

E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de
Telecomunicación

Metodología de optimización estructural del diseño de un buje de aerogenerador



Máster Universitario en
Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional

Trabajo Fin de Máster

Jon Ruiz de Loizaga Perea

José Javier Gil Soto

Xabier Iriarte Goñi

Pamplona, Junio de 2019

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a Javier Gil Soto su disponibilidad para aceptar orientarme en la realización del presente Trabajo Final de Máster y a Xabier Iriarte Goñi por su ofrecimiento a ser mi tutor a efectos oficiales en la Universidad Pública de Navarra. Por otro lado, quisiera además dar las gracias a Javier Gil Soto por aportarme, en un primer momento, la idea base sobre la cual se ha fundamentado el presente Trabajo Final de Máster, por hacerme saber de la existencia del software de análisis de fatiga multiaxial empleado Fatlab [1] y por dar respuesta y proponer alternativas de solución a las diferentes cuestiones que han ido surgiendo en el proceso. Finalmente, me gustaría también dar las gracias a Mikkel Melters Pedersen, profesor del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Aarhus (Dinamarca) y desarrollador del software de análisis de fatiga multiaxial Fatlab por su disposición a resolver todas las dudas que le he planteado acerca del funcionamiento de esta herramienta, por ofrecerme ayuda en la resolución de errores y por responder a los correos electrónicos que nos hemos intercambiado con rapidez, eficacia y en un tono agradable y cercano.

Resumen

La finalidad del presente documento es exponer el contenido del Trabajo Final de Máster realizado en el curso académico 2018-2019 del Máster en Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional (IMAC) de la Universidad Pública de Navarra y que consiste en el desarrollo de una metodología de optimización del diseño estructural de un buje de aerogenerador.

De forma breve, se puede decir que la metodología de optimización del diseño de un buje de aerogenerador desarrollada consiste en lo siguiente: En primer lugar, se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad de las variables de diseño consideradas a la variación del valor de las dimensiones del buje. A continuación, se ha obtenido una función objetivo para cada una de las variables de diseño consideradas en forma de expresión matemática que relaciona el valor de estas con el valor de algunas de las dimensiones geométricas del buje. Finalmente, se ha procedido a maximizar/minimizar dichas funciones objetivo considerando varias restricciones o condicionantes de diseño estructural y con ello se han determinado las dimensiones del diseño de buje óptimo. Adicionalmente, se han incluido contenidos adicionales: por un lado, una comparativa entre la localización de los puntos calientes, esto es, aquellos que están más solicitados desde un punto de vista estructural, asociados a las cargas de extrema y a las cargas de fatiga y, por otro lado, una comparativa entre el orden de magnitud del valor de las seis componentes del tensor de tensiones real, dependiente del tiempo, en tres escenarios de carga distintos, cuya finalidad es denotar las implicaciones de una de las simplificaciones consideradas en el desarrollo de este trabajo.

Cabe por tanto decir que para el desarrollo del trabajo realizado ha sido necesaria la aplicación práctica combinada de conceptos teóricos adquiridos en asignaturas del Máster en diferentes ámbitos de la ingeniería mecánica: cálculo de cargas aerodinámicas por medio de código aeroelástico (FAST), análisis estructural mediante el método de los elementos finitos, análisis y descomposición de series temporales de carga de fatiga. Además, también ha sido necesaria la aplicación de conocimientos de Matlab para el postprocesado de los resultados obtenidos. Por otra parte, se han adquirido y aplicado nuevos conocimientos que han completado la formación recibida en alguna de las asignaturas del Máster. En concreto, cabe destacar que en el caso de la asignatura “Fatiga de componentes y estructuras”, ha sido necesario profundizar en un área concreta del conocimiento de este campo de la ingeniería mecánica: el análisis estructural de fatiga multiaxial por medio de la aplicación de la metodología del plano crítico.

Índice general

1. Introducción	1
2. Marco teórico o Estado del arte	7
2.1. Procedimiento de verificación de la integridad estructural de componentes de un aerogenerador	7
2.2. Procedimiento de obtención de las cargas de diseño	21
2.3. Descripción del material considerado	23
3. Objetivos	31
3.1. Objetivo principal	31
3.2. Objetivos secundarios	31
4. Desarrollo del trabajo	33
4.1. Modelado de la geometría del buje	33
4.2. Obtención de las funciones objetivo de diseño	38
4.2.1. Cargas de diseño consideradas	40
4.2.2. Procedimiento de análisis estructural del buje	47
4.3. Determinación de las dimensiones del diseño de buje óptimo	66
5. Organización temporal del trabajo	69
6. Resultados	71
6.1. Optimización del diseño estructural del buje	71
6.2. Comparativa de la localización de los puntos calientes de extrema y de fatiga	76
6.3. Análisis de sensibilidad a las cargas de diseño	77
7. Conclusiones	81
7.1. Optimización del diseño estructural del buje	81
7.2. Comparativa de la localización de los puntos calientes de extrema y de fatiga	82
7.3. Análisis de sensibilidad de las componentes del tensor de tensiones a las cargas de diseño	82
8. Trabajo futuro	83

Bibliografía	85
Lista de Acrónimos y Abreviaturas	89
A. Anexo I	91

Índice de figuras

1.1.	Potencia eléctrica generada en Europa en el período 2008-2018 [2].	1
1.2.	Configuración convencional de un aerogenerador [3].	3
2.1.	Ejemplos de estados tensionales [4].	8
2.2.	Distribución de los planos de búsqueda en torno a la normal a la superficie [5].	11
2.3.	Definición del plano de búsqueda y extracción de los rangos de tensión normal y tangencial [5].	12
2.4.	Tratamiento inicial de la señal de tensión empleada en el conteo de ciclos [5].	13
2.5.	Descomposición de la señal de tensión de amplitud variable en bloques de tensión de amplitud constante [5].	14
2.6.	Determinación del valor de N_i a partir de la curva S-N [5].	15
2.7.	Correcciones sobre la curva S-N derivada del espécimen de ensayo [5].	17
2.8.	Sensibilidad a la tensión media en una fundición dúctil [6, 7].	18
2.9.	Diagrama de Haigh [5].	19
2.10.	Dependencia del valor de K_{surf} con R_m y R_z [8].	20
2.11.	Campo de viento sintético tridimensional [9].	22
2.12.	Microestructura típica de una fundición dúctil ferrítica [10].	24
2.13.	Composición química de la fundición EN-GJS-400-18-LT [11].	25
2.14.	Resultados obtenidos de algunas de las muestras tomadas en [11].	26
2.15.	Propiedades mecánicas de la fundición EN-GJS-400-18-LT [12].	27
4.1.	Modelo de buje considerado.	33
4.2.	Esquema de montaje del rodamiento de “pitch”.	34
4.3.	“Placa de pitch” fijada al aro interno del rodamiento de “pitch”.	35
4.4.	Modelado CAD de la “placa de pitch” considerada.	36
4.5.	Modificaciones del diseño base.	36
4.6.	Modificaciones del diseño base.	37
4.7.	Agujero principal de paso de hombre.	38
4.8.	Agujeros propios de cada pala.	39
4.9.	Sistema de referencia “Coned coordinate system”.	45
4.10.	Localización geográfica del emplazamiento del hipotético aerogenerador [13].	46
4.11.	Flujo de trabajo de Matlab [1].	48
4.12.	Ejemplo de fichero .xlsx con las series temporales de carga [14].	48

4.13. Ejemplo de fichero .txt con las componentes del tensor de tensiones en todos los nodos del modelo de EF del componente [14].	49
4.14. Ejemplo de fichero .txt con la descripción completa del modelo de EF del componente [14].	50
4.15. Comandos en lenguaje APDL de ANSYS [14].	51
4.16. Interfaz de usuario gráfica de Fatlab.	51
4.17. Ejemplo de tetraedro.	52
4.18. Definición de los parámetros de refinamiento global de la malla.	52
4.19. Efecto de la opción <i>On: Curvature</i> sobre la calidad de la malla.	53
4.20. Efecto del parámetro <i>Growth Rate</i> sobre el tamaño de los elementos.	53
4.21. Definición de los parámetros de refinamiento local de la malla.	54
4.22. Superficie de refinamiento local 1.	54
4.23. Superficie de refinamiento local 2.	55
4.24. Superficie de refinamiento local 3.	55
4.25. Superficie de refinamiento local 4.	56
4.26. Superficie del buje fija.	57
4.27. Ejemplo de definición de uno de los seis “Time Steps”.	57
4.28. Instrucciones para realizar el análisis FEM “step-by-step”.	58
4.29. Sección afectada por los agujeros de los pernos de fijación [15].	59
4.30. Introducción del momento en raíz de pala como carga remota.	60
4.31. Especificación del comportamiento del material ante la carga remota.	61
4.32. Apariencia del submenú “Setup SN curve”.	61
4.33. Definición de la curva S-N sintética empleada.	62
4.34. Definición de la corrección del efecto de la tensión media.	63
4.35. Especificación de un análisis de carga extrema (n=1).	64
4.36. Opciones de análisis.	65
6.1. Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable D_{max}	72
6.2. Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable $\sigma_{svm_{max}}$	72
6.3. Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable P	73
6.4. Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable UR	73
6.5. Curva plana de intersección correspondiente a la variable D_{max}	74
6.6. Curva plana de intersección correspondiente a la variable UR	75
6.7. Representación gráfica del punto de corte entre las curvas de intersección.	75
6.8. Localización del punto caliente de fatiga.	76
6.9. Localización del punto caliente de extrema.	77
6.10. Malla empleada en el análisis estructural del diseño de buje óptimo.	78

Índice de tablas

2.1. Parámetros que definen la curva S-N sintética.	29
4.1. Valores empleados para los parámetros de diseño considerados.	40
4.2. Lista de casos de carga considerados.	43
6.1. Resultados de los análisis estructurales llevados a cabo con Fatlab.	71
6.2. Funciones objetivo ajustadas a las variables de diseño.	74
6.3. Valores relativos al diseño de buje óptimo.	76

1. Introducción

A día de hoy, el alto uso de fuentes de energía no renovables está causando que nuestro planeta sea un lugar en proceso de constante deterioro. De esta manera, de no llevarse a cabo esfuerzos por mejorar esta situación desfavorable e indeseable lo antes posible, esto es, en el futuro a corto plazo, poco se podrá hacer en unos años por revertir esta situación, pues entonces, seguramente, sea demasiado tarde.

Por esta razón, es muy importante invertir en tecnologías cuyo impacto negativo sobre el medio ambiente sea el mínimo posible, y un ejemplo muy representativo de ello es el de la energía eólica. Como se puede deducir de la gráfica de potencia eléctrica acumulada en Europa en el período 2008-2018, mostrada en la figura 1.1, la energía eólica está ganando fuerza rápidamente en los últimos años, lo cual conduce a un paradigma energético en el que existe un gran potencial de mejora del desempeño de los actuales aerogeneradores modernos.

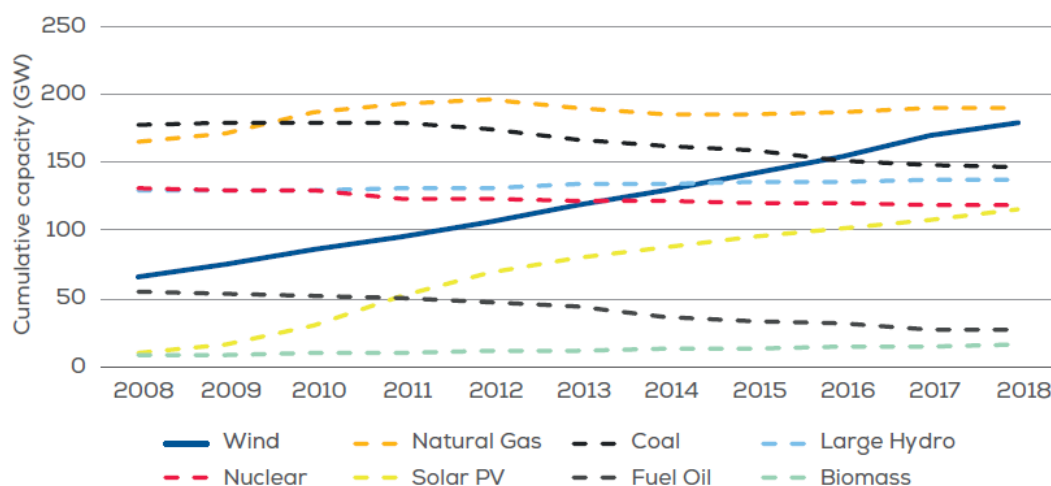


Figura 1.1: Potencia eléctrica generada en Europa en el período 2008-2018 [2].

Es un hecho remarcable el que la energía eólica se haya convertido en la segunda mayor fuente de generación de energía eléctrica en Europa, sólo por debajo del gas natural, en el año 2018. Además, las cifras anuales Europeas del año 2018 muestran que han sido instalados y conectados a la red eléctrica un total de nuevos aerogenera-

dores equivalentes a una suma de 11,7 GW, 9 GW de los cuales como energía eólica “Onshore” y 2,65 GW como energía eólica “Offshore”. Hay ahora un total de 189 GW de capacidad de generación de potencia eléctrica por medio de energía eólica en Europa, 170 GW de los cuales como energía eólica “Onshore” y 19 GW como energía eólica “Offshore”. Por otro lado, la energía eólica ha representado, en el año 2018, el 48% de las nuevas instalaciones de generación de potencia eléctrica en Europa y, con un total de 362 TWh generados, ha cubierto el 14% de la demanda de potencia eléctrica de la Unión Europea. Finalmente, cabe decir que la energía eólica representa a día de hoy el 18,8% de la capacidad instalada de generación de potencia eléctrica en Europa, considerando todas las formas de producción de energía eléctrica existentes en la actualidad, y que ha contribuido a aumentar, en el año 2018, la capacidad neta instalada de producción de potencia eléctrica en la Unión Europea hasta un total de 952 GW.

Como resumen de todas las cifras correspondientes al año 2018 aportadas, se puede decir que la energía eólica en Europa se encuentra a día de hoy en un momento favorable y con unas expectativas de futuro que siguen siendo prometedoras. Sin embargo, para que esta tendencia se siga manteniendo, los fabricantes de aerogeneradores actuales deben seguir compitiendo contra el resto de formas de producción de energía eólica, lo cual obliga a que los aerogeneradores que se fabriquen sean cada vez más grandes, ligeros, eficientes y baratos, lo cual supone un gran desafío para los fabricantes.

Como se puede por tanto deducir, la elección de materiales para los distintos componentes de los aerogeneradores modernos que satisfagan los requerimientos de integridad estructural pertinentes con el mínimo impacto sobre el peso y el coste total de estos es uno de los aspectos clave en el proceso de diseño. Para poder conseguir tal objetivo, es necesario conocer, en primer momento, cuáles son aquellos componentes de los actuales aerogeneradores modernos que contribuyen en mayor medida a la masa total de un aerogenerador y que se encargan de transmitir las cargas de origen aerodinámico, esto es, debidas al viento, desde las palas hasta la torre. Estos componentes son, fundamentalmente, los siguientes: el buje, los alojamientos de los rodamientos del eje principal, la bancada y la cracasa de la multiplicadora. El material más frecuentemente empleado para tales componentes es la fundición de grafito esferoidal, por sus buenas propiedades de resistencia al desgaste y amortiguamiento de la vibración. Concretamente, la designación más comunmente empleada para este tipo de material por muchos de los mayores fabricantes mundiales es la **EN-GJS-400-18-LT**, por su mayor contenido en carbono libre y su más alto contenido en silicio. Además, las fundiciones de grafito tienen las mejor fluidez y el menor grado de contracción de todos los metales ferríticos.

La verificación de la resistencia estructural de los diferentes componentes de un aerogenerador se basa en el análisis de cargas extremas y cargas de fatiga a las que se verá sometido este durante la duración de su vida útil, lo cual será explicado más en detalle posteriormente. El análisis de las cargas de fatiga en un aerogenerador es el más

destacado de los dos, pues el aerogenerador se encuentra generando potencia eléctrica durante la mayor parte de su vida útil, y en estas condiciones, las cargas a las que este se ve sometido se encuentran lejos de sus valores extremos pero actúan de manera continua y cambiando periódicamente de dirección, esto es, con cierto componente de multiaxialidad, con lo cual contribuyen notablemente al daño estructural sobre el aerogenerador. De todos los componentes que constituyen un aerogenerador, aquellos que requieren una mayor atención en lo que respecta al análisis de cargas de fatiga son: el buje, el eje principal, los alojamientos de los rodamientos del eje principal, la bancada, los brazos de torque y el porta planetas. En la figura 1.2 se muestra un esquema general de diseño de un aerogenerador convencional, compuesto por un buje (“hub”), un eje principal (“main shaft”) y una multiplicadora (“gearbox”) apoyados en un rodamiento principal (“main bearing”) y dos soportes de brazo de torque (“torque arm supports”), un eje del generador (“generator shaft”) y un generador eléctrico (“generator”). Cabe destacar que todos los anteriores componentes se encuentran apoyados sobre la bancada del aerogenerador (“bed plate”).

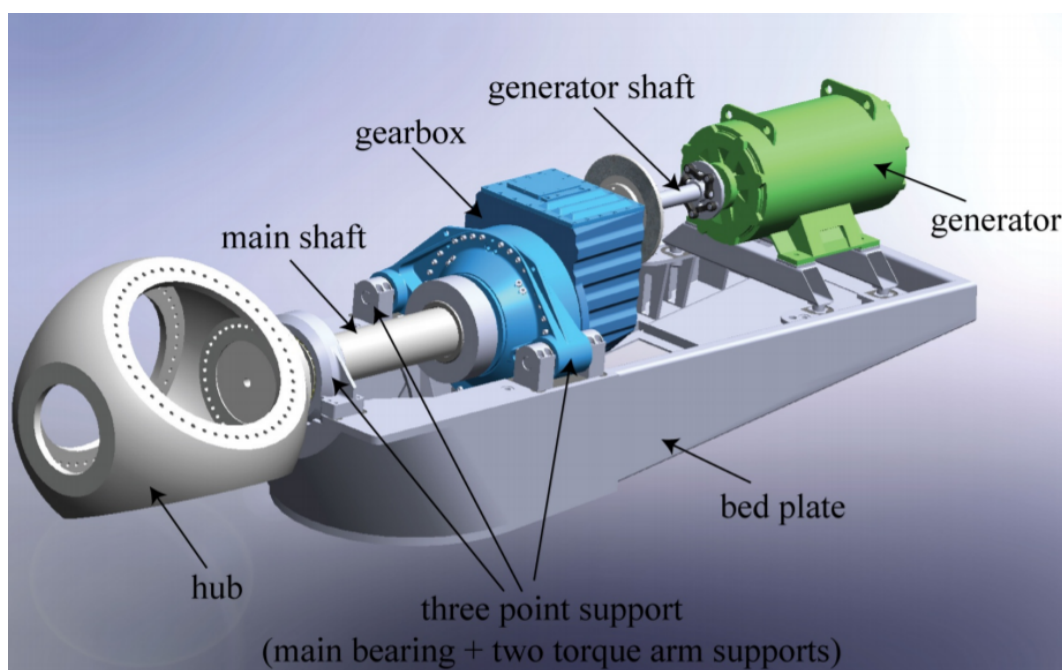


Figura 1.2: Configuración convencional de un aerogenerador [3].

Como se puede deducir, el diseño de los anteriores componentes debe ser optimizado con respecto a su vida a fatiga, y en el caso particular de este TFM, se ha centrado la atención en el buje del aerogenerador, cuya geometría será optimizada por medio de un procedimiento desarrollado en este trabajo.

Cabe destacar que, debido a que el gran tamaño de los componentes anteriormente mencionados hace inviable el llevar a cabo ensayos de fatiga a nivel de componente completo, lo que es común realizar en la práctica es llevar a cabo simulaciones computacionales con el fin de, en primer lugar, obtener las cargas globales de un modelo del aerogenerador por medio de programas de aeroelasticidad y ,posteriormente, determinar el comportamiento a fatiga de los diferentes componentes que lo constituyen. Por otro lado, es importante hablar del efecto que las cargas de fatiga tienen sobre los componentes a los cuales afecta. En relación a ello, cabe recordar que las cargas de fatiga inducen la generación de grietas superficiales que se propagan con el paso del tiempo, y por tanto de los distintos ciclos de carga, hasta provocar la ruptura del componente en cuestión. Con lo cual, se puede diferenciar tres fases en un fallo a fatiga de un componente cualquiera:

- **Fase 1^a:** Es la llamada fase de iniciación de la grieta y abarca desde el inicio de la vida útil del aerogenerador hasta la aparición de una grieta superficial en el mismo.
- **Fase 2^a:** Es la llamada fase de crecimiento de la grieta y abarca el período de tiempo comprendido entre la aparición de la grieta superficial y el momento en que esta alcanza la llamada longitud crítica.
- **Fase 3^a:** Ruptura del componente.

La duración temporal de la fase 1^a de un fallo a fatiga se estima por medio de métodos de acumulación de daño que tienen en cuenta las propiedades de histéresis del material y las historias de tensión ó deformación en puntos altamente solicitados mecánicamente. Por el contrario, la duración temporal de la fase 2^a de un fallo a fatiga se estima a través del uso de herramientas matemáticas pertenecientes a la disciplina de la llamada mecánica de la fractura. Por otra parte, es importante destacar que la impredecibilidad de las cargas aerodinámicas a las que se verá expuesto el aerogenerador durante su vida útil hace que la predicción de la duración de la fase 2^a sea una tarea difícil y que por tanto la predicción de la duración de la fase 1^a sea considerablemente más relevante.

Además, la práctica habitual es trabajar bajo la filosofía de diseño “Safe life design”, según la cual se considera que se produce el fallo a fatiga de un determinado componente en el momento en el que se inicia una grieta superficial en el mismo. Esta filosofía de diseño se basa en el empleo de curvas S-N, a las cuales se les aplican una serie de factores de reducción que tienen en cuenta el efecto de distintos aspectos, para estimar la duración de la vida a fatiga de los diferentes componentes analizados. Cabe decir que lo ideal es emplear curvas S-N que hayan sido obtenidas a partir de ensayos reales llevados a cabo con probetas o especímenes del material correspondiente, pero también cabe la posibilidad de, en caso de no haber información disponible acerca del material

en cuestión, emplear curvas S-N sintéticas basadas en la formulación analítica que se encuentra en la literatura disponible. Sin embargo, es importante recordar que existe otro enfoque de diseño, al cual se le conoce por el nombre en inglés “Damage tolerant design”, según el cual la duración de la vida a fatiga de los diferentes componentes de un aerogenerador es controlada por medio de la ley de propagación de grietas, la cual pertenece a la disciplina de la mecánica de la fractura. Con lo cual, como esta otra filosofía de diseño está basada en la predicción de la duración de la fase 2^a, lo cual es de mayor complejidad, su ámbito de aplicación es más reducido. Por otro lado, de acuerdo a la filosofía de diseño “Damage tolerant design”, se considera que se produce el fallo a fatiga de un determinado componente cuando la grieta alcanza su longitud crítica y se produce la ruptura del componente, quedando este dividido físicamente en varias partes. Así, esta filosofía de diseño permite la existencia de grietas en el componente y permite estimar la duración de la vida útil del mismo por medio de la ley de propagación de grietas de fatiga.

Finalmente, cabe decir que dado que los emplazamientos en los cuales se instalan los aerogeneradores son, a menudo, remotos, que los requerimientos de seguridad de diseño son conservadores y que la vida útil de diseño de estos es larga, habitualmente 20 años, es necesario que la duración de la fase de iniciación de la grieta sea lo mayor posible.

2. Marco teórico o Estado del arte

2.1. Procedimiento de verificación de la integridad estructural de componentes de un aerogenerador

La complejidad y la dinámica asociada a las cargas aerodinámicas que actúan sobre el rotor de un aerogenerador se manifiesta en forma de fuerzas y momentos que actúan simultánea e independientemente en las tres direcciones del espacio. De esta manera, no es trivial determinar cuál de la(s) componente(s) de las cargas actuantes sobre el aerogenerador tiene(n) una influencia significativamente mayor que el resto sobre los componentes del aerogenerador que son sujeto de la correspondiente verificación de resistencia a cargas de fatiga. Por ello, lo que se hace en la práctica es considerar todas las componentes de las cargas de igual manera.

Por otro lado, debido al gran número de ciclos de carga a los que se somete un aerogenerador a lo largo de su vida útil, un análisis de fatiga basado en tensiones es lo más apropiado. Así, mediante la aplicación de diferentes factores de seguridad y de reducción, se calcula el valor del daño total acumulado y se determina la vida a fatiga del componente en cuestión, esto es, el número de ciclos de carga que es capaz de soportar sin producirse el fallo a fatiga, y su grado de utilización.

Dada la complejidad de la geometría de los componentes que son sujeto del análisis de fatiga pertinente, un buje en el caso de este TFM, y la variabilidad de las cargas a las que se ven sometidos, el empleo de modelos de elementos finitos detallados en combinación con series temporales de carga, representa el método más empleado en la industria eólica. Los modelos de elementos finitos de los componentes analizados se definen en base a las propiedades lineales isotrópicas del material correspondiente y se emplean para obtener el valor de las componentes del tensor de tensiones en cada nodo del mismo a partir de un análisis estático en el que las cargas que se aplican presentan la misma dirección, sentido y punto de aplicación que las cargas reales a las que se ve expuesto el componente en cuestión (las definidas por las correspondientes series temporales de carga) pero son unitarias, esto es, de valor 1. Posteriormente, se lleva a cabo el escalado y superposición lineal de los tensores de tensiones obtenidos a partir del análisis FEM previo con cargas unitarias y las series temporales de carga obtenidas a partir de simulaciones aeroelásticas. Con ello, se consigue obtener un tensor de tensiones dependiente del tiempo (historia de tensiones) en cada nodo del modelo de

elementos finitos del componente, siendo este el procedimiento de cálculo generalmente aceptado en la industria eólica para cálculos lineales, como son los que se van a llevar a cabo en este TFM.

Por otro lado, es importante denotar que la mayor parte de la información disponible acerca de propiedades de comportamiento a fatiga de los materiales comunmente empleados en la industria eólica está referida a estados tensionales uniaxiales, sin embargo, algunos componentes de los aerogeneradores, como es el caso del buje, están sometidos a estados tensionales multiaxiales, debido a que las direcciones de las componentes de las fuerzas y momentos que actúan sobre dichos componentes varían periódicamente con el tiempo a medida que el rotor del aerogenerador gira. Sin embargo, cabe la posibilidad de convertir el estado tensional multiaxial real de un determinado componente estructural en un estado tensional uniaxial equivalente por medio de expresiones matemáticas y también existen métodos, como el llamado “critical plane approach”, que permiten tratar estados tensionales multiaxiales de manera global.

Para mostrar con claridad el hecho de que en un aerogenerador existen ciertos componentes que están sometidos a un estado tensional uniaxial y otros que están sometidos a un estado tensional multiaxial, se presentan a continuación los resultados obtenidos en el estudio llevado a cabo en el artículo [4]. Estos resultados se muestran en las figuras 2.1a y 2.1b y reflejan la evolución temporal de la dirección y el valor de la tensión principal en un punto fijo de dos componentes del aerogenerador: la bancada y el buje.

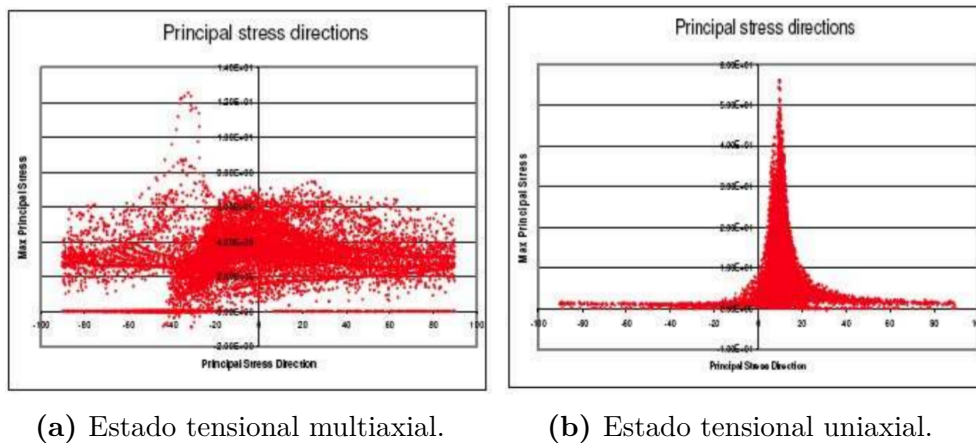


Figura 2.1: Ejemplos de estados tensionales [4].

La gráfica de la figura 2.1a se corresponde con el buje, pues en este componente e estado tensional predominante es multiaxial, mientras que la gráfica de la figura 2.1b se corresponde con la bancada del aerogenerador, en la cual el estado tensional predominante es cuasi-uniaxial.

