

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**Análisis de fatiga en el eje de una turbina usando acero AISI 4135  
sobre la vida en servicio**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

**AUTOR**

**Gustavo Fernando Ramirez Rivera**

**ASESOR**

**Jony Villalobos Cabrera**

<https://orcid.org/0000-0003-3643-5498>

**Chiclayo, 2024**

**Análisis de fatiga en el eje de una turbina usando acero AISI  
4135 sobre la vida en servicio**

PRESENTADA POR

**Gustavo Fernando Ramirez Rivera**

A la Facultad de Ingeniería de  
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo  
para optar el título de

**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

APROBADA POR

Luis Alberto Gonzales Bazán

PRESIDENTE

Lucio Antonio Llontop Mendoza  
SECRETARIO

Jony Villalobos Cabrera  
VOCAL

## **Dedicatoria**

A mi familia, empezando por mi madre quien por su gran esfuerzo y carácter me empujó a esforzarme aún más por lograr mis objetivos. A mi padre quien tuvo que dejarlo todo para poder darme un futuro mejor y a mi abuela quien fue la persona que más influyó en mi vida.

---

INFORME DE ORIGINALIDAD

---

**20%**

INDICE DE SIMILITUD

**20%**

FUENTES DE INTERNET

**3%**

PUBLICACIONES

**9%**

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

---

FUENTES PRIMARIAS

---

<b>1</b>	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<b>8%</b>
<b>2</b>	<b>tesis.usat.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>3</b>	<b>archive.org</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>4</b>	<b>es.scribd.com</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>5</b>	<b>repositorio.espe.edu.ec</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>6</b>	<b>repositorio.uncp.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>7</b>	<b>www.osti.gov</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1%</b>
<b>8</b>	<b>worldwidescience.org</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1%</b>

---

## Índice

Resumen .....	9
Abstract.....	10
Introducción.....	11
<b>1. OBJETIVOS.....</b>	<b>12</b>
<b>1.1. Objetivo General. ....</b>	<b>12</b>
<b>1.2. Objetivos Específicos. ....</b>	<b>12</b>
Revisión de literatura .....	13
<b>1.1. Antecedentes.....</b>	<b>13</b>
<b>1.2. Bases teóricas científicas.....</b>	<b>14</b>
<b>2. JUSTIFICACIÓN .....</b>	<b>26</b>
<b>3. FORMULACIÓN DE PROBLEMA .....</b>	<b>27</b>
<b>4. METODOLOGÍA.....</b>	<b>27</b>
<b>4.1 Definición de variables.....</b>	<b>27</b>
<b>4.2. Procesos .....</b>	<b>27</b>
<b>Resultados.....</b>	<b>30</b>
4.1. Identificar las causas de las fallas en el eje de la turbina y selección de herramientas para determinar la fatiga. ....	30
4.2. Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina con el material actualmente usado. ....	39
4.2.1. Diseño del eje .....	39
4.2.2. Material .....	42
4.2.3. Cálculo del análisis de falla por fatiga .....	43
4.2.4. Análisis estático en SolidWorks.....	50
4.2.5. Análisis de fatiga en SolidWorks .....	54
4.3. Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina utilizando el acero AISI 4135.....	56
4.3.1. Material .....	56
4.3.2. Cálculo del análisis de falla por fatiga .....	57
4.3.3. Análisis estático en SolidWorks.....	60
4.3.4. Análisis de fatiga en SolidWorks .....	64
4.4. Evaluación de resultados de la fatiga en el eje con el material comercial y el material propuesto. ....	66
<b>Conclusiones .....</b>	<b>68</b>
<b>Recomendaciones.....</b>	<b>68</b>
<b>Referencias .....</b>	<b>69</b>
<b>Anexos.....</b>	<b>70</b>

