de sistema de orientación: 5925 mm

Módulo sistema de orientación: 24 mm

Velocidad de orientación: 0,3grados/segundo

Tiempo de aceleración giro: 6 segundos

Par nominal de cada accionamiento: 49,0 kNm

Par de pico de cada accionamiento: 98,1 kNm

Relación engranajes: 1253,6

Z piñón: 14

Potencia nominal motor: 5,5 kW

Velocidad motor: 940 rpm

Rendimiento (motor+reductora): 70,00%

Condiciones marítimas

Máxima altura significativa de ola (50 años): 5,08 m

Periodo pico de ola: 11,01 segundos

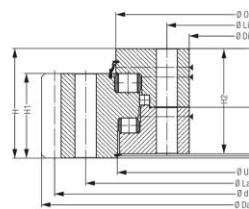
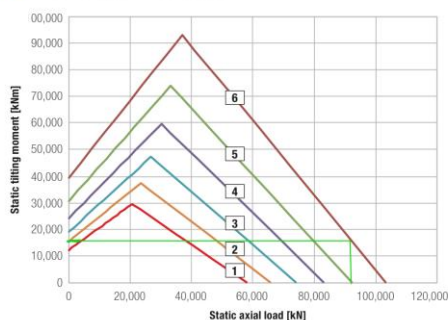
Densidad del agua: 1027 kg/m³

Máxima variación del nivel del mar (50 años): 3,6 m

Máxima velocidad de corriente marina (50 años): 1,3 m/s

ANEXO IV: PLANOS Y HOJAS DE DATOS

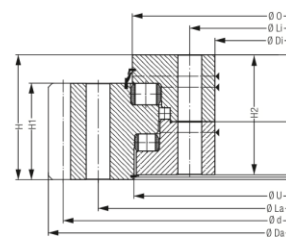
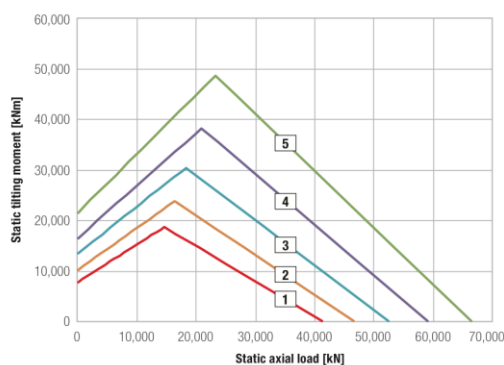
External gear ROD_50_DA



- 1 ROD03150-050DA15-900-000
- 2 ROD03550-050DA15-900-000
- 3 ROD04000-050DA15-900-000
- 4 ROD04500-050DA15-900-000
- 5 ROD05000-050DA15-900-000
- 6 ROD05600-050DA15-900-000

Bearing type	Bearing data										Bolt data										Gear data										Load rating	
	Weight	Outer diameter	Inner diameter	Total height	Outer diameter inner ring	Inner diameter Outer ring	Height Outer ring	Height Inner ring	Pitch circle diameter Outer ring	Pitch circle diameter Inner ring	Number of bores per ring	Bolt diameter	Number of grasse nipples per ring	Pitch circle diameter	Module (metric)	Number of teeth	Profile shift	Tip reduction	Tooth width	Tooth forces (standard)	Tooth forces (maximum)	static	dynamic									
	Da	Di	H	O	U	H1	H2	La	Li	n	M	n1	d	m	z	x°m	k°m	b	[kN]	[kN]	C _{stat}	C _{dyn}										
	[kg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]				[mm]	[mm]				[kN]	[kN]	[kN]	[kN]										
1	5,298	3,571.2	2,885	268	3,210	3,196	203	258	3,350	2,975	48	42	8	3,504	24	146	12	-2.4	203	423.6	847.2	58,080	6,544									
2	5,830	3,955.2	3,285	268	3,610	3,596	203	258	3,750	3,375	54	42	9	3,888	24	162	12	-2.4	203	423.6	847.2	65,638	6,985									
3	6,578	4,411.2	3,735	268	4,060	4,046	203	258	4,200	3,825	60	42	10	4,344	24	181	12	-2.4	203	423.6	847.2	73,992	7,442									
4	7,456	4,915.2	4,235	268	4,560	4,546	203	258	4,700	4,325	68	42	11	4,848	24	202	12	-2.4	203	423.6	847.2	83,142	7,912									
5	8,259	5,419.2	4,735	268	5,060	5,046	203	258	5,200	4,825	78	42	13	5,328	24	222	12	-2.4	203	423.6	847.2	92,291	8,358									
6	9,448	6,019.2	5,335	268	5,660	5,646	203	258	5,800	5,425	90	42	15	5,952	24	248	12	-2.4	203	423.6	847.2	103,430	8,877									