De lo anterior se deduce que a la hora de llevar a cabo un análisis de fatiga de un componente expuesto a estados tensionales multiaxiales, como es el caso de un buje, es necesario considerar la influencia de los cambios de dirección de las tensiones principales para así poder cuantificar su efecto perjudicial sobre la vida a fatiga del correspondiente material. La importancia de esto reside también en el hecho de que los materiales comunmente empleados en la fabricación de estos componentes suelen experimentar un efecto de endurecimiento debido al cambio cíclico de dirección de las tensiones principales. Otro aspecto a tener en cuenta en el análisis a fatiga es la relación de fase entre las cargas actuantes, y por tanto entre las diferentes componentes del tensor de tensiones, y es que, de acuerdo a Fatemi [16], las componentes del tensor de tensiones que no están en fase (“out-of-phase stresses”) tienen un efecto más dañino sobre el material que las componentes del tensor de tensiones que están en fase (“in-phase stresses”) para un número de ciclos de carga bajo.

En la fase de diseño, uno de los objetivos más importantes es comprobar que el componente en cuestión, en este caso el buje, cumple con los requerimientos de resistencia o integridad estructural impuestos. Estos requerimientos garantizan que el componente bajo análisis no fallará estructuralmente durante su vida útil de funcionamiento bajo ningún tipo de carga solicitante, las cuales pueden ser de dos tipos; cargas extremas y cargas de fatiga. Cada tipo de carga precisa de atención individual, pues se debe verificar lo siguiente:

- Por un lado, que la tensión de Von-Mises asociada a las **cargas extremas**, definida por medio de la expresión 2.1, no supere en ningún momento del período de funcionamiento del aerogenerador y en ningún punto del componente bajo análisis un determinado valor umbral definido con anterioridad. En el caso de este TFM, el valor umbral para la tensión de Von-Mises vendrá marcado por el límite elástico del material.

$$\sigma_{svm} = \pm \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2))} \quad (2.1)$$

- Por otro lado, que el número de ciclos de **carga de fatiga** a los que se va a ver expuesto el buje durante la vida útil del aerogenerador ($N_{applied}$), es inferior o en el caso límite, igual, al número de ciclos de carga que el componente es capaz de soportar sin que se produzca el fallo a fatiga del mismo ($N_{endurable}$). Para determinar dicho número de ciclos de carga, es necesario llevar a cabo un análisis de fatiga multiaxial basado en el escalado y superposición del tensor de tensiones en todos los nodos del modelo, obtenidos a partir de un análisis FEM previo realizado con cargas unitarias, y las correspondientes series temporales de carga. Este requerimiento se manifiesta en la condición de que el daño total acumulado a fatiga durante la vida de diseño del componente no supere el valor

límite establecido por la regla de cálculo del daño total acumulado considerada, que en el caso de este trabajo, como se explicará más adelante, es la regla de Palmgren-Miner.

Una vez obtenido, por escalado y superposición, el tensor de tensiones dependiente del tiempo, $\sigma(t)$, en todos los nodos del modelo, se procede a seleccionar una componente de este ó una tensión efectiva de fatiga (tensión máxima principal, tensión de Von Mises...) mediante la cual llevar a cabo el contaje de ciclos de carga que el componente es capaz de soportar hasta la aparición de una grieta de fatiga. Como el componente bajo análisis en este TFM, un buje de aerogenerador, se encuentra sometido a cargas multiaxiales, y como consecuencia de ello variará con el tiempo el valor de diferentes componentes del tensor de tensiones de manera simultánea, no resulta una buena idea escoger una sola de ellas para realizar el contaje de ciclos, pues se estaría despreciando la variación del valor de las demás. Por otra parte, escoger una de las tensiones efectivas de fatiga comunmente empleadas puede presentar ciertos inconvenientes, tal y como se explica a continuación:

- **Tensión principal máxima (criterio de Tresca):** No representa un buen parámetro para la predicción de la vida a fatiga de un componente sujeto a un estado tensional multiaxial de acuerdo a [16] debido a que proporciona resultados demasiado optimistas, es decir, poco conservadores, al no tener en cuenta el efecto del cambio de dirección con el tiempo de las tensiones principales.
- **Tensión principal máxima en valor absoluto:** Desprecia o, en ocasiones, anula el efecto de la tensión media de la señal aplicada al componente.
- **Tensión de Von Mises:** Proporciona resultados exactos si el estado tensional es uniaxial y resultados muy buenos si el estado tensional es multiaxial proporcional o se encuentra próximo a la proporcionalidad de acuerdo a [17]. Por lo tanto, como el estado tensional en el componente bajo análisis en este trabajo, un buje, es multiaxial y puede que exista desfase entre las historias temporales correspondientes a las diferentes componentes del tensor de tensiones, dejando de existir por tanto proporcionalidad, está tensión efectiva no resulta una buena elección para los propósitos de este trabajo.

En estos casos, la práctica habitual es adoptar el enfoque conocido por “Critical plane approach”, el cual va a ser desarrollado detalladamente de seguido. El “Critical plane approach” o enfoque del plano crítico, ha demostrado ser razonablemente preciso en la predicción de la vida a fatiga tanto para cargas actuantes en fase como para aquellas que no lo están [16]. Este método de análisis de fatiga se basa en la idea de encontrar el plano en el cuál se iniciaría la grieta superficial debida a las cargas de fatiga a las que el componente se encuentra sometido, el cual recibe el nombre de plano crítico, y determinar el número de ciclos de carga de fatiga que el componente es capaz de

soportar hasta tal punto. Para ello, se selecciona un número finito de planos de búsqueda que intersecten la superficie exterior del componente en cada uno de los nodos exteriores del modelo de EF del mismo de manera ortogonal ó con cierta inclinación con respecto a esta, tal y como se muestra en la figura 2.2, y se evalúa, en cada uno de ellos, el valor de un parámetro de daño determinado. Aquel plano para el cual el valor del parámetro de daño considerado es máximo es el llamado plano crítico [18].

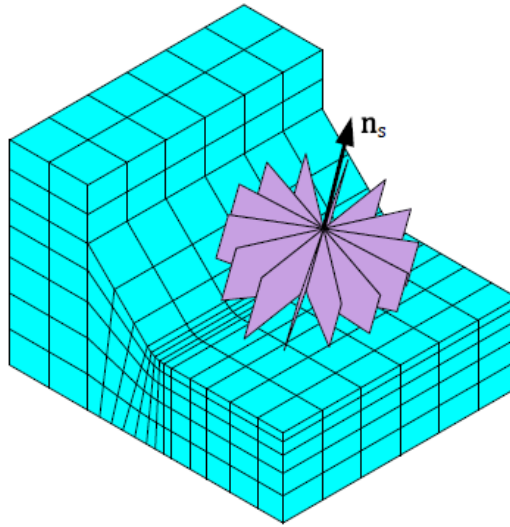


Figura 2.2: Distribución de los planos de búsqueda en torno a la normal a la superficie [5].

Cada plano de búsqueda está definido matemáticamente por medio de su vector unitario normal \mathbf{n} y este, a su vez, está definido a través de dos ángulos: el ángulo θ y el ángulo ϕ , tal y como se refleja en la figura 2.3. Así, por medio del vector \mathbf{n} se obtiene el vector tensión normal a la superficie del componente, en cada nodo del modelo de EF y en cada instante de tiempo. Para ello, se calcula el producto matricial del tensor de tensiones dependiente del tiempo ($\sigma(t)$), calculado por escalado y superposición lineal, en cada nodo del modelo de EF, de los tensores de tensiones obtenidos a partir del análisis FEM con componentes unitarias de las cargas de diseño ($\sigma_i(L_{FE,i})$) y sus correspondientes series temporales de carga ($L_i(t)$), y el vector columna de componentes del vector unitario normal a la superficie en cada uno de los nodos (n), obteniéndose así las componentes del vector tensión, normal a la superficies del componente, en el sistema de referencia absoluto de ejes X, Y y Z, tal y como lo refleja la expresión 2.2.

$$S_n(t) = \sigma(t)n \quad \text{con} \quad \sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{xx}(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_{yy}(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{xz}(t) & \tau_{yz}(t) & \sigma_{zz}(t) \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n \sigma_i(L_{FE,i}) \cdot L_i(t) \quad (2.2)$$

El vector tensión $S_n(t)$ se puede descomponer, como se aprecia en la figura 2.3, en dos componentes: una componente normal o perpendicular σ_n y una componente tangencial τ a cada plano de búsqueda. Operando matricialmente, se pueden obtener las expresiones, 2.3 y 2.4, para los vectores columna que almacenan las componentes, en el sistema de referencia local definido por el vector normal a la superficie en el nodo en cuestión (de ejes u , v y n), de los vectores tensión normal y tangencial, $\sigma_n(t)$ y $\tau(t)$.

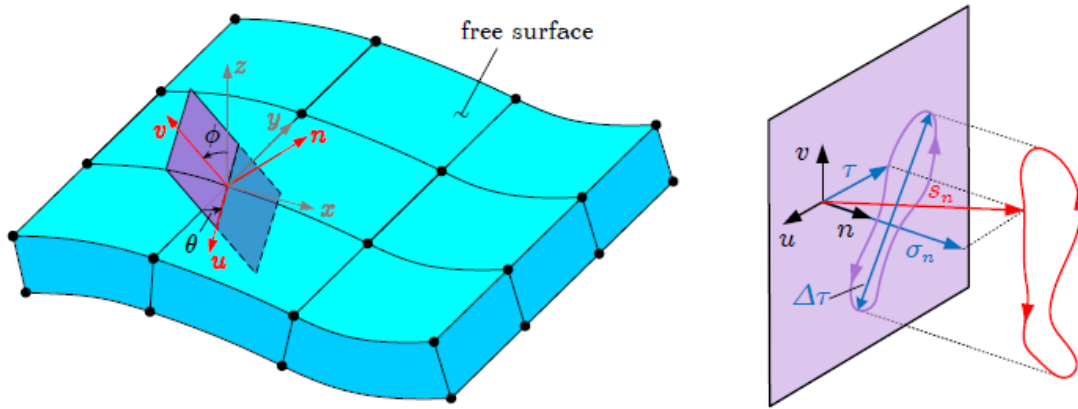


Figura 2.3: Definición del plano de búsqueda y extracción de los rangos de tensión normal y tangencial [5].

$$\sigma_n(t) = n^T \sigma(t) n \quad (2.3)$$

$$\tau(t) = \sigma(t) n - n n^T \sigma(t) n \quad (2.4)$$

El siguiente paso es definir el número y orientación de los planos que se van a escoger para la búsqueda del llamado plano crítico, lo cual depende del criterio seguido para la determinación del plano que maximice el parámetro de daño. En este trabajo, se va a emplear el criterio de la tensión normal, (“Normal stress criterion”), pues es el más simple y el más ampliamente usado en la industria eólica Danesa, que es una de las referentes en el sector eólico. Por lo tanto, como se va a tener en cuenta solamente la componente del vector tensión normal a cada plano de búsqueda, será suficiente con considerar planos cuyas normales se distribuyan en torno a la normal a la superficie separados entre sí 10° . Utilizando la figura 2.3 a modo de ejemplo, se pueden definir los planos de búsqueda necesarios haciendo que la normal a cada uno de ellos sea perpendicular a la normal a la superficie, para lo cual es necesario fijar el valor del ángulo de inclinación ϕ a 0° y considerar los diferentes valores del ángulo θ comprendidos entre 0 y 180° , esto es, $\theta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, \dots, 170^\circ$ (no se incluye el valor 180° puesto que es el

mismo que el valor 0°). De esta manera, las componentes del vector unitario normal a cada uno de los planos de búsqueda se pueden expresar en forma de vector columna por medio de la expresión 2.5.

$$n_i = \begin{bmatrix} \cos(\theta_i) \\ \sin(\theta_i) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Como se ha mencionado anteriormente, el criterio que se ha seguido en este TFM para la búsqueda del plano crítico es el llamado “Normal stress criterion”, con lo cual, el daño en cada uno de los planos de búsqueda será calculado, por medio del algoritmo de conteo de ciclos Rainflow y la regla de acumulación de daño lineal de Palmgren-Miner, a partir de la historia temporal de tensión normal $\sigma_n(t)$. De acuerdo a esta metodología, la señal de tensión a emplear en el conteo de ciclos de carga de fatiga en cada plano de búsqueda, $\sigma_n(t)$, debe ser inicialmente reducida a un conjunto de picos y valles como se muestra a modo de ejemplo en la figura 2.4.

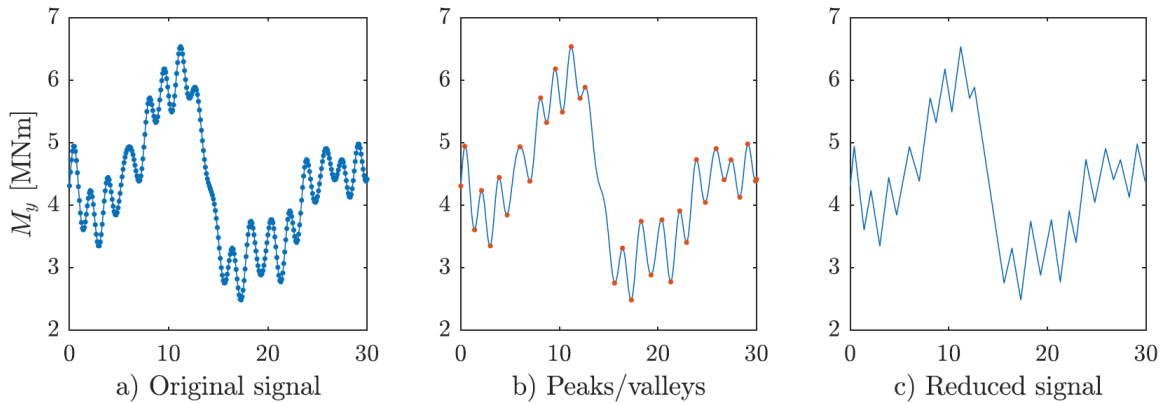


Figura 2.4: Tratamiento inicial de la señal de tensión empleada en el conteo de ciclos [5].

A continuación, la señal de tensión ya reducida a una serie de picos y valles se descompone en ciclos de carga de amplitud constante que puedan ser tratados individualmente, para lo cual es necesario aplicar las reglas del algoritmo Rainflow. En la figura 2.5 se muestran de manera gráfica y a modo de ejemplo los diferentes bloques de tensión de amplitud constante en los cuales se divide la señal de tensión reducida a picos y valles. Para más información acerca de la aplicación paso a paso del algoritmo de conteo de ciclos Rainflow, consultar [5].

A partir de estos bloques o ciclos de tensión individuales de amplitud constante, se puede calcular el valor de daño asociado a cada uno de ellos y posteriormente sumar todos los valores obtenidos para determinar el valor del daño total sobre el componente,

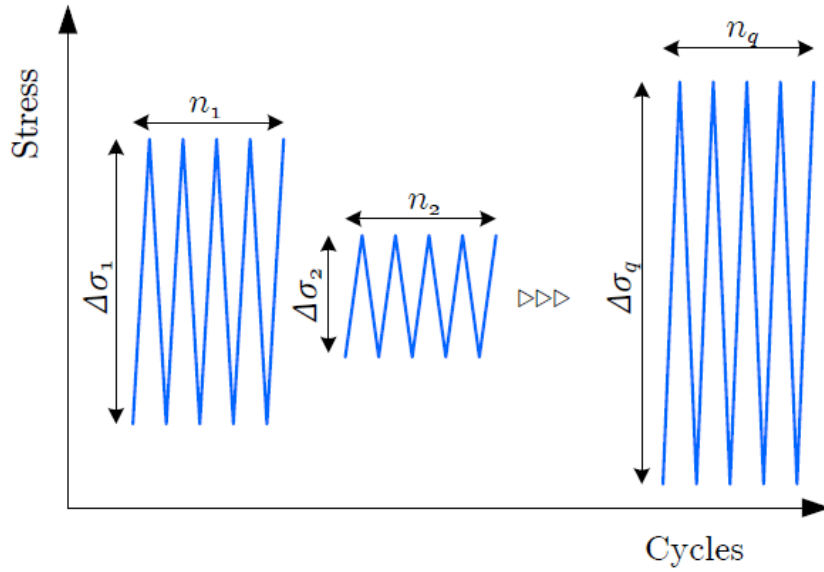


Figura 2.5: Descomposición de la señal de tensión de amplitud variable en bloques de tensión de amplitud constante [5].

a lo cual se le conoce como la regla de acumulación de daño lineal de Palmgren-Miner. Según esta regla, el daño debido a cada ciclo de carga de amplitud constante individual se define de acuerdo a la expresión 2.6. A su vez, el valor de N_i correspondiente a cada ciclo de carga individual se determina por medio de la curva S-N del material del cual está fabricado el componente en cuestión.

$$D_i = \frac{1}{N_i} \quad (2.6)$$

En la figura 2.6 se muestra de manera gráfica la determinación del valor de N_i a partir de la curva S-N del material y del valor de la amplitud pico a pico (diferencia entre el valor máximo y mínimo) de cada una de las señales de tensión de amplitud constante individuales $\Delta\sigma_q$. Una vez obtenidos todos los valores de daño de los ciclos de carga individuales, se obtiene el valor del daño total acumulado D como indica la expresión 2.7.

$$D = \sum D_i = \sum_{i=1}^{n_{cycles}} \frac{1}{N_i} \quad (2.7)$$

Una vez calculado el valor del daño total acumulado en cada uno de los planos de búsqueda de todos los nodos del modelo de EF del componente, aquel cuyo valor de D sea máximo es el plano crítico. Finalmente, se debe llevar a cabo la comprobación establecida por la expresión 2.8, según la cual, el valor de la amplitud pico a pico de la señal de tensión normal de fatiga equivalente correspondiente al plano crítico debe ser

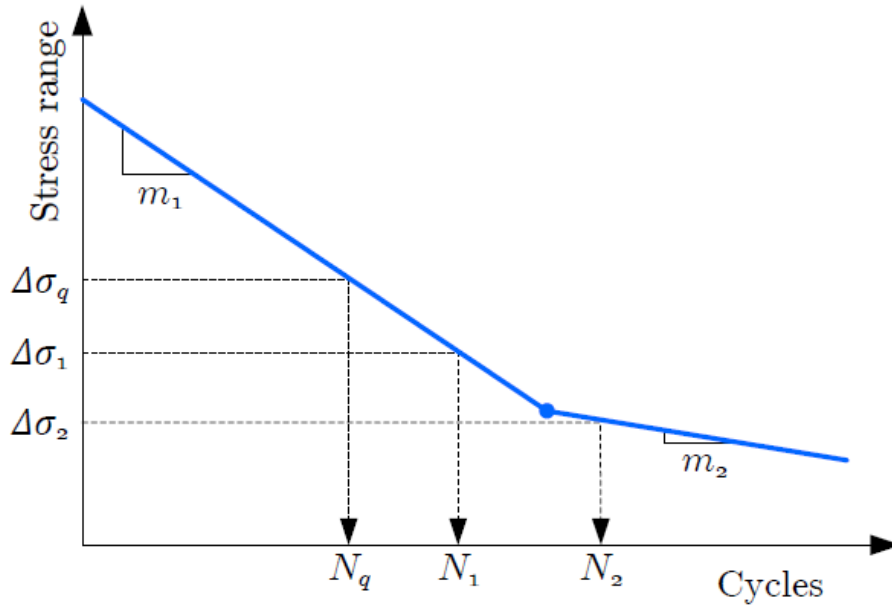


Figura 2.6: Determinación del valor de N_i a partir de la curva S-N [5].

menor o igual al valor de la resistencia a fatiga del material del que está fabricado el componente $\Delta\sigma_R$. Más adelante, se describirá más en detalle el material del cual está fabricado el buje analizado en este trabajo: la fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT.

$$\Delta\sigma_{n,eq}(\max_{0 \leq \theta \leq \pi}(D(\theta))) \leq \Delta\sigma_R \quad (2.8)$$

La amplitud pico a pico de la señal de tensión normal de fatiga equivalente correspondiente al plano crítico, $\Delta\sigma_{n,eq}(\max(D(\theta)))$, define una señal de tensión normal de amplitud constante cuyo daño es igual al daño causado por todos los bloques o ciclos de tensión normal individuales, en que ha sido descompuesta la señal de tensión normal real por medio del algoritmo Rainflow, juntos. $\Delta\sigma_{n,eq}(\max(D(\theta)))$ se calcula por medio de la expresión 2.9, donde m_1 y m_2 son los valores de las pendientes de la curva S-N del material antes y después del llamado “knee point” de la misma, respectivamente, $\Delta\sigma_{R,D}$ es el valor de amplitud pico a pico de tensión correspondiente al “knee point”, $(\Delta\sigma_i, n_i)$ es el valor de amplitud pico a pico de tensión normal y su número de ciclos asociado correspondientes a los bloques o ciclos individuales situados antes del “knee point” en la curva S-N, $(\Delta\sigma_j, n_j)$ es el valor de amplitud pico a pico de tensión normal y su número de ciclos asociado correspondientes a los bloques o ciclos individuales situados después del “knee point” en la curva S-N y n_{eq} es el número de ciclos para el cuál la señal de tensión normal equivalente causa el mismo daño que todos los bloques o ciclos

de tensión normal individuales resultantes de la aplicación del algoritmo *Rainflow*.

$$\Delta\sigma_{n,eq}(\max_{0 \leq \theta \leq \pi}(D(\theta))) = \left(\frac{\sum(\Delta\sigma_{n_i}^{m_1} n_i) + (\Delta\sigma_{R,D}^{m_1-m_2} n_i) \cdot (\Delta\sigma_j^{m_2} n_j)}{n_{eq}} \right)^{1/m_1} \quad (2.9)$$

Cabe destacar que para poder aplicar la expresión 2.9 es necesario que el valor de amplitud pico a pico de tensión normal antes y después del “knee point”, $(\Delta\sigma_i)$ y $(\Delta\sigma_j)$, sea corregido por medio del parámetro que tiene en cuenta el efecto de la tensión media sobre la resistencia a fatiga del material, K_{mean} . El valor de este parámetro puede ser calculado de acuerdo a diferentes expresiones en función de la corrección que se adopte para la tensión media. En el caso de este trabajo, se ha optado por escoger la corrección lineal, cuya correspondiente expresión es dada posteriormente.

En relación a lo anterior, cabe recordar que el valor de la resistencia a fatiga de un espécimen de ensayo de fatiga, a partir de los cuales se elaboran las curvas S-N que posteriormente se emplean en el conteo de ciclos de componentes reales, depende de una serie de factores que son ajenos al material en sí mismo. Los más importantes factores son: la tensión de rotura (“Tensile strength, R_m ”), la presencia de concentradores de tensiones en el componente (los cuales se caracterizan por medio del valor del factor de concentración de tensiones, “Stress concentration factor”, K_t), el tamaño del espécimen (“Specimen size”, t), la rugosidad superficial (“Surface roughness”, R_z), el tipo de tensión (“Stress type”), la tensión media (“Mean stress”), la temperatura (“Temperature”, T) y la corrosión (“Corrosion”). En la figura 2.7, se refleja a modo de ejemplo las correcciones que sería necesario aplicar a las curvas S-N de los especímenes de ensayo a fatiga para reflejar el efecto de cada uno de los factores anteriores sobre la resistencia a fatiga del material en cuestión.

A continuación, se van a destacar dos de los factores anteriormente mencionados más destacados y se va a profundizar un poco más en el efecto que estos tienen sobre la resistencia a fatiga de un componente cualquiera:

- **Tensión media:** Se sabe por ensayos que, la resistencia a fatiga de la mayoría de los metales empleados en ingeniería disminuye con el aumento de la tensión media aplicada, es decir, a mayor tensión media aplicada, menor resistencia a fatiga, y viceversa. Lo contrario también se cumple, esto es, en el caso de tensiones medias negativas, es decir, de compresión, cuanto mayor es la tensión media de compresión (valor negativo), mayor es la resistencia a fatiga. En la figura 2.8 se muestra un ejemplo de este tipo de comportamiento experimentado por una fundición dúctil de designación GJS, estando los datos extraídos de [6] y [7].

La forma común de considerar el efecto de la tensión media sobre la resistencia a fatiga del material es reducir en cierto grado el valor de la máxima amplitud

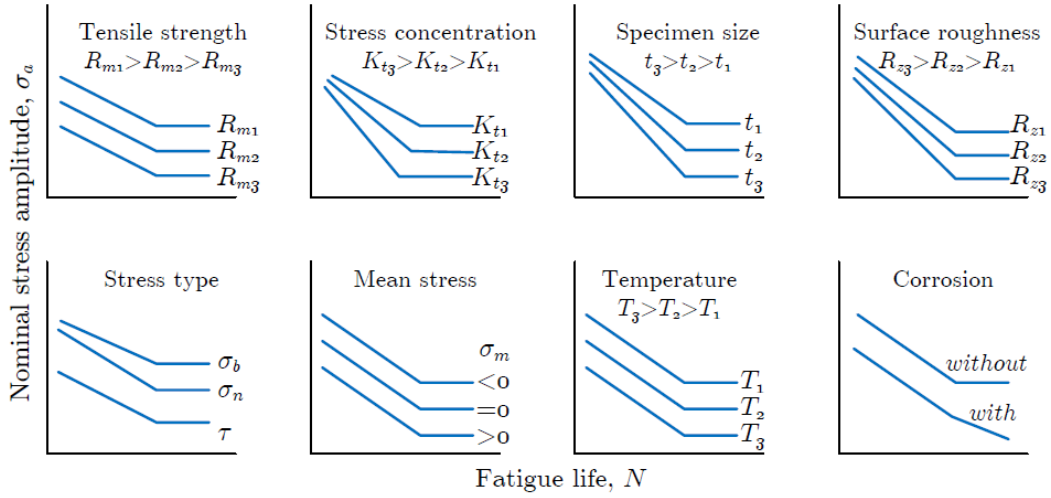


Figura 2.7: Correcciones sobre la curva S-N derivada del espécimen de ensayo [5].

permisible de tensión aplicada, esto es, el valor obtenido de la curva S-N del material para un número de ciclos de carga concreto, $\sigma_{R,m}$. Para ello, existen diferentes criterios de corrección, cada uno de los cuales propone una expresión diferente que relaciona el valor de la máxima amplitud de tensión aplicada permisible, $\sigma_{R,m}$, con el valor de la tensión media, σ_m . La figura 2.9 muestra el llamado diagrama de Haigh, en el cual se representan graficamente las correcciones más comúnmente empleadas.

Las correcciones más destacadas son la lineal, la de Goodman modificada y la de la parábola de Gerber, y todas ellas se basan en multiplicar el valor de la resistencia a fatiga obtenida de una curva S-N elaborada para un ratio de carga $R=-1$, esto es, para una tensión media nula ($\sigma_m = 0$), por un factor de corrección K_{mean} , tal y como indica la expresión 2.10.

$$\sigma_{R,\sigma_m} = K_{mean} \cdot \sigma_{R,-1} \quad (2.10)$$

A continuación se presentan las expresiones establecidas por cada una de estas correcciones para el cálculo de K_{mean} :

- **Corrección lineal:** De acuerdo a esta corrección, el valor de K_{mean} se define por medio de la expresión 2.11.

$$K_{mean} = 1 - \frac{M \cdot \sigma_m}{\sigma_{R,-1}} \quad (2.11)$$

A su vez, el valor de la sensibilidad a la tensión media, M , se obtiene a

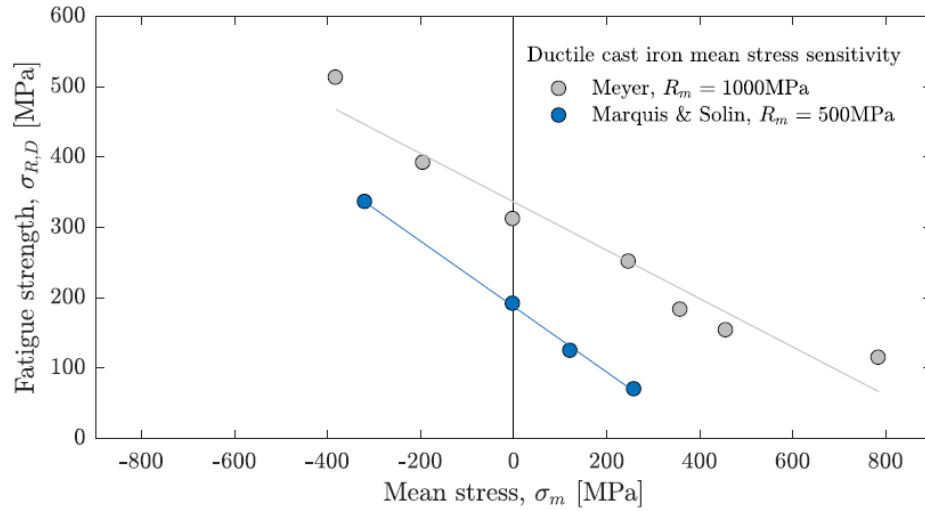


Figura 2.8: Sensibilidad a la tensión media en una fundición dúctil [6, 7].

partir de ensayos y se calcula por medio de la expresión 2.12.

$$K_{mean} = 1 - \frac{M \cdot \sigma_m}{\sigma_{R,-1}} \quad (2.12)$$

- **Goodman modificada:** Según esta corrección, el valor de K_{mean} se define por medio de la expresión 2.13.

$$K_{mean} = 1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \quad (2.13)$$

Esta corrección es recomendable para materiales de alta resistencia y baja ductilidad y precisa de un solo parámetro del material, la tensión de rotura R_m , [19].