## Lista de ilustraciones

Ilustración 1 Diagrama de cuerpo libre de un reductor de engranes. ....	15
Ilustración 2 a) Diagrama de cuerpo libre de una viga mostrando el esfuerzo cortante. b) muestra al momento flector. ....	15
Ilustración 3 Componentes del esfuerzo en dirección x.....	16
Ilustración 4 Máquina rotativa de R.R. Moore. Dimensiones estándares de una probeta para ensayo.....	18
Ilustración 5 Diagrama S-N.....	18
Ilustración 6 Gráfica del límite de resistencia a la fatiga Vs. Resistencia a la tensión.....	19
Ilustración 7 patrones de carga.....	21
Ilustración 8 Diagrama de Goodman modificado .....	22
Ilustración 9 Diagrama de fallas en las regiones de tensión y compresión. ....	22
Ilustración 10 Diagrama de fatiga maestro con las cuatro componentes de esfuerzo. ....	23
Ilustración 11 Diagrama con criterios de falla .....	23
Ilustración 12 Fracción de resistencia a la fatiga f.....	25
Ilustración 13. (a) Se una fractura paralela y a 45° perteneciente a una fractura dúctil y frágil (b) se observa el canal chavetero que dio como origen una fisuración que se propago dando origen a las marcas de playa y como consecuencia de la propagación se produjo dos regiones de fractura por sobrecarga rápida .....	31
Ilustración 14 (a) Muestra el origen y la propagación de la fisura en consecuencia se inicia una fractura frágil con un ángulo de 45° seguido de una fisuración de orientación horizontal con una longitud menor a la fractura anterior y termina con una fractura dúctil a 45°. (b).....	32
Ilustración 15 (a) se aprecia una fractura vertical que pertenece a una fractura dúctil, la falla (b) el origen de la fisura en una región amplia que luego se produce una falla catastrófica por sobrecarga rápida (c) se observa el origen de fisuración dándonos como consecuencia el patrón “Chevron” por una cierta longitud hasta encontrar tres planos declivaje y una fractura por sobrecarga rápida. ....	33
Ilustración 16 Deformación plástica por esfuerzo continuo.....	34
Ilustración 17 Deformación plástica por esfuerzo cíclico .....	34
Ilustración 18 Vista cercana del radio de la brida transitoria después de detectar la grieta: (a) Grieta principal, (b) Capa anticorrosiva, (c) Picaduras de corrosión. ....	35
Ilustración 19 Fractura por fatiga .....	36
Ilustración 20 Diagrama de Goodman modificado. ....	38
Ilustración 21 Comparación de los métodos de Gerber, Goodman y Soderberg .....	39
Ilustración 22 Eje de turbina .....	39
Ilustración 23 Cubierta del eje .....	40
Ilustración 24 Capa carburizada del eje con espesor de 0.143mm.....	40
Ilustración 25 Apreciación de la franja carburizada a 50 μm con un espesor promedio de 0,143mm.....	41
Ilustración 26 Ensamble del eje-cubierta .....	41
Ilustración 27 Dimensionamiento del Eje .....	43
Ilustración 28 Diagrama de cuerpo de cuerpo libre del eje .....	43
Ilustración 29 DCL con cargas establecidas.....	44
Ilustración 30 DCL Plano YZ MDSOLID .....	45
Ilustración 31 Diagrama de esfuerzos cortantes YZ .....	45
Ilustración 32 Diagrama de momentos flectores YZ.....	45
Ilustración 33 DCL Plano XZ MDSOLID .....	46

Ilustración 34 Diagrama de esfuerzos cortantes XZ .....	46
Ilustración 35 Diagrama de momentos flectores YZ.....	46
Ilustración 36 Sección crítica .....	47
Ilustración 37 Fuerza aplicada en el eje .....	50
Ilustración 38 Torsión aplicada en el eje.....	50
Ilustración 39 Sujeción fija del eje .....	51
Ilustración 40 Sujeción de rodamiento.....	51
Ilustración 41 Mallado .....	52
Ilustración 42 Estudio de tensión .....	52
Ilustración 43 Desplazamientos .....	53
Ilustración 44 Deformación unitaria .....	53
Ilustración 45 Factor de seguridad .....	54
Ilustración 46 Curva S-N de fundición gris.....	54
Ilustración 47 Curva S-N AISI H12 .....	55
Ilustración 48 Daño acumulado.....	55
Ilustración 49 Vida total.....	56
Ilustración 50 Fuerza aplicada en el eje .....	60
Ilustración 51 Torsión aplicada en el eje.....	60
Ilustración 52 Sujeción fija del eje .....	61
Ilustración 53 Sujeción de rodamiento.....	61
Ilustración 54 Mallado .....	62
Ilustración 55 Estudio de tensión .....	62
Ilustración 56 Desplazamientos .....	63
Ilustración 57 Deformación unitaria .....	63
Ilustración 58 Factor de seguridad .....	64
Ilustración 59 Curva S-N de fundición gris.....	65
Ilustración 60 Curva S-N acero AISI 4135 .....	65
Ilustración 61 Daño acumulado.....	65
Ilustración 62 Vida total.....	66

## Lista de tablas

Tabla 1 Matriz de consistencia.....	29
Tabla 2 Ponderación del eje .....	37
Tabla 3 Composición química del AISI H12 .....	42
Tabla 4 Propiedades mecánicas del a AISI H12 .....	42
Tabla 5 Información de la malla .....	51
Tabla 6 Composición química del acero AISI 4135 .....	56
Tabla 7 Propiedades mecánicas del acero AISI 4135 .....	57
Tabla 8 Información de la malla .....	61
Tabla 9 Resultados análisis estático AISI H12 .....	66
Tabla 10 Resultados análisis estático acero 4135 .....	66
Tabla 11 Resultados análisis de fatiga acero AISI H12 .....	66
Tabla 12 Resultados análisis de fatiga acero 4135.....	67
Tabla 13 Resultados análisis de fatiga analógico .....	67
Tabla 14 Resistencia a la fatiga de los materiales .....	67



## Resumen

La implementación de turbinas para el aprovechamiento de energías renovables ha sido crucial para la evolución del hombre en los procesos de producción de energía, esta producción se debe al aprovechamiento de la energía cinética, convirtiéndola en energía mecánica para luego transmitir dicha energía a un generador volviéndola así energía eléctrica.

