

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE MODELO DETERMINÍSTICO PARA FALLAS EN LA CAJA DE CAMBIOS DE UNA TURBINA EÓLICA OFFSHORE

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

JUAN PABLO CAÑAR MELO

juan.canar01@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. WILSON IVAN GUACHAMIN ACERO Ph.D.

wilson.guachamin@epn.edu.ec

DMQ, Febrero 2023

CERTIFICACIONES

Yo, JUAN PABLO CAÑAR MELO declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



JUAN PABLO CAÑAR MELO

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por JUAN PABLO CAÑAR MELO, bajo mi supervisión.



ING. WILSON IVAN GUACHAMIN ACERO, Ph.D.

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

JUAN PABLO CAÑAR MELO

WILSON IVAN GUACHAMIN ACERO

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mis padres y mis hermanos.

Mi Familia y amigos.

AGRADECIMIENTO

Un especial agradecimiento a mis padres, que han sido el pilar fundamental de mi carrera.

A mis hermanos, que me han acompañado en los momentos difíciles.

A todas las personas con las que he compartido todos estos años de universidad llenos de altibajos, de tristezas y alegrías. Gracias totales.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN.....	IX
ABSTRACT	X
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Objetivo general	1
1.2 Objetivos específicos.....	1
1.3 Alcance.....	1
1.4 Estado del arte	2
2 MARCO TEÓRICO	3
2.1 Componentes principales de una turbina eólica.....	3
2.2 Tipos de cajas multiplicadoras.....	5
2.2.1 Caja multiplicadora de eje paralelo.....	5
2.2.2 Caja multiplicadora de eje planetario.....	6
2.2.3 Condiciones de diseño para un sistema de engranajes planetarios.....	8
2.3 Ecuaciones de esfuerzo de la AGMA.....	10
2.4 Ecuaciones de resistencia de la AGMA	12
2.5 Transformación de torque en fuerza tangencial.....	13
3 METODOLOGÍA.....	15
3.1 Características geométricas y mecánicas.....	16
3.2 Obtención de torque característico	17
3.3 Diseño de la caja de cambios	18
3.4 Cálculo de esfuerzo de flexión.....	20
3.5.1 Carga tangencial transmitida	20
3.5.2 Factor de sobrecarga “Ko”	20
3.5.3 Factor dinámico “Kv”.....	21
3.5.4 Factor de tamaño “Ks”	22
3.5.5 Factor de distribución de la carga “Kh”	24
3.5.6 Factor de espesor del aro “K _B ”.....	26
3.5.7 Factor geométrico de resistencia a la flexión “J”	26
3.5 Cálculo del factor de seguridad para fatiga por flexión.....	27
3.5.1 Resistencia a la flexión	28
3.5.2 Factor de ciclos de esfuerzo de flexión “Y _N ”.....	29
3.5.3 Factor de temperatura “K _T ”	29
3.5.4 Factor de confiabilidad “Y _Z ”	30

3.6	Cálculo de esfuerzo de contacto superficial.....	30
3.6.1	Coeficiente elástico “ Z_E ”.....	30
3.6.2	Factor de condición superficial “ Z_R ”	31
3.6.3	Factor geométrico de resistencia superficial “ Z_I ”	31
3.7	Cálculo del factor de seguridad contra picadura	32
3.7.1	Resistencia de contacto “ Sc ”	32
3.7.2	Factor de número ciclos de contacto “ Z_N ”	33
3.7.3	Factor de relación de la dureza de resistencia a la picadura “ Z_w ”	33
4	RESULTADOS	34
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	35
5.1	Conclusiones	35
5.2	Recomendaciones.....	35
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	37
7	ANEXOS.....	38

ÍNDICE DE IMÁGENES

Figura 2.1. Esquema interno de una turbina eólica. (García, Iburguengoytia, Reyes, & Borunda, 2016)	4
Figura 2.2. Sistema de engranajes de eje paralelo. (Moya & Chagoyen, 2012).....	6
Figura 2.3. Sistema de engranajes planetarios. (Kohara Gear Industry, 2021).....	7
Figura 2.4. Condiciones de relación del tren de engranajes planetario. (Kohara Gear Industry, 2021)	8
Figura 2.5. Tipos de disposición para el sistema de engranajes planetarios. (Kohara Gear Industry, 2021)	9
Figura 2.6. Esfuerzo de flexión de un elemento en voladizo. (Budynas & Nisbett, 2008)	11
Figura 2.7. Fuerzas aerodinámicas sobre los álabes. (Layton, 2023)	13
Figura 3.1. Etapas en las que se divide el proyecto. (Fuente: propia.)	15
Figura 3.2. Diagrama de flujo de la metodología de la segunda etapa del proyecto. (Fuente: propia.)	16
Figura 3.3. Curva característica del Torque en función del viento para una turbina eólica de 5 MW. (Espinoza A. 2023).....	17
Figura 3.4. Distribución normal de los torques obtenidos por simulación. (Fuente: Propia)	18
Figura 3.5. Etapas del tren de transmisión. Fuente: propia.....	19
Figura 3.6. Factor dinámico K_v , en función del número de nivel de exactitud en la transmisión Q_v . (Budynas & Nisbett, 2008)	21
Figura 3.7. Definiciones de las distancias S y S_1 que se utilizan para evaluar C_{pm} . (Budynas & Nisbett, 2008).....	25
Figura 3.8. Factor del espesor del aro “KB”. (Budynas & Nisbett, 2008)	26
Figura 3.9. Factor geométrico “J” de engranes rectos. (Budynas & Nisbett, 2008).....	27
Figura 3.10. Resistencia a la flexión de engranes de acero nitrurado S_t . (Budynas & Nisbett, 2008)	28
Figura 3.11. Factor de ciclos de esfuerzo, Y_N . (Budynas & Nisbett, 2008)	29
Figura 4.1. Modelado de los engranajes que componen la caja de cambios. (Fuente: propia)	34

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Propiedades de referencia para una turbina eólica de 5 MW elegidas por la NREL. (Jonkman, Butterfield, Musial, & Scott, 2009)	16
Tabla 3.2. Valor conservativo de torque. (Fuente: Propia)	18
Tabla 3.3. Características geométricas de los engranajes usados en el proyecto. Fuente: propia.	19
Tabla 3.4. Factores de sobrecarga “Ko”. (Budynas & Nisbett, 2008).....	21
Tabla 3.5. Valores del factor de forma de Lewis. (Budynas & Nisbett, 2008).....	23
Tabla 3.6. Constantes empíricas de la ecuación (21), ancho de cara F en pulgadas. (Budynas & Nisbett, 2008).....	25
Tabla 3.7. Temperatura nominal que se emplea en la nitruración y durezas que se obtienen. (Budynas & Nisbett, 2008)	28
Tabla 3.8. Valor de resistencia de contacto, Sc. (Budynas & Nisbett, 2008)	32
Tabla 4.1. Esfuerzos y factores de seguridad de cada engranaje. (Fuente: propia)	34

RESUMEN

En el presente Trabajo se enfoca en el diseño de la caja de cambios de una turbina eólica offshore de 5 MW, misma que debe alcanzar una vida útil de al menos 20 años, lo que se considera vida infinita. El diseño de los engranajes parte del estudio de los tipos de transmisión que componen un aerogenerador, a partir de esto se suponen tres etapas (planetario, paralelo, paralelo) y para cada una de estas se realiza un proceso iterativo hasta cumplir con las condiciones y requisitos que permiten alcanzar la relación de transmisión promedio. Los esfuerzos que actúan sobre los elementos diseñados se obtienen a partir de un torque, que generan los alabes. Se considera un valor característico igual a la media más una desviación estándar. Después se diseñan los engranajes usando las ecuaciones de la AGMA, con la finalidad de dimensionar estos componentes mecánicos. Finalmente se comprueba su vida útil con los factores de seguridad.

PALABRAS CLAVE: Aerogenerador, AGMA, Torque, Fatiga, Planetario, Vida infinita.

ABSTRACT

This Work deals with the design of a gearbox for a 5 MW offshore wind turbine, with a service life of 20 years, which is considered infinite life. This study starts reviewing the various types of transmission that uses a wind turbine. Three stages are assumed (planetary, parallel, parallel) and for each of this an iterative process is performed until the conditions and requirements that allow reaching an average transmission ratio is used. The stresses that act on the designed elements are obtained from the torque on the blades. A characteristic value equal to the mean plus one standard deviation is considered. Then the gears are designed using the AGMA equations, with the purpose of dimensioning these mechanical components. Finally, their service life is checked with safety factors.

KEYWORDS: Wind turbine, AGMA, Torque, Fatigue, Planetary, Infinite life.

1 INTRODUCCIÓN

Este trabajo comprende el diseño de la caja de cambios de una turbina eólica offshore de 5MW, cuya función principal es transformar energía mecánica generada por el viento a energía eléctrica. La transformación de energía inicia con el giro del eje del rotor a bajas, comúnmente a 15 rpm. Estas velocidades deben ser incrementadas para el eje del generador. Por esta razón se propone un diseño de tres etapas para alcanzar una velocidad de salida de 1800 rpm. Los elementos mecánicos que componen el tren de transmisión deben soportar cargas cíclicas durante al menos 20 años. Para comprobarlo se hace uso de las ecuaciones de la AGMA.

1.1 Objetivo general

Diseñar un modelo determinístico para fallas en la caja de cambios de una turbina eólica offshore.

1.2 Objetivos específicos

1. Recopilar información de las principales características físicas de las turbinas eólicas existentes, así como sus condiciones de funcionamiento para proponer un diseño de tren de transmisión.
2. Seleccionar una caja de engranajes existente o diseñar una de diferentes etapas, con el fin de que pueda soportar vida a fatiga.
3. Desarrollo de un modelo numérico mediante Matlab para determinar los principales esfuerzos en los engranajes.
4. Determinar los factores de seguridad de todos los esfuerzos para realizar una comparación directa entre sí y determinar si existe riesgo de falla en el diseño.

1.3 Alcance

El presente proyecto se enfoca en el diseño mecánico de una caja de cambios ante mecanismos de falla por fatiga superficial o fatiga por flexión. Es importante aclarar que dentro de la metodología no se incluye el diseño de los ejes donde se ubican los engranes diseñados.

La metodología del proyecto se divide en dos partes, la primera que se enfocará en la obtención del torque que se produce en rotor por la acción del viento sobre las aspas, esto se logra mediante simulación en el software QBlade. A partir del programa mencionado se

obtienen curvas características del torque generado en función del viento (Espinoza A. 2023). Para la segunda etapa del proyecto, misma que se describe en este documento, se diseña un modelo numérico en el software Matlab con las ecuaciones de la AGMA. Esto se hace con el fin de automatizar el cálculo.

1.4 Estado del arte

Desde la antigüedad, la fuerza del viento ha sido ampliamente utilizado para el beneficio de la humanidad, desde movilizar barcos de vela hasta molinos de viento. A lo largo del tiempo su uso se ha ido potenciando y tomando relevancia en los sectores de la producción de energía eléctrica gracias al ser considerada energía limpia y renovable, todo esto se debe al Protocolo de Kyoto, en donde se exhorta a varios países a buscar alternativas para la reducción de gases de efecto invernadero. (Pérez, 2009)

Los primeros usos que el ser humano le ha dado a la fuerza de viento, se registran en el antiguo Egipto para navegar por los ríos durante el milenio IV o V a.C. Otras civilizaciones también usaban este tipo de transportes, lo que dio paso a un gran desarrollo comercial. Con el paso del tiempo y los conocimientos adquiridos, el hombre desarrollo el que se conoce como molino de viento. Su origen se percibe en el territorio greco-romano, donde se usa el mismo principio que la rueda. De varios textos se le puede atribuir a idea de una máquina neumática a Heron de Alejandría. Durante el siglo II funcionó esta máquina denominada como "Aneurion". A pesar de su gran diseño, no se registra un desarrollo significativo en el uso de la energía eólica en el territorio griego. La principal razón es que los griegos designaban el uso de las fuerzas de la naturaleza exclusivamente a los dioses.

Existe otro vestigio de un molino de viento proveniente del mundo oriental, específicamente en la zona del Tibet y Mongolia. El uso que se le daba durante los siglos VI y IX era netamente religioso y lo denominaban "molino de oración". Al seguir la línea temporal se describe un molino de viento de eje vertical. Este consta de hasta 8 álabes construidos por caña o madera y se origina en el territorio persa, durante el siglo XIII. Los primeros rastros de molinos de viento en Europa datan del siglo XII, originados en Inglaterra y Francia. Durante el siglo XVIII se desarrollo la cola del molino en territorio holandés. Este elemento adicional permitía posicionar al rotor de forma perpendicular al viento. En 1892, el danés Poul La Cour diseño un proyecto que daría paso a los aerogeneradores actuales, su capacidad para producir energía eléctrica era de hasta 25 kW. Después de la Primera Guerra Mundial, se expandió rápidamente el uso de la energía eólica, debido a las dificultades para la importación de petróleo. A finales de la década de 1950, se construyó una turbina eólica capaz de producir hasta 200 kW. Su diseño era de álabes huecos para

que, al salir el aire por un extremo se produzca el accionar el rotor. Finalmente, la crisis del petróleo en 1973 permitió darle un mayor protagonismo a la energía eólica hasta hoy en día.

La energía eólica se presenta actualmente como una de las alternativas más sustentables para los países, que como consecuencia de su producción de electricidad emiten gases contaminantes a la atmosfera, puedan dar el paso hacia el uso de energías limpias. Los aerogeneradores utilizados normalmente suelen estar agrupados en parques eólicos. La aplicación de las turbinas eólicas a lo largo del mundo se puede dividir en onshore, mismas que representan un alto porcentaje de las unidades disponibles, y las turbinas offshore, poco comunes debido a las condiciones adversas en las que se encuentran, lo que hace que disminuya su tiempo de vida útil, especialmente en los componentes más importantes que componen el tren de transmisión. Con base a lo anterior mencionado, el presente proyecto se enfocará en el diseño de un modelo numérico que permita determinar las posibles fallas, ya sea por fatiga superficial o fallo a flexión, mediante la recopilación de datos y características de los aerogeneradores existentes en la industria.