- **Parabola de Gerber:** De acuerdo a esta corrección, el valor de K_{mean} se define por medio de la expresión 2.14.

$$K_{mean} = 1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \quad (2.14)$$

Esta corrección es menos conservadora que la de Goodman modificada, se recomienda para materiales razonablemente dúctiles según [19] y sólo tiene coherencia si se aplica a tensiones medias de tracción, es decir, positivas ($\sigma_m > 0$).

La corrección lineal es popular en la literatura alemana y, dado que se ha aplicado a fundiciones dúctiles de la misma familia (GJS) que la que se va a considerar en

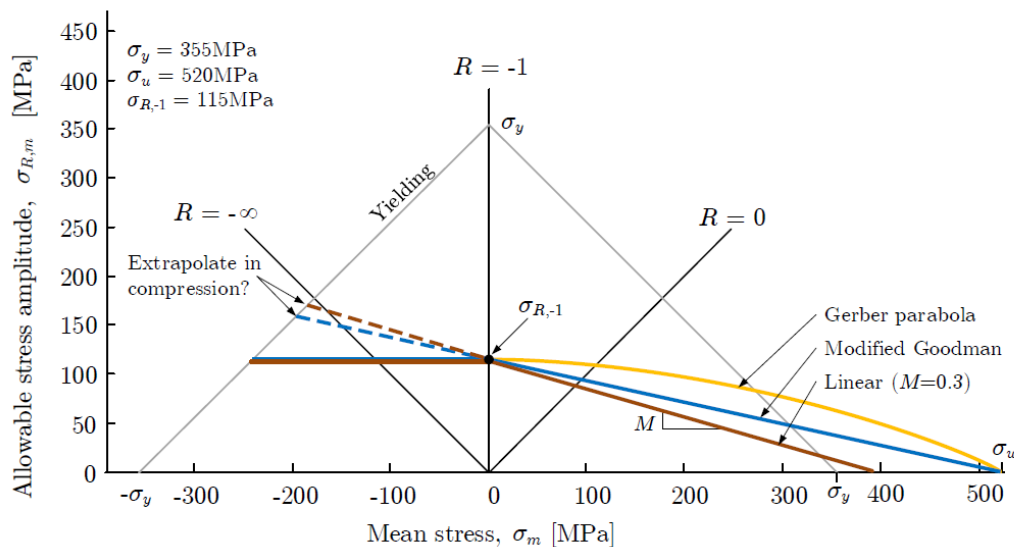


Figura 2.9: Diagrama de Haigh [5].

este trabajo, EN-GJS-400-18-LT, en diferentes ensayos realizados (ver figura 2.8), va a ser la corrección que se va a aplicar para considerar el efecto de la tensión media.

- **Rugosidad superficial:** La rugosidad superficial de un componente tiene un efecto importante sobre la resistencia a fatiga de este, pues las estrías superficiales que surgen después del mecanizado del componente se convierten en potenciales puntos de inicio de grietas de fatiga. Por ello, es común aplicar un factor de corrección al valor de la resistencia a fatiga obtenido de la curva S-N de un espécimen pulido del material considerado, K_{surf} , el cual se define por medio de la expresión 2.15.

$$K_{surf} = \frac{\sigma_{R,rough}}{\sigma_{R,polished}} \quad (2.15)$$

Como se puede apreciar en la figura 2.10, el valor de K_{surf} depende de la tensión de rotura del material R_m y del valor de la rugosidad superficial R_z . Además, otros factores como por ejemplo el proceso de fabricación del componente, esto es, si este ha sido laminado, forjado o mecanizado, pueden afectar al valor de la resistencia a fatiga del mismo. Sin embargo, en ausencia de información específica de cada material, es práctica común emplear correcciones obtenidas a partir de especímenes de acero mecanizados.

Volviendo al procedimiento de cálculo del daño acumulado total, cabe decir que la regla de Palmgren-Miner establece como criterio teórico para la determinación de la

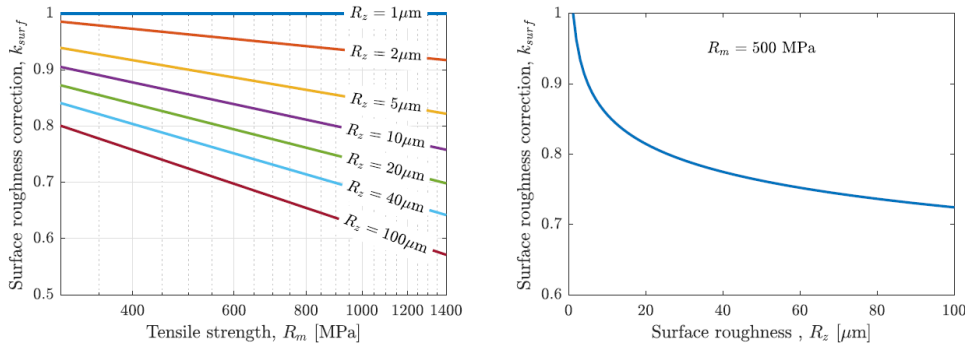


Figura 2.10: Dependencia del valor de K_{surf} con R_m y R_z [8].

ocurrencia de un fallo a fatiga del componente en cuestión la superación del valor umbral $D = 1$, según el cual, si el daño total acumulado D supera dicho valor se considera que se produce el fallo a fatiga del componente. Sin embargo, la realidad suele ser distinta a lo establecido por este criterio teórico, de tal manera que está comunmente aceptado que el valor del daño total acumulado real puede variar en el intervalo de 0,1-10 sin que se produzca necesariamente el fallo a fatiga del componente. Además, varias investigaciones han demostrado que la regla de Palmgren-Miner no es fiable bajo tensiones medias fluctuantes, es decir, variables en el tiempo, ó bajo sobrecargas compresivas repetitivas. Otro aspecto que la regla de Palmgren-Miner desprecia es el hecho de que los ciclos de carga, y por tanto de tensión, a los que se somete el componente al final de su vida útil son más dañinos que aquellos que le afectan al principio de esta. En una investigación realizada por Fatemi, A. y Yang, L. [20], se recopilan un gran número de principio de acumulación de daño más avanzados que la regla de Palmgren-Miner, sin embargo, la aplicación de la mayoría de ellos depende de parámetros experimentales que a menudo no están disponibles en un contexto profesional de ingeniería. Con lo cual, la regla de acumulación de daño lineal de Palmgren-Miner, a pesar de sus inconvenientes, sigue siendo el enfoque más ampliamente usado y reconocido en la práctica.

Por último, cabe decir que como la interpretación del parámetro daño total acumulado, D , no es sencilla desde un punto de vista físico, lo que es común emplear en la práctica es el parámetro “Endurable life”, el cual indica el número de ciclos de carga de fatiga que el componente es capaz de soportar sin que se produzca el fallo a fatiga del mismo. El parámetro “Endurable life”, $N_{endurable}$, se calcula de acuerdo a la expresión 2.16, en la cual $N_{applied}$ representa el número de ciclos de carga aplicados al componente y D es el valor del parámetro de daño total acumulado.

$$N_{endurable} = \frac{N_{applied}}{D} \quad (2.16)$$

2.2. Procedimiento de obtención de las cargas de diseño

Como se ha mencionado anteriormente, para llevar a cabo la verificación estructural de los diferentes componentes de un aerogenerador, es necesario emplear series temporales de carga. Estas, se obtienen a partir de simulaciones computacionales realizadas por medio de programas aeroelásticos. Por su naturaleza, a estas cargas se les denomina “cargas simuladas” y como tales, se obtienen a partir de los correspondientes modelos de simulación. Los modelos de simulación correspondientes a los distintos componentes de un aerogenerador presentan diferentes niveles de detalle en su definición; las palas y la torre se encuentran definidas con gran detalle mientras que el resto de componentes, entre los cuales se encuentran el tren de potencia (constituido por el conjunto multiplicadora-generator) y los diferentes componentes estructurales, son definidos más rudimentariamente. En consecuencia, las cargas simuladas, que son empleadas como cargas de diseño, sólo podrán estar expresadas en determinados sistemas de referencia predefinidos por el programa empleado para el cálculo de las mismas (raíz de pala, centro del buje o extremo superior de la torre) y sólo estarán disponibles para los componentes más importantes del aerogenerador: las palas, la torre, el eje principal o eje de baja velocidad (LSS-“Low Speed Shaft”), el eje del generador o eje de alta velocidad (HSS-“High Speed Shaft”), la nacelle y la plataforma de anclaje ó cimentación. A las cargas obtenidas para estos componentes del aerogenerador se les denomina cargas globales y es a partir de ellas, llevando a cabo un proceso de extrapolación, como se obtienen las cargas de diseño de todos los componentes estructurales del aerogenerador, para los cuales no es posible extraer directamente series temporales de carga de las simulaciones realizadas.

La forma de obtener las cargas simuladas consiste en aplicar, a un determinado modelo de aerogenerador compuesto por submodelos de sus más importantes componentes, un campo de viento sintético tridimensional, obteniéndose como resultado un conjunto de series temporales de carga. En la figura 2.11 se refleja de manera gráfica un campo de viento sintético tridimensional actuando sobre un modelo de aerogenerador. Las series temporales obtenidas son simplemente conjuntos de valores que reflejan la evolución temporal de una serie de variables de salida, seleccionadas previamente por el usuario del programa, durante un período de tiempo de una duración predefinida, siendo práctica habitual el considerar períodos diezminutales. Además, cabe decir que las variables de salida para las cuales se obtienen las series temporales no se ciñen únicamente a cargas, esto es, fuerzas y momentos, sino que abarcan también otro tipo de magnitudes físicas, como pueden ser las aceleraciones (lineales y angulares), velocidades (lineales y angulares), ángulos, potencia eléctrica generada, etc.

Por otro lado, las cargas simuladas se pueden clasificar en función de las condiciones a las que se expone, de manera simulada o virtual, el modelo de aerogenerador en

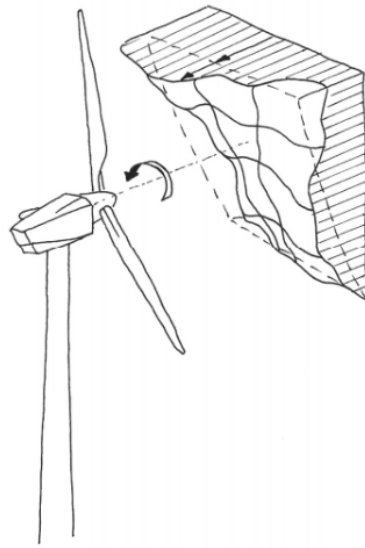


Figura 2.11: Campo de viento sintético tridimensional [9].

cuestión. De esta manera, se pueden distinguir dos tipos de cargas simuladas:

- **Cargas asociadas a condiciones normales de funcionamiento del aerogenerador:** Estas son las cargas que los diferentes componentes del aerogenerador experimentan en situaciones en las cuales este se encuentra durante la mayor parte de su vida útil de funcionamiento, esto es, en situación de generación de potencia eléctrica a diferentes velocidades de viento y también en otro tipo de situaciones como las paradas normales, es decir, aquellas debidas a que la velocidad de viento se sale del rango de velocidades de funcionamiento (normalmente entre 3 y 25 m/s), y los arranques. A este tipo de cargas se les denomina *cargas de fatiga*.
- **Cargas asociadas a condiciones extremas de funcionamiento del aerogenerador:** Este otro tipo de cargas son aquellas a las que se ve expuesto el aerogenerador en situaciones como las paradas de emergencia, es decir, aquellas debidas a eventos como caídas de la red eléctrica ó fallos en el sistema de control del aerogenerador, y también en otro tipo de situaciones como la incidencia de ráfagas de viento que expongan al aerogenerador a grandes solicitaciones mecánicas, tanto en condición de generación de potencia eléctrica como cuando se encuentra en situación de parada, arranque o incluso en estado de “idling” o “standstill”. A este tipo de cargas se les denomina *cargas de extrema*.

A la hora de llevar a cabo el proceso de diseño de los diferentes componentes de un aerogenerador, es necesario seguir una determinada guía de diseño, siendo la más destacada la correspondiente al organismo o entidad certificadora *DNV GL*, fusión de las

anteriores entidades independientes *DNV (Det Norske Veritas)* y *GL (Germanischer Lloyd)*, y un estándar que establezca los casos de carga que es necesario considerar a la hora de obtener las series temporales correspondientes a las cargas de diseño. En relación a lo anterior, cabe decir que el estándar de diseño más ampliamente utilizado en la industria eólica, y por tanto el que ha sido empleado en este TFM, es el IEC 61400-1 [21]. Una vez obtenidas las series temporales de las cargas de diseño en períodos frecuentemente diezminutales, es necesario extrapolar estas a la duración de la vida útil del aerogenerador con el fin de determinar la fracción de esta asociada a cada simulación. Esto representa, de alguna manera, la determinación del número de veces que ocurriría cada serie temporal de carga a lo largo de los 20 años de vida útil que normalmente presenta un aerogenerador.

Para ello, se siguen diferentes procedimientos en función del tipo de caso de carga del que se trate; para casos de carga de producción normal de energía eléctrica, cada uno de estos estará referido o vinculado a una determinada probabilidad de ocurrencia dada por la correspondiente distribución de probabilidad definida para la velocidad del viento incidente, sin embargo, para casos de carga asociados a eventos discretos, como son las paradas y los arranques, se definirá un determinado número de ocurrencias para estos casos de carga a lo largo de la vida útil del aerogenerador en base a criterios de observación. En el caso de los primeros casos de carga, esto es, los de producción normal, la distribución de probabilidad para el valor de la variable velocidad de viento más ampliamente empleada es la distribución de Weibull. El motivo por el cual se suele considerar esta distribución de probabilidad es que es la que mejor se adapta a la variación temporal del valor de la velocidad de viento en un emplazamiento concreto.

2.3. Descripción del material considerado

En este apartado se va a hacer un resumen de las principales características y propiedades mecánicas del material que ha sido considerado para llevar a cabo el análisis estructural del buje cuyo diseño se trata de optimizar en este trabajo: fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT.

La fundición de grafito esferoidal es un tipo de fundición dúctil que fue inventada en el año 1943 por Keith Millis [22]. La mayoría de las fundiciones son frágiles, sin embargo, la fundición dúctil de grafito esferoidal, debido a inclusiones de grafito nodular que presenta, tiene una resistencia al impacto y a fatiga mucho mayor. La figura 2.12 muestra un ejemplo de microestructura típica de una fundición dúctil ferrítica. La fundición de grafito esferoidal engloba una familia de materiales que ofrecen una amplia variedad de propiedades a través del control de su microestructura. La especificación más común y característica de esta familia de materiales es la morfología (forma) del grafito presente en la microestructura en forma de nódulos y no en forma de escamas,

como ocurre en el caso de la fundición gris. La forma nodular del grafito presente en la microestructura impide la creación de grietas y le da a la fundición de grafito esferoidal la ductilidad que la caracteriza. Además, reduce el valor del factor de intensidad de tensión delante de la grieta, lo cual hace que sea un material apropiado para componentes sometidos a cargas cíclicas, como es el caso de muchos de los componentes de un aerogenerador [23] y [24].

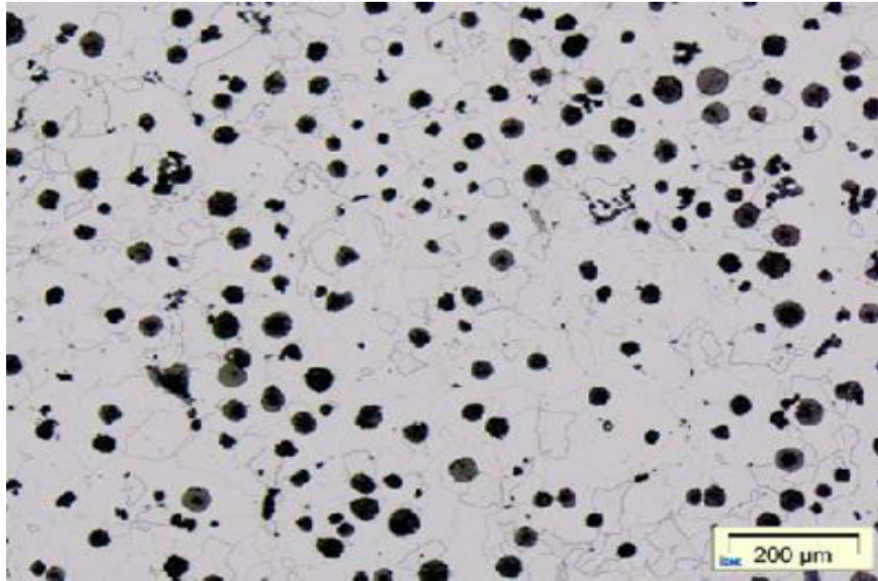


Figura 2.12: Microestructura típica de una fundición dúctil ferrítica [10].

La microestructura de una fundición de grafito esferoidal consta de dos materiales: una matriz de acero rodeada de nodulos de grafito. A su vez, la matriz de acero puede ser ferrítica, perlítica, martensítica o una combinación de dos de ellas. La mayoría de las fundiciones dúctiles son ferríticas con menos de un 10% de perlita. Las propiedades mecánicas de la fundición dúctil de grafito son debidas fundamentalmente a la forma esferoidal de los nódulos de grafito incustrados en la matriz. Sin embargo, la matriz también determina las propiedades de este material; las matrices ferríticas son normalmente blandas y dúctiles mientras que las matrices perlíticas ofrecen alta resistencia y dureza pero son propensas a la fractura frágil [25]. Así, lo más común en la práctica es el empleo de matrices que combinan una fase ferrítica con una perlítica, ofreciendo así propiedades mecánicas intermedias.

Por otro lado, puede que en la matriz haya nódulos adicionales de morfología diferente a la esferoidal, como es el caso de los nódulos vermiculares, los nódulos con forma puntiaguda, los nódulos explosionados y los nódulos gruesos con forma de tropezones. Estos nódulos se suelen formar en el punto más caliente, desde un punto de vista térmico, de la sección de las fundiciones dúctiles pesadas durante el proceso de solidificación y son considerados defectos metalográficos que afectan de manera negativa a la resistencia a fatiga del material. De acuerdo al criterio común de diseño a fatiga de los componentes de fundición de un aerogenerador (el buje, la bancada, etc.), este tipo de defectos metalográficos presentes en la superficie de estos no son admisibles y, por tanto, deben ser eliminados o, en caso de que esto no sea posible, el componente en la mayoría de los casos es rechazado. Por lo tanto, estos defectos metalográficos pueden resultar muy costosos desde un punto de vista económico para la fundición pues la mayoría de ellos no salen a la luz hasta que no finaliza el caro proceso de mecanizado al cual se ven sometidos estos componentes una vez salen del molde. Además, con el fin de evitar fallos catastróficos y de prolongar al máximo la vida útil de estos componentes, es importante analizar la influencia de las características geométricas de los nódulos de grafito (tamaño, forma y distribución en la matriz) en puntos del material donde haya discontinuidades geométricas o entallas.

La composición química de la fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT para cuatro tipos diferentes de microestructura se refleja en la figura 2.13. Las cuatro microestructuras consideradas se diferencian entre sí en la técnica mediante la cual la fundición ha sido producida. Así, la microestructura designada como “type 100” se corresponde con una técnica no estándar y las microestructuras designadas como “type 200”, “type 300” y “type 400” se corresponden con técnicas estándar de producción (“flotret” para la microestructura “type 200”, “tundish” para la microestructura “type 300” y “inmould” para la microestructura “type 400”), todas ellas basadas en la adición de magnesio a la colada de metal fundido. Para más información acerca de estos procesos de producción estándar de fundición de grafito esferoidal, consultar [25].

Material type	C	Si	Mn	P	S	Ni	Mg
100	3.6	2.122	0.204	0.023	0.004	0.978	0.046
200	3.6	2.044	0.112	0.023	0.003	0.619	0.037
300	3.6	1.968	0.114	0.024	0.003	0.572	0.039
400	3.6	1.976	0.102	0.021	0.002	0.674	0.033

Figura 2.13: Composición química de la fundición EN-GJS-400-18-LT [11].

En el estudio [11], se tomaron numerosas muestras de cada uno de los cuatro tipos de fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT antes mencionados y se anotó el número, tamaño y circularidad de los nódulos de grafito encontrados así como la

proporción de perlita en la matriz de cada una de ellos. El valor correspondiente a la proporción de grafito en la matriz fue obtenido a partir de las muestras tomadas directamente de los especímenes de análisis en su estado original. Sin embargo, para poder hallar el valor de la proporción total de ferrita, grafito y perlita, los especímenes fueron cepillados y pulidos superficialmente y, posteriormente, sometidos a un baño de una solución de ácido nítrico en alcohol al 5%. En la figura 2.14, se recogen los resultados obtenidos de algunas de las muestras tomadas. Como se puede observar, estos cuatro tipos de microestructura de la fundición dúctil de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT presentan una matriz predominantemente ferrítica (aproximadamente un 90% de fase ferrítica y un máximo de un 10% de fase perlítica).

Material type	Sample	Graphite nodules			Pearlite	
		Number (mm ⁻²)	Average size (μm ²)	Circularity	Area (μm ²)	%
100	102	84	1200.03	0.68	124,297.53	12.43
	103	90	1098.28	0.71	84,248.77	8.42
	104	99	945.01	0.73	59,472.86	5.95
	106	56	1272.05	0.63	130,833.31	13.08
	108	92	677.80	0.72	55,650.31	5.57
	Average	84	1038.63	0.70	90,900.56	9.09
200	202	61	1377.37	0.57	34,255.20	3.43
	203	64	1333.10	0.59	44,733.47	4.47
	204	53	1557.95	0.56	57,822.64	5.78
	206	58	1232.22	0.60	53,407.96	5.34
	208	50	1583.36	0.56	59,407.78	5.94
	Average	57	1416.80	0.57	49,925.41	4.99
300	304	91	651.44	0.71	77,500.19	7.75
	305	96	708.28	0.72	85,870.40	8.59
	307	86	911.64	0.69	81,414.01	8.14
	308	90	656.59	0.72	55,418.11	5.54
	309	82	864.65	0.69	64,643.53	6.46
	310	91	686.70	0.71	93,424.35	9.34
400	Average	89	746.55	0.71	76,378.43	7.64
	402	70	998.62	0.64	81,675.86	8.17
	403	97	712.00	0.71	39,472.13	3.95
	404	72	982.48	0.65	86,852.35	8.69
	410	70	1003.09	0.64	90,597.94	9.06
	411	105	541.80	0.69	52,118.42	5.21
	412	77	784.55	0.62	67,641.15	6.76
	Average	81	837.09	0.66	69,726.31	6.97

Figura 2.14: Resultados obtenidos de algunas de las muestras tomadas en [11].

Las principales propiedades mecánicas de la fundición dúctil de grafito esferoidal se reflejan en la figura 2.15, extraída de [12]. Sin embargo, como la información sobre propiedades a fatiga de la fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT obtenida de ensayos realizados no es muy abundante, es práctica habitual emplear curvas S-N sintéticas definidas por medio de parámetros obtenidos a partir de fórmulas matemáticas. A continuación, se va a presentar la formulación empleada para la obtención de las principales propiedades a fatiga de acuerdo al procedimiento establecido por [26]:

1. Se extrae el valor de la tensión última de rotura mínima, $R_{m,min}$, de la tabla

Designación del material		Esesor de pared determinante	Límite convencional de elasticidad al 0,2%	Resistencia a la tracción	Alargamiento
Simbólica	Númerica	t mm	$R_{p0,2}$ MPa min.	R_m MPa min.	A % min.
EN-GJS-350-22-LT ^a	5.3100	$t \leq 30$	220	350	22
		$30 < t \leq 60$	210	330	18
		$60 < t \leq 200$	200	320	15
EN-GJS-350-22-RT ^b	5.3101	$t \leq 30$	220	350	22
		$30 < t \leq 60$	220	330	18
		$60 < t \leq 200$	210	320	15
EN-GJS-350-22	5.3102	$t \leq 30$	220	350	22
		$30 < t \leq 60$	220	330	18
		$60 < t \leq 200$	210	320	15
EN-GJS-400-18-LT ^a	5.3103	$t \leq 30$	240	400	18
		$30 < t \leq 60$	230	380	15
		$60 < t \leq 200$	220	360	12

Figura 2.15: Propiedades mecánicas de la fundición EN-GJS-400-18-LT [12].

mostrada en la figura 2.15 y se multiplica por un factor de mayoración de 1.06, tal y como indica la expresión 2.17.

$$\sigma_b = 1.06 \cdot R_{m.min} \quad (2.17)$$

2. Se estima linealmente la resistencia a fatiga para un espécimen pulido y liso, esto es, sin apenas rugosidad superficial y sin gradiente de tensión, tal y como indica la expresión 2.18.

$$\sigma_w = 0.27 \cdot \sigma_b + 100 \quad (2.18)$$

3. Se divide el valor de σ_w por el llamado factor de influencia total F_{ok} , el cual tiene en cuenta el efecto de la rugosidad superficial y el efecto del gradiente de tensión, tal y como indica la expresión 2.19.

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_w}{F_{ok}} \quad (2.19)$$

A su vez, el valor del factor de influencia total F_{ok} se obtiene a partir del valor del factor asociado al efecto de la rugosidad superficial F_o y del factor de entalla β_k , tal y como indican las expresiones 2.20, 2.21 y 2.22.

$$F_{ok} = \sqrt{\beta_k^2 - 1 + \frac{1}{F_o^2}} \quad (2.20)$$

$$F_o = 1 - 0.22(\log(R_z))^{0.64} \log(\sigma_b) + 0.45(\log(R_z))^{0.53} \quad (2.21)$$

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{n} \quad (2.22)$$

Cabe decir que se ha considerado un valor de rugosidad superficial R_z de $12.5\mu\text{m}$, un valor del factor de concentración de tensiones α_k de 1 y un valor de n que viene dado por la expresión 2.23.

$$n = 1 + 0.32 \cdot X_*^{0.77} \quad (2.23)$$

Se ha tomado un valor para el gradiente de tensión X_* de 1.

4. Se asigna a la resistencia a fatiga correspondiente al punto de la curva S-N conocido como “knee-point”, esto es, el punto en el cual la pendiente de la curva cambia de un valor m_1 a un valor m_2 , el valor σ_{wk} y se calcula su número de ciclos correspondiente, tal y como lo establecen las expresiones 2.24 y 2.25.

$$\sigma_{knee-point} = \sigma_{wk} \quad (2.24)$$

$$N_{knee-point} = 10^{\left(6.8 - \frac{3.6}{m_1}\right)} \quad (2.25)$$

5. Se calcula el valor de la pendiente de la curva S-N antes y después del llamado “knee-point”, por medio de las expresiones 2.26 y 2.27.

$$m_1 = \frac{5.5}{F_{ok}^2} + 6 \quad (2.26)$$

$$m_2 = 2m_1 - 1 \quad (2.27)$$

Cabe destacar que la curva S-N así definida es sólo válida para un ratio de carga $R=-1$, esto es, para una tensión media nula. Por ello, para tener en cuenta el efecto de la tensión media, a los valores de resistencia a fatiga obtenidos de la curva S-N se les debe aplicar una corrección. Como ya se ha mencionado anteriormente, en este trabajo se ha optado por la corrección lineal, según la cual a cada valor de resistencia a fatiga obtenido de la curva S-N se le debe multiplicar por un factor k_{mean} , tal y como indica la expresión 2.28.

$$\sigma_{R,\sigma_m} = k_{mean} \cdot \sigma_{R,-1} \quad (2.28)$$

El factor k_{mean} se calcula a partir del valor del parámetro conocido como sensibilidad a la tensión media M a través de la expresión 2.29.

$$k_{mean} = 1 - \frac{M \cdot \sigma_m}{\sigma_{R,-1}} \quad (2.29)$$

A su vez, el valor de la sensibilidad a la tensión media M se obtiene por medio de la expresión 2.30.

$$M = 0.00035 \cdot \sigma_b + 0.08 \quad (2.30)$$

Finalmente, se presentan a modo de resumen en la tabla 2.1 los parámetros que definen la curva S-N sintética y el valor del parámetro M , obtenidos por medio de las expresiones anteriores.