Al pasar los años esa conversión de energía produce un desgaste en los componentes de la turbina, en especial en el eje, ya que al ser el transmisor de la energía mecánica está expuesto a los cambios de temperatura, a los esfuerzos mecánicos y a la fatiga que produce la continua rotación con los alabes. Todo esto produce la drástica disminución de la vida útil en el eje de la turbina.

En la presente tesis tiene por objetivo realizar un análisis de fatiga en el eje de la turbina utilizando el software computacional SolidWorks con el fin de evaluar la vida útil del eje de acero con un material compuesto AISI 4135 y concluir cual es el material óptimo para el eje.

**Palabras clave:** SolidWorks, Turbina, Análisis de fatiga, eje de turbina.

### **Abstract**

The implementation of turbines for the use of renewable energies has been crucial for the evolution of man in the processes of energy production, this production is due to the use of kinetic energy, converting it into mechanical energy and then transmitting this energy to a generator, thus turning it into electrical energy.

Over the years, this energy conversion produces wear in the turbine components, especially in the shaft, since it is the transmitter of mechanical energy and is exposed to temperature changes, mechanical stresses and fatigue caused by the continuous rotation with the blades. All this causes the turbine shaft life to decrease considerably.

The objective of this thesis is to perform a fatigue analysis on the turbine shaft using the SolidWorks computational software in order to evaluate the service life of the steel shaft with an AISI 4135 composite material and to conclude which is the optimum material for the shaft.

**Keywords:** SolidWorks, Turbine, Fatigue analysis, turbine shaft.

## **Introducción**

Una parte importante de la electricidad está siendo producida por centrales térmicas antiguas y aunque las turbinas de vapor se están construyendo con materiales de excelente calidad como el acero CrMoNiV, debido a su buena dureza, resistencia en caliente, límite elástico, sin embargo presenta desventaja en su velocidad de enfriamiento [1]; la gran variedad de degradación en los metales a causa de la fluencia y/o fatiga podrían afectar tanto a piezas como componentes durante el funcionamiento en toda la vida útil en condiciones de alta temperatura. [2]

En la turbina, el eje a lo largo de toda su vida útil está en riesgo de sufrir fallas, tales como aplicaciones inadecuadas dadas en la instalación incorrecta de maquinaria y un mantenimiento ineficiente; un diseño defectuoso o sistemas de lubricación inapropiados. Así mismo, las fallas de fabricación se pueden dar por mecanizados o tratamientos térmicos defectuosos [3].

Debido a esto, el eje es el componente más crítico de una turbina, ya que los esfuerzos térmicos se producen por la variación de temperatura entre la superficie externa del rotor y la superficie interna del eje, ya que la parte exterior del eje está en contacto con la temperatura del vapor. [4]

El objetivo de la presente tesis es realizar un análisis de fatiga al eje de una turbina, los cuales están usualmente fabricados de acero CrMoNiV y presentan una vida útil limitada debido a la fluencia y a la fatiga térmica [5], por esta razón se realizará otro análisis de fatiga con un eje hecho de acero AISI 4135 para su comparación con los parámetros de mayor resistividad y vida útil utilizando el software computacional SOLIDWORKS.

## **1. OBJETIVOS.**

### **1.1.Objetivo General.**

- Analizar el eje de una turbina mediante el análisis de fatiga usando el acero AISI 4135 para evaluar su vida útil.

### **1.2.Objetivos Específicos.**

- Identificar las causas de las fallas en el eje de la turbina y selección de herramientas para determinar la fatiga.
- Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina con el material actualmente usado.
- Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina utilizando el acero AISI 4135.
- Evaluación de resultados de la fatiga en el eje con el material comercial y el material propuesto.

## Revisión de literatura

### 1.1. Antecedentes

S. Barella, M. Bellogini, M. Boniardi, S. Cincera [5] en este artículo los autores investigan el fallo del rotor de una turbina de 60MW de una central térmica. El rotor estaba hecho de acero CrMoNiV y la falla se produjo después de aproximadamente 10 años de funcionamiento.

Llegando a la conclusión de que la coalescencia de las pequeñas fisuras superficiales formó una amplia fisura circunferencial principal en la periferia del eje. El riesgo de fractura del eje debido a esta fisura circunferencial dependía de su progresión por tensiones térmicas hasta un tamaño lo suficientemente grande como para permitir la falla por fatiga mecánica de ciclo alto (debido a tensiones de flexión cíclicas del “peso propio” del rotor). Grietas como estas son peligrosas porque su posición las hace difíciles de detectar. Se deber realizar pruebas ND más precisas en turbinas de vapor en funcionamiento para determinar la existencia de grietas por fatiga en etapas tempranas (como sugieren muchos autores).

A. Carnero, E. L. Serrano, G. J. Nebradt y M. L. Leyva [4] en esta investigación los autores buscan instalar un monitor de estrés térmico del rotor para reducir el estrés térmico, reduciendo así el daño por fatiga y extendiendo su vida útil.