2 MARCO TEÓRICO

El presente capítulo abarca una breve descripción acerca de los elementos principales que componen una turbina eólica. Posteriormente se profundiza en los tipos de cajas de cambios y sus condiciones de diseño. A continuación, se identifican las ecuaciones de la AGMA necesarias para comprobar el diseño a fatiga, además de conocer cómo se obtienen los factores utilizados en el cálculo. Finalmente, se describe cómo se transforma el torque que actúa en el eje solar en fuerza tangencial en los dientes.

2.1 Componentes principales de una turbina eólica

Las turbinas eólicas generan energía eléctrica de baja tensión gracias a la acción del viento sobre los álabes, mismos que giran el rotor donde se encuentran ubicadas. El rotor, soportado por rodamientos, transmite el movimiento hacia el eje principal que se conecta con la caja multiplicadora. Esta aumenta la velocidad de salida hasta un número de revoluciones requerido para conectarse al generador. Este elemento convierte la energía mecánica es energía eléctrica para transportarla hacia una subestación. Esta elevará la tensión antes de distribuirla. Para optimizar el trabajo del aerogenerador, este cuenta con un mástil meteorológico. Este determina la dirección del viento, lo que permite al sistema de orientación, ubicar el rotor de la mejor manera. (Pérez, 2009) Todas las partes mencionadas se pueden identificar en la figura 2.1.

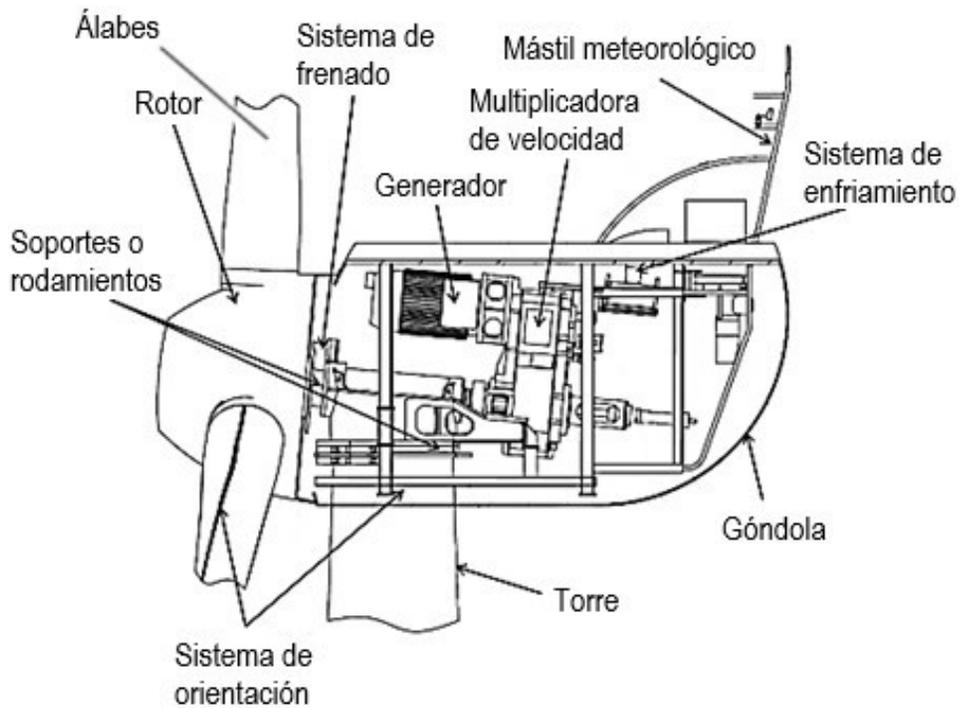


Figura 2.1. Esquema interno de una turbina eólica. (García, Ibarquengoytia, Reyes, & Borunda, 2016)

- **Rotor:** Elemento rotatorio principal que se mueve por la acción del viento sobre sus tres aspas y se conecta al eje principal.
- **Soportes o rodamientos:** Soportan principalmente el eje y rotor, mismos que son monitoreados por su temperatura.
- **Sistema de orientación:** Este sistema permite a los aerogeneradores posicionar al rotor de manera perpendicular al viento, según los datos registrados.
- **Sistema de enfriamiento:** Permite controlar la temperatura de funcionamiento de los componentes internos.
- **Sistema de frenado:** Bloquea la rotación del rotor en caso de mantenimiento o velocidades de viento excesivas.
- **Mástil meteorológico:** Permite medir la velocidad y dirección de viento de manera precisa, cuenta con anemómetros y veletas.
- **Generador:** Convierte la energía mecánica transmitida de la caja multiplicadora en energía eléctrica.

- **Multiplicadora de velocidad:** Aumenta la velocidad de rotación requerida para el eje que se conecta al generador. Generalmente, el eje del generador puede rotar hasta aproximadamente 1800 rpm.
- **Góndola:** Soporta todos los elementos anteriormente mencionados. Se monitorea constantemente en busca de temperaturas y vibraciones anormales.
- **Álabes:** Capturan la energía cinética del viento para transmitir el movimiento a los ejes.

2.2 Tipos de cajas multiplicadoras

La caja multiplicadora tiene una gran relevancia dentro de todo es sistema de transmisión de los aerogeneradores, ya que permiten alcanzar velocidades de rotación elevadas para el funcionamiento óptimo del generador. Todo el conjunto de engranajes está diseñado de tal forma que convierte el torque del rotor en un mayor número de revoluciones. La caja de velocidades tiene normalmente de 3 o 4 etapas.

Existe otra alternativa de transmisión conocida como Direct Drive, que consiste en conectar directamente el eje del generador con el de la turbina, por lo que es posible descartar el uso de una caja multiplicadora. Para esto es necesario la instalación de generadores multipolares. Este tipo de sistemas poseen ciertas ventajas con respecto a la transmisión convencional, principalmente el de reducir drásticamente las fallas y con ello los tiempos y costos de mantenimiento. Sin embargo, su mayor desventaja es el peso que conlleva este tipo de generadores, por lo que las solicitaciones estructurares representarían un gran desafío, ya que no sería posible la construcción de turbinas eólicas que posean grandes dimensiones debido a la complicación que implica controlar adecuadamente la inercia del rotor cuando se alcanzan velocidades realmente altas. A partir de lo ya mencionado, se llega a la conclusión que es más práctico la implementación de una caja multiplicadora. Esta se divide en dos tipos que son utilizados en la industria de los aerogeneradores. (Rodríguez, 2018)

2.2.1 Caja multiplicadora de eje paralelo

Es de los sistemas de transmisión más conocidos, que como su nombre lo indica, cuentan con dos ejes paralelos (entrada y salida) cuyos engranajes permiten una relación de transmisión máxima de 1:5. Al ser una caja multiplicadora, el engranaje conductor es de mayor tamaño que el engranaje conducido (Figura 2.2).

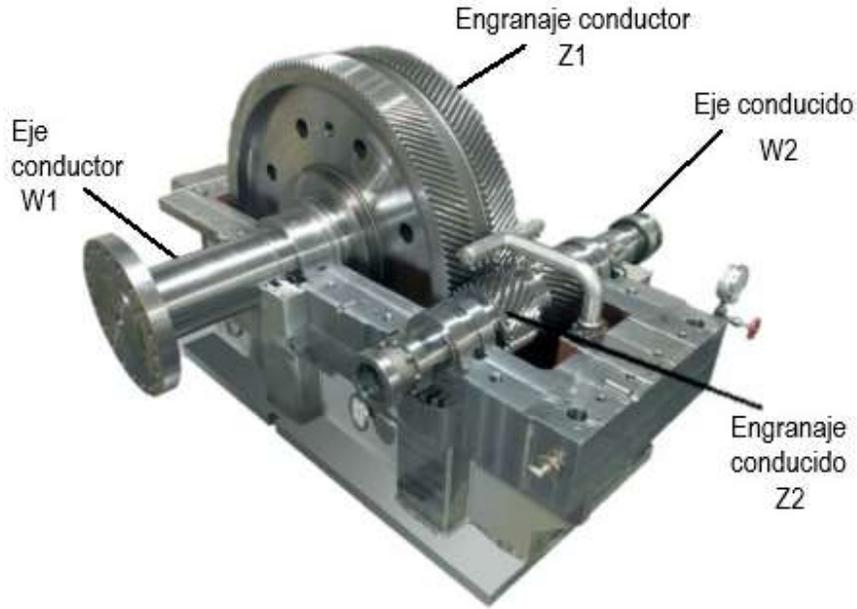


Figura 2.2. Sistema de engranajes de eje paralelo. (Moya & Chagoyen, 2012)

El cálculo de su relación de transmisión (1) es muy sencillo:

$$i = \frac{Z1}{Z2} = \frac{\omega2}{\omega1} \quad (1)$$

Donde:

Z1= Número de dientes del engranaje conductor.

Z2=Número de dientes del engranaje conducido.

$\omega1$ =Velocidad angular del eje conductor.

$\omega2$ = Velocidad angular del eje conducido.

2.2.2 Caja multiplicadora de eje planetario

También conocidos como engranajes epicíclicos, normalmente utilizados en la industria de los vehículos eléctricos, están constituidos por dos conjuntos de engranajes de tal forma que el primero de estos (planetarios) gire alrededor del centro del otro (solar), los engranajes planetarios están soportados por un portador que los permite rotar sin resbalar, también están delimitados por un engranaje de anillo como se muestra en la Figura 3. Este sistema tiene una mayor relación de transmisión en comparación al de eje paralelo, de un máximo de 1:12, además de ocupar un menor espacio. Los cuatro componentes del sistema planetario cuentan con una función específica. (Kohara Gear Industry, 2021)

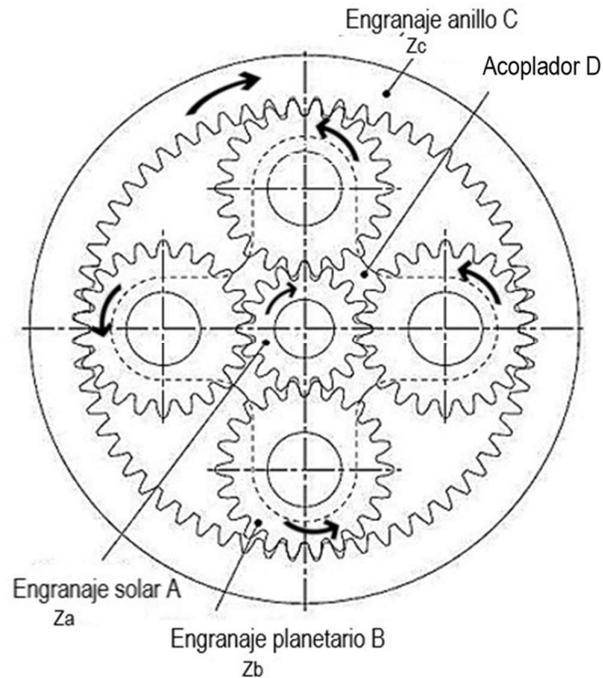


Figura 2.3. Sistema de engranajes planetarios. (Kohara Gear Industry, 2021)

- **Engranaje Solar A**

Este engranaje es el encargado de promover la rotación de los engranajes planetarios a su alrededor, a través de los cuales permite accionar el engranaje de anillo.

- **Engranajes planetarios B**

Su función principal es la de modificar la velocidad y el torque que se transmite entre el eje de entrada y el de salida

- **Engranaje de anillo C**

Su sentido de rotación es el mismo que el del engranaje solar (Figura 2.3.). Su carga es distribuida por todos los engranajes planetarios para permitir el movimiento del anillo exterior.

- **Acoplador planetario D**

Su función es la de soportar los engranajes planetarios para que estos puedan rotar sin resbalar. Su sentido de giro es opuesto al del engranaje solar (Figura 2.3.).

2.2.3 Condiciones de diseño para un sistema de engranajes planetarios

Para poder diseñar un sistema de engranajes planetario completamente funcional, se debe considerar que existen ecuaciones que determinan las condiciones geométricas (Figura 2.4). Existen tres condiciones, las cuales se deben cumplir sin excepción.

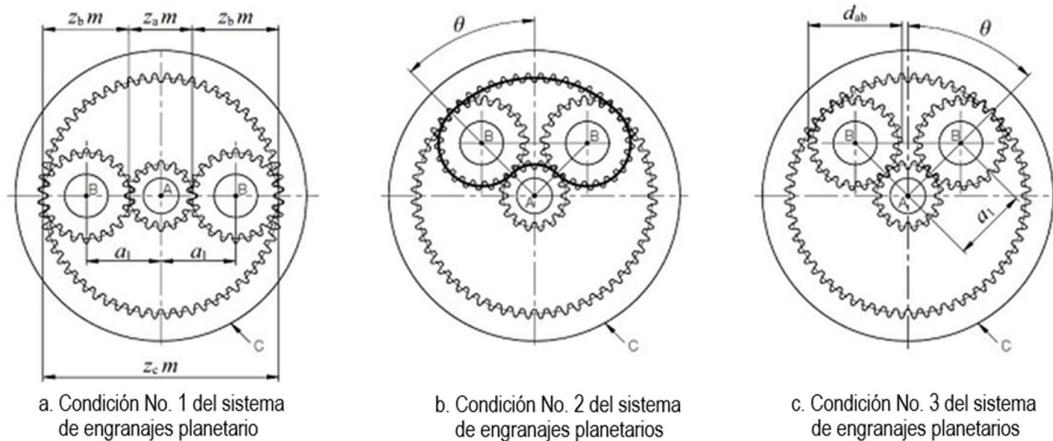


Figura 2.4. Condiciones de relación del tren de engranajes planetario. (Kohara Gear Industry, 2021)

- **Condición 1**

Esta condición es muy necesaria para lograr que coincidan las distancias centrales de los engranajes solar (A) y planetario (B). Dentro de esta condición se debe aclarar que todos los elementos deben tener el mismo módulo (m), para que no exista interferencia entre los dientes. Se puede observar en la Figura 2.4.a.

$$Z_c = Z_a + 2 * Z_b \quad (2)$$

Donde

Z_a=Número de dientes del engranaje solar.