σ_{knee}	176.642	Mpa
N_{knee}	2791121	Ciclos
m_1	10.163	
m_2	19.326	
M	0.214	

Tabla 2.1: Parámetros que definen la curva S-N sintética.

Por último, es importante decir que como la curva S-N considerada es una curva sintética, se debe especificar el valor de la probabilidad de fallo asociada a ella, esto es, la probabilidad de que el componente caracterizado por esta curva falle a fatiga cuando se supere el número de ciclos de carga correspondiente a un determinado nivel de tensión aplicada. En este caso, la curva S-N sintética definida anteriormente de acuerdo al procedimiento establecido en [26] está asociada a una probabilidad de fallo del 50%. Además, cabe decir también que para poder aplicar curvas S-N sintéticas en el diseño a fatiga de componentes reales es necesario aplicar factores de reducción a estas con el fin de tener en cuenta el efecto de diferentes factores, como por ejemplo el espesor del componente, la probabilidad de fallo y defectos en el material de caracter diverso. En el caso de la curva S-N sintética considerada en este trabajo, sólo se ha tenido en cuenta el efecto de los posibles defectos o desperfectos del material como: sopladuras, inclusiones no metálicas, agujeros internos por encogimiento del material (poros) o debidos a procesos de mecanizado y presencia de escoria. Así, el factor de seguridad (S_d) que le corresponde al material considerado en este trabajo, fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT, de acuerdo a [27] es 0.85.

3. Objetivos

3.1. Objetivo principal

El objetivo principal de este TFM es desarrollar una metodología de optimización del diseño estructural de un buje de aerogenerador sometido a unas cargas de diseño determinadas y considerando unas restricciones de diseño concretas. Es importante denotar que en este TFM el énfasis se ha puesto en la descripción y exposición de la propia metodología de optimización y no en la precisión del ejemplo de optimización de un buje de aerogenerador expuesto para mostrar el desempeño de esta.

3.2. Objetivos secundarios

Por otro lado, el presente TFM considera una serie de objetivos secundarios, los cuales se resumen a continuación:

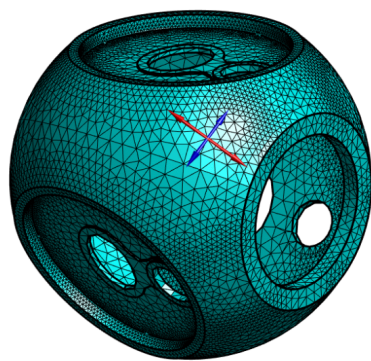
- La metodología de optimización de diseño estructural desarrollada debe ser apta para cualquier tipo de componentes estructural dentro del ámbito de la ingeniería mecánica a pesar de que en este TFM se haya considerado el caso particular del buje de un aerogenerador como ejemplo práctico.
- La metodología de optimización de diseño estructural desarrollada debe permitir definir el nivel de detalle geométrico con que se desea llevar a cabo la misma, esto es, debe permitir decidir cuántos y cuáles parámetros o dimensiones geométricas del componente en cuestión, en este caso un buje de aerogenerador, se desean considerar en la optimización. De esta manera, se puede optar por optimizar la geometría del componente de forma global o por poner el énfasis en determinados detalles geométricos del mismo y no modificar el resto de elementos de la geometría.
- La metodología de optimización de diseño estructural desarrollada debe permitir decidir cuán preciso se desea que sea el resultado de la optimización en función de las necesidades de cada momento.
- La metodología de optimización de diseño estructural desarrollada debe permitir modificar las condiciones en las que esta se lleva a cabo en base a las necesidades de cada momento, permitiendo así decidir cuántas y cuáles variables de diseño y restricciones de optimización se desean considerar.

4. Desarrollo del trabajo

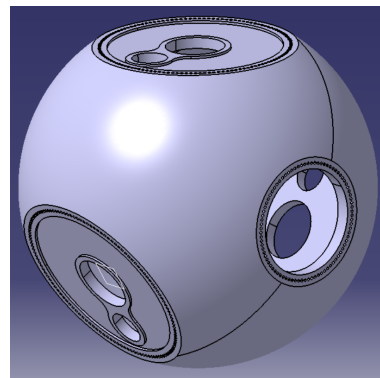
4.1. Modelado de la geometría del buje

En primer lugar, es importante destacar que la geometría del buje considerado en este trabajo no presenta el nivel de detalle de un componente real de estas características pues por ser el fin de este TFM meramente académico, el buje cuyo diseño se busca optimizar no va a ser fabricado en la realidad. Por otro lado, como ya se ha explicado anteriormente, el objetivo de este trabajo no es considerar todas las posibles variables geométricas que definen la geometría del buje con el fin de encontrar el diseño “más óptimo posible”, sino que se trata de poner el énfasis en la descripción de la metodología de optimización desarrollada. Así, al omitir algunas variables geométricas del modelo de buje se consigue reducir el tiempo necesario para llevar a cabo los cálculos requeridos y se agiliza el proceso de optimización del diseño del mismo.

En segundo lugar, cabe también decir que la geometría del modelo de buje con el que se ha trabajado en este trabajo es una modificación de la geometría empleada en uno de los análisis propuestos a modo de ejemplo y como material descargable en la página web del programa Fatlab. En la figura 4.1a se muestra la geometría base tal y como se presenta en la página web del programa y en la figura 4.1b se muestra la geometría del buje una vez efectuadas las correspondientes modificaciones. Como se puede observar, la proporción entre las diferentes dimensiones del buje ha sido modificada.



(a) Geometría base del buje.



(b) Geometría modificada del buje.

Figura 4.1: Modelo de buje considerado.

Es importante tener en cuenta que, tal y como se puede deducir del ejemplo de esquema de montaje que se representa en la figura 4.2, el diseño de buje considerado en este trabajo, modelado en CATIA V5, se caracteriza por las siguientes consideraciones:

- Por un lado, el rodamiento de “pitch”, que en la figura 4.2 aparece enmarcado en un rectángulo de color rojo, no ha sido considerado en el modelado de la unión buje-pala. Esto es debido a que se ha querido simplificar la cadena de transmisión de las fuerzas desde la raíz de pala hasta el buje para poder hacer así más sencillo el análisis FEM del modelo CAD de la unión buje-palas considerada, pues incluir el rodamiento en el modelo habría aumentado significativamente la complejidad del análisis FEM que ha sido necesario llevar a cabo del mismo. Con lo cual, los pernos de fijación del aro exterior del rodamiento de “pitch” al buje y del aro interior a la raíz de pala tampoco han sido considerados en el modelado de la unión buje-pala.

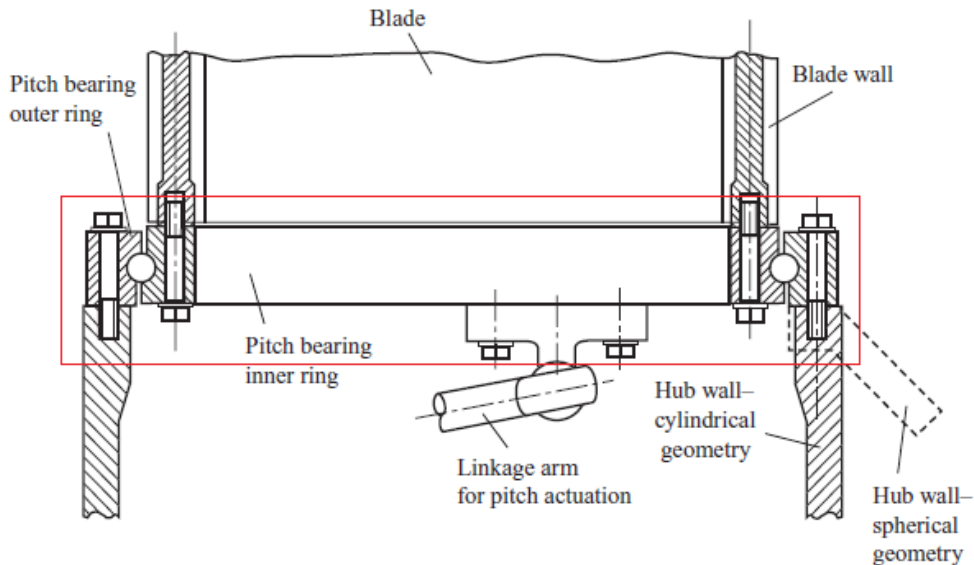


Figura 4.2: Esquema de montaje del rodamiento de “pitch”.

- Por otro lado, sin embargo, la llamada “placa de pitch”, que es, tal y como se muestra en la figura 4.3, una placa fijada mecánicamente al aro interior del rodamiento de “pitch” en la cual se fija la “muñequilla” (enmarcada en un rectángulo de color rojo), esto es, el extremo del vástago del actuador hidráulico de “pitch” y que además cuenta con un agujero de paso de hombre al interior de la raíz de las palas (enmarcada en un rectángulo de color negro), sí que ha sido considerada en el modelado de la unión buje-pala, pues es parte importante de la misma y su caracterización estructural es considerablemente menos compleja que la del rodamiento de “pitch”. Además, la “placa de pitch” es un elemento no

normalizado mientras que el rodamiento de “pitch” es un elemento normalizado, cuyo dimensionamiento resulta menos atractivo e interesante desde el punto de vista conceptual del trabajo, pudiendo de esta manera además minimizar el coste computacional de los análisis de fatiga llevados a cabo.



Figura 4.3: “Placa de pitch” fijada al aro interno del rodamiento de “pitch”.

Concretamente, la “placa de pitch” ha sido modelada, tal y como se aprecia en la figura 4.4, fija al propio buje, es decir, como si fuera materialmente parte de este, cuando en realidad se fija mecánicamente al aro interior del rodamiento de “pitch” y por tanto es mecánicamente solidaria a él e independiente del buje. De esta manera, se ha asumido que la unión buje-palas es rígida, anulando así el grado de libertad de giro asociado al ángulo de “pitch”. Así, las palas del aerogenerador se encuentran en una posición angular de “pitch” fija, asumiendo por tanto que no se tiene en cuenta el efecto de la variación del ángulo de “pitch” de las palas sobre la sollicitación estructural de la unión buje-pala. En un análisis más realista en el ámbito industrial profesional, sí que se consideraría el efecto de la variación del ángulo de “pitch” sobre las cargas que actúan sobre la unión buje-pala, pues como son cargas de origen aerodinámico, experimentan una gran variación en su valor en el rango de posiciones angulares de “pitch” desde 0° hasta 90° , pero en este trabajo, con el fin de simplificar y optimizar el tiempo disponible para su realización, se ha optado por considerar una única posición angular de “pitch” fija.

- Finalmente, como se puede deducir de la figura 4.1b, cabe decir que el actuador hidráulico de “pitch”, enmarcado en un rectángulo de color azul en la figura 4.3, no ha sido considerado en el modelado de la unión buje-palas.

Además, las modificaciones que se han efectuado sobre la geometría base del buje se resumen a continuación:

- Incorporación de los agujeros pasantes no roscados para los pernos de fijación del aro o pista exterior del rodamiento de “pitch” al buje.

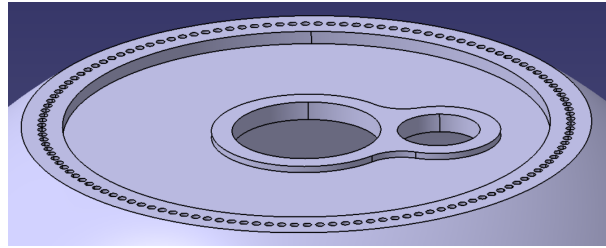
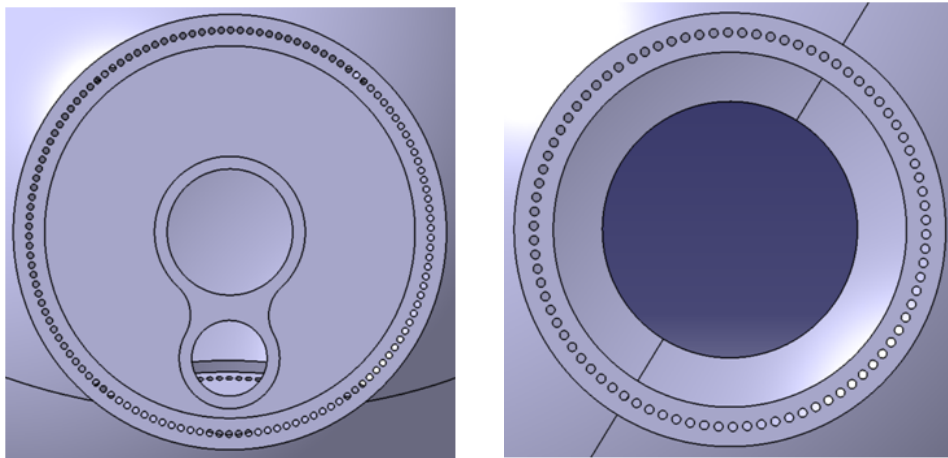


Figura 4.4: Modelado CAD de la “placa de pitch” considerada.

- Incorporación de los agujeros pasantes no roscados para los pernos de fijación del eje principal (eje de baja velocidad) al buje.
- Incorporación de resaltes interiores que actúan a modo de cara plana para el apoyo de las tuercas de apriete de los pernos de fijación de las palas al buje y del eje principal al buje.

En las figuras 4.5 y 4.6 se recogen de manera gráfica las anteriores modificaciones de la geometría base del buje.



(a) Agujeros para la fijación de las palas al buje.

(b) Agujeros para la fijación del eje principal al buje.

Figura 4.5: Modificaciones del diseño base.

En el Anexo 1, se muestra el plano de detalle del diseño de buje óptimo al que se ha llegado en este trabajo, el cual muestra gráficamente las dimensiones, y sus correspondientes valores, que lo definen por completo. Cabe así destacar que el diámetro de la circunferencia de centros de agujeros, el número de agujeros y el diámetro de estos, tanto para la fijación de las palas a la pista exterior del rodamiento de “pitch” como para la fijación del eje principal al buje, son las **unicas restricciones de diseño**

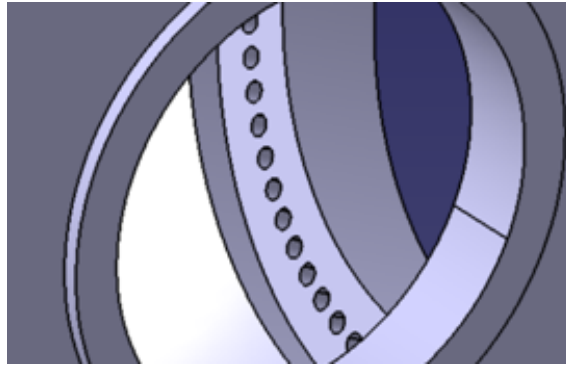


Figura 4.6: Modificaciones del diseño base.

consideradas y, por tanto, son valores que no han sido modificados durante el proceso de optimización:

- **Fijación de las palas al buje:**

- Diámetro de la circunferencia de centros de agujeros: 3200mm
- Número de agujeros: 130
- Diámetro de los agujeros: 52mm

- **Fijación del eje principal al buje:**

- Diámetro de la circunferencia de centros de agujeros: 2000mm
- Número de agujeros: 86
- Diámetro de los agujeros: 45mm

Finalmente, cabe destacar la función de algunos de los agujeros que presenta el diseño de buje considerado. En relación a ello, deben destacarse, en primer lugar, los llamados “agujeros de paso de hombre”. Estos agujeros tienen como finalidad permitir el paso de operarios de mantenimiento y/o reparación al interior de las palas, concretamente a la zona de la raíz. Además, se pueden diferenciar dos “agujeros de paso de hombre” diferentes: el agujero principal, común a las tres palas, y los agujeros individuales, pertenecientes a cada una de ellas. La figura 4.7 muestra el agujero principal y la figura 4.8a muestra uno de los agujeros individuales. En segundo lugar, cabe destacar el agujero que actúa a modo de alojamiento para el anclaje del extremo del vástago del actuador hidráulico de “pitch”, el cual está articulado en este punto por medio de una “muñequilla”. Dicho agujero se muestra en la figura 4.8b.

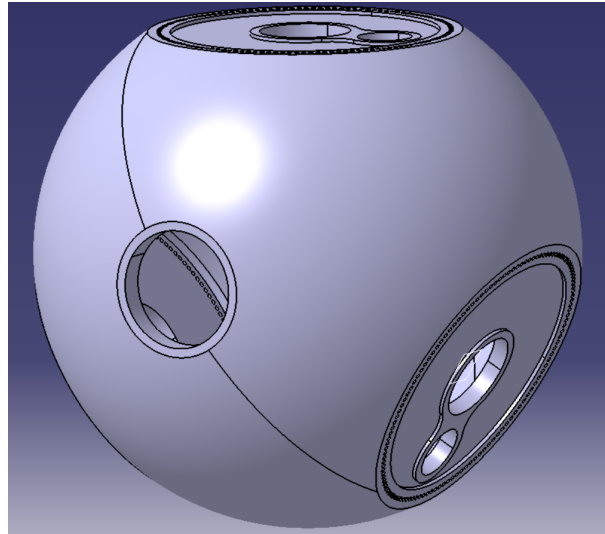


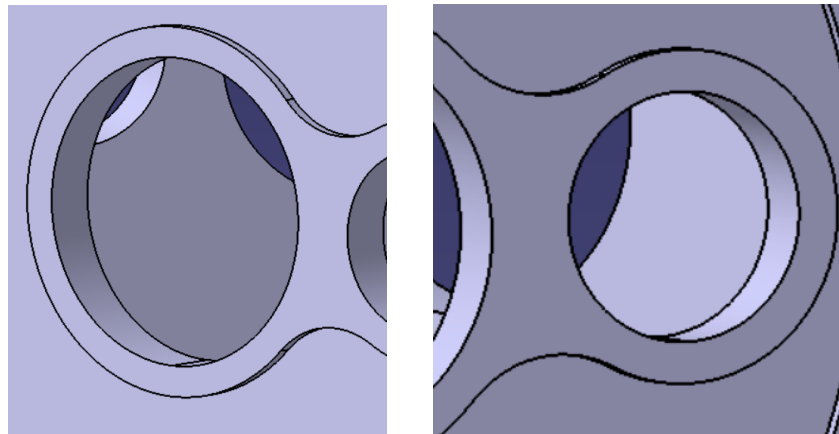
Figura 4.7: Agujero principal de paso de hombre.

4.2. Obtención de las funciones objetivo de diseño

Las funciones objetivo de diseño son expresiones matemáticas que expresan la variación del valor de las variables de diseño consideradas con el valor de los parámetros geométricos que definen el componente analizado y que permiten llevar a cabo la determinación de las dimensiones del diseño óptimo buscado. En el caso de este trabajo, las funciones objetivo que se han considerado para llevar a cabo la optimización del diseño del buje son: el **ratio de utilización**, el **daño acumulado máximo** a fatiga y la **tensión de Von-Mises máxima**.

Para obtener cada una de las funciones objetivos consideradas, se ha llevado a cabo el análisis estructural del buje, por medio de ANSYS Workbench V19.0 y Fatlab 2.031 (toolbox de Matlab), para diferentes combinaciones de valores de algunos de los parámetros geométricos que definen la forma del componente y se ha anotando el valor obtenido en cada caso para las variables de diseño consideradas en la optimización: el **ratio de utilización**, el **daño acumulado máximo** (obtenido del análisis estructural del buje sometido a las series temporales de carga de fatiga) y la **tensión de Von Mises máxima** (obtenido del análisis estructural del buje sometido a las series temporales de carga extrema). Posteriormente, se ha procedido a ajustar una función matemática a la nube de puntos correspondiente a cada variable de diseño, obteniéndose así las expresiones analíticas correspondientes a las funciones objetivo de diseño.

A continuación, se exponen los parámetros más importantes que caracterizan la geometría del buje considerado y se indica el valor de la cota del plano de detalle presentado en el Anexo 1 asociado a cada una de ellos con el fin de que queden definidas



(a) Agujero individual de paso de hombre. (b) Anclaje de la articulación del actuador de “pitch”.

Figura 4.8: Agujeros propios de cada pala.

inequívocamente:

- **El espesor de la pared interna del buje:** Ver cota de valor 266.32 mm.
- **El espesor de la “placa de pitch”:** Ver cota de valor 73.77 mm.
- **La altura del resalte que rodea a los agujeros de paso de hombre y de anclaje de la articulación del extremo del vástago del actuador hidráulico de “pitch”:** Ver cota de valor 40 mm.
- **El radio de curvatura del resalte que rodea a los agujeros de paso de hombre y de anclaje de la articulación del extremo del vástago del actuador hidráulico de “pitch”:** Ver cota de valor 250 mm.
- **El diámetro de los agujeros, común e individuales, de paso de hombre al interior de las palas a través del buje:** Ver cotas de valor 1300 mm (común) y 900 mm (individuales).
- **El diámetro del agujero de anclaje de la articulación del extremo del vástago del actuador hidráulico de “pitch”:** Ver cota de valor 500 mm.
- **La distancia entre centros de los agujeros de paso de hombre al interior de las palas y de anclaje de la articulación del extremo del vástago del actuador hidráulico de “pitch”:** Ver cota de valor 800 mm.

Por un lado, cabe recordar que el plano de detalle del buje mostrado en el Anexo 1 se corresponde con la combinación de parámetros geométricos del diseño óptimo del buje. Por otro lado, como ya ha sido explicado en apartados anteriores de este documento,

el fin de este trabajo es desarrollar una metodología de optimización del diseño de un buje de aerogenerador de manera demostrativa y, además, por tratarse de un trabajo con fines meramente académicos, se ha considerado oportuno considerar sólo algunos parámetros geométricos del buje con el fin de poder aligerar el trabajo que ha sido necesario desarrollar. Así, de todos los parámetros que definen la geometría del buje, se ha optado por considerar sólo dos de ellos, siendo por tanto las funciones objetivo de diseño funciones matemáticas de dos variables:

- **Parámetro geométrico 1:** Espesor de la pared interna del buje, e_1 .
- **Parámetro geométrico 2:** Espesor de la “placa de pitch”, e_2 .

A continuación, se presentan en la tabla 4.1 los valores de cada uno de los dos parámetros geométricos considerados en la aproximación de las funciones objetivo de diseño.

Parámetro geométrico	Valores			
e_1	250 mm	275 mm	300 mm	325 mm
e_2	75 mm	80 mm	85 mm	90 mm

Tabla 4.1: Valores empleados para los parámetros de diseño considerados.

Como se puede deducir, se han evaluado $4 \cdot 4 = 16$ combinaciones de valores de los parámetros de diseño considerados. Por otro lado, es importante destacar que en todas las combinaciones de valores de parámetros geométricos evaluadas, se ha mantenido constante el valor de las restricciones de diseño definidas con anterioridad en este documento.

Finalmente, cabe decir que el ajuste de la nube de 16 puntos correspondiente a cada una de las variables de diseño consideradas se ha realizado por medio de una superficie polinómica de tercer grado a través de un “script” de Matlab haciendo uso de la función `poly33`.

4.2.1. Cargas de diseño consideradas

En este apartado se recogen los diferentes casos de carga que han sido considerados para la obtención de las series temporales correspondientes a las cargas de diseño empleadas en el proceso de optimización de la geometría del buje en este TFM. Es importante destacar que, a pesar de que los casos de carga considerados han sido escogidos, definidos y aplicados de acuerdo a [21], debido al carácter académico de este trabajo y en particular, debido al hecho de que no se ha centrado la atención de este TFM en la obtención de un diseño de buje que vaya a ser fabricado en la realidad, no

se han considerado todos y cada uno de los casos de carga que, de acuerdo al estándar, sería necesario considerar para llevar a cabo el diseño de un buje real en la práctica. Así, como el énfasis de este TFM se ha puesto en la descripción de la metodología de optimización desarrollada y no en la precisión del ejemplo de optimización expuesto en este documento, considerar sólo algunos de los casos de carga que se recogen en [21] ha permitido optimizar el tiempo disponible para la realización de este trabajo.

En el presente TFM, el programa informático que ha sido empleado para realizar las simulaciones aeroelásticas por medio de las cuales se han obtenido las series temporales de carga es FAST. FAST, cuyas letras se refieren a “Fatigue”, “Aerodynamics”, “Structures” y “Turbulence”, es un código de simulación aeroelástica capaz de predecir las cargas extremas y de fatiga de modelos de aerogenerador de dos y tres palas de eje horizontal. Se trata de un programa de código abierto que fue desarrollado por NREL (“National Renewable Energy Laboratory”), es decir, el laboratorio nacional de energía renovable de EE.UU. y su funcionamiento se basa en una determinada estructura de ficheros de entrada y de salida que, en el caso de este TFM, han sido ejecutados desde el programa comercial Matlab, para el cual se ha contado con licencia de uso de estudiante ofrecida por la UPNA. Dado que la comprensión de la relación entre ficheros de entrada y salida que componen FAST presenta cierta complejidad si se trata de resumir toda la estructura de ficheros de manera relativamente breve, se recomienda consultar el manual de usuario del programa [28] para un entendimiento del código completo con el máximo nivel de detalle posible. Por otra parte, es importante mencionar que la versión de FAST con la que se ha trabajado para los fines de este TFM es una versión del mismo con la que se ha trabajado en la asignatura “Diseño de Aerogeneradores” del tercer semestre del Máster Universitario en Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional, y que por tanto ha sido posible descargar desde el apartado de “Recursos” del sitio correspondiente a esta asignatura en la plataforma multimedia de la UPNA “MiAulario”.

Por otro lado, es importante destacar que en el presente TFM se ha trabajado con el modelo correspondiente al aerogenerador de referencia “offshore” de 5MW de NREL, cuyas especificaciones se definen en detalle en el documento [29]. Se trata de un modelo representativo de un aerogenerador a escala utilitaria de varios MW de potencia que fue desarrollado con el fin de apoyar estudios conceptuales centrados en la evaluación y el análisis de las capacidades de la energía eólica “offshore”. A modo de recordatorio, cabe decir que la energía eólica “Offshore” es aquella que está basada en parques eólicos marinos, es decir, aquellos en los que los aerogeneradores se encuentran instalados en el lecho marino a una cierta distancia de la costa aguas adentro. El modelo de referencia de 5 MW de NREL se corresponde con un aerogenerador convencional de tres palas a barlovento (“upwind”) con un sistema de control de velocidad variable y de ángulo de “pitch”. Además, cabe decir que este modelo de aerogenerador ha sido y seguramente siga siendo utilizado como referencia por parte de los diferentes equipos

de investigación en el ámbito de la energía eólica “offshore” con el fin de estandarizar las especificaciones base de este tipo de aerogeneradores y de cuantificar los beneficios de la tecnología de la energía eólica, tanto “onshore” como “offshore”.

Descripción de las series temporales de carga consideradas

A continuación, se va a presentar una lista con los casos de carga de diseño (“DLC-Design Load Case”) que han sido considerados en este TFM, designados de acuerdo a la nomenclatura establecida en la tabla 2 del estándar IEC 61400-1. Además, se incluye además una breve descripción de cada uno de ellos:

- **DLC 1.2:** Es un caso de carga asociado a una situación de diseño de tipo “Power production” y a una condición de viento de tipo “NTM” (“Normal Turbulence Model”). Se trata de un caso de carga en el que el aerogenerador se ve expuesto a un modelo de viento turbulento mientras se encuentra en situación normal de funcionamiento, esto es, generando potencia eléctrica. Dentro de este caso de carga se han considerado doce valores de velocidad de viento a altura de buje distintos, en un rango de valores comprendido entre $V_{hub} = 3m/s$ y $V_{hub} = 25m/s$ y dividido en bins de velocidad de viento de 2 m/s, con lo cual, se han llevado a cabo doce simulaciones. Además, cabe destacar que se trata de un caso de carga del cual se han extraído series temporales de cargas de fatiga.
 - **DLC 1.5:** Es un caso de carga asociado a una situación de diseño de tipo “Power production” y a una condición de viento de tipo “ EOG_1 ” (“Extreme Operating Gust”). Se trata de un caso de carga en el que el aerogenerador se ve expuesto a una ráfaga de viento mientras se encuentra en situación normal de funcionamiento, esto es, generando potencia eléctrica. Dentro de este caso de carga se han considerado dos valores de velocidad de viento a altura de buje distintos, $V_{hub} = V_{rated}$ y $V_{hub} = V_{out}$, con lo cual, se han llevado a cabo dos simulaciones. Además, cabe destacar que se trata de un caso de carga del cual se han extraído series temporales de cargas extremas.
 - **DLC 1.8:** Es un caso de carga asociado a una situación de diseño de tipo “Power production” y a una condición de viento de tipo “ EDC_{50} ” (“Extreme Direction Change”). Se trata de un caso de carga en el que el aerogenerador se ve expuesto a una ráfaga de viento mientras se encuentra en situación normal de funcionamiento, esto es, generando potencia eléctrica. Dentro de este caso de carga se han considerado dos valores de velocidad de viento a altura de buje distintos, $V_{hub} = V_{rated}$ y $V_{hub} = V_{out}$, y los dos sentidos, el positivo y el negativo, en el cambio de la dirección del viento que caracteriza a esta ráfaga. Con lo cual, se han llevado a cabo cuatro simulaciones. Además, cabe destacar que se trata de un caso de carga del cual se han extraído series temporales de cargas extremas.
-

- **DLC 3.2:** Es un caso de carga asociado a una situación de diseño de tipo “Start up” y a una condición de viento de tipo “ EOG_1 ” (“Extreme Operating Gust”). Se trata de un caso de carga en el que el aerogenerador se ve expuesto a una ráfaga de viento mientras se encuentra en situación de arranque. Dentro de este caso de carga se ha considerado un único valor de velocidad de viento a altura de buje, $V_{hub} = V_{out}$, con lo cual, se ha llevado a cabo una única simulación. Además, cabe destacar que se trata de un caso de carga del cual se han extraído series temporales de cargas de extrema.
- **DLC 5.1:** Es un caso de carga asociado a una situación de diseño de tipo “Emergency shut down” y a una condición de viento de tipo “NWP” (“Normal Wind Profile”). Se trata de un caso de carga en el que el aerogenerador se ve expuesto a un perfil de viento normal mientras se encuentra en situación de parada de emergencia. Dentro de este caso de carga se han considerado dos valores de velocidad de viento a altura de buje distintos, $V_{hub} = V_{rated}$ y $V_{hub} = V_{out}$, con lo cual, se han llevado a cabo dos simulaciones. Además, cabe destacar que se trata de un caso de carga del cual se han extraído series temporales de cargas de extrema.