Concluyendo que, de acuerdo con los parámetros de operación de la turbina, se determina el gradiente de temperatura del área del sello laberíntico entre el canal de control y el primer canal de la sección de alta presión del rotor, se calcula el estrés térmico y estrés mecánico y por último la fatiga en cada ciclo operativo (arranque y parada).

cuenta para la realización de la presente tesis y se diferencian en las variables utilizadas para el cálculo de la vida útil.

Pino Gómez, Joel; Hernández Montero, Fidel Ernesto; Montesinos Otero, María E.; Téllez, Maria Antonia; Gonzáles Martínez, Julio; Cruz Guzmán, Yuritza; Arce Miranda, Jorge C [6] Los investigadores se proponen identificar los componentes mecánicos más relevantes que se presentan en las turbinas de vapor de una central termoeléctrica (CTE) cubana tras un extenso periodo de funcionamiento. Para lograr esto, se examinaron los registros históricos de fallos de tres turbinas de

100MW. Los datos recopilados y analizados revelaron que los elementos más importantes son las chumaceras, los rotores y los deflectores, en ese orden.

Montiel Polvillo, Mario [7] Se menciona que, al examinar la unión con ajuste a presión, se determinaron las dimensiones del eje y del agujero con las que se trabajará. El proyecto se dividirá en dos fases distintas: la primera será la obtención de las tensiones generadas y la segunda la estimación de la vida útil a fatiga. Se evaluarán los resultados analíticos bidimensionales y se compararán con los obtenidos a través de un análisis de elementos finitos en 2D utilizando ANSYS.

Concluyendo que se obtuvo entre el número de ciclos, la fuerza aplicada y el área crítica en la zona de contacto. El análisis incluye experimentos de ajuste, cambiando el ciclo de trabajo y sin ajuste.

Villalobos Quispe, Osmer [8] El propósito es estimar la vida útil del eje de transmisión de una trituradora de impacto en presencia de grietas mediante un análisis de fatiga. El autor busca calcular el esfuerzo y la vida útil a fatiga del eje utilizando el software SolidWorks Simulation basado en el método de elementos finitos. Los resultados obtenidos del análisis de esfuerzos y parámetros de fatiga indican que la vida útil del eje de accionamiento es de  $64.36 \times 10^8$  ciclos.

## **1.2. Bases teóricas científicas.**

### **1. Análisis del diagrama de cuerpo libre.**

Herramienta para la descomposición de un problema en partes más simples para su análisis y recopilación de información, sirve para los siguientes propósitos. [9]

- Establece las direcciones del eje de referencia.
- Simplifica el análisis.
- Logra el entendimiento de forma clara hacia otras personas.
- Simplifica el entendimiento y permite el realce de puntos importantes.
- Ayuda a plantear un análisis lógico y registra los pasos de solución.

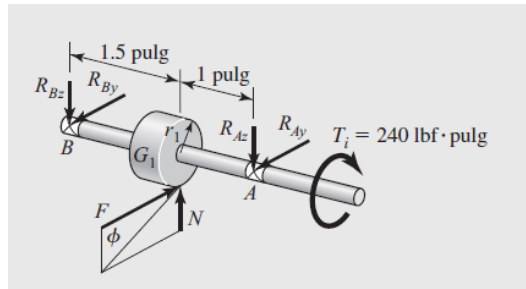


Ilustración 1 Diagrama de cuerpo libre de un reductor de engranes.

Fuente: [9]

## 2. Fuerza cortante ( $V$ ) y momentos flectores en vigas ( $M$ ).

La fuerza cortante se consigue al hacer la sumatoria de fuerzas desde el corte hacia la izquierda. El momento flector también es una sumatoria de los momentos hacia la izquierda respecto a la sección aislada del eje. [9]

$$V = \frac{dM}{dx} \text{ Pa} \quad \boxed{1}$$

La fuerza cortante es igual a la derivada del momento sobre la derivada de equis, el resultado nos dará en Pascales.

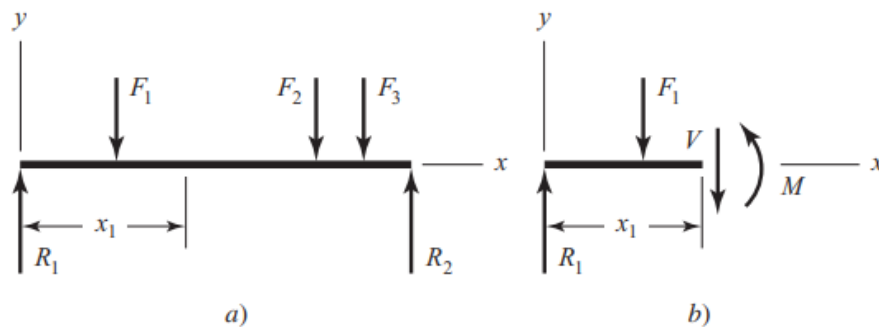


Ilustración 2 a) Diagrama de cuerpo libre de una viga mostrando el esfuerzo cortante. b) muestra al momento flector.