Z_b=Número de dientes del engranaje planetario.

Z_c=Número de dientes del engranaje anillo.

- **Condición 2**

Esta condición permite distribuir a los engranajes planetarios alrededor del engranaje solar de manera uniformemente espaciada (4). En el caso de que el

diseño no contemple una distribución uniforme, como muestra la Figura 4.b., la ecuación (5) debe cumplirse.

$$\frac{Za+Zc}{N} = \text{Entero} \quad (4)$$

$$\frac{(Za+Zc)\theta}{180} = \text{Entero} \quad (5)$$

Donde

Θ = Mitad del ángulo entre engranajes planetarios adyacentes ($^{\circ}$)

- **Condición 3**

Para que los engranajes planetarios adyacentes no interfieran el uno al otro se debe cumplir la condición (6). Esta condición permite el diseño estándar con la misma colocación de engranajes planetarios. Para otro diseño, satisfacer la ecuación (7).

$$Zb + 2 < (Za + Zb) \sin\left(\frac{180^{\circ}}{N}\right) \quad (6)$$

Donde:

d_{ab} =Diámetro de la punta de los engranajes planetarios

a_1 =Distancia central entre el engranaje solar (A) y los engranajes planetarios (B)

2.2.4 Tipos de disposición para el sistema de engranajes planetarios

Para el sistema de engranajes planetarios, existen tres tipos de disposiciones (Figura 2.5.) para transmitir el movimiento, para cada uno de estos existirá una diferencia en el sentido de giro y la relación de transmisión final, esto dependerá de cual de todos los miembros es fijo.

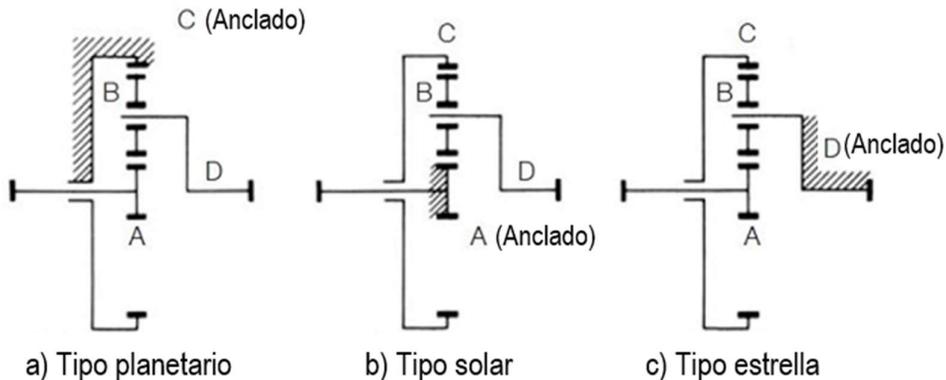


Figura 2.5. Tipos de disposición para el sistema de engranajes planetarios. (Kohara Gear Industry, 2021)

El primer tipo de transmisión es el planetario, que se muestra en la Figura 2.5.a. Donde el engranaje anillo es elemento fijo, por lo tanto, la entrada se da por el engranaje solar (A) y la salida por el acoplador de los engranajes planetarios (D). El sentido de giro del eje de entrada y de salida es el mismo. (Kohara Gear Industry, 2021) Su principal ventaja es que se logra una mayor relación de transmisión que los otros tipos, la cual se rige a la siguiente ecuación:

$$\text{Relación de transmisión de tipo planetario} = \frac{1 + \frac{Z_a}{Z_c}}{\frac{Z_a}{Z_c}} = \frac{Z_c}{Z_a} + 1 \quad (7)$$

La Figura 2.5.b muestra el tipo de disposición solar. El engranaje con el mismo nombre que se encuentra fijo, por lo que la entrada de movimiento es por el engranaje anillo (B) y la salida por el soporte de los engranajes planetarios (D). Al igual que en caso anterior, los ejes de entrada y salida giran en el mismo sentido. Su principal desventaja es que tiene una relación de transmisión menor que los otros tipos. (Kohara Gear Industry, 2021) Esta se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Relación de transmisión de tipo solar} = \frac{\frac{Z_a}{Z_c} - 1}{-1} = \frac{Z_a}{Z_c} + 1 \quad (8)$$

Finalmente se tiene el tipo de transmisión estrella, donde los engranajes planetarios giran sobre sus propios ejes ya que su base está fija. Tiene como entrada el engranaje solar y como salida el engranaje anillo. La principal característica de esta transmisión, es que pierde la propiedad del sistema planetario, que es la de mantener el mismo sentido de giro. Esto convierte al tipo estrella en un tren de engranajes ordinario. (Kohara Gear Industry, 2021) Su relación de transmisión es la siguiente:

$$\text{Relación de transmisión de tipo estrella} = -\frac{Z_c}{Z_a} \quad (9)$$

2.3 Ecuaciones de esfuerzo de la AGMA

La American Gear Manufacturers Association (AGMA) propone dos ecuaciones esenciales para determinar los esfuerzos de flexión (σ) y esfuerzo de contacto superficial (σ_c).

El esfuerzo de flexión se genera por la acción de una carga flexionante a un elemento en voladizo (Figura 2.6.), que se describe en la ecuación de flexión de Lewis (ecuación 10).

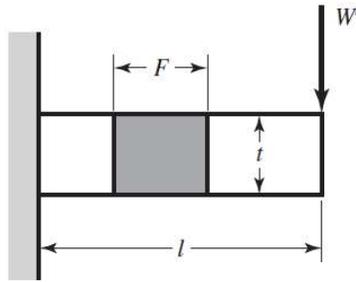


Figura 2.6. Esfuerzo de flexión de un elemento en voladizo. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$\sigma = \frac{6W^t l}{Ft^2} \quad (10)$$

Donde:

F: Ancho de cara.

W^t : Carga flexionante.

l: Longitud.

t: Espesor.

Para el caso de la acción de una carga de un engranaje sobre otro, se deriva la ecuación fundamental de esfuerzo de flexión (11), a partir de la ecuación de Lewis. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$\sigma = \begin{cases} W^t K_o K_v K_s \left(\frac{P_d}{F}\right) \left(\frac{K_m K_B}{J}\right) & (\text{Unidades habituales en Estados Unidos}) \\ W^t K_o K_v K_s \left(\frac{1}{bm_t}\right) \left(\frac{K_H K_B}{Y_J}\right) & (\text{Unidades SI}) \end{cases} \quad (11)$$

Donde:

σ es el esfuerzo de flexión (N/mm²).

W^t es la carga tangencial transmitida, en lbf (N); Magnitud de la carga transmitida.

K_o es el factor de sobrecarga.

K_v es el factor dinámico; Aumento dinámico de la carga transmitida.

K_s es el factor de tamaño.

P_d es el paso diametral transversal.

F(b) es el ancho de la cara del elemento más angosto, en pulg (mm).

K_m (K_H) es el factor de distribución de carga a lo largo de los dientes.

K_B es el factor del espesor del aro; soporte del aro del diente.

$J (Y_J)$ es el factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f); Factor de forma de Lewis.

(m_t) es el módulo métrico transversal.

El esfuerzo de contacto trata acerca del efecto de las cargas de contacto mecánico. La ecuación fundamental es la siguiente:

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \left(\frac{K_m}{d_p F}\right) \left(\frac{C_f}{I}\right)} & \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)} \\ Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \left(\frac{K_H}{d_w l b}\right) \left(\frac{Z_R}{Z_I}\right)} & \text{(Unidades SI)} \end{cases} \quad (12)$$

De esta ecuación ya se conocen los datos W^t , K_o , K_v , K_s , K_m , F y b , los términos por conocer son:

σ_c esfuerzo de contacto.

$C_p (Z_E)$ es un coeficiente elástico $(\text{lbf/pulg}^2)^{1/2} ((\text{N/mm}^2)^{1/2})$.

$C_f (Z_R)$ es el factor de condición superficial.

$D_p (d_w)$ es el diámetro de paso del piñón, en (mm).

$I (Z_I)$ es el factor geométrico de resistencia a la picadura.

2.4 Ecuaciones de resistencia de la AGMA

Para identificar el esfuerzo permisible se usa la denominación σ_{perm} para esfuerzos de flexión y esfuerzos de contacto mecánico. Esto se determina mediante las ecuaciones (13) y (14). (Budynas & Nisbett, 2008)

$$\sigma_{perm} = \begin{cases} \left(\frac{S_t}{S_F}\right) \left(\frac{Y_N}{K_T K_R}\right) & \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)} \\ \left(\frac{S_t}{S_F}\right) \left(\frac{Y_N}{Y_\theta Y_z}\right) & \text{(Unidades SI)} \end{cases} \quad (13)$$

Donde:

σ_{perm} esfuerzo permisible de flexión.

S_t es la resistencia a la flexión.

Y_N es el factor de ciclos de esfuerzo de flexión.

$K_T (Y_\theta)$ son los factores de temperatura.

$K_R (Y_z)$ son los factores de confiabilidad.

S_F es el factor de seguridad AGMA.

$$\sigma_{c,perm} = \begin{cases} \left(\frac{S_c}{S_H} \right) \left(\frac{Z_N C_H}{K_T K_R} \right) & (\text{Unidades habituales en Estados Unidos}) \\ \left(\frac{S_c}{S_H} \right) \left(\frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_z} \right) & (\text{Unidades SI}) \end{cases} \quad (14)$$

Donde:

$\sigma_{perm,c}$ esfuerzo permisible de contacto mecánico

S_c es la resistencia al contacto mecánico, lbf/pulg² (N/mm²).

Z_N es el factor de vida de ciclos de esfuerzo.

K_T (Y_θ) son los factores de temperatura.

K_R (Y_z) son los factores de confiabilidad.

S_H es el factor de seguridad de la AGMA.

2.5 Transformación de torque en fuerza tangencial

Para que las turbinas eólicas puedan funcionar se aprovecha la velocidad del viento. Su acción sobre los álabes genera dos fuerzas aerodinámicas, como se muestra en la Figura 2.7. La primera fuerza es la de empuje (lift), cuya dirección es perpendicular al flujo del viento. La segunda es la fuerza de arrastre (drag), que fluye en el mismo sentido que el viento. La combinación de estas dos fuerzas genera el torque que mueve al rotor.

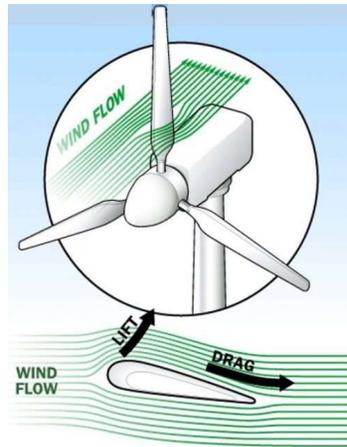


Figura 2.7. Fuerzas aerodinámicas sobre los álabes. (Layton, 2023)

El perfil del álabes se compone de una parte plana y una redondeada. Cuando el aire fluye por la superficie lisa, lo hace con mayor velocidad que en su contraparte. Esto genera una diferencia de presiones que es más notoria en la parte plana, lo que genera el empuje al

álabe. Esto es conocido como el Efecto Venturi, capaz de producir el fenómeno de sustentación. Lo que permite volar a los aviones y rotar las aspas del aerogenerador. (Layton, 2023)

El torque que mueve al rotor se transmite por el eje principal hacia la caja multiplicadora. Para determinar los esfuerzos de cada engranaje se debe hacer una conversión del torque a una carga tangencial. Esto se logra con la siguiente ecuación:

$$W_t = \frac{T}{r_p} \quad (15)$$

Donde

W_t es la carga tangencial (N).

T es el torque (Nm).

r_p es el radio de paso (m).

Para el presente proyecto se usará un torque característico, mismo que se determina en el siguiente capítulo.

3 METODOLOGÍA

La metodología de todo el proyecto se divide en dos etapas, como se muestra en la Figura 3.1. Esta describe a grandes rasgos, cual es la metodología que se sigue para obtener los resultados en cada una de las etapas.

La primera etapa se centra en la obtención de los torques de los álabes, esto se produce por la acción del viento sobre las misma. La información anterior depende de la velocidad del viento, ya que existe una velocidad mínima y máxima de funcionamiento. A partir estas, se obtienen los torques límites para asumir un valor conservativo. Esto representa las fluctuaciones del viento a través del tiempo. Se eligió la turbina eólica de 5MW porque la National Renewable Energy Laboratory (NREL) lo recomienda para estudios de turbinas offshore (Espinoza A. 2023).

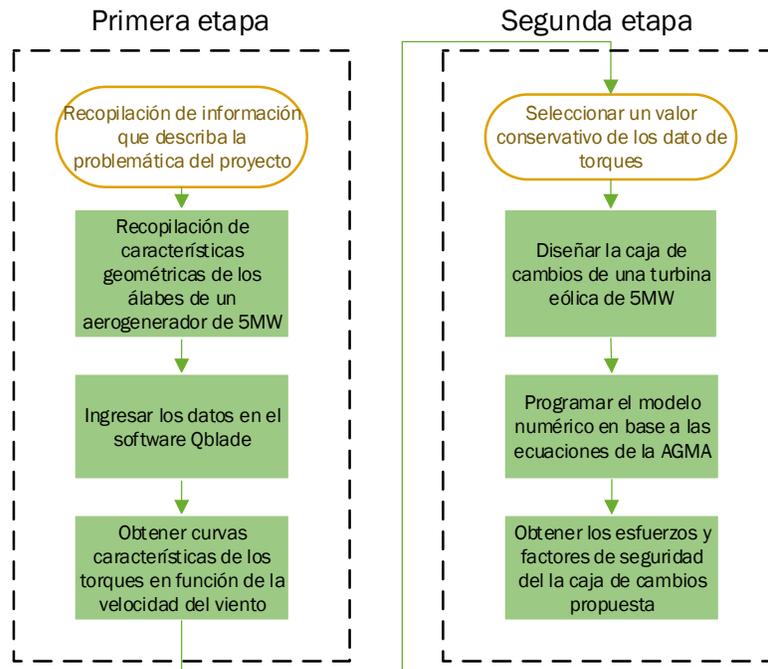


Figura 3.1. Etapas en las que se divide el proyecto. (Fuente: propia.)