En total, se han realizado 14 simulaciones, 5 de las cuales han sido empleadas para la extracción de series temporales de cargas de fatiga y las 9 restantes para la extracción de series temporales de cargas extrema. En la tabla 4.2, se muestra a modo de resumen una clasificación de los distintos casos de carga considerados en función de si se corresponden con el análisis de cargas extremas o de fatiga.

Casos de carga de FATIGA	Casos de carga de EXTREMA
DLC 1.2 - 9 m/s	DLC 1.5 - V_{rated}
	DLC 1.5 - V_{out}
DLC 1.2 - 11 m/s - 8° yaw negative	DLC 1.8 - V_{rated} - positive
	DLC 1.8 - V_{rated} - negative
DLC 1.2 - 11 m/s - 0° yaw	DLC 1.8 - V_{out} - positive
	DLC 1.8 - V_{out} - negative
DLC 1.2 - 11 m/s - 8° yaw positive	DLC 3.2 - V_{out}
	DLC 5.1 - V_{rated}
DLC 1.2 - 13 m/s	DLC 5.1 - V_{out}

Tabla 4.2: Lista de casos de carga considerados.

Cabe recordar que, como se ha explicado anteriormente, no se han considerado todos los casos de carga de diseño que sería necesario simular en la etapa de diseño de un

componente real de un aerogenerador para estar en completo acuerdo con lo establecido con el estándar IEC 61400-1. Como prueba de ello, se puede observar que no se ha incluido ningún “DLC” correspondiente a los tipos de situaciones de diseño “Power production plus occurrence of fault”, “Parked and fault conditions” y “Transport, assembly, maintenance and repair”. La razón por la cual no se han tenido en cuenta estos casos de carga de diseño es que, por un lado, se ha tratado de minimizar el número de simulaciones que ha sido necesario realizar para no alargar el período de realización del presente trabajo en exceso y, por otro lado, se ha considerado que, dado que el objeto de este TFM es el desarrollo de una metodología de optimización y no la obtención de un diseño óptimo en sí mismo que vaya a ser fabricado en la realidad, no es necesario que el planteamiento del trabajo sea 100% estricto desde un punto de vista técnico.

A continuación, se exponen las variables de salida de FAST que han sido empleadas para la extracción de las series temporales de carga en las simulaciones realizadas, según la nomenclatura empleada por este código:

- **Time**: Variable correspondiente a la magnitud física tiempo.
- **RootFxc1** (*RootFxc2*, *RootFxc3*): Variable correspondiente a la componente X de la fuerza en raíz de pala para las palas 1, 2 y 3.
- **RootFyc1** (*RootFyc2*, *RootFyc3*): Variable correspondiente a la componente Y de la fuerza en raíz de pala para las palas 1, 2 y 3.
- **RootFzc1** (*RootFzc2*, *RootFzc3*): Variable correspondiente a la componente Z de la fuerza en raíz de pala para las palas 1, 2 y 3.
- **RootMxc1** (*RootMxc2*, *RootMxc3*): Variable correspondiente a la componente X del momento en raíz de pala para las palas 1, 2 y 3.
- **RootMyc1** (*RootMyc2*, *RootMyc3*): Variable correspondiente a la componente Y del momento en raíz de pala para las palas 1, 2 y 3.
- **RootMzc1** (*RootMzc2*, *RootMzc3*): Variable correspondiente a la componente Z del momento en raíz de pala para las palas 1, 2 y 3.

Cabe denotar que sólo se han considerado como cargas de diseño las fuerzas y momentos en la raíz de cada una de las palas del modelo de aerogenerador simulado mediante FAST. Además, es importante destacar que la base o sistema de referencia en la cual se han expresado las componentes de estas cargas es la llamada “Coned coordinate system”, el cual se muestra de manera gráfica en la figura 4.9. Existe un “Coned coordinate system” por cada una de las tres palas del modelo de aerogenerador y cada uno de ellos tiene su origen en el centro del buje, exactamente en el punto de intersección entre el eje del rotor (eje principal o eje de baja velocidad) y el plano de

rotación (si el rotor no presenta ángulo de *PreCone*) ó en el “apex” del cono de rotación (si el rotor presenta ángulo de *PreCone*).

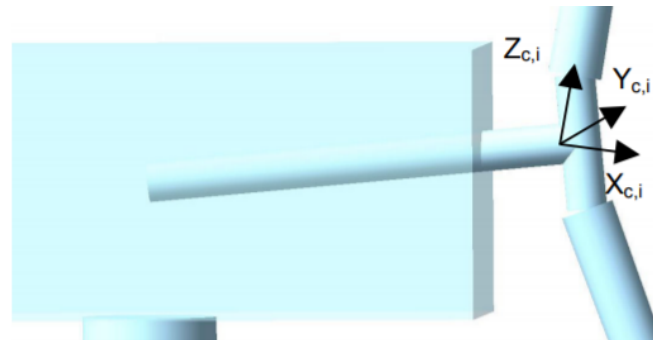


Figura 4.9: Sistema de referencia “Coned coordinate system”.

Este sistema de referencia gira de manera solidaria con el rotor y sus ejes están dispuestos de tal manera que el eje Y es paralelo a la dirección de la cuerda del perfil aerodinámico de la correspondiente pala para un ángulo de “pitch” y de “twist” de 0° y apunta hacia el borde de salida del mismo y el eje Z presenta la dirección del eje de “pitch”, esto es, el eje longitudinal de la correspondiente pala, y apunta hacia la punta de la misma. El eje X, por su parte, presenta una dirección y sentido tales que es ortogonal a los ejes Y y Z y forma junto a estos un sistema de coordenadas que cumple con la regla vectorial de la mano derecha. Por último, cabe decir que la letra *c* presente en los nombres de las variables correspondientes a las componentes de las cargas consideradas (*RootFxc1*), hace referencia a que estas se encuentran expresadas en el sistema de referencia “Coned coordinate system”.

Postprocesado de las series temporales de carga

Una vez obtenidas las series temporales de las variables de carga consideradas, se deben extrapolar estas a la duración total de la vida útil del aerogenerador con el fin de hallar, como ya se ha explicado anteriormente, la fracción de esta correspondiente a cada una de ellas y con ello, el número de veces que se reproducirían durante el total del período de funcionamiento del aerogenerador. Cabe por tanto destacar que se ha considerado una duración de la vida útil de diseño de 20 años, siendo este el valor comúnmente empleado.

Para ello, se ha hecho uso de una de las herramientas de postprocesado de series temporales de carga desarrolladas por NREL cuyo nombre es MLife. Para comprender cómo funciona esta herramienta y saber cómo aplicarla al postprocesado de series temporales de carga concretas, es interesante consultar la guía de usuario elaborada por NREL para aprender el manejo de este programa [30]. Para la extrapolación de las

series temporales de carga al total de la vida útil del aerogenerador, MLife se basa en la distribución de Weibull para la velocidad de viento en un emplazamiento concreto. En el caso de este TFM, el emplazamiento que ha sido considerado para la localización geográfica del conjunto de hipotéticos aerogeneradores cuyo buje se trata de optimizar en este trabajo es el que se muestra en la figura 4.10.

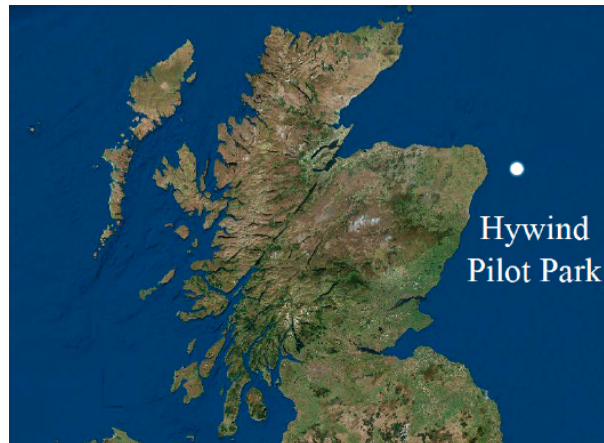


Figura 4.10: Localización geográfica del emplazamiento del hipotético aerogenerador [13].

Es importante destacar que se habla de conjunto de aerogeneradores “hipotéticos” debido a que como en este trabajo no se ha considerado ningún modelo de aerogenerador real específico, ha sido necesario tomar como referencia una serie de aerogeneradores existentes en la realidad y que como se puede observar en la figura 4.10, se encontrarían localizados en el Mar del Norte cerca de la costa de Escocia. En este emplazamiento se encuentra situado un parque eólico “offshore” de nombre “Hywind Pilot Park” en el que cinco aerogeneradores de 6 MW cada uno están instalados. Para obtener información acerca de la distribución de velocidad de viento en este emplazamiento, se ha tomado como referencia el artículo [13], en el cual se han recopilado alternativas de mejora del AEP del modelo de aerogenerador “offshore” de 5 MW de NREL por medio de diferentes dispositivos de control de flujo de aire sobre las palas. Para desarrollar el trabajo presentado en este artículo se tomaron datos de velocidad de viento en el emplazamiento señalado durante el transcurso del año 2016 del sitio web NASA Earthdata [31] y con ellos se elaboró el perfil de velocidad de viento del año 2016, a partir del cual, posteriormente, se extrajo la correspondiente distribución de Weibull asociada. Los parámetros que definen la distribución de Weibull de los datos de velocidad de viento empleados en este artículo son los siguientes:

- **Parámetro de forma:** $k=2.23$
- **Parámetro de escala:** $A=8.57$ m/s

Una vez introducidos los parámetros característicos de la distribución de Weibull en MLife, se obtiene el valor de la fracción de vida útil correspondiente a cada serie temporal de carga calculada previamente y, con él, se calcula el número de veces que se reproduciría cada una de ellas durante los 20 años de funcionamiento del aerogenerador por medio de la expresión 4.1.

$$N = \frac{f \cdot D}{d} \quad (4.1)$$

Donde:

- **N**=Número de veces que se reproduciría una serie temporal de carga concreta durante los 20 años de vida útil del aerogenerador.
- **f**=Fracción de la vida útil de diseño del aerogenerador, 20 años, representada por la serie temporal en cuestión.
- **D**= Vida útil de diseño del aerogenerador (20 años)=630720000 s.
- **d**=Duración de la correspondiente serie temporal de carga (normalmente 600 s).

4.2.2. Procedimiento de análisis estructural del buje

En este TFM, para llevar a cabo los análisis estructurales del buje, se ha hecho uso del software de análisis de fatiga Fatlab. Fatlab es una herramienta de postprocesado para fatiga desarrollada por el profesor de la sección de ingeniería mecánica de la Universidad de Aarhus (Dinamarca) Mikkel Melters Pedersen. Fatlab está pensado para llevar a cabo análisis de fatiga a partir de series temporales de carga y análisis FEM y sus características más destacadas de Fatlab son los siguientes:

1. Que es un programa de código abierto gratuito.
2. Que esta desarrollado en Matlab, permitiendo así a ingenieros y estudiantes con limitada experiencia en programación modificar el código interno del programa a su conveniencia.
3. Que presenta una interfaz gráfica de usuario intuitiva y visual diseñada para el aprendizaje de conceptos avanzados de fatiga.

El flujo de trabajo de Fatlab, resumido de manera gráfica en la figura 4.11, consiste en lo siguiente: Partiendo de un conjunto de series temporales de carga se escalan linealmente los tensores de tensiones obtenidos de los análisis FEM llevados a cabo para cada componente unitaria de las cargas de diseño en todos los nodos del modelo de EF del componente y posteriormente se superponen (se suman) los tensores de tensiones ya escalados.

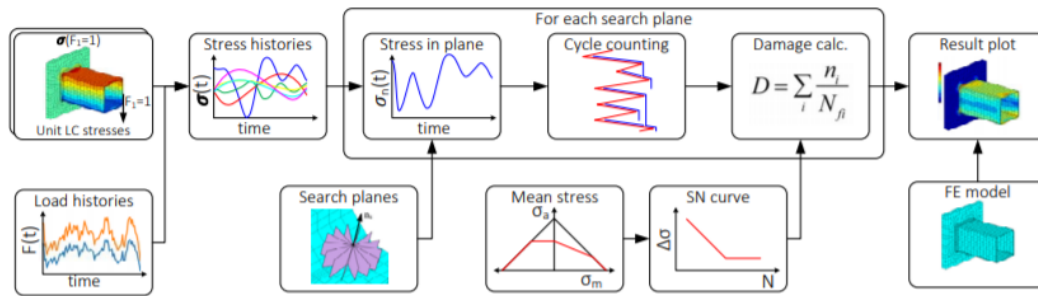


Figura 4.11: Flujo de trabajo de Fatlab [1].

Las series temporales de carga correspondientes a los distintos casos de carga considerados en el análisis se deben almacenar en hojas de cálculo individuales de un mismo fichero de extensión **.xlsx**. Las componentes del tensor de tensiones en todos los nudos del modelo correspondientes a cada una de las componentes de las cargas de diseño deben estar almacenadas, por contra, en ficheros de texto plano, de extensión **.txt**, y ordenadas según una estructura de columnas determinada. En las figuras 4.12 y 4.13 se muestra un ejemplo de la apariencia interna de ambos ficheros.

Time	Fx	Fy	Mz						
s	kN	kN	kNm						
0.00	689	0	14753						
0.25	773	40	14579						
0.50	855	79	14061						
0.75	933	116	13212						
1.00	1005	150	12054						
1.25	1069	180	10614						
1.50	1124	206	8928						
1.75	1168	227	7037						
2.00	1201	243	4988						
2.25	1220	252	2832						
2.50	1227	255	622						
2.75	1220	252	-1589						

Figura 4.12: Ejemplo de fichero **.xlsx** con las series temporales de carga [14].

Por un lado, es importante destacar que para obtener el tensor de tensiones real dependiente del tiempo en los diferentes nodos del modelo es necesario escalar y su-

```

***** POST1 NODAL STRESS LISTING *****
CALCULATED LOAD CASE= 0
THE FOLLOWING X,Y,Z VALUES ARE IN GLOBAL COORDINATES
NODE SX SY SZ SXY SYZ SXZ
1 0.99868-0.45298E-04 0.80668E-01-0.33606E-09 0.50760E-07-0.74208E-05
2 0.99215 0.46994E-06 0.76008E-01 0.37790E-09 0.35704E-07-0.15339E-04
3 0.98175 0.23177E-05 0.78480E-01 0.12170E-08 0.42694E-07-0.19283E-04
4 0.96852 0.11462E-05 0.85047E-01 0.20723E-08 0.53371E-07-0.20807E-04
...

```

Figura 4.13: Ejemplo de fichero .txt con las componentes del tensor de tensiones en todos los nodos del modelo de EF del componente [14].

perponer linealmente los tensores de tensiones asociados a cada componente de las cargas unitarias aplicadas de manera independiente y, para la obtención de estos, se debe llevar a cabo un análisis estático por cada componente de las cargas unitarias aplicadas. En este caso, como por motivos de optimización del coste computacional de los análisis de cargas de fatiga y del tiempo disponible, únicamente se han considerado como cargas de diseño las componentes X e Y del momento en la raíz de cada una de las tres palas (M_{x1} , M_{y1} , M_{x2} , M_{y2} , M_{x3} y M_{y3}), ha sido necesario realizar seis análisis estáticos, en cada uno de los cuales sólo se ha considerado una de las seis componentes de las cargas unitarias. Así, se han obtenido seis tensores de tensiones en cada uno de los nodos del modelo que posteriormente han sido escalados (multiplicados) por la serie temporal correspondiente a cada una de las componentes de las cargas consideradas ($M_{x1}(t)$, $M_{y1}(t)$, $M_{x2}(t)$, $M_{y2}(t)$, $M_{x3}(t)$ y $M_{y3}(t)$) y superpuestos (sumados) entre sí.

Por otro lado, Fatlab precisa de una descripción completa del modelo de EF para poder visualizar el componente y los resultados del análisis llevado a cabo. Para ello, es necesario crear un fichero de extensión **.txt**, en el cual se incluya, tal y como se muestra a modo de ejemplo en la figura 4.14, lo siguiente:

- Una lista con los tipos de elementos usados.
- Una lista donde se enumeren todos los nodos que definen el modelo y se defina la posición espacial de cada uno de ellos.
- Una lista donde se enumeren todos los elementos y se especifique el material, el tipo de elemento y la numeración correspondiente a cada uno de ellos, así como la de los nodos que los definen.

```
Element types: T, element type no., element name
T,1,PLANE182
T,2,PLANE182

Nodes: N, node no., x, y, z
N,1,10,4,0
N,2,11,5,0
N,3,10.19051411,4.018315542,0
N,4,10.37404947,4.072591249,0
N,5,10.543883,4.160838943,0

Elements: E, element no., material no., element type no., node i, node j, ...
E,1,1,1,220,332,241,241
E,2,1,1,225,244,243,243
E,3,1,1,225,219,230,245
E,4,1,1,219,225,243,242
```

Figura 4.14: Ejemplo de fichero .txt con la descripción completa del modelo de EF del componente [14].

Así, para generar los ficheros con las componentes del tensor de tensiones en los diferentes nodos del modelo para cada una de las componentes de las cargas de diseño y el fichero con la definición completa del modelo de EF, se ha añadido un bloque de comandos en lenguaje de programación APDL en el correspondiente archivo de ANSYS Workbench, tal y como se muestra en la figura 4.15.

Una vez se tienen todos los ficheros requeridos por Fatlab, este dispone de una interfaz de usuario gráfica como la que se muestra en la figura 4.16 para poder importarlos. Concretamente, para importar el fichero con las series temporales de carga, se debe entrar en el submenú “**Setup loads**” y para importar los ficheros con la definición del modelo de EF del componente y las componentes del tensor de tensiones en cada nodo, se debe entrar en el submenú “**Setup model**”.

Finalmente, cabe decir que **Fatlab 2.031** permite configurar diferentes opciones de ejecución del análisis:

- El número de núcleos (“cores”) del procesador que se desea emplear en el análisis.
- El número de nodos del modelo que se desea analizar; todos o un subconjunto.
- Especificar si se desea que el análisis parta de los resultados de un análisis previo, de manera que se sume el daño calculado al daño acumulado previo o si se desea que el análisis parta de cero.

```

!Fatlab prep macro
rstname = 'file'

NLS = 2

*DIM, filename, CHAR, NLS ! no. unit load cases
filename(1) = 'Fx'
filename(2) = 'Fy'

/GRAPHICS,FULL

! open rst
/POST1
FILE,%rstname%,rst
set,1
ALLSEL

! export model
/PAGE, 1E9,, 1E9,, ! one billion lines per page (disable headers)
*GET,NET,ETYP,1,NUM,COUNT

/OUTPUT,model.txt
*DO,i,1,NET
  ETLIST,i
*ENDDO
NLIST,,,COORD
ELIST
/OUTPUT

! export FE stress files (.fes)
/FORMAT,7,E,12,4, , !fix new output format in ANSYS v18 & 19
*DO,i,1,NLS
  set,i
  /OUTPUT,%filename(i)%,fes
  PRNSOL,S
*ENDDO

/OUTPUT

```

Figura 4.15: Comandos en lenguaje APDL de ANSYS [14].

Aspectos relativos al análisis estático FEM con cargas unitarias: Mallado

En primer lugar, cabe decir que la malla empleada ha sido generada mediante el empleo de elementos de tipo tetraédrico, esto es, poliedros de cuatro caras y cuatro vértices, tal y como se muestra en la figura 4.17.

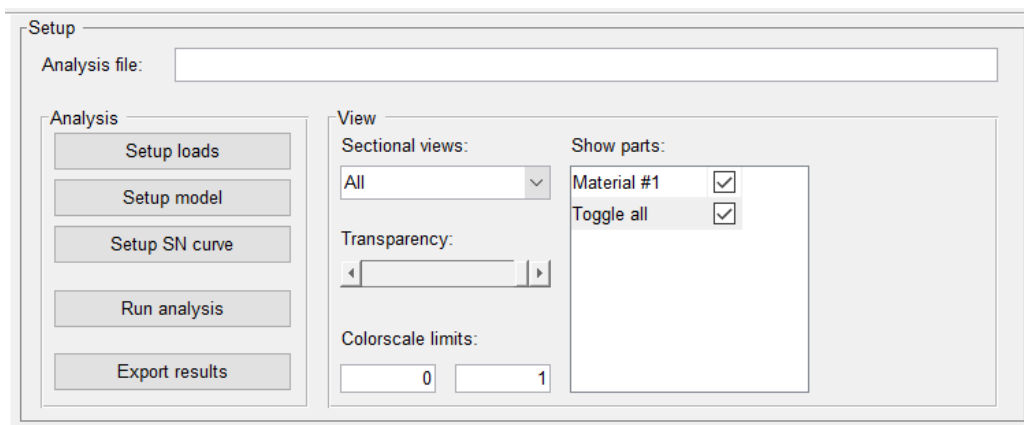


Figura 4.16: Interfaz de usuario gráfica de Fatlab.

Por otro lado, es importante destacar también que se ha llevado a cabo el refinado de la malla de dos maneras distintas:

- **Globalmente:** En este caso, el refinamiento afecta a toda la malla del buje. En la figura 4.18 se muestran las diferentes opciones de refinamiento global de la malla que ofrece el correspondiente menú de ANSYS Workbench V19.0.

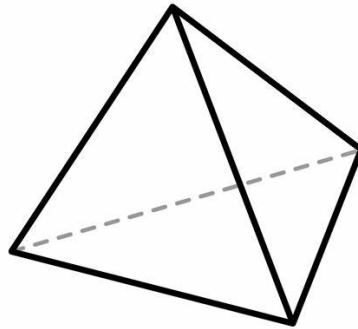


Figura 4.17: Ejemplo de tetraedro.

De todos los parámetros de refinamiento global de la malla disponibles, aquellos que han sido modificados con respecto a los valores por defecto son los siguientes:

Sizing	
Size Function	Curvature
<input type="checkbox"/> Max Face Size	71,50 mm
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (0,35750 mm)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,30
<input type="checkbox"/> Min Size	61,50 mm
<input type="checkbox"/> Max Tet Size	81,50 mm
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (70,3950 °)
Bounding Box Di...	10392 mm
Average Surface ...	2,0809e+005 mm ²
Minimum Edge L...	1,3924e-002 mm

Figura 4.18: Definición de los parámetros de refinamiento global de la malla.

- **Use Advance Size Function: Curvature:** Controla el aumento y distribución del tamaño de los elementos en zonas de gran curvatura o gran proximidad entre superficies. Para ello, el tamaño de las aristas y de las caras de los tetraedros se calcula en base al ángulo normal a la curvatura de la superficie del buje en cada zona de este. Así, en la figura 4.19 se puede ver a modo de ejemplo cómo la opción *On: Curvature* mejora notablemente la calidad de la malla en las proximidades de zonas de curvatura pronunciada, como es el caso de los agujeros de diámetro pequeño.

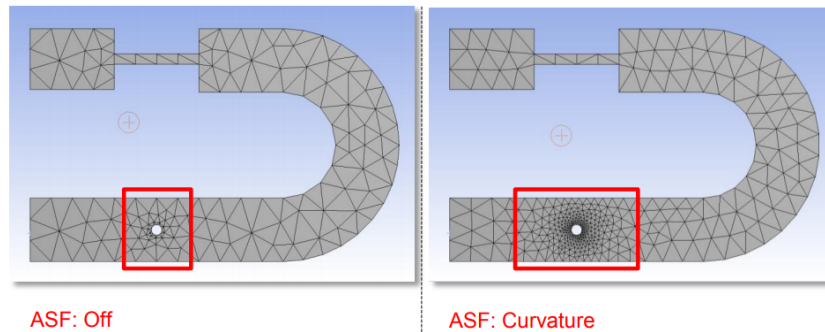


Figura 4.19: Efecto de la opción *On: Curvature* sobre la calidad de la malla.

- **Min size:** Permite definir el tamaño mínimo de elemento.
- **Max Face Size:** Permite definir el tamaño máximo de las caras de los elementos empleados.
- **Max Tet Size:** Permite definir el tamaño máximo de los elementos para el caso en el que estos son de tipo tetraédrico.
- **Growth Rate:** Permite definir el ratio de tamaño entre elementos, en este caso tetraédricos, adyacentes. La figura 4.20 muestra, a modo de ejemplo, cómo el valor del parámetro *Growth Rate* influye en la transición del tamaño de un determinado elemento al tamaño de otro adyacente.

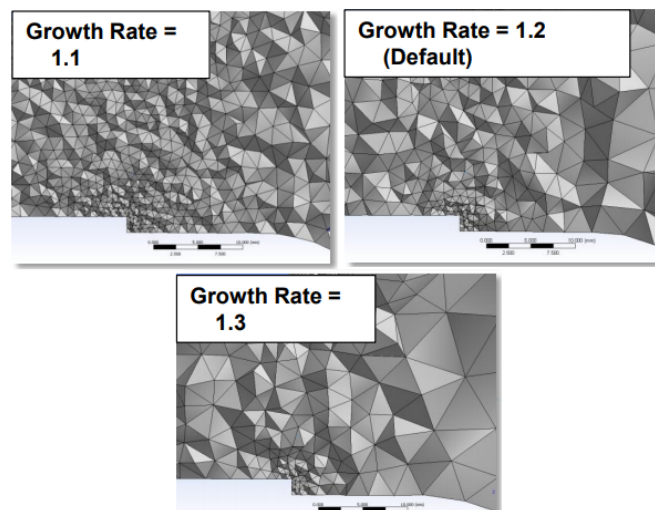


Figura 4.20: Efecto del parámetro *Growth Rate* sobre el tamaño de los elementos.

- **Localmente:** En este caso, por contra, el refinamiento afecta unicamente a aquellas zonas consideradas de mayor importancia y, por tanto, en las que se desea que los valores de las componentes del tensor de tensiones, obtenidos como resultado del análisis FEM de cargas unitarias, sean más precisos. En la figura 4.21 se muestran las diferentes opciones que ofrece la herramienta de refinamiento local de la malla **sizing**.

Details of "Refinamiento" - Sizing	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	8 Faces
[-] Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	46,5 mm
[-] Advanced	
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (0,3575 mm)
Size Function	Uniform
Behavior	Soft
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,3)

Figura 4.21: Definición de los parámetros de refinamiento local de la malla.

En este caso, el único parámetro de refinamiento local de la malla que ha sido ajustado manualmente es el *Element Size*, y como se trata de un parámetro de refinamiento de la malla a nivel local, ha sido necesario especificar las regiones del buje a las que se le ha aplicado. En este caso, se ha optado por seleccionar ocho superficies del buje:

- Las superficies planas exteriores donde están practicados los agujeros para los pernos de fijación del aro exterior del rodamiento de “pitch” al buje, tal y como se muestra en la figura 4.22.

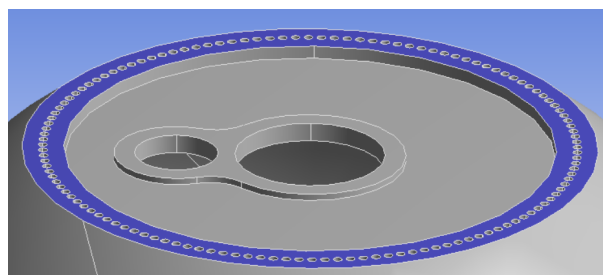


Figura 4.22: Superficie de refinamiento local 1.