Fuente: [9]

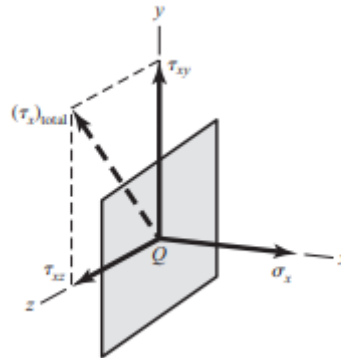
## 3. Esfuerzo

Es la distribución de fuerza en un punto sobre una superficie, siendo la única con esfuerzos normales  $\sigma$  (sigma) y esfuerzos cortantes tangenciales  $\tau$  (tau).

Sabiendo que si la dirección de  $\sigma$  es saliente de la superficie se considera esfuerzo de tensión y esfuerzo normal positivo, de lo contrario si la dirección de  $\sigma$  entra

hacia la superficie se volverá un esfuerzo compresible y se considerará negativo.

[9]



*Ilustración 3 Componentes del esfuerzo en dirección x*

Fuente: [9]

Los esfuerzos se pueden definir como:

$$\sigma = \frac{F_N}{A} \text{ Pa} \quad \boxed{2}$$

$$\tau = \frac{F_T}{A} \text{ Pa} \quad \boxed{3}$$

Donde  $F_N$  es fuerza normal,  $F_T$  es fuerza tangencial y  $A$  es el área del plano.

El esfuerzo normal también puede vincularse con la deformación unitaria elástica  $\epsilon$  dando como resultado la Ley de Hooke:

$$\sigma = E * \epsilon \text{ Pa} \quad \boxed{4}$$

Donde  $E$  es el módulo de elasticidad. [9]

#### 4. Flexión

Se produce por un momento flector, originado por una fuerza a una longitud determinada de un punto, y cuyo vector es perpendicular a la viga. [9]

#### 5. Torsión.

Cuando un vector momento se intercepta con el eje de un elemento mecánico se le denomina par de torsión, esto se debe a que el momento causa una torsión del elemento con respecto a su eje. [9]

#### 6. Concentración de esfuerzos.

Lugar del elemento de una máquina, en donde incrementa la acción de los esfuerzos, debido a la discontinuidad de la geometría. [9]



## 7. Teoría de fallas.

Las fallas en elementos pueden ocurrir por varios motivos tales como agrietamiento, fatiga, deformación permanente, corrosión y fractura. Hoy en día existen gran variedad de ensayos mecánicos para determinar el origen de la falla de un elemento. Los ensayos se ejecutan acatando si el material del elemento se considera dúctil o frágil. [9]

Para material dúctil:

- a. Esfuerzo cortante máximo.
- b. Energía de distorsión.
- c. Mohr Coulomb dúctil.

Para material frágil:

- a. Esfuerzo normal máximo.
- b. Mohr Coulomb frágil.
- c. Mohr modificada.

## 8. Fatiga

R. G. Budynas [9] nos dice que por lo general debido a los esfuerzos fluctuantes los componentes de una maquinaria fallarán, sin embargo, al realizar un análisis más cuidadoso muestra que la tensión máxima real es menos que la resistencia última del material y que normalmente son menores que el esfuerzo de fluencia. Estas fallas tienen la particularidad es que los esfuerzos se repitieron muchas veces. Por consiguiente, a esta falla se le llamará falla por fatiga. [9]

Una falla por fatiga tiene el aspecto similar a una fractura frágil, dado que la zona de la fractura es plana y perpendicular al eje del esfuerzo con la carencia de adelgazamiento. Este tipo de fallas se manifiestan en tres etapas. La primera etapa se inicia con la aparición de microgrietas debido a la deformación plástica cíclica, seguida inmediatamente por la propagación cristalográfica; esta fase no es visible. En la segunda etapa, surgen macrogrietas que forman superficies paralelas en forma de mesetas, divididas por crestas longitudinales, y aparecen las marcas de playa. Finalmente, en la tercera etapa, durante el ciclo de esfuerzo final del material, se produce una fractura rápida y repentina. [9]

## 9. Métodos de fatiga – vida.

Para el diseño y análisis, existen tres métodos principales: el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y la mecánica de la fractura lineal elástica. Estos métodos se utilizan para pronosticar la vida útil en términos del número de ciclos hasta la falla,  $N$ . Según R. G. Budynas, una vida útil de  $1 \leq N \leq 10^3$  ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, mientras que la fatiga de alto ciclaje corresponde a  $N > 10^3$  ciclos. [9]

## 10. Esfuerzo – vida.

Para calcular la resistencia de los materiales hasta su falla por fatiga, se realizan experimentos con muestras de ejes a las que se les aplican fuerzas repetitivas, contando los ciclos de esfuerzo hasta que ocurre la fractura. El ensayo más comúnmente utilizado es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de Moore. [9]

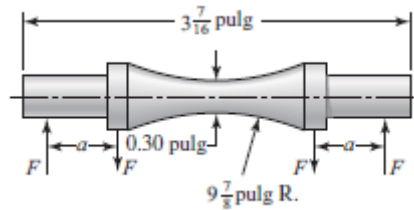


Ilustración 4 Máquina rotativa de R.R. Moore. Dimensiones estándares de una probeta para ensayo

Fuente: [9]