La segunda parte del proyecto se enfoca en el diseño de una caja de cambios de una turbina eólica offshore, misma que debe soportar cargas cíclicas. La metodología que se describe en el presente documento, sigue los paso que se muestran en la Figura 3.2. Esta se divide en procesos y sub procesos (rectángulos), toma de decisiones (rombos), obtención de resultados (trapecio).

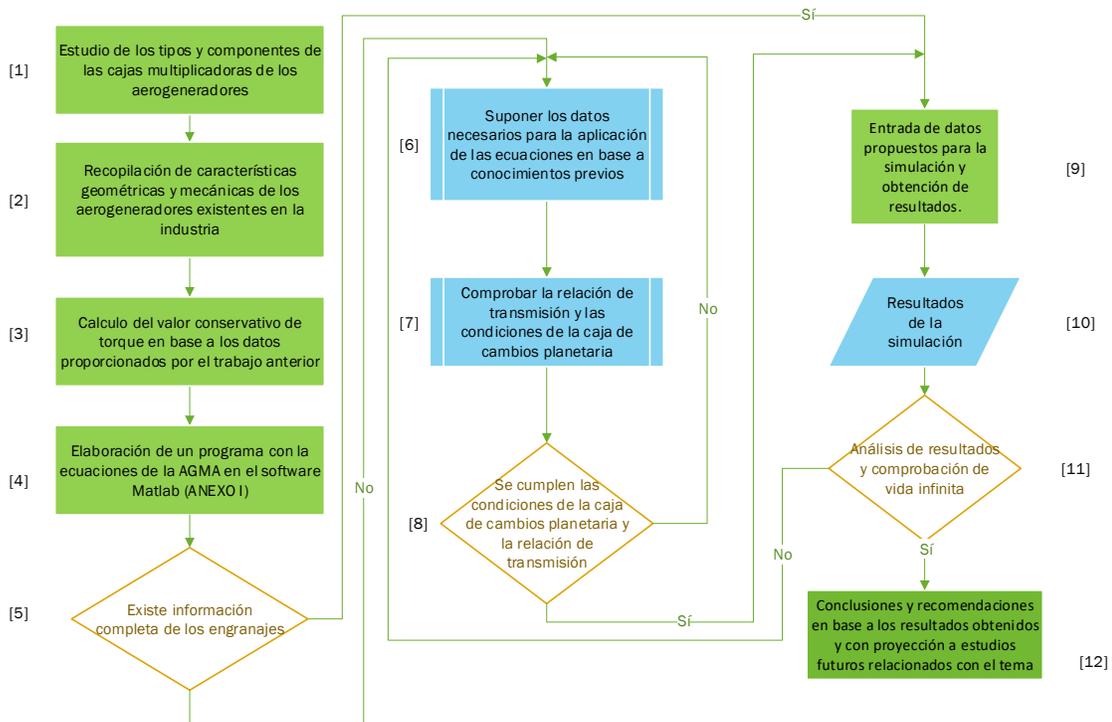


Figura 3.2. Diagrama de flujo de la metodología de la segunda etapa del proyecto. (Fuente: propia.)

3.1 Características geométricas y mecánicas

Para proponer un diseño de caja multiplicadora para una turbina eólica offshore, se debe conocer primero sus características y condiciones de funcionamiento. Estas son propuestas por la NREL como se muestra en la Tabla 3.1. Se resume la velocidad a la que funciona el rotor y las dimensiones recomendadas de la góndola.

Tabla 3.1. Propiedades de referencia para una turbina eólica de 5 MW elegidas por la NREL. (Jonkman, Butterfield, Musial, & Scott, 2009)

Tipo	5 MW
Orientación de rotor, Configuración	Contra el viento, 3 álabes
Control	Velocidad variable, Paso colectivo
Tren motriz	Alta velocidad, caja de cambios de múltiples etapas
Rotor, Diámetro del cubo	126 m, 3 m
Altura del cubo	90 m
Velocidad de arranque, Velocidad nominal, Velocidad de corte del viento	3 m/s, 11.4 m/s, 25 m/s
Velocidad de arranque, Velocidad nominal del rotor	6.9 rpm, 12.1 rpm
Velocidad nominal de la punta	80 m/s
Voladizo, Inclinación del eje, Precono	5 m, 5°, 2.5°
Masa del rotor	110000 kg
Masa de la góndola	240000 kg
Masa de la torre	347460 kg
Ubicación de coordenadas del CM general	(-0.2 m, 0.0 m, 64.0 m)

La información presentada en la tabla anterior requiere información adicional. Esta es la velocidad de salida del tren de transmisión, que es de 1800 rpm para 60Hz (Javired, 2022). Además, se propone el uso de un acero nitrurado grado 3 para la construcción de los engranajes.

3.2 Obtención de torque característico

La acción del viento sobre los álabes de la turbina genera un torque. A medida que la velocidad del viento incrementa, el torque aumenta su valor. Como se puede observar en la Figura 3.3. el torque no crece de manera infinita. Al llegar a una cierta velocidad del viento, las turbinas eólicas están diseñadas para detenerse. De igual forma, es necesario una velocidad mínima del viento para iniciar su funcionamiento.

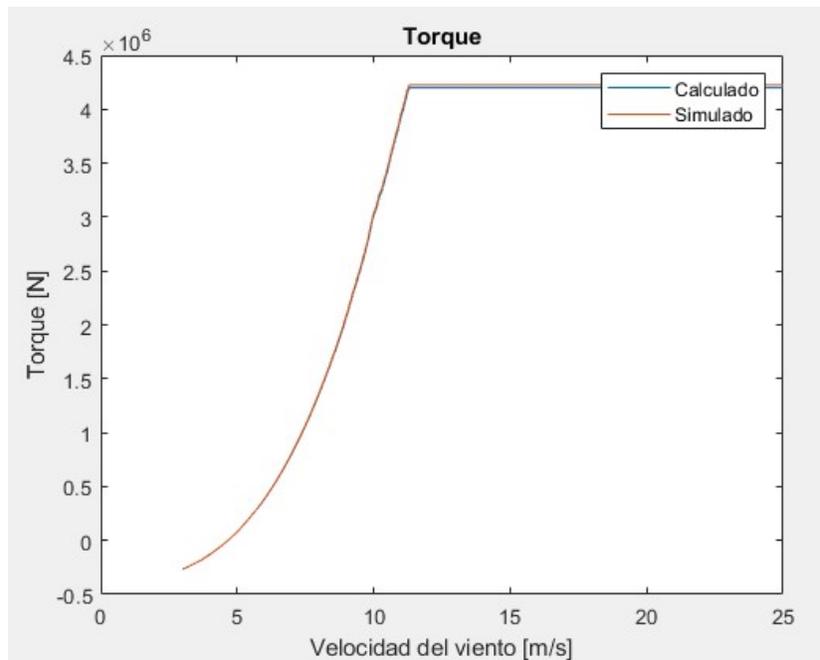


Figura 3.3. Curva característica del Torque en función del viento para una turbina eólica de 5 MW. (Espinoza A. 2023)

Los valores de los torques obtenidos a partir de la simulación se los puede observar en el ANEXO II. Con todos los datos presentados, a priori, se propone un valor de torque conservativo inicial. Este se obtiene de la suma de la media más una desviación estándar (Tabla 3.2.). Para obtener este resultado se utilizó los comandos de Excel: “PROMEDIO” y “DESVEST”, para el cálculo de la media y la desviación estándar respectivamente.

Tabla 3.2. Valor conservativo de torque. (Fuente: Propia)

Media	Desviación Estándar	Valor conservativo inicial
1285193,97	1356146,749	2641340,72

Para ser más objetivo el diseño, se considera que valor conservativo inicial es excesivamente alto. Por lo tanto, se procede a obtener una curva Gaussiana en base a los datos obtenidos de la simulación y los datos de la Tabla 3.2. La Figura 3.4. muestra la distribución normal, misma que es obtuvo con el comando "DISTR.NORM.N" de Excel.

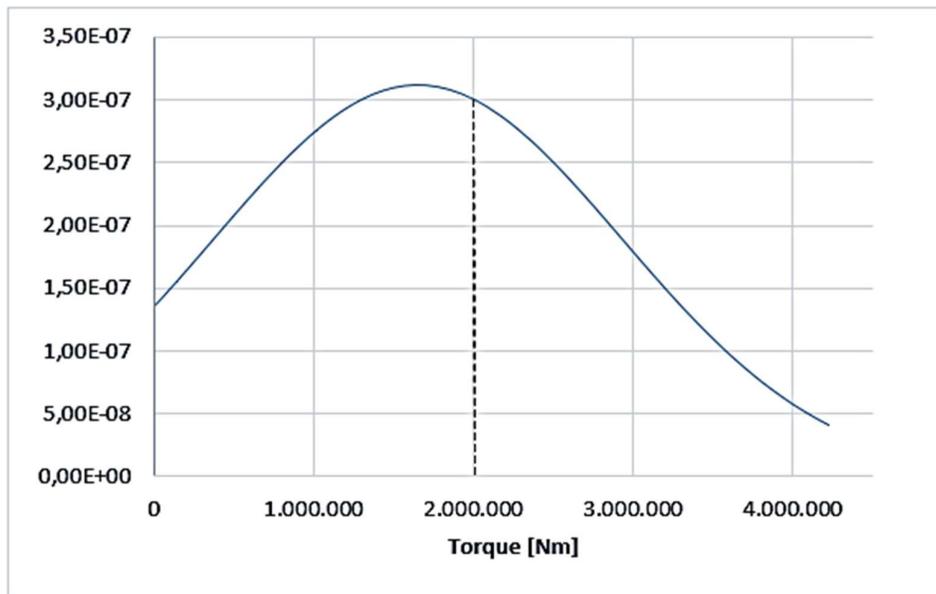


Figura 3.4. Distribución normal de los torques obtenidos por simulación. (Fuente: Propia)

La línea entrecortada que se interseca con la curva muestra un valor característico adecuado, ya que este no es significativamente alto y representa las fluctuaciones del viento en el tiempo. Por lo que, para el diseño conservativo se define el valor característico final de $T_c=2000000$ [Nm]. Esto se plantea con el objetivo de presentar un diseño con dimensiones viables para su construcción.

3.3 Diseño de la caja de cambios

Para todo el tren de transmisión se propone un diseño de tres etapas, la disposición de cada engranaje se puede observar en la Figura 3.5. La primera etapa es un sistema planetario con relación de transmisión $i_1=6$ (Figura 3.5.a). La segunda etapa consta de un sistema de ejes paralelos, con relación de transmisión $i_2=4$ (Figura 3.5.b) y la tercera etapa,

de ejes paralelos, pero con dientes helicoidales y una relación de transmisión de $i_3=5$ (Figura 3.5.c). Los círculos con números dentro de la imagen representan el nombre de cada engranaje. Estos se encuentran en la tabla 3.3. Los diámetros mostrados son externos.

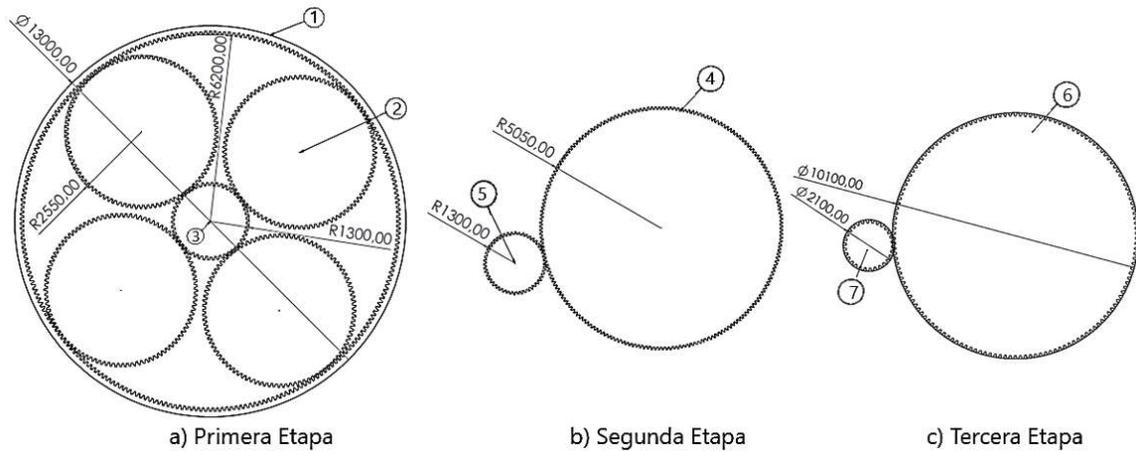


Figura 3.5. Etapas del tren de transmisión. Fuente: propia.

Para el diseño de la primera etapa se empezó dimensionando el engranaje anillo. Se delimitó el diámetro exterior a 3 metros, como lo recomienda la NREL en la tabla 3.1. Un ancho de cara 1016 mm y un módulo de 50 mm. El modelo numérico programado en Matlab (ANEXO I) permitió comprobar el diseño inicial. Debido a que los factores de seguridad eran significativamente bajos, se concluyó que las dimensiones eran muy pequeñas. De manera iterativa se definió un diámetro externo de 13000 mm para el engranaje anillo.