Cabe destacar que como el buje es para tres palas, hay tres superficies como esta en total.

- Las superficies planas interiores de las “placas de pitch”, tal y como se muestra en la figura 4.23.

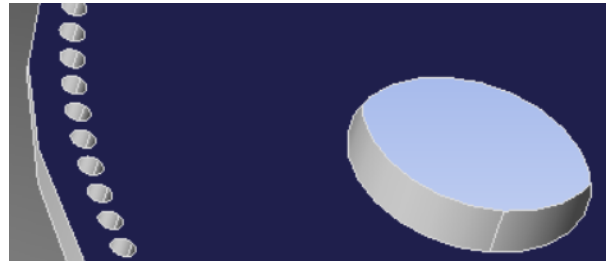


Figura 4.23: Superficie de refinamiento local 2.

Cabe destacar que como el buje es para tres palas, hay tres superficies como esta en total.

- La superficie plana exterior donde están practicados los agujeros para los pernos de fijación del eje principal o eje de baja velocidad al buje, tal y como se muestra en la figura 4.24.

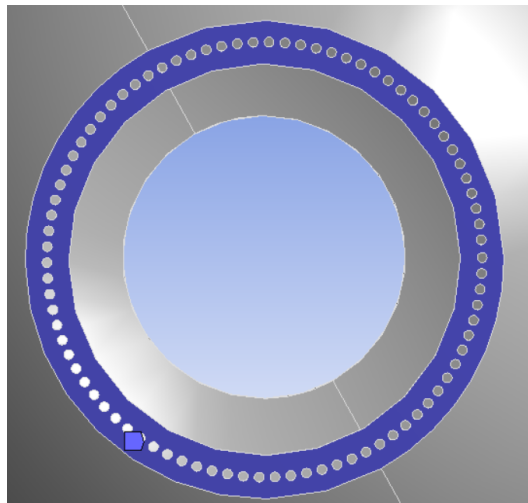


Figura 4.24: Superficie de refinamiento local 3.

- La superficie plana interior de apoyo de las tuercas de los pernos de fijación del eje principal o eje de baja velocidad al buje, tal y como se muestra en la figura 4.25.
-

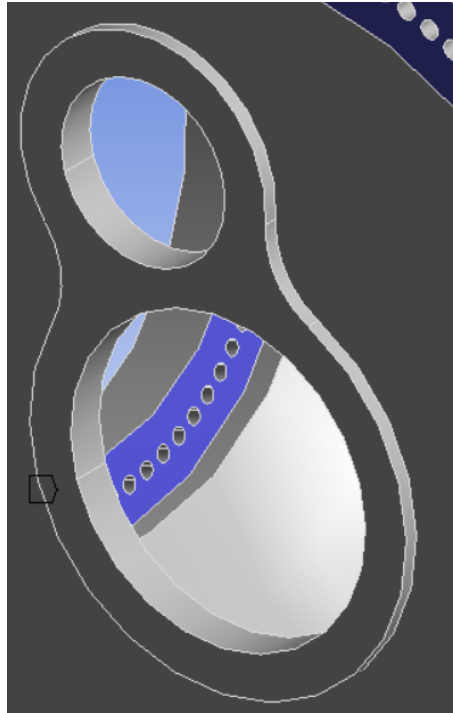


Figura 4.25: Superficie de refinamiento local 4.

Aspectos relativos al análisis estático FEM con cargas unitarias: Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno definidas para poder llevar a cabo el análisis FEM con cargas unitarias del buje requerido son dos:

- La restricción de todos los grados de libertad de los nodos que pertenecen a la superficie de fijación del buje al eje principal o eje de baja velocidad, anulando así todos los posibles desplazamientos y giros y haciendo que esta superficie sea tratada como fija. Para ello, se ha hecho uso de la condición de contorno **Fixed Support** de ANSYS Workbench V19.0, tal y como se muestra en la figura 4.26.
- La introducción de las cargas unitarias de diseño, que en el caso de este trabajo y por los motivos ya expuestos, serán únicamente las componentes X e Y del momento en raíz de pala (M_x , M_y), no considerándose por tanto la componente Z o componente de “pitch” del momento en raíz de pala (M_z) ni las tres componentes de la fuerza en raíz de pala (F_x , F_y , F_z).

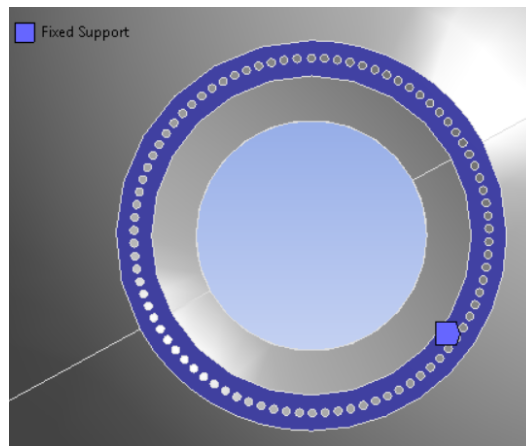


Figura 4.26: Superficie del buje fija.

Para ello, en primer lugar se debe tener en cuenta que, para poder llevar a cabo posteriormente el escalado y superposición lineal de los tensores de tensiones en cada nodo del modelo de EF del buje, es necesario que el análisis FEM con cargas unitarias se realice de manera individual e independiente para cada una de las componentes de las cargas de diseño consideradas, esto es, de una en una y pala por pala. Así, en la figura 4.27 se refleja cómo se especifica, en ANSYS Workbench V19.0, que las cargas unitarias consideradas en el análisis estático, en este caso las componentes X y Y de los momentos en la raíz de cada una de las tres palas (M_{x1} , M_{y1} , M_{x2} , M_{y2} , M_{x3} y M_{y3}), deben ser tratadas de manera independiente, esto es, “step by step”. Por otra parte, cabe destacar que cada “time step” se corresponde con un análisis estático diferente en el cual la única carga que se considera es la correspondiente componente de los momentos en raíz de pala, habiendo sido resuelto el análisis FEM completo en seis “Time Steps”.

Tabular Data					
	Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> X [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Y [N·m]	<input checked="" type="checkbox"/> Z [N·m]
1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	1,	1000,	0,	0,
3	2	2,	0,	-1000,	0,
4	3	3,	0,	0,	0,
5	4	4,	0,	0,	0,
6	5	5,	0,	0,	0,
7	6	6,	0,	0,	0,
*					

Figura 4.27: Ejemplo de definición de uno de los seis “Time Steps”.

Es importante también destacar que las cargas consideradas en el análisis estático deben ser unitarias, esto es, de valor 1 en las unidades de medida en las cuales esté expresada la correspondiente serie temporal de la carga en cuestión. En el caso de este trabajo, como las series temporales de carga extraídas de FAST están expresadas en kNm (los momentos) y en kN (las fuerzas) y el único múltiplo de la unidad de fuerza en el sistema internacional disponible en ANSYS Workbench es el N , ha sido necesario aplicar el correspondiente factor de conversión de unidades. Por ello, en lugar de trabajar con cargas unitarias de valor 1 kNm/kN , se ha trabajado con cargas no unitarias de valor 1000000 $Nmm/1000 N$, lo cual es equivalente.

Por otro lado, ha sido necesario indicarle a ANSYS Workbench V19.0 que debe generar seis ficheros de texto plano en los que se guarde un listado de los valores correspondientes a las componentes del tensor de tensiones, en cada uno de los nodos del modelo de EF del buje, para cada una de las seis componentes de las cargas de diseño, generándose por tanto seis ficheros, de nombres: $M_{x1}.fes$, $M_{y1}.fes$, $M_{x2}.fes$, $M_{y2}.fes$, $M_{x3}.fes$, $M_{y3}.fes$. Concretamente, las instrucciones que permiten almacenar, en los citados ficheros, los tensores de tensiones de todos los nodos del modelo para cada análisis estático (para cada “Time Step”) son las que se muestran en la figura 4.28.

```
NLS = 6

*DIM, filename, CHAR, NLS ! no. unit load cases
filename(1) = 'Mx1'
filename(2) = 'My1'
filename(3) = 'Mx2'
filename(4) = 'My2'
filename(5) = 'Mx3'
filename(6) = 'My3'
```

Figura 4.28: Instrucciones para realizar el análisis FEM “step-by-step”.

Finalmente, cabe hablar acerca de cómo se han introducido las cargas en los análisis estáticos “step by step” llevados a cabo en ANSYS Workbench. En relación a ello, cabe decir que las cargas de diseño consideradas se han introducido por medio de restricciones equivalente a elementos de tipo RBE (“Rigid Body Element”). Estas restricciones permiten aplicar las cargas en puntos del espacio que no pertenecen físicamente al componente en cuestión, en este caso el buje de un aerogenerador. En el caso de este trabajo, la decisión de optar por esta metodología de introducción de las cargas de diseño se ha basado en el hecho de que la parte inicial de la sección cilíndrica de la pala, hasta una determinada distancia

desde la raíz de la misma, se ve estructuralmente afectada por la presencia de los agujeros de los pernos de fijación de la pala a la pista interior del rodamiento de “pitch”, tal y como queda reflejado en la figura 4.29, en la cual se enmarca en un círculo de color rojo la zona de la sección cilíndrica de la pala donde se encuentran practicados dichos agujeros para la fijación, en este caso por medio de una unión atornillada de tipo IKEA, que es de uso común en el sector eólico. A este tipo de uniones atornilladas también se les conoce por el término genérico “T-bolt connection”.

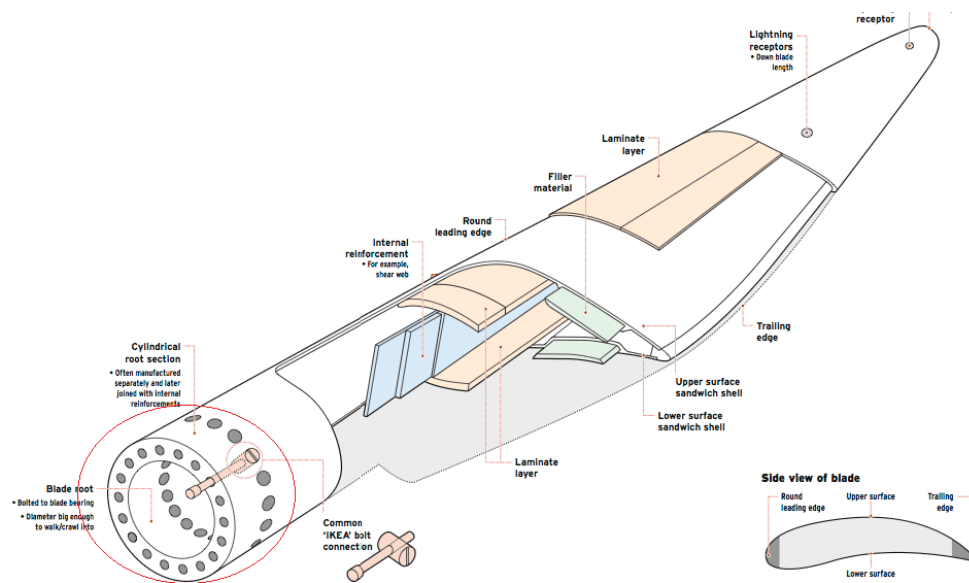


Figura 4.29: Sección afectada por los agujeros de los pernos de fijación [15].

De esta manera, se ha optado por posicionar el punto de aplicación de las cargas en raíz de pala, obtenidas por medio del software libre FAST, a una determinada distancia de la superficie de contacto del buje con la pista exterior del rodamiento de “pitch”. En la figura 4.30 se muestra a modo de ejemplo la aplicación del momento en la raíz de una de las palas y se puede apreciar que el punto de aplicación de este se encuentra situado sobre el eje de “pitch” a una cierta distancia de la cara plana donde están practicados los agujeros para los pernos de fijación del buje a la pista exterior del rodamiento de “pitch”. El valor considerado para esta distancia en este trabajo es de 20 cm, siendo este valor, dado el propósito de este TFM, de carácter aproximado. Cabe decir que, para poder introducir las cargas de diseño de esta manera, esto es, de manera remota, ha sido necesario definir previamente los correspondientes puntos de aplicación de las mismas, llamados “**Remote Points**” en ANSYS Workbench V19.0.

Por otro lado, cabe decir que hay dos variantes de este tipo de restricción: las restricciones RBE2 y las restricciones RBE3. Se ha optado por las restricciones de tipo RBE3, pues con ellas el reparto de carga en la zona de contacto del buje y la pista exterior del rodamiento de “pitch” (cara plana donde están practicados los agujeros para los pernos de fijación) es mejor y además la concentración de tensiones en los agujeros para los pernos es bastante menor que con las restricciones de tipo RBE2, que aportan una rigidez mucho mayor al componente.

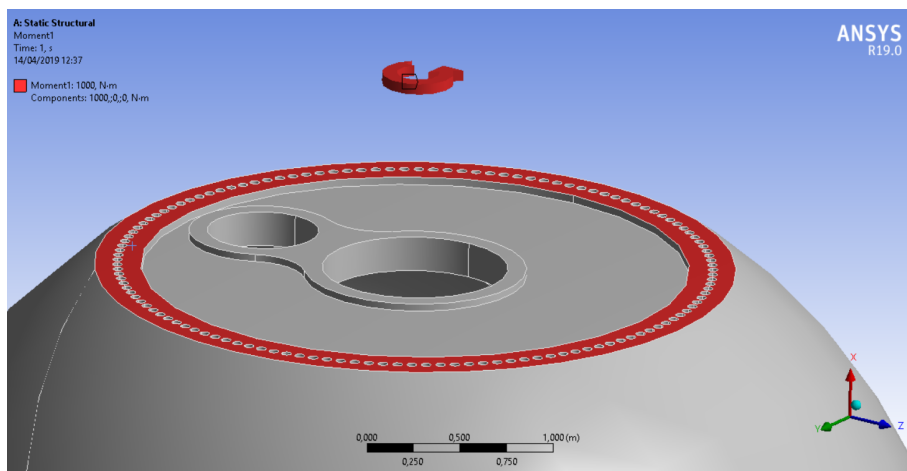


Figura 4.30: Introducción del momento en raíz de pala como carga remota.

Para definir restricciones de este tipo en ANSYS Workbench es necesario especificar que la carga en cuestión se aplica de manera remota, esto es, en un punto no material del componente. Además, se debe indicar cuál es el comportamiento (*Behavior* de acuerdo a la nomenclatura de ANSYS Workbench) que se desea que presente el componente frente a la carga así introducida. En este caso, como se ha optado por aplicar restricciones de tipo RBE3 y estas permiten que el componente mantenga su deformabilidad, se ha especificado que el *Behavior* del material ante la carga introducida, el momento en raíz de pala, sea de tipo *Deformable*, tal y como se muestra en la figura 4.31.

Aspectos relativos al análisis con series temporales de carga de diseño: Definición de las propiedades del material

A continuación, una vez importados los ficheros con las series temporales de carga, la definición del modelo de EF del componente y las componentes del tensor de tensiones en todos los nodos del modelo a Fatlab, se definen los parámetros característicos de la curva S-N del material que se va a considerar en el análisis, fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT, se especifica si se desea tener en cuenta el efecto de la tensión

Details of "Moment1"	
Scope	
Scoping Method	Remote Point
Remote Points	Remote Point
Definition	
Type	Moment
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
X Component	Tabular Data
Y Component	Tabular Data
Z Component	Tabular Data
Suppressed	No
Behavior	Deformable

Figura 4.31: Especificación del comportamiento del material ante la carga remota.

media y en caso de que así sea, se indica qué modelo se desea adoptar (Soderberg, Modified Goodman, Gerber parabola, Smith-Watson-Topper...) y se personalizan las diferentes opciones de análisis, entre las cuales destacan la definición de la tensión de fatiga (tensión principal máxima, tensión de Von Mises...) y la selección del algoritmo de conteo de ciclos (Reservoir, Rainflow...), del criterio de fatiga multiaxial y del número de planos de búsqueda con los cuales llevar a cabo la búsqueda del *plano crítico*, todo ello a través del submenú "Setup SN curve", tal y como se muestra en la figura 4.32.

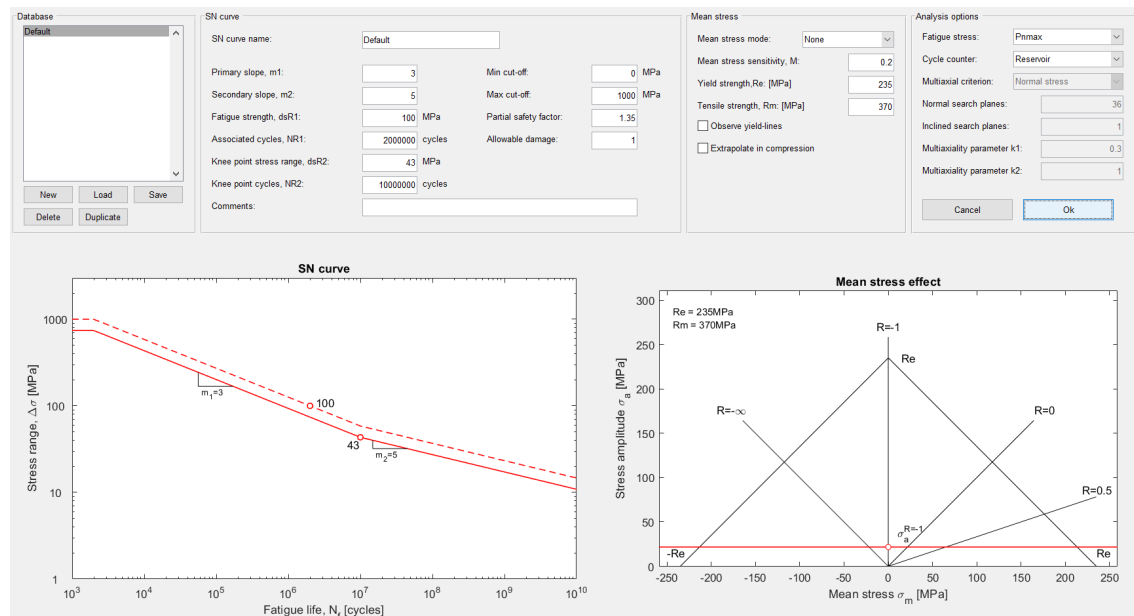


Figura 4.32: Apariencia del submenú "Setup SN curve".

Las propiedades mecánicas y en especial, aquellas relativas al comportamiento a fatiga del material considerado en el análisis del buje, se han especificado en el submenú “Setup SN curve” a través de las variables que se muestran en la figura 4.33.

The image shows a software dialog box titled "SN curve". It contains the following fields and labels:

- SN curve name: [text input]
- Primary slope, m1: [text input]
- Secondary slope, m2: [text input]
- Fatigue strength, dsR1: [text input] MPa
- Associated cycles, NR1: [text input] cycles
- Knee point stress range, dsR2: [text input] MPa
- Knee point cycles, NR2: [text input] cycles
- Min cut-off: [text input] MPa
- Max cut-off: [text input] MPa
- Partial safety factor: [text input]
- Allowable damage: [text input]
- Comments: [large text area]

Figura 4.33: Definición de la curva S-N sintética empleada.

Los valores así introducidos, en base al material considerado (fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT), se presentan a continuación:

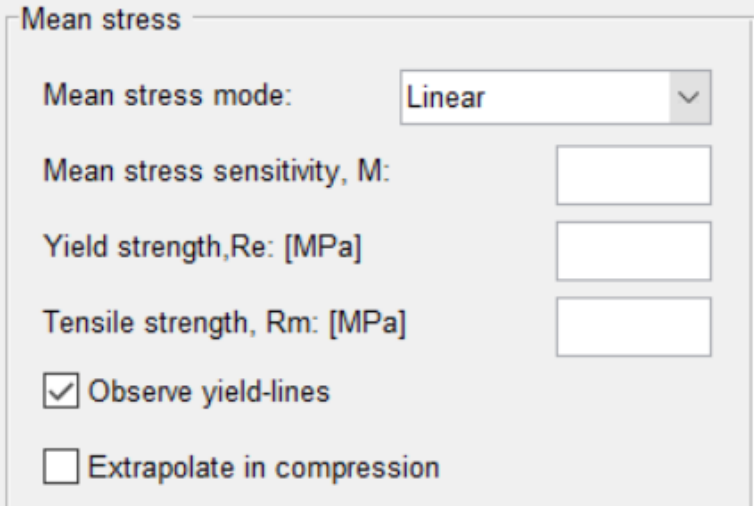
- **Primary slope, m1:** 10.16
- **Secondary slope, m2:** 19.32
- **Fatigue strength, dsR1:** 353.28 MPa
- **Associated cycles slope, NR1:** 2791121 ciclos
- **Min cut-off:** 0 MPa
- **Max cut-off:** 1000 MPa
- **Partial safety factor:** 1.15*
- **Allowable damage:** 1

Cabe destacar que, en este trabajo, dado que se ha centrado la atención en el desarrollo de la metodología de optimización y no en la precisión de los resultados obtenidos, se ha considerado un número reducido de casos de carga de fatiga, un total de cinco, con el fin de optimizar el tiempo disponible para la realización de los análisis requeridos por medio de Fatlab. Sin embargo, en las pruebas iniciales de análisis realizadas,

se vió que la fundición de grafito esferoidal, considerando los parámetros que definen la curva S-N recién expuestos, es un material “demasiado conservador” para el bajo número de casos de carga de fatiga y, dado que sólo se han considerado como cargas actuantes las dos componentes del momento en raíz de pala (M_x, M_y), con el fin de optimizar el tiempo disponible para la realización de este trabajo. Esto quiere decir que, aun ajustando el valor de la probabilidad de ocurrencia asociada a cada una de las cinco series temporales consideradas de acuerdo a la correspondiente distribución de Weibull de manera que la suma de todas ellas siga siendo la unidad, el buje apenas sufre daño a fatiga, con lo cual, los valores de daño a fatiga y de ratio de utilización, que expresa el grado de aprovechamiento del material en relación a las cargas a las que está sometido, son prácticamente nulos (del orden de 0.001), lo que se traduce en que el valor de vida a fatiga obtenido es tan elevado que Fatlab indica “vida infinita”.

Con lo cual, con el fin de forzar la obtención de resultados de vida a fatiga realistas con tan bajo número de casos de carga de fatiga considerados, se ha optado por el escalado de la curva S-N por medio del valor del factor de seguridad, cuyo valor, de acuerdo a [32] es, como se ha indicado anteriormente, 0.85. Así, se ha ajustado el valor de este parámetro hasta conseguir que el valor de daño a fatiga fuera de un orden de magnitud realista, esto es, entre 0 y 1 .

Por otro lado, el resto de propiedades mecánicas del material considerado así como el tipo de corrección necesaria para considerar el efecto de la tensión media y el valor de la sensibilidad a esta, se han especificado en el submenú “Setup SN curve” a través de las variables que se muestran en la figura 4.34.



Mean stress

Mean stress mode: Linear

Mean stress sensitivity, M:

Yield strength, Re: [MPa]

Tensile strength, Rm: [MPa]

Observe yield-lines

Extrapolate in compression

Figura 4.34: Definición de la corrección del efecto de la tensión media.

Los valores así introducidos se presentan a continuación:

- **Mean stress mode:** Linear
- **Mean stress sensitivity, M:** 0.214
- **Yield strength, Re:** 220 MPa
- **Tensile strength, Rm:** 360 MPa
- **Observe yield-lines:** Si
- **Extrapolate in compression:** No (No es conservador)

Aspectos relativos al análisis con series temporales de carga de diseño: Particularidades del procedimiento de análisis estructural para cargas extremas

Es importante destacar que a la hora de llevar a cabo el análisis estructural del buje, por medio de Fatlab, para las series temporales de carga extrema consideradas, se ha fijado el valor de n a 1 en las hojas de cálculo del fichero **.xlsx** correspondientes a cada una de ellas, tal y como se muestra en la figura 4.35, siendo n el número de veces que, de acuerdo al la distribución Weibull de viento considerada, se reproduciría cada serie temporal a lo largo de la vida útil del componente (20 años).

	A	B	C	D	E	F	G
1	n	1					
2	Time	Mx1	My1	Mx2	My2	Mx3	My3
3	s	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm
4	30.00	2667.29	4611.79	2998.57	1210.26	-1779.96	2843.36
5	30.13	3062.62	4418.03	2665.59	920.93	-1823.61	3381.47
6	30.25	3443.93	4153.01	2219.93	692.75	-1770.39	3868.04
7	30.38	3790.18	3859.93	1645.16	564.74	-1554.44	4249.21
8	30.50	4063.28	3567.02	1002.06	512.63	-1181.64	4517.21
9	30.63	4229.63	3267.39	380.88	494.31	-720.52	4712.97
10	30.75	4281.50	2947.76	-126.89	485.75	-273.57	4855.31
11	30.88	4267.47	2643.76	-487.80	506.45	62.35	4909.20
12	31.00	4247.65	2379.41	-769.27	589.96	352.19	4965.43
13	31.13	4215.13	2156.92	-1055.03	815.52	693.98	5060.02
14	31.25	4121.07	1925.18	-1375.15	1209.30	1119.49	5076.49

Figura 4.35: Especificación de un análisis de carga extrema ($n=1$).

De esta manera, se está garantizando que Fatlab no considere a las series temporales de carga extrema como si fueran series temporales de carga de fatiga, puesto que por

ser de extrema, la resistencia última del buje debe ser evaluada para un número de ocurrencia o aplicación de estas series temporales de carga de 1. Por otro lado, como se trata de un análisis de carga extrema y no de fatiga, no es necesario realizar un contaje de ciclos de carga, evitando así tener que aplicar el método del plano crítico, lo cual reduce considerablemente el esfuerzo computacional requerido en el análisis.

Aspectos relativos al análisis con series temporales de carga de diseño: Particularidades del procedimiento de análisis estructural para cargas de fatiga

En este caso, sin embargo, el valor de n es el que le corresponda a cada serie temporal de carga de acuerdo a su caso de carga y a la distribución de Weibull considerada para la velocidad de viento. Por otra parte, como se trata de un análisis de cargas de fatiga y en este trabajo se ha aplicado la metodología del plano crítico, ha sido necesario especificar el número de planos de búsqueda por cada nodo del modelo de EF del buje considerados en el análisis. Las variables del submenú “Setup SN curve” que permiten configurar las opciones relativas a la aplicación del método del plano crítico son las que se muestran en la figura 4.36.

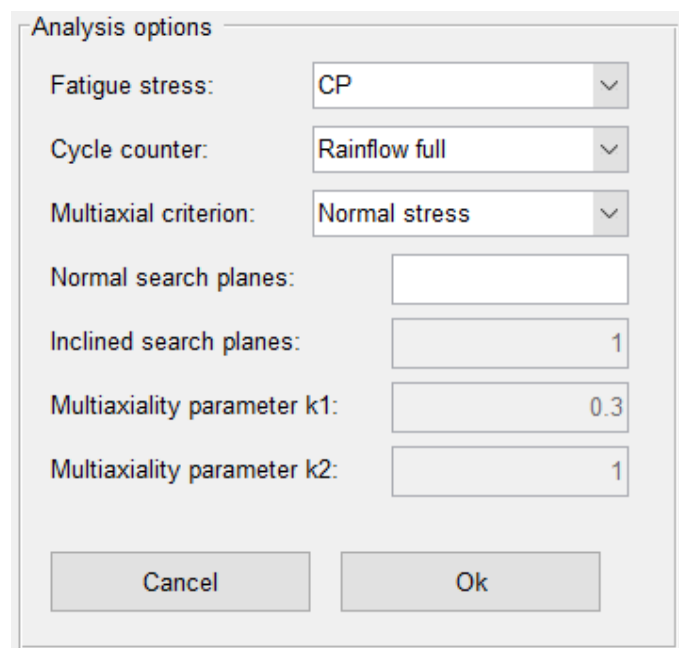


Figura 4.36: Opciones de análisis.

La información especificada se presentan a continuación:

- **Fatigue stress:** CP (“Critical Plane”)
- **Cycle counter:** Rainflow full

- **Multiaxial criterion:** Normal stress
- **Normal search planes:** 36

Cabe destacar lo siguiente: Por un lado, se ha escogido la opción *Rainflow full* y no la opción *Rainflow half* puesto que como las series temporales de carga consideradas en este trabajo se repiten un determinado número de veces (n) a lo largo de la vida útil del buje, de esta manera se garantiza que todos los medios ciclos acaben cerrándose al final del conteo de ciclos y no quede ningún medio ciclo residual. Por otro lado, las variables **Inclined search planes**, **Multiaxiality parameter k1** y **Multiaxiality parameter k2**, se encuentran sombreadas y por tanto, no están siendo consideradas por Fatlab debido a que el criterio de multiaxialidad considerado (*Normal stress*), por medio del cual se lleva a cabo el conteo de ciclos de fatiga, no tiene en cuenta el valor de la componente tangencial de la tensión en cada una de los planos de búsqueda y, por tanto, no es necesario considerar planos adicionales a los normales a la superficie del componente en cada nodo del modelo, esto es, planos inclinados.