Para lograr un estudio de resistencia a la fatiga de un material exitoso, se necesita un gran número de ensayos. En el caso del ensayo de viga rotativa, se le aplica una carga de flexión y se registra por el número de revoluciones de la viga hasta el momento de su falla. El estudio realiza un esfuerzo menor que la resistencia última del material continuando con un esfuerzo menor que el primero así sucesivamente graficando los resultados en un diagrama  $S - N$ . [9]

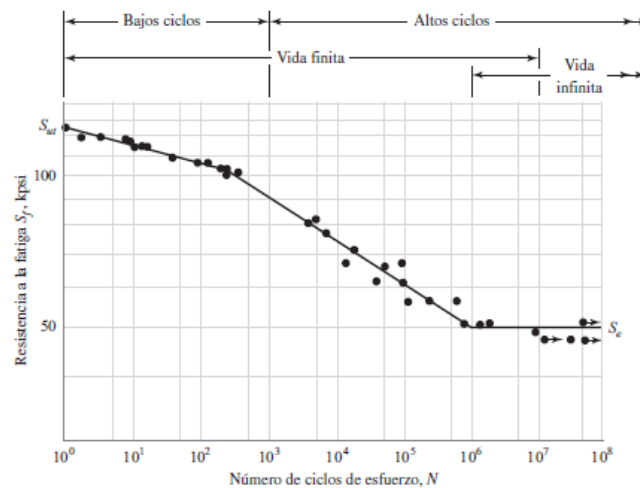


Ilustración 5 Diagrama  $S-N$

Fuente: [9]

### 11. Método de deformación – vida.

Uno de los mejores debido a su enfoque avanzado al explicar la naturaleza de la falla. Este ensayo se usa para evaluar las resistencias a la fatiga, pero cuenta con la desventaja de que es necesario ajustar varias idealizaciones por consiguiente existirá inquietud en los resultados.

El esfuerzo supera el límite elástico se produce una deformación plástica la cual al ser parte del ciclo de vida se dará repetidas veces, por lo que es necesario estudiar el comportamiento del material ante una deformación cíclica. [9]

### 12. Fractura lineal – elástica.

La fractura lineal elástica se compone en tres fases, la etapa I se da por el desplazamiento de cristal el cual se esparce por imperfecciones superficiales, estas son invisibles para el observador, la fase II se puede observar la falla a través de microscopio electrónico, nos muestra la progresión de la grieta y por último la etapa III es el rápido crecimiento de la grieta y como resultado la fractura. [9]

### 13. Límite de resistencia a la fatiga.

Existen muchos datos sobre los resultados de ensayos tomados de la misma barra, la siguiente grafica sugiera que el límite de resistencia varía entre 40 y 60 por ciento de la resistencia a la tensión de aceros, comenzando en alrededor de  $S_{ut} = 210 \text{ kpsi}$  ( $1450 \text{ MPa}$ ), la dispersión incrementa, pero la tendencia se nivela como sugiere en  $S'_e = 105 \text{ kpsi}$ . [9]

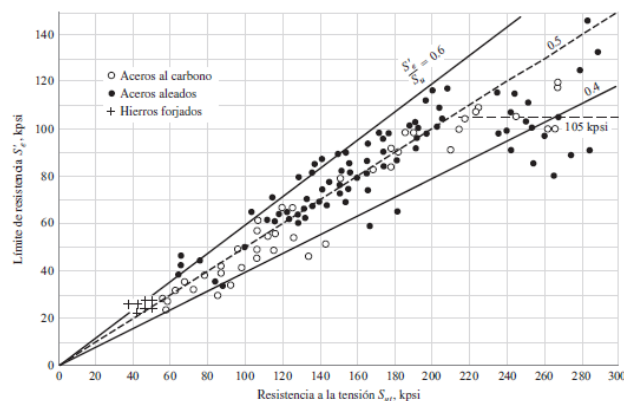


Ilustración 6 Gráfica del límite de resistencia a la fatiga Vs. Resistencia a la tensión

Fuente: [9]

A continuación, se explicará un método para calcular los límites de resistencia a la fatiga, como vemos en la gráfica el área de dispersión es grande, por lo tanto, se realizará un equilibrio mediante el empleo de factores de diseño. [9]

$$S'_e \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \boxed{5}$$

Donde  $S_{ut}$  es la resistencia tensión mínima y  $S_e$  es la misma muestra, pero del método de viga rotativa, se debe tener en cuenta que las resistencias de ambos pueden ser muy diferentes. [9]

#### 14. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Para calcular los límites de resistencia en un laboratorio, se ensaya bajo condiciones controladas, se debe tener en cuenta que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento no será igual a los valores obtenidos en laboratorio. [9]

Las diferencias son:

- Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzos, velocidad, rozamiento, excoiación.
- Material: composición, base de falla y variabilidad.
- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.

Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La ecuación de Marín se escribe [9]

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \text{ kpsi} \quad \boxed{6}$$

Donde:

$k_a$ = Factor de modificación de tamaño.

$k_c$ = Factor de modificación de carga.

$k_d$ = Factor de modificación de temperatura.