Tabla 3.3. Características geométricas de los engranajes usados en el proyecto. Fuente: propia.

Etapa	No.	Engranaje	Número de dientes	Diámetro de paso [mm]	Módulo [mm]	Ancho de cara [mm]
Primera (planetario)	1	Anillo	250	12500	50	1016
	2	Planetario	100	5000		
	3	Solar	50	2500		
Segunda (paralelo)	4	Conductor	200	10000		
	5	Conducido	50	2500		
Tercera (paralelo helicoidal)	6	Conductor	200	10000		
	7	Conducido	40	2000		

Para el diseño de los demás elementos de esta primera etapa, se hizo uso de un código de Matlab. Se ingresó las tres condiciones que se requieren para evitar interferencias de los engranajes entre sí (ecuaciones 2, 5 y 6). Adicionalmente se agregó la ecuación (8)

para conocer la relación de transmisión, que corresponde al tipo de disposición planetario que se menciona en la sección 2.2.4 del anterior capítulo. Se utilizó esta disposición por la relación de transmisión que alcanza. Esto se realizó con el fin de encontrar el número de dientes del engranaje solar y posteriormente el engranaje planetario. Se usó también el mismo módulo y ancho de cara para todos los engranajes. Para las dos etapas restantes se usó el mismo proceso iterativo mencionado. Los engranajes helicoidales fueron elegidos por su capacidad de transmitir mayores cargas. Esto por su mayor superficie de contacto, además de ser más silenciosos a altas velocidades.

La programación del modelo numérico se desarrolló en base a las ecuaciones de la AGMA. El código se ha diseñado para que al inicio se le pida al usuario que ingrese todos los datos de la geometría de los engranajes, esto para cumplir con el paso [7] de la metodología (Figura 3.2). Toda la información se almacena en una matriz para obtener el diámetro primitivo de cada engranaje. A cada elemento se le asigna una codificación, esto le permite al programa reconocer con cual engranaje se está trabajando

3.4 Cálculo de esfuerzo de flexión

Para comprobar el diseño de la caja de cambios y del modelo numérico, se muestra un ejemplo de cálculo para encontrar los esfuerzos del primer engranaje. La primera ecuación que menciona es la del esfuerzo de flexión (ecuación 11).

3.5.1 Carga tangencial transmitida

Para determinar este esfuerzo se debe determinar todos los factores que lo componen. El primer valor que se requiere calcular es la carga tangencial transmitida (ecuación 15). Para esto se usa el torque característico (T_c). Cabe aclarar que para todos los factores se usará unidades del Sistema Internacional.

$$W_t = \frac{T_c}{rp}$$

$$W_t = \frac{2000000 [Nm]}{6.25 [m]}$$

$$W_t = 320000 [N]$$

3.5.2 Factor de sobrecarga “Ko”

La primera solicitud de ingreso del programa es del valor del factor de sobrecarga “Ko”, sus valores se los encuentra en la siguiente tabla:

Tabla 3.4. Factores de sobrecarga “Ko”. (Budynas & Nisbett, 2008)

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Impacto ligero	1,25	1,50	2,00
Impacto medio	1,50	1,75	2,25

Para el caso del engranaje anillo se tomó el valor de 1,50. Esto debido a que la fuente de potencia son cargas fluctuantes con pico de torque considerablemente altos. La máquina impulsada es una carga uniforme por lo que únicamente deben mover ejes con engranajes. Para los demás engranajes se usó el valor de 1,00 ya que se transmite las cargas a las demás etapas del tren de transmisión.

3.5.3 Factor dinámico “Kv”

El factor dinámico “Kv” requiere el uso de unas constantes, como el número de nivel de calidad “Qv” (3-7 calidad comercial, 8-12 calidad de precisión), se puede apreciar en la siguiente figura.

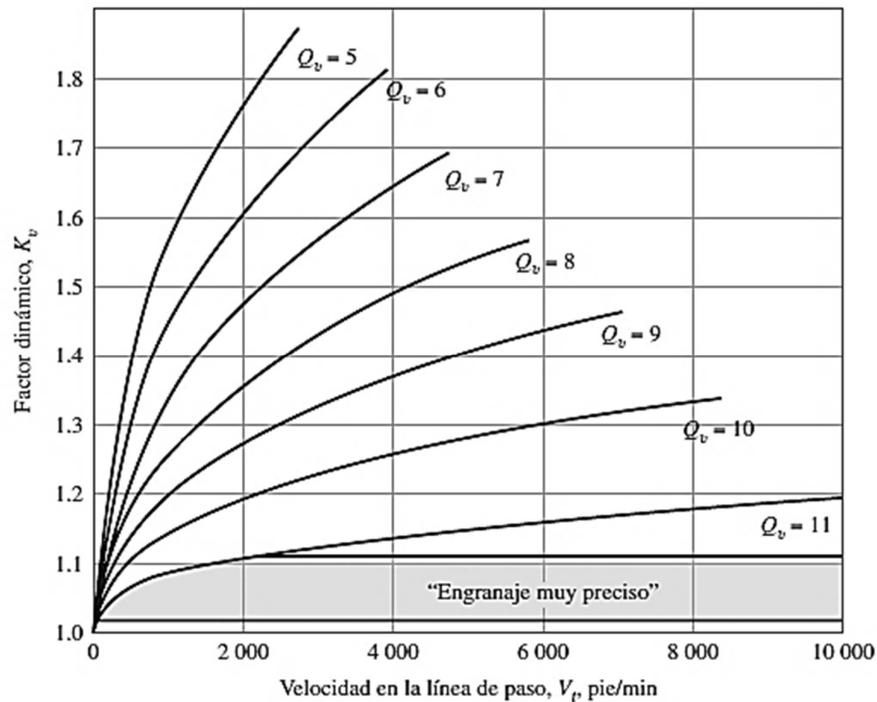


Figura 3.6. Factor dinámico Kv, en función del número de nivel de exactitud en la transmisión Qv. (Budynas & Nisbett, 2008)

Esta constante se deriva en otras mediante las siguientes ecuaciones:

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (16)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (17)$$

Para este proyecto se decidió usar el valor de calidad $Q_v=8$, ya que simboliza un valor de calidad de precisión. Ejemplo de cálculo:

$$B = 0.25(12 - 8)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0.63$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.63)$$

$$A = 70.72$$

Ahora se debe transformar la velocidad del engranaje de rpm a m/s, que para este ejemplo se usa la velocidad del rotor que dicta la NREL (12.1), y el diámetro de paso (12500 mm).

$$V = rpm * \frac{2\pi}{60} * Dp \quad (18)$$

$$V = 12.1 * \frac{2 * \pi}{60} * 12.5$$

$$V = 15.83 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Finalmente se reemplaza todo en la ecuación del factor dinámico “Kv”, cuya ecuación se muestra a continuación (para V en m/s):

$$Kv = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (19)$$

$$Kv = \left(\frac{70,72 + \sqrt{200(15.83)}}{70,72} \right)^{0.63}$$

$$Kv = 1,44$$

3.5.4 Factor de tamaño “Ks”

El siguiente valor que se debe determinar es el factor de tamaño “Ks”. La ecuación de este factor es la siguiente:

$$Ks = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{V}}{P} \right)^{0,0535} \quad (20)$$

Donde:

P es el paso diametral (ecuación 21).

F es el ancho de cara en pulgadas.

Y es el factor de forma de Lewis, mismo que se determina en base a la Tabla 3.5.

$$P = \frac{N}{Dp} \quad (21)$$

$$P = \frac{250}{492.12}$$

$$P = 0.508$$

Tabla 3.5. Valores del factor de forma de Lewis. (Budynas & Nisbett, 2008)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremallera	0,485

Nota: “Estos valores son para ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación”.

Como se puede apreciar en la Tabla 3.5, se muestran valores referenciales para una cantidad específica de dientes, por lo que se hace una interpolación para obtener un valor cercano al número de dientes planteado.

$$Y = 0.460 + (0.472 - 0.460) * \frac{250 - 150}{300 - 150}$$

$$Y = 0.468$$

Ahora se reemplaza los valores anteriores en la ecuación del factor de tamaño Ks:

$$K_s = 1.192 \left(\frac{40\sqrt{0.468}}{0.508} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1,47$$

3.5.5 Factor de distribución de la carga “Kh”

El factor de distribución de la carga “Kh”, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Kh = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) \quad (22)$$

Todos los valores de esta ecuación son constantes, las cuales tienen diferentes consideraciones para cada caso. C_{mc} puede tomar los valores de 1 para dientes sin coronar o de 0.8 para dientes coronados, para este proyecto los dientes no son coronados ($C_{mc}=1$). C_{pf} depende del ancho de cara en pulgadas, siguiendo las ecuaciones de la AGMA. Dado que este valor es adimensional, y que no se encontró una ecuación con unidades del sistema internacional en la bibliografía, se puede realizar el cálculo sin problema. Este caso coincide con la siguiente ecuación:

$$C_{pf} = \frac{F}{10Dp} - 0,1109 + 0,0207F - 0.000228F^2; \text{ para } 17 \text{ in} < F < 40 \text{ in} \quad (23)$$

$$C_{pf} = \frac{40}{10(492.12)} - 0,1109 + 0,0207(40) - 0.000228(40)^2$$

Dado que $\frac{F}{10Dp} < 0.05$, la bibliografía recomienda usar $\frac{F}{10Dp} = 0.05$.

$$C_{pf} = 0.05 - 0,1109 + 0,828 - 0.3648$$

$$C_{pf} = 0.4023$$

Para conocer el valor de C_{pm} se debe conocer la separación del piñón montado sobre el eje, con respecto al cojinete (Figura 10.). Se puede tomar valores de 1 para un piñón separado con $S_1/S < 0.175$ o 1.1 para un piñón separado con $S_1/S > 0.175$. Para este proyecto, se podría considerar que los se encuentran completamente centrados sobre sus ejes. Pero los engranajes planetarios son la excepción, ya que por su acoplador se encuentran en voladizo. Por lo que se toma un valor conservativo para todos los engranajes $C_{pm}=1.1$.

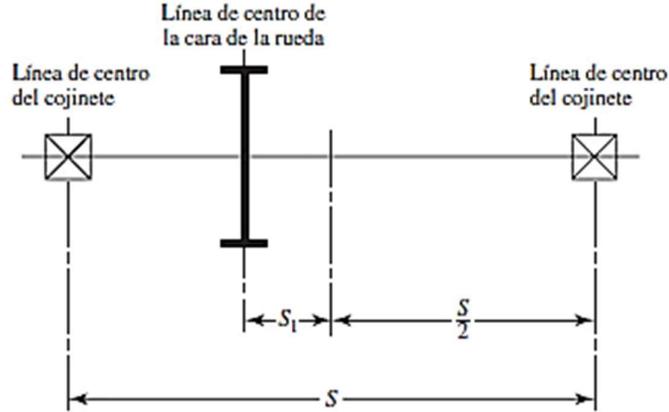


Figura 3.7. Definiciones de las distancias S y S1 que se utilizan para evaluar Cpm. (Budynas & Nisbett, 2008)

El valor de C_{ma} se determina con la ayuda de tres valores, estos se encuentran en la Tabla 3.6. y se eligen los valores (de origen empírico) para cada caso en específico.

Tabla 3.6. Constantes empíricas de la ecuación (21), ancho de cara F en pulgadas. (Budynas & Nisbett, 2008)

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Nota: Vea la norma ANSI / AGMA 2101-D04, pp 20-22, para formular en unidades SI.

Para el presente proyecto se optó por unidades de precisión. Los valores de la tercera fila son remplazados en la siguiente ecuación:

$$C_{ma} = A + B * F + C * F^2 \quad (24)$$

$$C_{ma} = 0.0675 + 0.0128(40) + (-0.926(10^{-4}))(40)^2$$

$$C_{ma} = 0.427$$

Finalmente se debe conocer la constante Ce, que puede tomar los valores de 0.8 para engranajes ajustados durante el ensamble; si la compatibilidad mejora mediante lapeado o 1 para otras condiciones. Para el presente proyecto, esta constante se asume el valor de 1, a continuación, se reemplaza toda esta información para determinar el factor de distribución de carga “Kh” (ecuación 22).

$$Kh = 1 + 1(0,4023 * 1.1 + 0,427 * 1)$$

$$Kh = 1,82$$

3.5.6 Factor de espesor del aro “K_B”

El factor de espesor del aro “K_B”, únicamente se calcula para engranajes tipo anular, caso contrario se coloca directamente el valor de 1. Para determinar este valor, se debe hacer una relación entre la altura del diente (ht) y el espesor del anillo (tr) en milímetros.

$$m_B = \frac{tr}{ht} \quad (25)$$

$$m_B = \frac{199.9}{112.26}$$

$$m_B = 1.78$$

En la Figura 3.8., se muestra en la intersección de las líneas entrecortadas, que para este caso el factor de espesor toma el valor de K_B=1.