4.3. Determinación de las dimensiones del diseño de buje óptimo

Por último, se ha llevado a cabo la optimización de las funciones objetivo ajustadas a las nubes de puntos de las variables de diseño consideradas con el fin de determinar el valor de los parámetros geométricos considerados para los cuales el diseño del buje es considerado óptimo. Por lo tanto, en primer lugar es necesario establecer la definición de diseño de buje óptimo que en este trabajo ha sido considerada: *Se entiende por diseño de buje óptimo aquel para el cual el grado de aprovechamiento o utilización del material sea el óptimo desde el punto de vista de su capacidad para verse expuesto a cargas de fatiga, por estas las más relevantes en un componente de estas características, sin producirse el fallo a lo largo de su vida útil y cuyo peso sea el mínimo posible, minimizando así la cantidad de material en exceso.*

Por un lado, la primera de las variables de diseño que ha sido empleada para establecer el criterio de determinación del diseño de buje óptimo es el llamado **ratio de utilización**. Esta variable se define como el ratio o cociente entre el valor de la amplitud pico a pico de tensión equivalente de fatiga para un determinado número de ciclos de carga y el valor del límite o resistencia a fatiga para el mismo número de ciclos, tal y como se refleja en la expresión 4.2.

$$UR = \frac{\Delta\sigma_{eq@N_D}}{\Delta\sigma_{R,D}} \quad (4.2)$$

Esta variable permite cuantificar cuán cerca está el material de su límite a fatiga para unas cargas de diseño determinadas y su valor está comprendido entre 0 y 1, estando el material más y mejor aprovechado cuanto más cercano este el valor a la unidad. El objetivo de considerar el “ratio de utilización” como variable de diseño que establece el criterio de determinación de las dimensiones del diseño de buje óptimo es garantizar que el material es aprovechado, desde un punto de vista estructural y económico, de la manera más eficiente posible, esto es, garantizando la integridad estructural del buje y minimizando el exceso de material al mismo tiempo.

Por otro lado, dado que se requieren dos variables de diseño para poder determinar las dimensiones del diseño de buje óptimo, se ha optado por considerar el **daño acumulado máximo** como segunda variable (la primera es el **ratio de utilización**) para establecer el criterio de determinación del diseño de buje óptimo. Esta variable permite garantizar que, aun siendo el grado de utilización o aprovechamiento del material el óptimo, es decir, de valor la unidad, el peso del buje es también el mínimo posible. La relación existente entre la variable **peso** y la variable **daño acumulado máximo** es inversamente proporcional, pues cuanto menor sea el primero, y por tanto menor sea también la cantidad de material que constituye el buje, mayor será el valor del daño acumulado máximo al que se verá sometido el componente para un mismo número de ciclos de carga de fatiga y como el valor límite para la variable **daño acumulado máximo** es la unidad, de acuerdo al criterio establecido por la regla de Palmgren-Miner, el mínimo peso asumible (no el mínimo posible) será aquel para el correspondiente a un valor de **daño acumulado máximo** de 1. De esta manera, se puede reestablecer la definición del criterio de determinación del diseño de buje óptimo de la siguiente manera: *El diseño de buje óptimo será aquel para el cual el valor de las variables **ratio de utilización** y **daño acumulado máximo** sea el óptimo, esto es, la unidad.*

Es importante destacar también que la optimización del diseño estructural del buje está sujeta también a restricciones desde el punto de vista de las cargas extremas, pues el valor de la tensión de Von-Mises máxima no puede superar el límite elástico del material considerado. Así, se garantiza que, por un lado, el fallo a fatiga del buje a lo largo de la vida útil de diseño (20 años) no tendrá lugar y que, por otro lado, no se producirá la plastificación del material en ningún punto del mismo. A continuación, se describe paso a paso el procedimiento seguido para determinar las dimensiones del diseño óptimo del buje:

1. Se ha calculado la intersección, analíticamente, entre la función matemática obtenida, por ajuste de la nube de puntos correspondiente, para la función objetivo o variable de diseño **ratio de utilización** (UR) y el plano horizontal de valor $Z = UR = 1$.
 2. Se ha calculado la intersección, analíticamente, entre la función matemática obtenida, por ajuste de la nube de puntos correspondiente, para la función objetivo
-

o variable de diseño **daño acumulado máximo** (D_{max}) y el plano horizontal de valor $Z = D_{max} = 1$.

3. Para determinar el valor de los parámetros geométricos que definen las dimensiones del diseño óptimo del buje, $e_{1_{optimo}}$ y $e_{2_{optimo}}$, se ha calculado el punto de corte entre las dos curvas planas de intersección obtenidas en los pasos anteriores, que son paralelas al plano XY.
 4. Se ha verificado que se cumple, para las dimensiones óptimas del buje, la condición establecida para la variable **tensión de Von-Mises máxima** (σ_{svmmax}), esto es, que no supera el valor del límite elástico del material para una deformación plástica del 0.2%, $R_{p0,2}$, tal y como establece el criterio empleado de manera convencional en ingeniería.
-

5. Organización temporal del trabajo

El trabajo llevado a cabo para conseguir desarrollar y presentar de manera descriptiva la metodología de optimización del diseño estructural de un buje de aerogenerador descrita en este documento se ha estructurado en nueve fases. A continuación, se van a describir las tareas desarrolladas en cada una de las fases y se va a exponer la distribución temporal de las mismas, asignando a cada una de ellas la correspondiente fecha de inicio y de finalización:

1. **Del 04/03/2019 al 06/06/2019:** Modelado CAD de la geometría base del buje.
2. **Del 07/03/2019 al 22/03/2019:** Obtención de las series temporales de carga de diseño.
3. **Del 25/03/2019 al 29/03/2019:** Postprocesado de las series temporales de carga de diseño.
4. **Del 15/04/2019 al 19/04/2019:** Análisis estructural FEM del buje con componentes unitarias de las cargas de diseño.
5. **Del 22/04/2019 al 03/05/2019:** Análisis estructural del buje con las series temporales de carga extrema y de fatiga de diseño.
6. **Del 06/05/2019 al 08/05/2019:** Ajuste de las expresiones matemáticas correspondientes a las funciones objetivo de diseño
7. **Del 09/05/2019 al 10/05/2019:** Determinación de las dimensiones del diseño de buje óptimo.
8. **Del 20/05/2019 al 21/05/2019:** Comparación de la localización de los puntos calientes de extrema y de fatiga.
9. **Del 22/05/2019 al 24/05/2019:** Análisis de sensibilidad del valor de las seis componentes del tensor de tensiones tridimensional a las cargas de diseño.

6. Resultados

6.1. Optimización del diseño estructural del buje

En primer lugar, se presentan en la tabla 6.1 los resultados de los dieciseis análisis estructurales llevados a cabo con el fin de obtener los valores de las variables de diseño consideradas (daño acumulado máximo, tensión de Von-Mises máxima, peso y ratio de utilización) que han permitido aproximar estas a expresiones matemáticas concretas por medio del ajuste de una función a una nube de puntos.

DIMENSIONES DEL BUJE	VARIABLES DE DISEÑO			
	D_{\max}	$\sigma_{svm_{\max}}$ (MPa)	P(kg)	UR
$e_1 = 250mm$ y $e_2 = 75mm$	1.961	92.3	138820	1.102
$e_1 = 250mm$ y $e_2 = 80mm$	1.219	93.5	139450	1.070
$e_1 = 250mm$ y $e_2 = 85mm$	2.506	89.6	140090	1.105
$e_1 = 250mm$ y $e_2 = 90mm$	1.639	94.8	140730	1.077
$e_1 = 275mm$ y $e_2 = 75mm$	0.425	90.5	150640	0.967
$e_1 = 275mm$ y $e_2 = 80mm$	0.715	95.8	151280	1.016
$e_1 = 275mm$ y $e_2 = 85mm$	0.681	92.0	151920	0.990
$e_1 = 275mm$ y $e_2 = 90mm$	0.965	94.8	152560	1.045
$e_1 = 300mm$ y $e_2 = 75mm$	0.265	88.0	172380	0.929
$e_1 = 300mm$ y $e_2 = 80mm$	0.559	89.5	173020	0.984
$e_1 = 300mm$ y $e_2 = 85mm$	0.444	87.9	173660	0.972
$e_1 = 300mm$ y $e_2 = 90mm$	0.138	87.9	174300	0.890
$e_1 = 325mm$ y $e_2 = 75mm$	0.167	85.7	173350	0.914
$e_1 = 325mm$ y $e_2 = 80mm$	0.151	85.2	173990	0.913
$e_1 = 325mm$ y $e_2 = 85mm$	0.109	86.2	174630	0.862
$e_1 = 325mm$ y $e_2 = 90mm$	0.099	85.9	175270	0.850

Tabla 6.1: Resultados de los análisis estructurales llevados a cabo con Fatlab.

A continuación, se presentan en las figuras 6.1, 6.2, 6.3 y 6.4 las representaciones gráficas de las nubes de puntos correspondientes a cada una de las cuatro variables de diseño y las funciones objetivo ajustadas a las mismas.

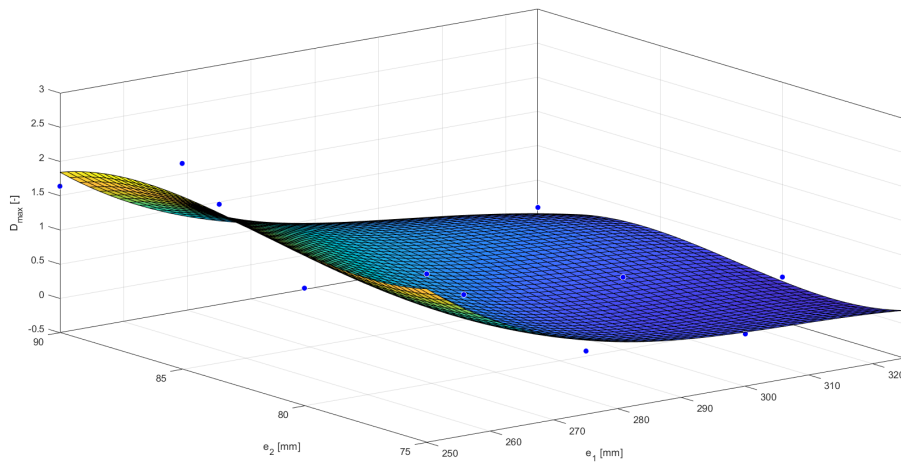


Figura 6.1: Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable D_{max} .

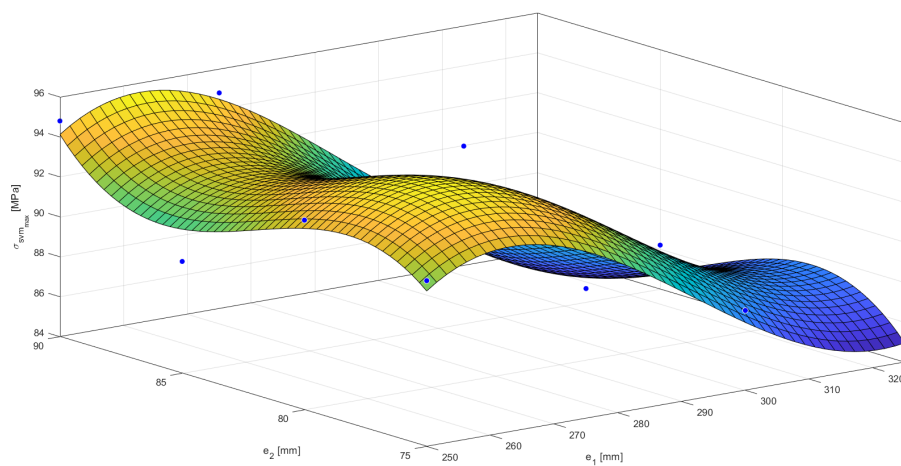


Figura 6.2: Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable $\sigma_{sum_{max}}$.

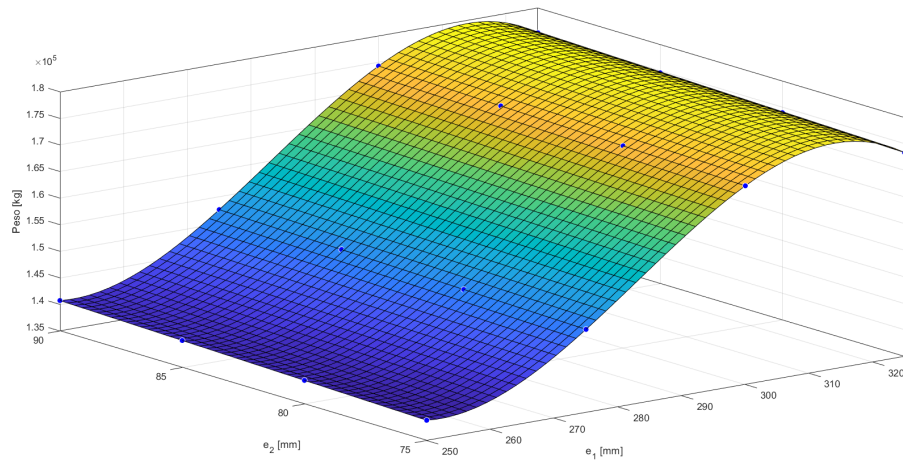


Figura 6.3: Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable P .

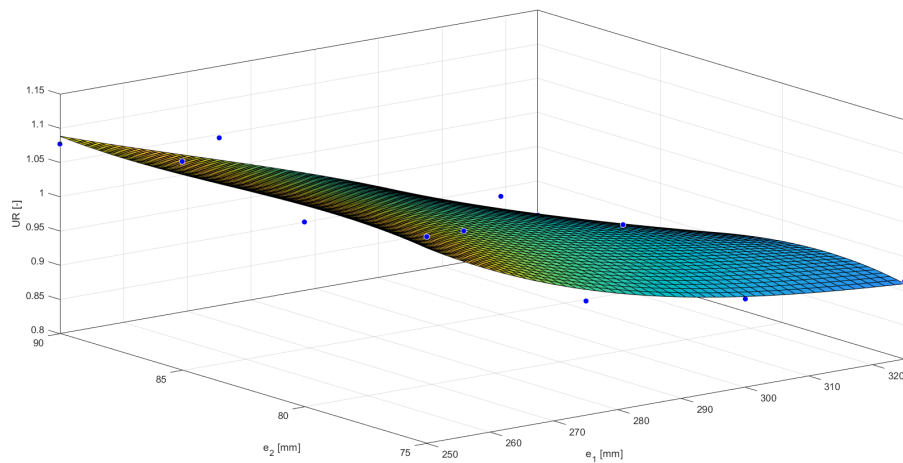


Figura 6.4: Ajuste de la función objetivo a la nube de puntos de la variable UR .

En la tabla 6.2 se recogen las expresiones matemáticas de las funciones objetivo ajustadas a cada una de las variables de diseño. Se trata de funciones polinómicas de dos variables, e_{1n} , e_{2n} , y de tercer grado obtenidas por medio de la función **poly33** de Matlab. Cabe destacar que las variables independientes e_{1n} , e_{2n} están normalizadas con respecto a una media y a una desviación estándar comunes a todas ellas, correspondiéndose el valor de la media con el valor medio de los valores extremos del intervalo de valores considerado, para cada variable, en los análisis estructurales llevados a cabo.

VARIABLE DE DISEÑO	FUNCIÓN OBJETIVO AJUSTADA
D_{max}	$D_{max}(e_{1n}, e_{2n}) = 0.5235 - 0.3591e_{1n} + 0.3923e_{2n} + 0.3049e_{1n}^2 - 0.05044e_{1n}e_{2n} - 0.06042e_{2n}^2 - 0.1706e_{1n}^3 - 0.03907e_{1n}^2e_{2n} - 0.007736e_{1n}e_{2n}^2 - 0.2094e_{2n}^3$
$\sigma_{svm,max}$	$\sigma_{svm,max}(e_{1n}, e_{2n}) = 90.99 - 5.728e_{1n} - 2.706e_{2n} - 1.1e_{1n}^2 - 0.2267e_{1n}e_{2n} + 0.01667e_{2n}^2 + 2.066e_{1n}^3 - 0.07698e_{1n}^2e_{2n} - 0.4003e_{1n}e_{2n}^2 + 2.04e_{2n}^3$
P	$P(e_{1n}, e_{2n}) = 163100 + 26580e_{1n} + 740.2e_{2n} - 3619e_{1n}^2 + 1.2e_{1n}e_{2n} + 0.8333e_{2n}^2 - 7873e_{1n}^3 - 1.155e_{1n}^2e_{2n} - 1.155e_{1n}e_{2n}^2 - 0.6415e_{2n}^3$
UR	$UR(e_{1n}, e_{2n}) = 0.9833 - 0.06233e_{1n} - 0.003873e_{2n} + 0.008333e_{1n}^2 - 0.01261e_{1n}e_{2n} - 0.0115e_{2n}^2 - 0.005517e_{1n}^3 - 0.01393e_{1n}^2e_{2n} - 0.007236e_{1n}e_{2n}^2 + 0.007185e_{2n}^3$
Aclaración	$e_{1n} = \frac{e_1 - 287.5}{28.87}, e_{2n} = \frac{e_2 - 82.5}{5.774}$

Tabla 6.2: Funciones objetivo ajustadas a las variables de diseño.

De seguido, se presenta en las figuras 6.5 y 6.6 la representación gráfica de la intersección entre las funciones objetivo ajustadas a las nubes de puntos de las variables de diseño **daño acumulado máximo** y **ratio de utilización** y los planos asociados a las correspondientes restricciones de optimización ($D_{max} = 1$ y $UR = 1$). Como se puede deducir, el resultado de la intersección de los planos rojos con cada una de las superficies polinómicas es una curva plana contenida en el plano horizontal $Z = 1$ y, por tanto, paralela al plano formado por los ejes e_1 y e_2 . Se puede por tanto deducir que las dimensiones del diseño de buje óptimo vendrán determinadas por el punto de corte entre estas curvas planas de intersección.

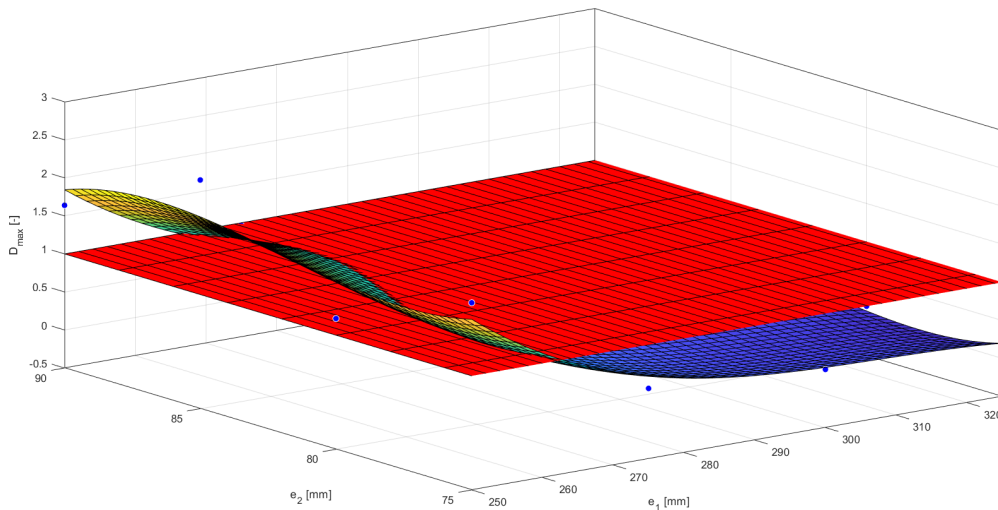


Figura 6.5: Curva plana de intersección correspondiente a la variable D_{max} .

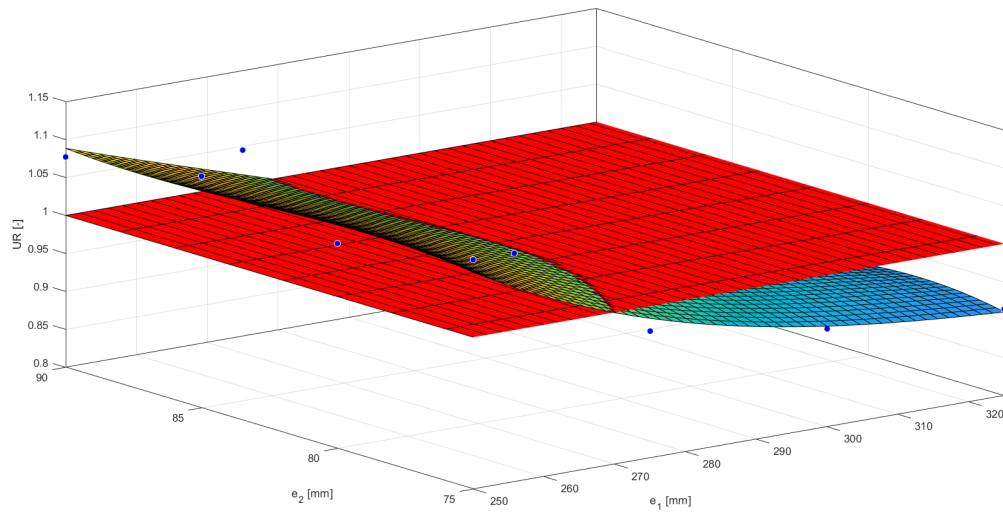


Figura 6.6: Curva plana de intersección correspondiente a la variable UR .

En la figura 6.7 se muestra la representación gráfica del punto de corte entre las curvas planas de intersección asociadas a las variables D_{max} y UR , cuyas coordenadas representan las dimensiones del diseño de buje óptimo, $e_{1_{optimo}}$ y $e_{2_{optimo}}$. Cabe decir que para la determinación analítica del punto de corte, ha sido necesario aplicar el algoritmo de resolución de sistemas de ecuaciones no lineales de Newton-Raphson.

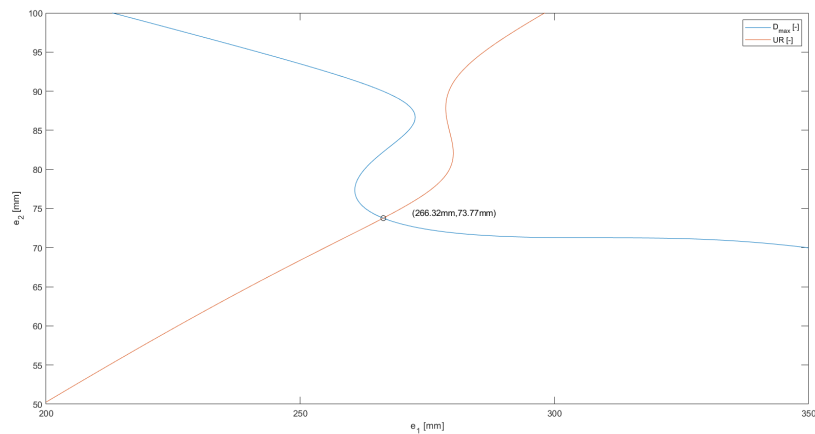


Figura 6.7: Representación gráfica del punto de corte entre las curvas de intersección.

Finalmente, en la tabla 6.3 se recogen los valores de los parámetros geométricos asociados al punto de corte, los cuales se corresponden con las dimensiones del diseño óptimo del buje ($e_{1\text{optimo}}$ y $e_{2\text{optimo}}$), y los valores de tensión de Von-Mises máxima y de peso correspondientes al diseño de buje óptimo.

Variable	Curva plana de intersección	Punto de corte		$\sigma_{svm\max, \text{optimo}}$	P_{optimo}
D_{max}	$1 = 0.5235 - 0.3591e_{1n} + 0.3923e_{2n} + 0.3049e_{1n}^2$ $-0.05044e_{1n}e_{2n} - 0.06042e_{2n}^2 - 0.1706e_{1n}^3$ $-0.03907e_{1n}^2e_{2n} - 0.007736e_{1n}e_{2n}^2 - 0.2094e_{2n}^3$	$e_{1\text{optimo}}$	$e_{2\text{optimo}}$	91.34 MPa	143650.08 kg
UR	$1 = 0.9833 - 0.06233e_{1n} - 0.003873e_{2n} + 0.008333e_{1n}^2$ $-0.01261e_{1n}e_{2n} - 0.0115e_{2n}^2 - 0.005517e_{1n}^3$ $-0.01393e_{1n}^2e_{2n} - 0.007236e_{1n}e_{2n}^2 + 0.007185e_{2n}^3$	266.32 mm	73.77 mm		

Tabla 6.3: Valores relativos al diseño de buje óptimo.

Como se puede observar, el diseño de buje óptimo cumple con la condición establecida para la variable de diseño $\sigma_{svm\max}$, pues el valor obtenido por sustitución de los valores $e_{1\text{optimo}}$ y $e_{2\text{optimo}}$ en la expresión de la correspondiente función objetivo, 91.34 MPa, es inferior al límite elástico, $R_{p0.2} = 220\text{MPa}$.

6.2. Comparativa de la localización de los puntos calientes de extrema y de fatiga

A continuación, se va a realizar una comparativa entre la localización de la zona del buje óptimo expuesta al valor máximo de daño acumulado y la localización de la zona del buje óptimo expuesta al valor máximo de la tensión de Von-Mises. Así, en la figura 6.8 se muestra la localización del punto caliente de fatiga y en la figura 6.9 se muestra la localización del punto caliente de extrema.

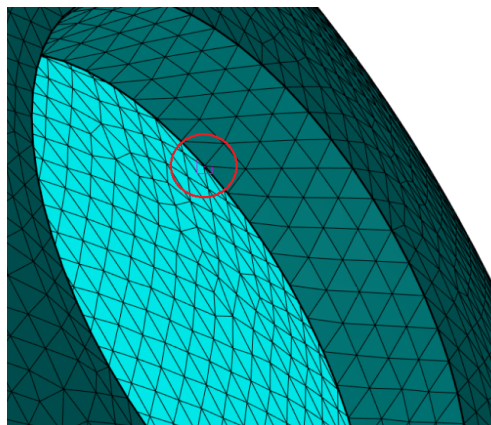


Figura 6.8: Localización del punto caliente de fatiga.

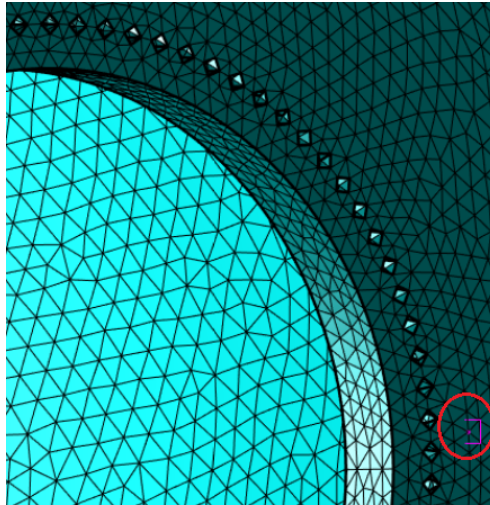


Figura 6.9: Localización del punto caliente de extrema.