$k_e$ = Factor de confiabilidad.

$k_f$ = Factor de modificación de efectos varios.

$S'_e$ = Limite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria.

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

#### 15. Caracterización de los esfuerzos fluctuantes.

Los esfuerzos se aplican de manera sinusoidal debido al movimiento rotatorio, aunque también existen otros tipos de patrones, algunos bastante irregulares. Por lo tanto, es fundamental identificar los picos máximo y mínimo. Así, las fuerzas máximas y mínimas en un ciclo de carga se emplean para caracterizar el patrón. Conociendo estos valores, se pueden formular las ecuaciones necesarias. [9]

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} N \quad \boxed{7}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| N \quad \boxed{8}$$

Donde  $F_m$  es la media de la fuerza y  $F_a$  es la amplitud de la misma. Por lo tanto, estas variables toman la forma de esfuerzos y se expresan de la siguiente forma

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} Pa \quad \boxed{9}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| Pa \quad \boxed{10}$$

La ecuación 9 se puede explicar cómo, el promedio entre el esfuerzo máximo  $\sigma_{m\acute{a}x}$  y el esfuerzo mínimo  $\sigma_{m\acute{i}n}$ .

La ecuación 10 se explica cómo, la componente de amplitud  $\sigma_a$  es igual al factor absoluto de la sustracción entre el esfuerzo máximo  $\sigma_{m\acute{a}x}$  y el esfuerzo mínimo  $\sigma_{m\acute{i}n}$ , se debe tener en cuenta el intervalo de esfuerzo  $\sigma_r$  y el esfuerzo estático o constante  $\sigma_s$ . [9]

Usualmente las cargas pueden tomar la siguiente forma:

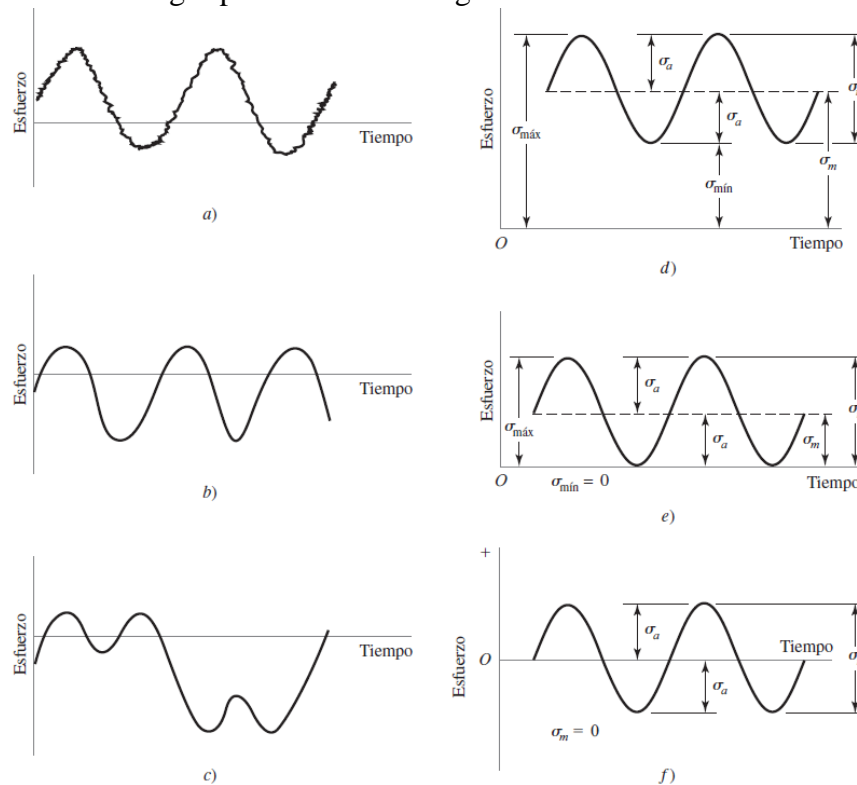


Ilustración 7 patrones de carga

Fuente: [9]

Debemos tener en cuenta las ecuaciones de razón de esfuerzo R y de la razón de amplitud A:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad \boxed{11}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \boxed{12}$$

**16. Criterios de falla por fatiga ante cargas variables**

Para explicar los criterios de falla se visualizará los gráficos para resultados de ensayo

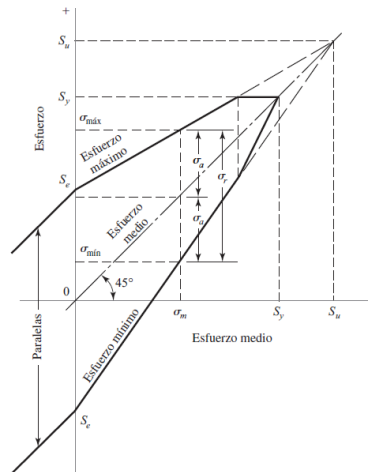


Ilustración 8 Diagrama de Goodman modificado

Fuente: [9]