External gear ROD_40_DA



- 1 ROD02800-040DA15-900-000
- 2 ROD03150-040DA15-900-000
- 3 ROD03550-040DA15-900-000
- 4 ROD04000-040DA15-900-000
- 5 ROD04500-040DA15-900-000

Bearing type	Bearing data										Bolt data						Gear data						Load rating	
	Weight	Outer diameter	Inner diameter	Total height	Outer diameter Inner ring	Inner diameter Outer ring	Height Outer ring	Height Inner ring	Pitch circle diameter Outer ring	Pitch circle diameter Inner ring	Number of bores per ring	Bolt diameter	Number of grease nipples per bore	Pitch circle diameter	Module (metric)	Number of teeth	Profile shift	Tip reduction	Tooth width	Tooth forces (standard)	Tooth forces (maximum)	static	dynamic	
Da	Di	H	O	U	H1	H2	La	Li	n	M	n1	d	m	z	x°m	k°m	b	[kN]	[kN]	C _{stat}	C _{dyn}			
[kg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]			[mm]	[mm]		[mm]	[mm]								
1	3,267	3,136	2,562	220	2,850	2,837	170	210	2,965	2,640	48	36	8	3,080	20	154	10	-2.0	170	295.7	591.4	41,245	4,752	
2	3,812	3,515.6	2,912	220	3,200	3,187	170	210	3,315	2,990	56	36	7	3,454	22	157	11	-2.2	170	325.2	650.4	46,591	4,880	
3	4,255	3,911.6	3,312	220	3,600	3,587	170	210	3,715	3,390	66	36	8	3,850	22	175	11	-2.2	170	325.2	650.4	52,447	5,193	
4	4,805	4,363.2	3,762	220	4,050	4,037	170	210	4,165	3,840	72	36	9	4,296	24	179	12	-2.4	170	354.8	709.6	59,066	5,529	
5	5,410	4,867.2	4,262	220	4,550	4,537	170	210	4,665	4,340	84	36	14	4,800	24	200	12	-2.4	170	354.8	709.6	66,450	5,884	

ROD_D

700 series.



Torque Range
2500 ... 300000 Nm

Gear Ratios
60 ... 3000

General features

High transmissible torque
High radial/thrust load capacity
High shock resistance and designed for heavy duty
Wide range of reduction ratios (from 60 up to 3000)
High efficiency
Compact dimensions
Low weight
Low cost

Standards

Gears are designed according to ISO 6336
Modular design
In line or right angle design
Different output versions
Input for electric motor (IEC, NEMA and compact)

Yaw drive

Type	Nominal torque	Peak static torque	Range of ratios	Available pinion module	Weight
	Nm	Nm	1:	m	kg
706 T	8000	15000	600-3000	10 ÷ 14	120
707 T	12000	25000	600-3000	12 ÷ 16	170
709 T	21000	52000	600-3000	12 ÷ 20	300
710 T	25000	60000	600-3000	14 ÷ 20	350
711 T	30000	75000	600-3000	16 ÷ 20	400
712 T	42000	105000	600-3000	16 ÷ 20	550
714 T	60000	150000	600-3000	20 ÷ 24	650
716 T	80000	200000	600-3000	22 ÷ 26	1000
717 T	100000	250000	600-3000	26 ÷ 30	1800
718 T	120000	300000	600-3000	30 ÷ 36	2100

The indicated data are for reference only; please contact Bonfiglioli Group for more detailed information.

Pitch drive

Type	Nominal torque	Peak static torque	Range of ratios	Available pinion module	Weight
	Nm	Nm	1:	m	kg
703 T	2500	4500	100-250	10 ÷ 12	60
705 T	4000	8000	100-250	10 ÷ 12	90
706 T	8000	16500	100-250	10 ÷ 14	120
707 T	25000	25000	100-250	12 ÷ 16	170
709 T	12000	40000	100-250	12 ÷ 20	300
710 T	25000	55000	100-250	14 ÷ 20	350
711 T	35000	70000	100-250	16 ÷ 20	400

The indicated data are for reference only; please contact Bonfiglioli Group for more detailed information.