Para concluir, se muestra en la figura 6.10 la apariencia exterior de la malla empleada en el análisis estructural del buje de dimensiones óptimas llevado a cabo para determinar la localización de los puntos calientes de fatiga y de extrema y a continuación se presentan los valores de los parámetros de refinamiento global y local, los valores de los parámetros de calidad **skewness** y **orthogonal quality** y el número de nodos y elementos correspondientes a la malla empleada:

- **Min size** (global): 61.5 mm
- **Max face size** (global): 71.5 mm
- **Max tet size** (global): 81.5 mm
- **Element size** (local): 46.5 mm
- **Skewness**: 0.2602
- **Orthogonal quality**: 0.7373
- **Nº de nodos**: 991807
- **Nº de elementos**: 639189

6.3. Análisis de sensibilidad a las cargas de diseño

Por último, se van a presentar los resultados del análisis de sensibilidad por medio del cual se ha analizado la influencia que tiene, sobre el valor de las componentes del

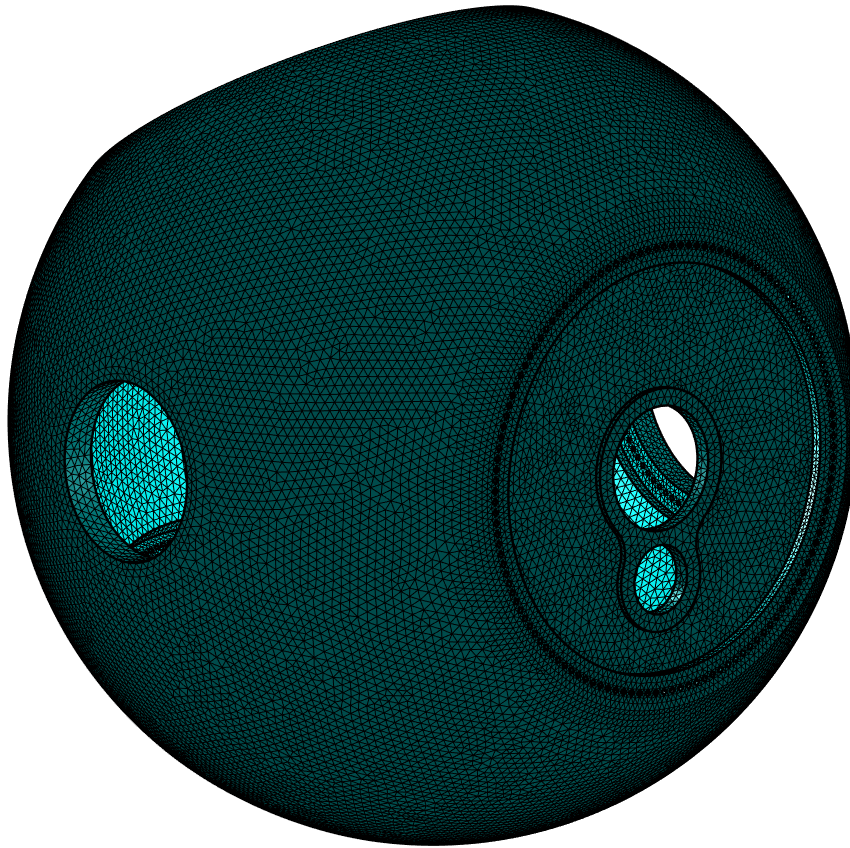


Figura 6.10: Malla empleada en el análisis estructural del diseño de buje óptimo.

tensor de tensiones real (dependiente del tiempo) en cada nodo del modelo, la elección de las cargas de diseño. Para ello, se han analizado los siguientes escenarios de carga:

- **Escenario de carga 1:** Sólo se consideran seis componentes del momento en raíz de pala: M_{x1} , M_{y1} , M_{x2} , M_{y2} , M_{x3} , M_{y3} .
- **Escenario de carga 2:** Sólo se consideran nueve componentes del momento en raíz de pala: M_{x1} , M_{y1} , M_{z1} , M_{x2} , M_{y2} , M_{z2} , M_{x3} , M_{y3} , M_{z3} .
- **Escenario de carga 3:** Se consideran las dieciocho componentes de la fuerza y el momento en raíz de pala: F_{x1} , F_{y1} , F_{z1} , M_{x1} , M_{y1} , M_{z1} , F_{x2} , F_{y2} , F_{z2} , M_{x2} , M_{y2} , M_{z2} , F_{x3} , F_{y3} , F_{z3} , M_{x3} , M_{y3} , M_{z3} .

El objetivo de este análisis de sensibilidad es justificar la necesidad de considerar todas las componentes de las cargas en raíz de pala, esto es, las tres componentes de la fuerza (F_x , F_y , F_z) y las tres componentes del momento (M_x , M_y , M_z) a la hora de llevar a cabo un análisis estructural del buje más riguroso desde un punto de vista

técnico y que permita obtener resultados más precisos y, por tanto, realistas.

Concretamente, los resultados que van a ser aportados son los valores máximos de las seis componentes del tensor de tensiones (σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz}) correspondiente al buje de dimensiones óptimas ($e_{1_{ptimo}}$ y $e_{2_{ptimo}}$) sometido a las series temporales de carga extrema consideradas (ver tabla 4.2), en cada uno de los tres escenarios de cargas considerados. Cabe además destacar que se ha optado por emplear las series temporales de carga correspondientes a los casos de carga extrema y no las de los casos de carga de fatiga pues de esta manera, dado que se trata de un análisis cuyo único objetivo es demostrar la influencia que tiene en el orden de magnitud del valor de las componentes del tensor de tensiones el considerar sólo algunas de las componentes de las cargas en raíz de pala (escenarios de carga 1 y 2), se ha reducido considerablemente el tiempo requerido para llevar a cabo los correspondientes análisis estructurales por medio de Matlab al no ser necesario aplicar el método del plano crítico.

A continuación, se presentan los valores obtenidos para cada una de las seis componentes del tensor de tensiones, en un nodo cualquiera del modelo de EF del buje (nodo 3000), para cada uno de los tres escenarios de carga contemplados:

- **Escenario de carga 1:** Se consideran las cargas de diseño $M_{x1}(t)$, $M_{y1}(t)$, $M_{x2}(t)$, $M_{y2}(t)$, $M_{x3}(t)$ y $M_{y3}(t)$.

$$\sigma_{max} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.7MPa & 1.2MPa & 7.6MPa \\ 1.2MPa & 19.7MPa & 0.5MPa \\ 7.6MPa & 0.5MPa & 2.5MPa \end{bmatrix}$$

- **Escenario de carga 2:** Se consideran las cargas de diseño $M_{x1}(t)$, $M_{y1}(t)$, $M_{z1}(t)$, $M_{x2}(t)$, $M_{y2}(t)$, $M_{z2}(t)$, $M_{x3}(t)$, $M_{y3}(t)$ y $M_{z3}(t)$.

$$\sigma_{max} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5.0MPa & 1.6MPa & 13.7MPa \\ 1.6MPa & 27.5MPa & 0.4MPa \\ 13.7MPa & 0.4MPa & 5.4MPa \end{bmatrix}$$

- **Escenario de carga 3:** Se consideran las cargas de diseño $F_{x1}(t)$, $F_{y1}(t)$, $F_{z1}(t)$, $F_{x2}(t)$, $F_{y2}(t)$, $F_{z2}(t)$, $F_{x3}(t)$, $F_{y3}(t)$, $F_{z3}(t)$, $M_{x1}(t)$, $M_{y1}(t)$, $M_{z1}(t)$, $M_{x2}(t)$, $M_{y2}(t)$, $M_{z2}(t)$, $M_{x3}(t)$, $M_{y3}(t)$ y $M_{z3}(t)$.

$$\sigma_{max} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5.2MPa & 1.7MPa & 13.7MPa \\ 1.7MPa & 28.1MPa & 0.3MPa \\ 13.7MPa & 0.3MPa & 5.5MPa \end{bmatrix}$$

7. Conclusiones

7.1. Optimización del diseño estructural del buje

- El escalado de la curva S-N del material considerado, fundición de grafito esferoidal EN-GJS-400-18-LT, que ha sido necesario realizar para poder obtener resultados realistas de daño a fatiga es probable que sea debido al caso de carga de fatiga y a los valores de velocidad de viento considerados al llevar a cabo la optimización del diseño estructural del buje:
 - **Caso de carga de fatiga:** DLC 1.2 (nomenclatura de la norma IEC 61400-1).
 - **Valores de velocidad de viento:** 9 m/s, 11 m/s y 13 m/s.

Lo que sucede es que el caso de carga de fatiga y los valores de velocidad de viento considerados dan lugar a series temporales de carga de diseño que, sin el efecto conjunto de series temporales de carga de fatiga adicionales correspondientes a otros casos de carga recogidos en la norma IEC 61400-1 y aun habiendo ajustado el valor del factor de ocurrencia de cada serie temporal para que la suma total de propabilidades de ocurrencia sea 1, no son capaces de inducir en el buje un daño a fatiga con un orden de magnitud realista. Concretamente, la explicación más probable esté en que la descomposición de las citadas series temporales de amplitud variable, mediante la aplicación del algoritmo “Rainflow”, da lugar a bloques de carga de amplitud constante notablemente menor que la de otros casos de carga más “dañinos” desde un punto de vista de fatiga y que por tanto, apenas causa daño al buje si se consideran de manera individual.

- La tendencia de los valores de **daño acumulado máximo** y **tensión de Von-Mises máxima** que han sido obtenidos con el fin de poder ajustar funciones objetivo a las correspondientes nubes de puntos no es, en algunos casos, la esperada; los valores deberían seguir una tendencia descendente con el aumento de las dimensiones del buje analizado, sin embargo, para determinados valores de los parámetros geométricos e_1 y e_2 la tendencia se invierte. La explicación más probable para este comportamiento es que el nivel de refinamiento de la malla del modelo de EF del buje, en los casos en los que se invierte la tendencia esperada de los resultados, no es suficiente para que el valor de las componentes del tensor de tensiones en cada nodo del modelo resultantes del análisis FEM con cargas unitarias sea lo suficientemente preciso.

7.2. Comparativa de la localización de los puntos calientes de extrema y de fatiga

Como se puede observar, las localizaciones de los puntos calientes de fatiga y de extrema no coinciden; el punto caliente de extrema se localiza donde indica la figura 6.9 y el punto caliente de fatiga se localiza donde indica la figura 6.8. En estas condiciones, algunas directivas de diseño de aerogeneradores permiten trabajar en régimen plástico en determinadas zonas del componente en cuestión, lo cual significa que si a lo largo de la vida útil del aerogenerador este se viera expuesto a ráfagas de viento extremas capaces de provocar cierto grado de plastificación en el buje, esta condición se consideraría aceptable y, por tanto, no sería necesario reemplazar el componente.

7.3. Análisis de sensibilidad de las componentes del tensor de tensiones a las cargas de diseño

Como cabía esperar, los valores de las componentes del tensor de tensiones en el escenario de carga más general, en el cual se consideran las tres componentes de la fuerza y del momento en raíz de pala ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$), son mayores que en los otros dos escenarios de carga, con la excepción de dos componentes: las componentes T_{xz} y T_{yz} . En el caso de la componente T_{xz} , los valores correspondientes a los escenarios de carga 2 y 3 coinciden (13.7 MPa), y en el caso de la componente T_{yz} , el valor disminuye en lugar de aumentar (0.5 MPa para el escenario de carga 1, 0.4 MPa para el escenario de carga 2 y 0.3 MPa para el escenario de carga 3).

Así, el desprecio de la componente de “pitch” del momento en raíz de pala (M_z) y de las tres componentes de la fuerza en raíz de pala (F_x, F_y, F_z) tiene un efecto no despreciable en la precisión de los resultados obtenidos. En concreto, la omisión de cada una de las componentes de las cargas en raíz de pala tiene una consecuencia diferente, tal y como se explica a continuación:

- No considerar la componente M_z conlleva el desprecio del efecto de la torsión debida a esta.
- No considerar las componentes F_x y F_y conlleva el desprecio del efecto de la cortadura debida a estas.
- No considerar la componente F_z conlleva el desprecio del efecto de la tracción/-compresión debida a estas.

Con lo cual, se puede concluir diciendo que, en el caso de análisis estructurales llevados a cabo en el ámbito industrial del sector eólico, es necesario considerar el escenario de carga más general (escenario de carga 3) con el fin de poder llevar a cabo un análisis realista y técnicamente riguroso.

8. Trabajo futuro

Para finalizar, se van a proponer una serie de alternativas futuras cuyo objetivo es mejorar y complementar la metodología de optimización estructural desarrollada en este TFM:

- Ahora que la metodología de optimización del diseño estructural de un buje de aerogenerador desarrollada ya se ha puesto en práctica por medio de un modelo concreto de buje simplificado, se puede aplicar a un modelo CAD de buje más realista, esto es, un buje con una geometría más detallada y compleja.
- De cara a aumentar la precisión de los valores de las componentes del tensor de tensiones en cada nodo del modelo de EF del buje obtenidos por medio de un análisis FEM con cargas de diseño unitarias, es fundamental realizar nuevas consideraciones en relación al modelado de la unión buje-palas: incluir el modelado del rodamiento de “pitch” como componente mecánicamente independiente del buje, incluir el modelado de la “placa de pitch” como componente mecánicamente independiente del buje y fijo a la pista móvil (pista interior) del rodamiento de “pitch” e incluir el modelado de la sección cilíndrica de la raíz de la pala, en cuyo caso no sería necesario hacer uso de las restricciones de tipo RBE (“Rigid Body Element”) a la hora de introducir las cargas de diseño en el correspondiente modelo FEM.
- Considerar, como cargas de diseño, todas las componentes de las cargas en raíz de pala (escenario de carga 3) e incluso el peso propio de las palas, para que de esta manera el escenario de carga al que se ve expuesto el buje sea lo más realista posible desde un punto de vista estructural.
- En el ejemplo de optimización del diseño estructural de un buje desarrollado en este TFM sólo se han considerado, por simplificar, dos parámetros geométricos del mismo: el espesor de la pared interna del buje e_1 y el espesor de la “placa de pitch” e_2 . Sin embargo, dado que se ha propuesto en uno de los puntos anteriores considerar un modelo CAD del buje más complejo y detallado, sería necesario considerar un mayor número de parámetros geométricos del buje, permitiendo así optimizar las dimensiones de este que se considere oportuno en cada momento.
- El ajuste de las funciones objetivo a las nubes de puntos correspondientes a cada variable de diseño implica un error que se transmite al valor de las dimensiones del diseño óptimo de buje determinadas. Como no es posible eliminar este error,

la solución más indicada es tratar de minimizarlo y, para ello, se propone como alternativa aumentar el número de valores de los parámetros geométricos \mathbf{e}_1 y \mathbf{e}_2 de manera que se pueda evaluar un mayor número de combinaciones de estos valores y se obtenga, por tanto, un mayor número de valores de las variables **ratio de utilización** y **daño acumulado máximo**. De esta manera, se puede obtener nubes con un mayor número de puntos que permitan llevar a cabo un ajuste más preciso. Por otro lado, también se propone considerar expresiones matemáticas que se ajusten mejor que las superficies polinómicas de tercer grado en X e Y, consideradas en el ejemplo de optimización desarrollado en este TFM, a los valores obtenidos para las variables de diseño consideradas.

Bibliografía

- [1] M.M. Pedersen. “Multiaxial fatigue analysis software – Fatlab”. *Proceedings of the 30th Nordic Seminar on Computational Mechanics, October 25-27, DTU, Copenhagen, 2017.*
- [2] WindEurope. Wind energy in Europe in 2018, WindEurope Annual Statistics, 2018. URL <https://windeurope.org/wp-content/uploads/files/about-wind/statistics/WindEurope-Annual-Statistics-2018.pdf>.
- [3] URL <https://www.energias-renovables.com/eolica/objetivo-prolongar-la-vida-util-de-los-20170531>.
- [4] A. Dombrowski, M. Ristow, and S. Priyan Subramanian. On the Fatigue Life of Wind Turbine Structural Components. *Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH, Wind Energy Business Segment (GL Wind).*
- [5] M.M. Pedersen. *Introduction to Metal Fatigue: Concepts and Engineering Approach (Compendium), Technical Report ME-TR-11.* Aarhus University, 2018.
- [6] G. Marquis and B. Rabb. High Cycle Variable Amplitude Fatigue of a Nodular Cast Iron. *Journal of ASTM international*, 1(8):1–17, 2004.
- [7] N. Meyer. Effects of mean stress and stress concentration on fatigue behavior of ductile iron. *M.sc. thesis, Toledo*, 2014.
- [8] H. Gudehus and H. H. Zenner. *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsberechnung, 4th edition.* Stahleisen, 2004.
- [9] A. Muhammad and M. Ristow. Betriebsfestigkeitsnachweis von Strukturkomponenten an Windenergieanlagen unter komplexer Belastung. *Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH, Renewables Certification.*
- [10] M. Shirani and G. Härkegård. A review on fatigue design of heavy section EN-GJS-400-18-LT ductile iron wind turbine castings. *Energy Equipment and Systems*, 2: 5–24, 2014.
- [11] P. Canzar, Z. Tonkovic, and J. Kodvanj. Microstructure influence on fatigue behaviour of nodular cast iron. *Materials Science and Engineering: A. Structural Materials: Properties, Microstructure and Processing*, 556(2012):88–99, 2012.

-
- [12] AENOR. UNE-EN 1563:2012. Fundición. Fundición de grafito esferoidal., 2012. URL <https://portal.aenormas.aenor.com/aenor/visor.asp?pidnorma=087057057061066059059060-437099813&pidioma=ES&pidtipo=N#page=1>.
- [13] A. Saenz-Aguirre, S. Fernández-Resines, I. Aramendia, U. Fernández-Gamiz, E. Zulueta, J.M. Lopez-Guede, and J. Sancho. 5 MW Wind Turbine Annual Energy Production Improvement by Flow Control Devices. *Proceeding*, 2(1452), 2018.
- [14] URL <http://fatiguetoolbox.org/fatlab/documentation/setting-up-analysis>.
- [15] Sandia National Laboratories. SAND2016-7715PE, Wind Energy Department Overview, 2016. URL <https://www.osti.gov/servlets/purl/1514646>.
- [16] A. Fatemi and D.F. Socie. “A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage including Out-Of-Phase Loading”. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 11(3):149–165, 1988.
- [17] LMS Durability Technologies GmbH. LMS-FALANCS Theory Manual, 2000.
- [18] M.M. Pedersen. Multiaxial fatigue assessment of welded joints using the notch stress approach. *International Journal of Fatigue*, 83:269–279, 2016.
- [19] J. Schijve. *Fatigue of Structures and Materials*. Springer, 2nd edition, 2004.
- [20] A. Fatemi and L. Yang. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. *International Journal of Fatigue*, 20(1):9–34, 1998.
- [21] Estándar internacional IEC 61400-1. “Wind turbine generator systems. Part 1: Safety requirements”, 1999. URL https://miaulario.unavarra.es/access/content/group/2018_0_720117_1/Documentaci%C3%B3n/iec61400-1_ed2.0_en.pdf.
- [22] K. Millis. US patent 2485760, “Cast Ferrous Alloy”, Octubre 1949.
- [23] P. Clement, J.P. Angeli, and A. Pineau. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 7(1984):251–265, 1984.
- [24] H.Q. Xuea, E. Bayraktarb, C. Bathias, and J. Mater. *Journal of Materials Processing Technology*, 202(2008):216–223, 2008.
- [25] J.R. Davis. *ASM Specialty Handbook—Cast Irons*. ASM International, Metals Park, OH, 1996.
-

-
- [26] H. Gudehus and H. Zenner. *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsberechnung, 4th Edition*. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1999.
- [27] Germanische Lloyd. Guideline for the certification of wind turbines, Octubre 2010.
- [28] J. M. Jonkman and M. L. Buhl Jr. Technical Report NREL/EL-500-38230. FAST User's Guide, Agosto 2005. URL <https://nwtc.nrel.gov/system/files/FAST.pdf>.
- [29] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott. Technical Report NREL/TP-500-38060. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development, Febrero 2009. URL <https://www.nrel.gov/docs/fy09osti/38060.pdf>.
- [30] G.J. Hayman and M. Buhl Jr. MLife User's Guide for Version 1.00, Octubre 2012. URL https://nwtc.nrel.gov/system/files/MLife_User.pdf.
- [31] URL <https://earthdata.nasa.gov/> (accessed on January 5th, 2017).
- [32] Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH. Rules and Guidelines. IV Industrial Services. 1. Guideline for the Certification of Wind Turbines, Julio 2010.
-

Lista de Acrónimos y Abreviaturas

AEP	Annual Energy Production.
CAD	Computer Assisted Drawing.
EF	Elementos Finitos.
FEM	Finite Element Method.
TFM	Trabajo Final de Máster.

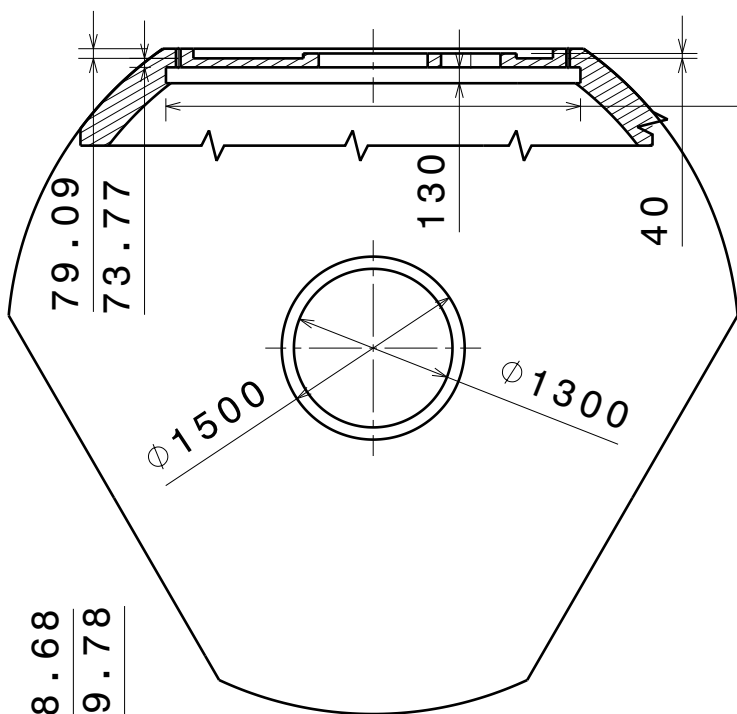
A. Anexo I

En este anexo se presenta el plano de detalle del modelo CAD de buje empleado en los análisis estructurales llevados a cabo en este trabajo. Como ya se ha mencionado anteriormente, se trata de un modelo de buje simplificado que ha permitido que el esfuerzo computacional requerido para la ejecución de los análisis FEM con cargas unitarias de diseño, por un lado, y de los análisis con series temporales de carga extrema y de fatiga, por otro lado, haya sido el adecuado para poder optimizar el tiempo disponible para la realización de este TFM.

Por un lado, dado que el objetivo principal de este TFM es desarrollar y exponer una metodología de optimización del diseño estructural de un buje de aerogenerador, poniendo el énfasis en el desarrollo y descripción detallada del procedimiento y no en la precisión de los resultados obtenidos en el ejemplo de optimización presentado en este documento, se ha optado por escoger un modelo CAD de buje con el menor número posible de detalles geométricos que añadan complejidad al modelo de EF del componente, para de esta manera poder simplificar la fase de mallado, que es una de las más exigentes desde un punto de vista técnico. Por otro lado, como ya se ha explicado anteriormente, cabe destacar que con el fin de simplificar el modelado de los diferentes elementos que componen la cadena de transmisión de las cargas desde las palas hasta el componentes a optimizar, el buje, se ha optado por asumir las siguientes consideraciones:

- Omitir el modelado de la sección cilíndrica de la raíz de la pala, donde en realidad están aplicadas las cargas de diseño, y en sustitución emplear restricciones de tipo RBE (“Rigid Body Element”) para poder aplicar las cargas de diseño en puntos que no pertenecen materialmente al modelo de buje considerado. Así, se evita tener que caracterizar estructuralmente y modelar el rodamiento de “pitch”.
- Asumir que la “placa de pitch”, que en realidad se fija mecánicamente a la pista interna del rodamiento de “pitch” de manera que sean componentes solidarios, está materialmente unida al propio buje, anulando así el grado de libertad de giro asociado al ángulo de “pitch” y considerando una posición fija entre 0° y 90° .

Por último, cabe decir que dado el considerable tamaño del modelo CAD de buje empleado, de $6m$ de diámetro exterior, el plano de detalle del mismo que se muestra a continuación ha sido escalado con un factor de escala de 1:63 con el fin de poder cuadrarlo en una hoja de formato DIN A4.



Ø 3400

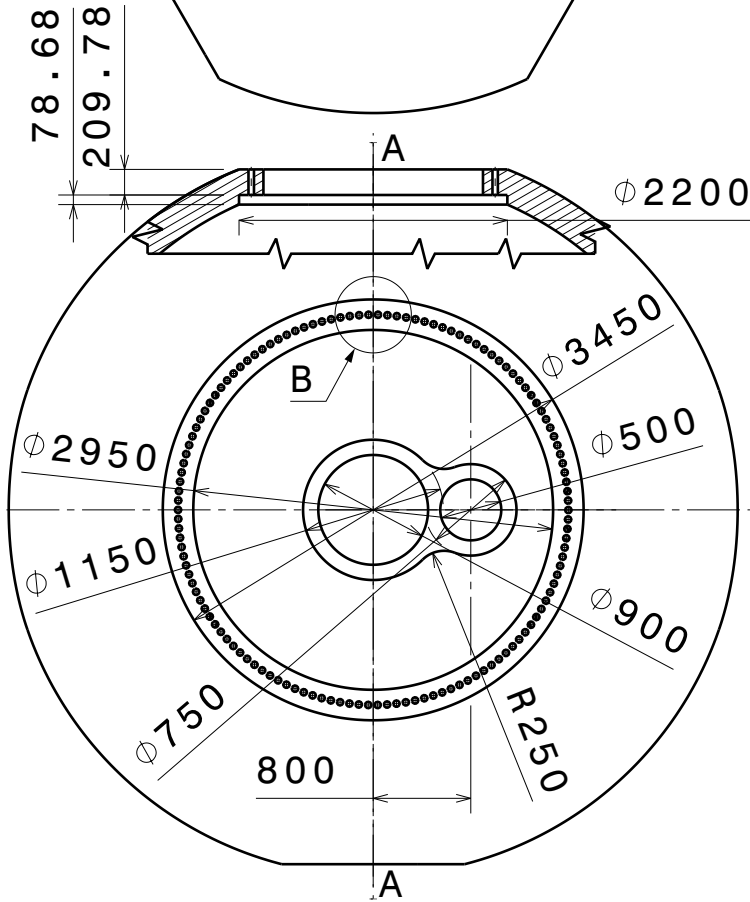
R 1600

2.77°

Ø 52

Detail B

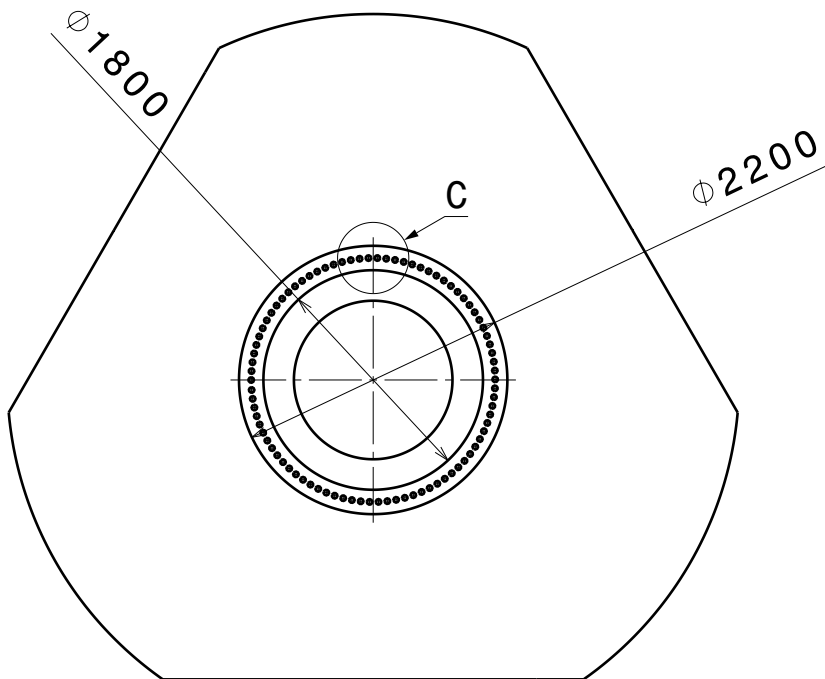
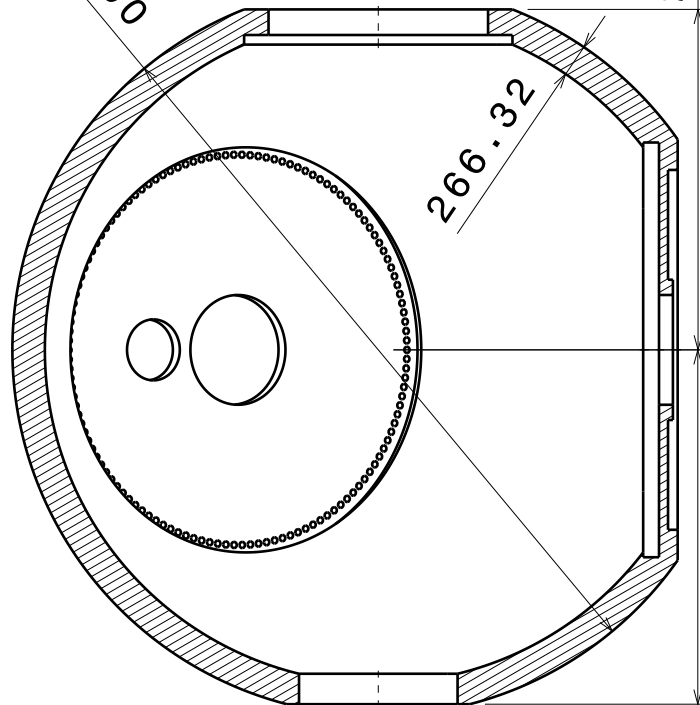
Scale: 1:10



Ø 6000

266.32

2791.06



R 1000

4.18°

Ø 45

Detail C

Scale: 1:10

2904.74