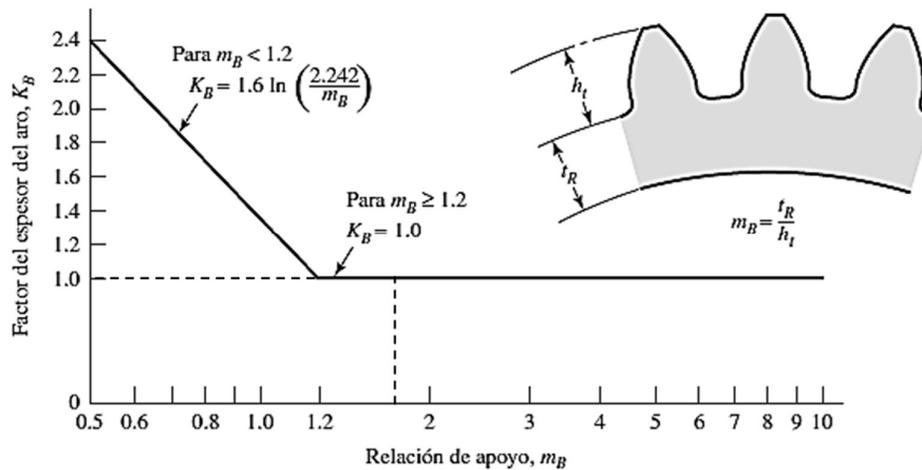


Figura 3.8. Factor del espesor del aro “K_B”. (Budynas & Nisbett, 2008)

3.5.7 Factor geométrico de resistencia a la flexión “J”

El factor geométrico de resistencia a la flexión “J” se obtiene mediante la Figura 3.9. Para el caso del engranaje anular, el número de dientes para el que se busca el factor geométrico es de 250 y el número de dientes de acoplamiento es de 100, por lo que el valor del factor geométrico de la resistencia a la flexión es J=0.505 aproximadamente, que es donde se intersecan las líneas entrecortadas para este ejemplo.

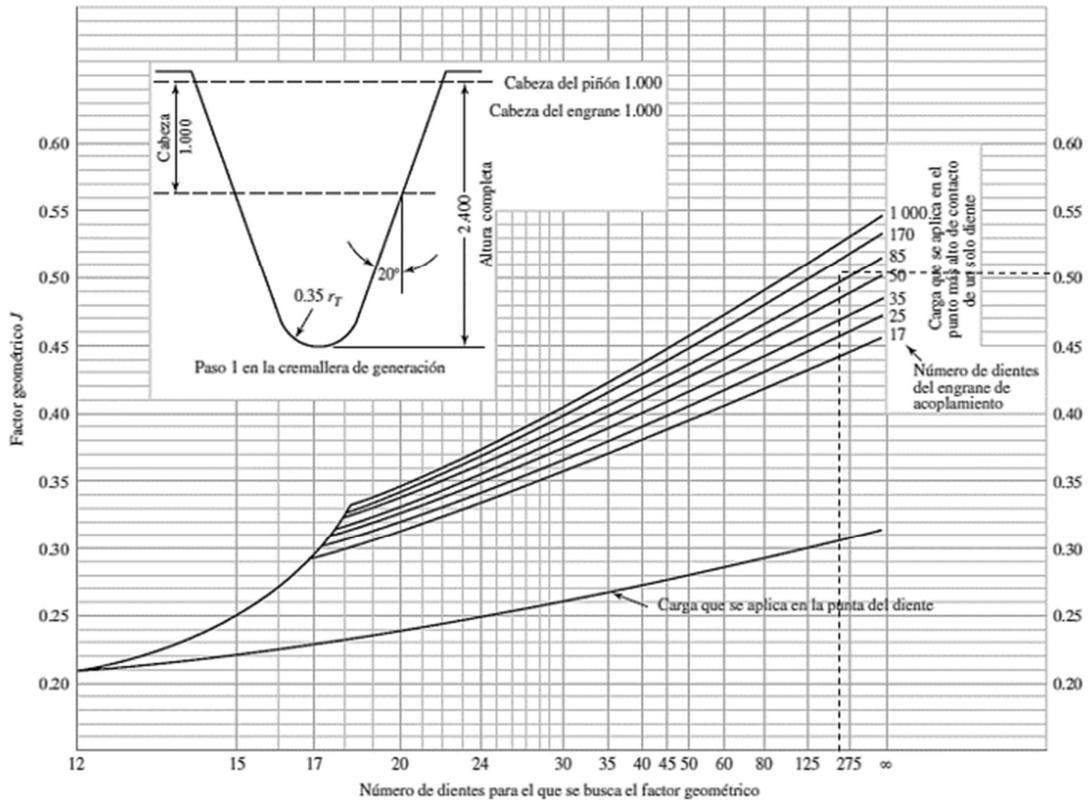


Figura 3.9. Factor geométrico “J” de engranes rectos. (Budynas & Nisbett, 2008)

Nota: Lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-889. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.

En este punto se completa la información necesaria para encontrar el esfuerzo de flexión de los engranes, ecuación (11).

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \left(\frac{1}{b m_t} \right) \left(\frac{K_H * K_B}{Y_J} \right)$$

$$\sigma = 320000 * 1,5 * 1,44 * 1,47 \left(\frac{1}{1016 * 50} \right) \left(\frac{1,82 * 1}{0.505} \right)$$

$$\sigma = 72.083 [N/mm^2]$$

3.5 Cálculo del factor de seguridad para fatiga por flexión

El esfuerzo de flexión determinado en la sección anterior permite determinar el factor de seguridad para fatiga por flexión. Para encontrar dicho valor hace falta determinar varios factores.

3.5.1 Resistencia a la flexión

El primero factor a determinar es la resistencia a la flexión, este se determina mediante las ecuaciones descritas en la Figura 3.10. Para este caso se eligió el acero nitrurado grado 3-2,5% de cromo.

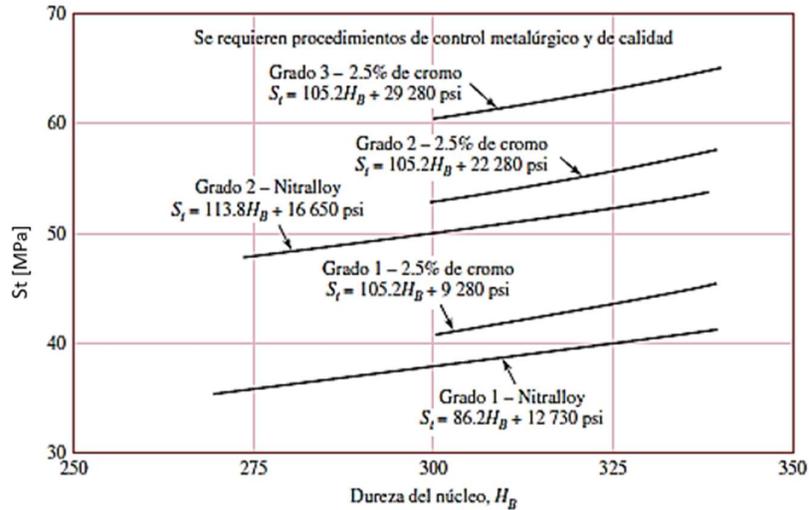


Figura 3.10. Resistencia a la flexión de engranes de acero nitrurado St. (Budynas & Nisbett, 2008)

En la imagen se muestra unidades del Sistema Inglés, también existe una ecuación (26) en unidades en el Sistema Internacional. Se usó una dureza del núcleo de 409 HB, que es el equivalente a las unidades mostradas en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Temperatura nominal que se emplea en la nitruración y durezas que se obtienen. (Budynas & Nisbett, 2008)

Acero	Temperatura antes de la nitruración, °F	Nitruración, °F	Dureza, escala Rockwell C	
			Superficie	Núcleo
Nitralloy 135*	1 150	975	62-65	30-35
Nitralloy 135M	1 150	975	62-65	32-36
Nitralloy N	1 000	975	62-65	40-44
AISI 4340	1 100	975	48-53	27-35
AISI 4140	1 100	975	49-54	27-35
31 Cr Mo V 9	1 100	975	58-62	27-33

$$St = 0.7255 * H_B + 201.91 \text{ MPa} \quad (26)$$

$$St = 0.7255 * 409 + 201.91$$

$$St = 498.63 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

3.5.2 Factor de ciclos de esfuerzo de flexión “Y_N”

El factor de ciclos de esfuerzo de flexión “Y_N” se determina en función de la Figura 3.11. Donde N es el número de ciclos de vida estimada. Para el presente proyecto, los engranajes deben soportar un tiempo de vida de 20 años. La velocidad de salida es de 1800 rpm, por lo que el número de ciclos es el siguiente:

$$N = 1800 \left[\frac{rev}{min} \right] * 60 [min] * 24 [h] * 365 [días] * 20 [años]$$

$$N = 1.9 \times 10^{10} \approx 10^{10}$$

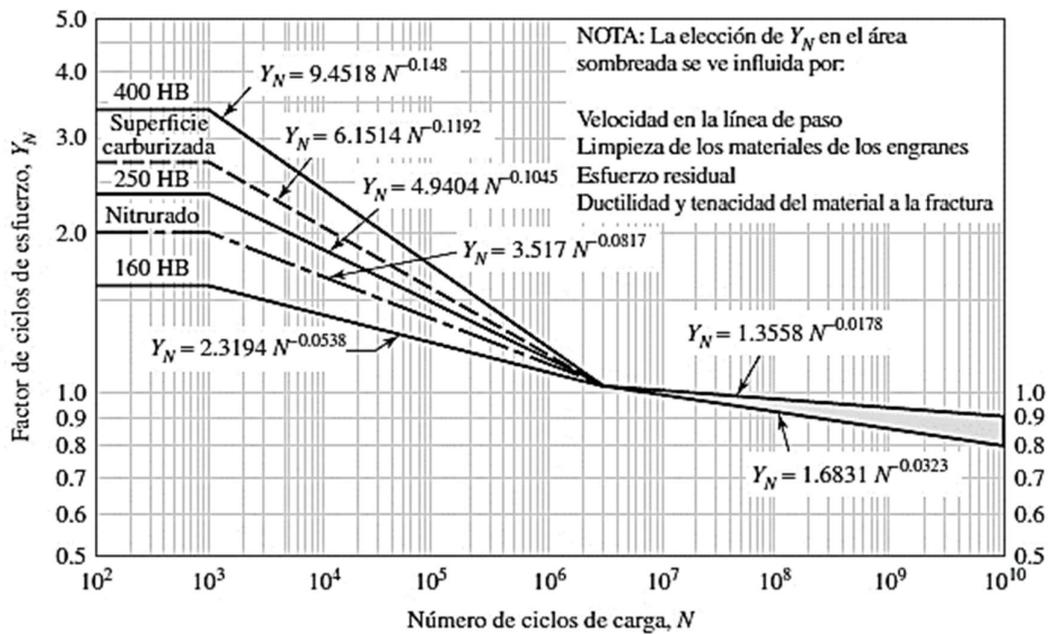


Figura 3.11. Factor de ciclos de esfuerzo, Y_N. (Budynas & Nisbett, 2008)

Se asume el uso de acero. Cabe aclarar que se eligió la ecuación de la línea con mayor pendiente para obtener un valor conservador.

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.0323} \quad (27)$$

$$Y_N = 0.8$$

3.5.3 Factor de temperatura “K_T”

Para el factor de temperatura “K_T” se puede usar el valor de 1, ya que la AGMA sugiere asegurar un diseño donde las temperaturas de trabajo no excedan los 250°F. Esto se puede lograr mediante intercambiadores de calor, ya que al trabajar con temperaturas muy

elevadas también se eleva el valor de los factores y es perjudicial para el lubricante del tren de transmisión.

3.5.4 Factor de confiabilidad “Yz”

Dado que la confiabilidad no es lineal, este factor depende de ecuaciones dictadas por la AGMA, donde se genera una transformación logarítmica para producir una serie lineal. Se asume una confiabilidad de 0.95:

$$Y_Z = \begin{cases} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & 0.5 < R < 0.99 \\ 0.50 - 0.109 \ln(1 - R) & 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{cases} \quad (28)$$

$$Y_Z = 0.658 - 0.0759 \ln(1 - 0.95)$$

$$Y_Z = 0.88$$

La AGMA exige el uso de un factor de seguridad para proteger contra fallas por fatiga “S_F”. Esto permite evaluar el riesgo de falla por flexión.

$$S_F = \frac{\left(\frac{S_t Y_N}{K_T K_R}\right)}{\sigma} \quad (29)$$

$$S_F = \frac{\left(\frac{498.63 * 0.8}{1 * 0.88}\right)}{72.083}$$

$$S_F = 6.28$$

3.6 Cálculo de esfuerzo de contacto superficial

3.6.1 Coeficiente elástico “Z_E”

El primer factor necesario es el coeficiente elástico “Z_E”, que se rige a la ecuación (30). Los parámetros requeridos son el módulo de elasticidad ($E_p = 2 \times 10^5$), cuyo valor fue tomado de la tabla 14-8 (Budynas & Nisbett, 2008) y la relación de Poisson ($\nu_p = 0.292$) según la tabla A5 (Budynas & Nisbett, 2008). Todos los engranajes son construidos con el mismo material, por lo tanto, $E_p = E_g$ y $\nu_p = \nu_g$.

$$Z_E = \left(\frac{1}{\pi * \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \frac{(1 - \nu_g^2)}{E_g}} \right)^{0.5} \quad (30)$$

$$Z_E = \left(\frac{1}{\pi * \left(\frac{1 - 0,292^2}{2 \times 10^5} \right) + \frac{(1 - 0,292^2)}{2 \times 10^5}} \right)^{0.5}$$

$$Z_E = 229.76 \sqrt{MPa}$$

3.6.2 Factor de condición superficial “Z_R”

El factor de condición superficial “Z_R” depende de varios factores como el acabado superficial, esfuerzos residuales y efectos plásticos. Debido a que aún no se han establecido la variación de este factor en función de las condiciones mencionadas, la AGMA sugiere el uso de Z_R=1.

3.6.3 Factor geométrico de resistencia superficial “Z_I”

El factor geométrico de resistencia superficial “Z_I” se determina mediante la ecuación (31).

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G+1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G-1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (31)$$

El ángulo de presión transversal “φ_t” se determina mediante la ecuación (32). Para engranaje rectos: φ_t = φ_n.

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \theta_n}{\cos \theta_t} \right) \quad (32)$$

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 0} \right)$$

$$\phi_t = 20^\circ$$

El valor de m_N se conoce como relación repartición de carga. Es el ancho de cara sobre la longitud mínima total de las líneas de contacto, ecuación (34). Para esto se requiere conocer el paso de la base normal del engranaje helicoidal P_N, ecuación (33). Para engranajes rectos m_N=1.

$$P_N = \text{paso} * \cos(\theta_t) \quad (33)$$

$$m_N = \frac{P_N}{0,95} \quad (34)$$

El factor m_G es la relación de transmisión o de velocidades.

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} \quad (35)$$

$$m_G = \frac{250}{100}$$

$$m_G = 2.5$$

Ahora únicamente se reemplaza todos los datos en la ecuación (29)

$$Z_I = \frac{\cos 20 \sin 20}{2 * 1} \frac{2.5}{2.5 - 1}$$

$$Z_I = 0.26$$

Finalmente se calcula el esfuerzo de contacto superficial.

$$\sigma_c = 229.76 \sqrt{320000 * 1.5 * 1.44 * 1.47 \left(\frac{1,82}{12500 * 1016} \right) \left(\frac{1}{0.26} \right)}$$

$$\sigma_c = 171.94 [N/mm^2]$$

3.7 Cálculo del factor de seguridad contra picadura

Al igual que para fatiga por flexión, existe un factor de seguridad contra picadura “S_H”. Esto se determina mediante la siguiente ecuación:

$$S_H = \frac{\left(\frac{S_c Z_N C_H}{K_T K_R} \right)}{\sigma_c} \quad (36)$$

3.7.1 Resistencia de contacto “Sc”

Este factor de seguridad depende de la resistencia de contacto “Sc” (Tabla 3.8.), que para el acero nitrurado grado 3 tiene un valor de Sc=216000 [psi]=1489.29 [N/mm²].

Tabla 3.8. Valor de resistencia de contacto, Sc. (Budynas & Nisbett, 2008)

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, ² S _c , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
	o por inducción ⁵	54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitrurado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000
		87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitalloy 135M	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitalloy N	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

3.7.2 Factor de número ciclos de contacto “Z_N”

De igual forma que “Y_N”, el factor de número ciclos de contacto “Z_N”, se seleccionó la ecuación con mayor pendiente para obtener un valor conservativo. El número de ciclos es de 10¹⁰. La explicación del número de ciclos se encuentra en la sección 3.5.2:

$$Z_N = 1.4488N^{-0.023} \quad (37)$$

$$Z_N = 1.4488(1 \times 10^{10})^{-0.023}$$

$$Z_N = 0.85$$

3.7.3 Factor de relación de la dureza de resistencia a la picadura “Z_w”

El último factor a determinar es el factor de relación de la dureza de resistencia a la picadura “Z_w”, que como su nombre lo indica, su valor proviene de una relación entre las durezas de los engranajes. En este proyecto todos los engranes son construidos del mismo material, por lo cual Z_w=1.

Finalmente se reemplaza toda la información para obtener el factor de seguridad contra picadura.

$$S_H = \frac{\left(\frac{1489.29 * 0.85 * 1}{1 * 0.88} \right)}{171.94}$$

$$S_H = 8.36$$

4 RESULTADOS

En la Figura 4.1. se muestra el modelado de cada uno de los engranajes diseñados en el presente proyecto. Cada uno tiene su identificación para una correcta apreciación. Esta imagen se complementa con la Tabla 4.1, donde se muestra el esfuerzo de flexión, esfuerzo de contacto, factor de seguridad para falla por flexión y factor de seguridad para falla por picadura.

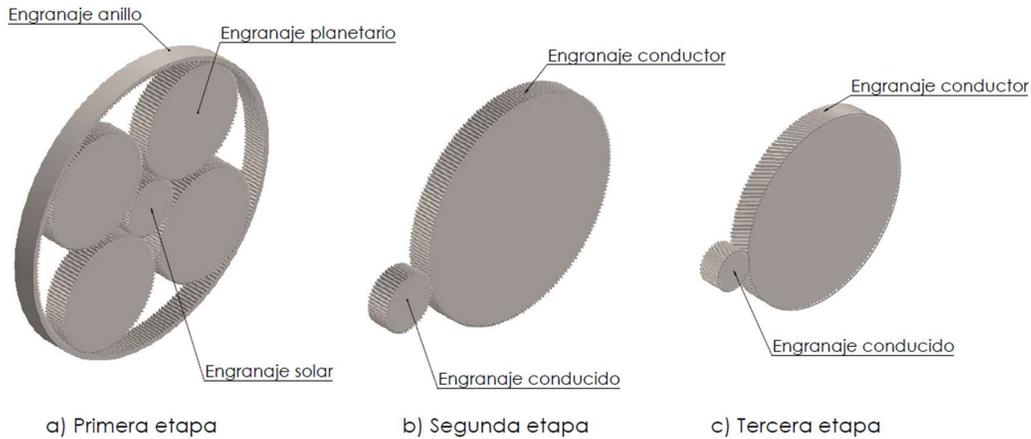


Figura 4.1. Modelado de los engranajes que componen la caja de cambios. (Fuente: propia)

Para hacer una comparación directa entre ambos factores de seguridad, la AGMA exige que se lo debe hacer con S_H^2 . Esto se realiza con el fin de linealizar la carga transmitida. Los factores de seguridad para falla por picadura son significativamente mayores que los factores de seguridad para falla por flexión, además de superar el valor de F.S.=1.5 que se considera conservativo en diseño. Por lo que se concluye que no existirá fatiga superficial durante su vida útil.

Tabla 4.1. Esfuerzos y factores de seguridad de cada engranaje. (Fuente: propia)

Etapa	Engranaje	Esfuerzo de flexión (σ)	Factor de seguridad, flexión (S_F)	Esfuerzo de contacto (σ_c)	Factor de seguridad, picadura (S_H^2)
Primera etapa	Anillo	72,99	6,17	170,48	70,86
	Planetario	176,12	2,56	500,03	8,24
	Solar	405,80	1,11	963,96	2,22
Segunda etapa	Conductor	76,36	5,90	238,38	36,24
	Conducido	404,63	1,11	878,70	2,67
Tercera etapa	Conductor	48,94	9,21	181,24	62,69
	Conducido	270,32	1,67	829,73	2,99

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

En este trabajo se propuso un diseño preliminar de una caja de cambios para una turbina eólica de 5 MW. Esta consta de 3 etapas. La primera es un sistema planetario con relación de transmisión $i_1=6$. La segunda etapa es un sistema de ejes paralelos de dientes rectos, con relación de transmisión $i_2=4$. La tercera etapa es un sistema de ejes paralelos de dientes helicoidales, su relación de transmisión es $i_3=5$.

Los factores de seguridad para fallo por flexión, es su mayoría superan el valor conservativo que se menciona en la sección 4.1. Los engranajes: solar de la primera etapa y conducido de la segunda etapa tienen un factor de seguridad relativamente bajo. A pesar de esto, ambos superan el valor de $S_F=1$. Por lo que se concluye que soportan la vida estimada de 20 años.

Se comprobó el hecho de que los engranajes helicoidales soporten mayores cargas. Esto se respalda haciendo una comparación entre el engranaje conductor de la segunda etapa y el engranaje conductor de la tercera etapa. Donde este último supera ampliamente los valores de S_F y S_H^2 al primero mencionado.

La geometría juega un papel importante para alcanzar un diseño que soporte la fatiga, ya que según las ecuaciones 11 y 12, a mayor ancho de cara y diámetro de paso, se obtiene un menor esfuerzo de flexión y contacto superficial.

El modelo numérico diseñado cumple correctamente con su propósito, entregando resultados confiables para su posterior análisis.

Los factores de seguridad para fallo por picadura son significativamente elevados, por lo que no existe riesgo de que ocurra una fatiga superficial durante su vida útil.

La obtención de la distribución normal a partir de los torques obtenidos por simulación, permitió seleccionar un valor de torque característico que represente las fluctuaciones del viento en el tiempo.

5.2 Recomendaciones

Realizar un modelo numérico para verificar el diseño mediante métodos estocásticos.

Verificar los resultados de la caja de cambios para velocidades disponibles en literatura científica.

Para reducir las dimensiones de la góndola se puede proponer un diseño con todos los engranajes helicoidales o incrementar el número de etapas para reducir la relación de transmisión de las demás etapas.

6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Callister, W. (2007). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Utah: REVERTÉ, S.A.
- García, U. A., Ibarguengoytia, P. H., Reyes, A., & Borunda, M. (2016). Modelo de comportamiento de una turbina eólica. *Research in Computing Science*, 119-129.
- Javired. (2022). *Electrosítio.com*. Obtenido de Principio de funcionamiento de la turbina eólica de eje horizontal (HAWT) | Aerogeneradores de una, dos y tres palas:
<https://electrositio.com/principio-de-funcionamiento-de-la-turbina-eolica-de-eje-horizontal-hawt-aerogeneradores-de-una-dos-y-tres-palas/>
- Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., & Scott, G. (2009). Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development. *National Renewable Energy Laboratory*.
- Kohara Gear Industry. (2021). *KHK stock gears*. Obtenido de https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/gear_systems.html#:~:text=The%20planet%20gears%20B%20rotate%20only%20on%20fixed,axis%20and%20the%20internal%20gear%20is%20the%20output.
- Layton, J. (2023). *HowStuffWorks*. Obtenido de <https://science.howstuffworks.com/environmental/energy/10-innovations-in-wind-power.htm>
- meteoblue. (2023). Obtenido de meteoblue weather close to you:
https://www.meteoblue.com/es/tiempo/historyclimate/weatherarchive/islas-gal%c3%a1pagos_ecuador_3658931?fcstlength=1y&year=2022&month=2
- Moya, J. L., & Chagoyen, C. A. (2012). Diseño de caja multiplicadora para turbinas eólicas. *researchgate.net*, 1-13.
- Pérez, M. D. (2009). *Propuesta de una metodología para la implantación de parque eólicos offshore*. Tesis de doctorado: Universidad Politécnica de Madrid.
- Rodrigálvarez, A. (2018). *Modelado y control de un aerogenerador conectado a la red mediante un DFIG*. Tesis de grado: Universidad Politécnica de Madrid.
- Vestas. (2022). Obtenido de Vestas Wind Systems A/S: <https://www.vestas.com/en/products/4-mw-platform/v150-4-5-mw>

7 ANEXOS

ANEXO I. Código utilizado

```
clear
clc

disp("PRIMERA ETAPA")
disp('Ingrese los datos de la primera etapa (planetario)')
Zc=input('Número de dientes del engranaje anillo: ');
dea=input('Ingrese el diámetro externo del anillo: ');
Zb=input('Número de dientes del engranaje planetario: ');
Za=input('Número de dientes del engranaje solar: ');
N_planet=input('Número de engranajes planetarios: ');
modulo=input('Ingrese el modulo de los engranajes: ');
F=input('Ingrese el ancho de cara en mm: ');

%Condiciones tren de engranajes planetario
if Zc==Za+2*Zb
    disp("Cumple condición 1")
else
    disp("No cumple condición 1")
end
Cond2=mod((Za+Zc),N_planet);
if Cond2==0
    disp("Cumple condición 2")
else
    disp("No cumple condición 2")
end
if Zb+2<(Za+Zb)*sind(180/N_planet)
    disp("Cumple condición 3")
else
    disp("No cumple condición 3")
end
end
i_planet=(Zc/Za)+1;
fprintf('La relación de transmisión del sistema planetario es:%d \n',
i_planet);
disp('NOTA: LOS ENGRANAJES DEL SISTEMA PLANETARIO SON RECTOS')
disp(" ")
%-----
%-----

disp("SEGUNDA ETAPA")
%SEGUNDA ETAPA
disp('Ingrese los datos de la segunda etapa (paralelo)')
%Relación de transmisión eje paralelo
Z11=input('Número de dientes del engranaje conductor: ');
Z21=input('Número de dientes del engranaje conducido: ');
i_paralelo2=Z11/Z21;
fprintf('La relación de transmisión del sistema de ejes paralelos,
segunda etapa es:%d \n ', i_paralelo2);
disp('NOTA: LOS ENGRANAJES DE LA SEGUNDA ETAPA SON RECTOS')
disp(" ")
%-----
%-----

disp("TERCERA ETAPA")
disp('Ingrese los datos de la tercera etapa (paralelo)')
```

```

%Relación de transmisión eje paralelo
Z12=input('Número de dientes del engranaje conductor: ');
Z22=input('Número de dientes del engranaje conducido: ');
i_paralelo3=Z12/Z22;
angulo_helice=input('ingrese el ángulo de helice de los engranajes
helicoidales: '); %25 lo normal
theta_n=input('ingrese el ángulo de paso normal: ');%
theta_t=atand(tand(theta_n)/cosd(angulo_helice)); % angulo de presión
transversal
fprintf('La relación de transmisión del sistema de ejes paralelos,
tercera etapa es:%d \n ', i_paralelo3);
disp('NOTA: LOS ENGRANAJES DE LA TERCERA ETAPA SON HELICOIDALES')
disp(" ")

%-----
-----

ndientes=[Zc;Zb;Za;Z11;Z21;Z12;Z22];
tipo_dient=[1;1;1;1;1;2;2];
int_ext=[1;2;2;2;2;2;2];
% DIAMETRO PRIMITIVO DE CADA ENGRANAJE
for i=1:7
    DP(i,1)=modulo*ndientes(i,1);
end
DP=[DP,tipo_dient,int_ext];
%-----
-----

% SELECCIONO UN VALOR DE TORQUE CONSERVATIVO

num=xlsread('Torques','Torques','E4');
media_torque=num;
factor_rpm=media_torque/15;
rpm=num/factor_rpm; %rpm en base al torque utilizado
% numero de ciclos para vida util de 20 años 1e10

paso_circular=pi()*modulo;
for i=1:7
    if DP(i,3)==1
        theta_t=theta_n;
    else
        theta_t=atand(tand(theta_n)/cosd(angulo_helice)); % angulo de presión
transversal
    end
    disp("ESFUERZO DE FLEXIÓN")
    %Carga tangencial transmitida, lbf (N)
    Wt=num/(DP(i,1)/2000)

    disp("Factor de sobrecarga Ko")
    Ko=input('Ingrese el factor de sobrecarga "Ko"(Fig 14-17; Fig 14-18),
Si no se especifica Ko=1: '); %
    disp(" ")

    disp("Factor dinámico Kv")
    disp('Ingrese el número de nivel de exactitud en la transmisión "Qv"
(Fig 14-9)')
    Qv=input('Se puede considerar igual que el número de calidad 3-7
calidad comercial, 8-12 calidad de precisión: '); %
    B_kv=0.25*(12-Qv)^(2/3);
    A_kv=50+(56*(1-B_kv));

```

```

V=rpm*((2*pi())/60)*(DP(i,1)/1000); %rpm a m/s
Kv=((A_kv+sqrt(200*V))/A_kv)^B_kv

disp("Factor de tamaño Ks")
P=ndientes(i,1)/(DP(i,1)/25.4); %Paso diametral (Número de dientes por
pulgada)
fprintf('Para el valor de "Y" se usa el número de dientes: %d \n',
ndientes(i,1))
Y=input('Ingrese el factor de forma de Lewis "Y" (Tabla 14-2): ');
F_in=F/25.4; %Ancho de cara en pulgadas
Ks=1.192*(F_in*sqrt(Y)/P)^(0.0535);%1/Kb;%Factor de tamaño, si es
menor que 1, se usa 1
if Ks<1
    Ks=1;
end
Ks
disp(" ")
%-----
-----

%Ancho de la cara
b=F;
%Módulo métrico transversal
if DP(i,2)==2
    mt=modulo/cosd(angulo_helice);
else
    mt=modulo;
end

%-----
-----

disp("Factor de distribución de la carga Kh (km)")
Cmc=input('Digite 1 para dientes sin coronar o 0.8 para dientes
coronados: '); %Ec. 14-31

factorCpf=F_in/(10*(DP(i,1)/25.4)); %Ec 14-32
if factorCpf<0.05
    factorCpf=0.05;
end
if F_in<=1
    Cpf=factorCpf-0.025;
elseif F_in<=17 && F_in>1
    Cpf=factorCpf-0.0375+0.0125*F_in;
elseif F_in<=40 && F_in>17
    Cpf=factorCpf-0.1109+0.0207*F_in-0.000228*F_in^2;
end

Cpm=input('Digite 1 para piñon montado separado con S1/S menor 0.175 o
1.1 para S1/S mayor a 0.175: '); %Ec 14-33 Vea la figura 14-10 para las
definiciones de S y S1 para su uso con la ecuación (14-33)

A=input('Digite el valor de A en función de la tabla 14-9: ');
B=input('Digite el valor de B en función de la tabla 14-9: ');
C=-input('Digite el valor de C en función de la tabla 14-9: ');
Cma=A+B*F_in+C*F_in^2; % Ec 14-34

```

```

Ce=input('Digite 0.8 para engranajes ajustados durante el ensamble; si
la compatibilidad mejora mediante lapeado o 1 para otras condiciones: ');
%Ec 14-35
Kh=1+Cmc*(Cpf*Cpm+Cma*Ce)
disp(" ")

disp("Factor de espesor del aro Kb")
if DP(i,3)==1
    ht=(2.25*modulo)/25.4; %altura del diente en pulgadas
    de_eng=modulo*(Zc+2); %diámetro de la base del diente
    tr=((dea/2)-(de_eng/2))/25.4; % espesor del anillo en pulgadas
    mb=tr/ht; %Fig 14-16
    if mb<1.2
        Kb=1.6*log(2.242/mb);
    elseif mb>=1.2
        Kb=1;
    end
else %si el engranaje no es anular
    Kb=1;
end
Kb
disp(" ")

disp("Factor geométrico de resistencia a la flexión J (Yj)")
% $m_N = p_N / (0.95 * Z)$ ;
if DP(i,2)==1
    J=input("Ingrese el factor geométrico de resistencia a la flexión J
(Fig 14-6): ");
else
    Jprima=input("Ingrese el factor geométrico J' de engranes
helicoidales (Fig 14-7): ");
    Jmultiplicador=input("Ingrese el multiplicador del factor J' (Fig
14-8): ");
    J=Jprima*Jmultiplicador
end
disp(" ")

% Ecuación de esfuerzo de flexión de engranes
sigma_f=(Wt*Ko*Kv*Ks*Kh*Kb)/(b*mt*J);
fprintf("El esfuerzo de flexión para este engranaje es: %d
\n",sigma_f)
Flexion(i,1)=sigma_f; %almaceno los esfuerzos de flexión
disp(" ")

%-----
disp("ESFUERZO ADMISIBLE DE FLEXIÓN")
disp("Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero St")
dureza=input('Ingrese la dureza de los engranajes en Brinell b (HB): ');
%114 es lo maximo tabla 14-5
disp('El material utilizado es acero nitrurado Grado 3 - 2.5% de cromo
(Fig 14-4)')
St=0.7255*dureza+201.91
disp(" ")

disp("factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión Yn")
N=input('Ingrese el número de ciclos de vida estimada. Figura 14-14: ');
if N<10e3
    Yn=2;

```

```

elseif N>=10e3 && N<5e6
    Yn=3.517*(N)^(-0.0817);
else
Yn=1.6831*(N)^(-0.0323);
end
Yn
disp(" ")

disp("Factor de temperatura Kt (Y_theta)")
disp('Se asume que la temperatura de trabajo no supera los 250°F, por lo
tanto Kt=Y_theta=1');
Y_theta=1;
disp(" ")

disp("Factor de confiabilidad Kr(Yz)")
R=input('Ingrese el valor de confiabilidad (0.5-0.9999): ');
if R<0.99 && R>0.5
    Yz=0.658-0.0759*log(1-R);
else
    Yz=0.5-0.109*log(1-R);
end
Yz
disp(" ")

disp("Factor de seguridad Sf")
Kt=Y_theta;
Kr=Yz;
Sf=((St*Yn)/(Kt*Kr))/sigma_f;
Seg_flexion(i,1)=Sf; %almaceno los factores de seguridad

%esfuerzo admisible a la flexion
sigma_alt=(St/Sf)*Yn/(Y_theta*Yz);
fprintf('el esfuerzo admisible a la flexión es: %d \n',sigma_alt)
Flexion_ad(i,1)=sigma_alt; %se almacena todos los esfuerzos admisibles
disp(" ")
%-----
%-----

disp("ESFUERZO DE CONTACTO SUPERFICIAL")
%Ecuación fundamental de la resistencia a la picadura (Esfuerzo de
contacto)
disp("Coeficiente elástico Cp(Ze)Ec 14-13")
Ep=input('Ingrese el modulo de elasticidad Ep según la tabla 14-8 (MPa):
');
vp=input('Ingrese la relación de poisson vp del piñon según la tabla A5:
');
Eg=Ep;
vg=vp; %mismos valores porque son los mismos materiales
%Eg=input('Ingrese el material y modulo de elasticidad de la corona Eg
segun la tabla 14-8 (MPa): ');
%vg=input('Ingrese la relación de poisson vg del engranaje según la tabla
A5: ');

Ze=(1/(pi())*(((1-vp^2)/Ep))+((1-vg^2)/Eg))^0.5
disp(" ")

disp("Factor de condición superficial Cf(Zr)")
disp('Aun no establecido, por lo tanto Cf=Zr=1')
Zr=1;

```

```

disp(" ")

disp("factor geométrico de resistencia a la picadura I(Zi)")
pn=paso_circular*cosd(angulo_helice);%paso de la base normal de engranaje
helicoidal
rb=(DP(i,1)/2)*cosd(theta_t);% línea de presión
rp=DP(i,1)/2; %radio de paso piñon
gear_f=i+1;
if gear_f==8
    gear_f=6;
end
rg=DP(gear_f,1)/2; %radio de paso engranaje

Dep=(ndientes(i,1)+2)*modulo; % Diametro externo del piñon
Deg=(ndientes(gear_f,1)+2)*modulo; %diametro externo del engrane
hdient=2.5*modulo; %altura del diente
Dip=Dep-hdient;
Dig=Deg-hdient;
if DP(i,3)==1
Dip=Dep; %diametro interno del engranaje anillo
end
a_in=1/P; %Distacia de la cabeza (pulgadas)
a=a_in*25.4; %Distancia de la cabeza en mm

rbp=rp*cosd(theta_t);
rbg=rg*cosd(theta_t);
Z=sqrt((rp+a)^2-rbp^2)+sqrt((rg+a)^2-rbg^2)-
((rp+rg)*sind(theta_t));%Longitud de línea de acción en el plano
transversal

if DP(i,2)==1
    mn=1;
else
    mn=pn/(0.95*Z);
end
Np=ndientes(i,1);
Ng=ndientes(gear_f,1);
mg=Np/Ng; %relación de velocidades;
mg_alm(i,1)=mg;
if i==3
    mg=mg_alm(2);
elseif i==5
    mg=mg_alm(4);
elseif i==7
    mg=mg_alm(6);
end

if DP(i,3)==1
    Zi=((cosd(theta_t)*sind(theta_t))/(2*mn))*(mg/(mg-1));%factor
geométrico de resistencia a la picadura
else
    Zi=((cosd(theta_t)*sind(theta_t))/(2*mn))*(mg/(mg+1)); %externos
end
Zi
d_wl=DP(i,1);
disp(" ")

sigma_c=Ze*sqrt(Wt*Ko*Kv*Ks*(Kh/(d_wl*F))*(Zr/Zi)); %esfuerzo de contacto
Contacto(i,1)=sigma_c; %almaceno los esfuerzos superficiales

```

```

fprintf('el esfuerzo de contacto superficial es: %d \n',sigma_c)
disp(" ")

%-----
disp("ESFUERZO DE CONTACTO SUPERFICIAL ADMISIBLE")
disp("Resistencia a la fatiga de contacto Sc. Tabla 14-6 / Figura 14-5")
Sc=1489.3
disp(" ")

disp("Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Zn")
Zn=1.4488*N^(-0.023)
disp(" ")

disp('Debido a que todos los engranajes se fabrican del mismo material,
el factor de relación de dureza Zw=Ch=1');
Zw=1;
disp(" ")

disp("Factor de seguridad para fatiga superficial Sh")
Sh=((Sc*Zn*Zw)/(Kt*Kr))/sigma_c
disp(" ")
Seg_contacto(i,1)=Sh; %almaceno los factores de seguridad

sigmac_alter=(Sc/Sh)*((Zn*Zw)/(Y_theta*Yz)); % Esfuerzo de contacto
admisibile
fprintf('el esfuerzo admisible al contacto superficial es: %d
\n',sigmac_alter)
Contacto_ad(i,1)=sigmac_alter; %almaceno todos los esfuerzos de contacto
admisibles

end

Seg_contacto2=Seg_contacto.^2;

comparacion=[Flexion,Seg_flexion,Contacto,Seg_contacto2]

xlswrite('comparacion.xlsx',comparacion)

```

ANEXO II. Torque a partir del viento, exportado de QBlade

Export File Created with QBlade v0.963 64bit on 03.02.2023 at 00:36:57					
NREL 5MW					
V [m/s]	T [Nm]	Distribución normal	Media	Desviación Estándar	Torque característico inicial
3	-	-	1650321,74	1281619,71	2641340,72
4,5	-	-			
4,6	-	-			
4,7	8671,1	1,37E-07			
4,8	32235,4	1,40E-07			
4,9	56668,8	1,44E-07			
5	81958,4	1,47E-07			
5,1	108176	1,51E-07			
5,2	136086	1,55E-07			
5,3	164865	1,59E-07			
5,4	193545	1,63E-07			
5,5	225738	1,68E-07			
5,6	254701	1,72E-07			
5,7	284606	1,76E-07			
5,8	317599	1,81E-07			
5,9	351439	1,86E-07			
6	386520	1,91E-07			
6,1	423337	1,97E-07			
6,2	461214	2,02E-07			
6,3	500344	2,08E-07			
6,4	540787	2,14E-07			
6,5	582622	2,20E-07			
6,6	625468	2,26E-07			
6,7	669786	2,32E-07			
6,8	715250	2,39E-07			
6,9	761781	2,45E-07			
7	809673	2,51E-07			
7,1	859049	2,57E-07			
7,2	909999	2,63E-07			
7,3	962108	2,69E-07			
7,4	1015460	2,75E-07			
7,5	1070660	2,81E-07			
7,6	1126920	2,86E-07			
7,7	1184860	2,91E-07			
7,8	1244360	2,96E-07			
7,9	1305370	3,00E-07			
8	1368850	3,04E-07			
8,1	1432610	3,07E-07			

8,2	1499080	3,09E-07			
8,3	1564930	3,11E-07			
8,4	1633430	3,11E-07			
8,5	1703630	3,11E-07			
8,6	1775460	3,10E-07			
8,7	1848350	3,08E-07			
8,8	1926210	3,04E-07			
8,9	2005020	3,00E-07			
9	2085430	2,94E-07			
9,1	2172840	2,86E-07			
9,2	2262740	2,78E-07			
9,3	2349470	2,68E-07			
9,4	2430060	2,59E-07			
9,5	2516530	2,48E-07			
9,6	2607470	2,36E-07			
9,7	2702730	2,22E-07			
9,8	2803440	2,08E-07			
9,9	2928910	1,89E-07			
10	3035630	1,74E-07			
10,1	3098520	1,64E-07			
10,2	3206050	1,49E-07			
10,3	3263290	1,41E-07			
10,4	3358520	1,28E-07			
10,5	3444980	1,17E-07			
10,6	3554600	1,03E-07			
10,7	3655900	9,15E-08			
10,8	3755870	8,07E-08			
10,9	3842720	7,21E-08			
11	3956120	6,17E-08			
11,1	4039860	5,47E-08			
11,2	4145620	4,68E-08			
11,3	4224830	4,14E-08			