La ilustración 8 muestra el esfuerzo medio en el eje de abscisas y las componentes faltantes en el eje de ordenadas. Esta gráfica consiste en rectas dibujadas hasta el límite de resistencia a la fatiga. [9]

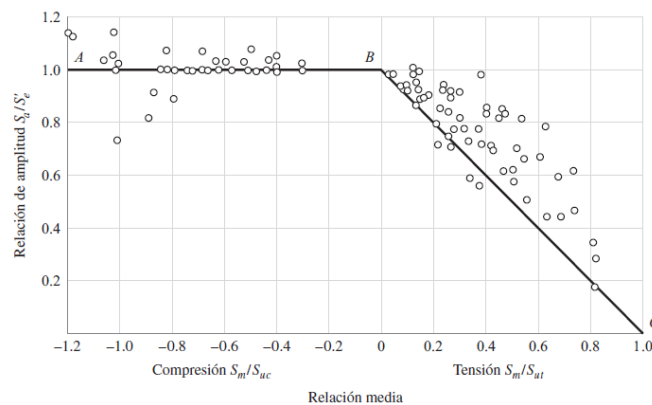


Ilustración 9 Diagrama de fallas en las regiones de tensión y compresión.

Fuente: [9]

El diagrama de la ilustración 9, indica el vínculo entre la resistencia media y la resistencia ultima en el eje de abscisas y el vínculo entre la resistencia alternante con el límite de resistencia a la fatiga. Logrando que la recta BC sea el criterio de Goodman modificado. [9]

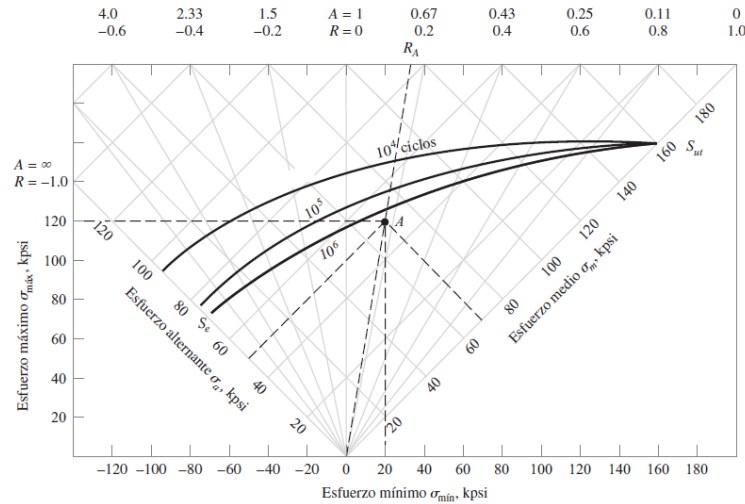


Ilustración 10 Diagrama de fatiga maestro con las cuatro componentes de esfuerzo.

Fuente: [9]

En la ilustración 10, muestra las componentes de esfuerzo y sus relaciones. Se gráfica empezando desde  $S_e$  en esfuerzo alternante y termina en  $S_{ut}$  sobre el esfuerzo medio. La seguridad se obtiene cuando el punto está por debajo de la vida constante. [9]

A continuación, se presenta la ilustración 11 con los criterios de falla, siendo el criterio de M. Soderberg el único con protección contra la fluencia, pero presenta un sesgo bajo, además se observa que el criterio de Goodman es sencillo de graficar, pero no se puede cuantificar su sesgo y no es conservador. [9]

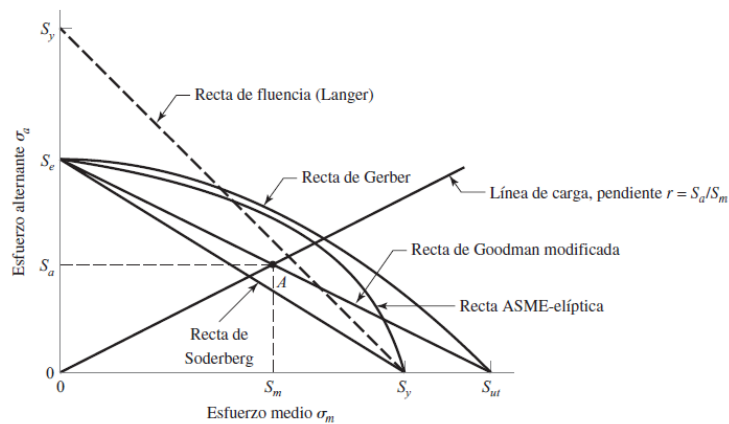


Ilustración 11 Diagrama con criterios de falla

Fuente: [9]

**17. Criterios.**

Los criterios a tomar para el ensayo de análisis de falla por fatiga son los siguientes:

- Criterio de Gerber.

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \boxed{13}$$

- Criterio de Goodman

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \boxed{14}$$

- Criterio de Soderberg

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad \boxed{15}$$

Es la única que ofrece protección contra la fluencia



### 18. Resistencia a la fatiga.

Se puede observar que la fatiga de bajo ciclo abarca desde un solo ciclo hasta casi mil ciclos. En esta región, la resistencia a la fatiga  $S_f$  es menor que la resistencia a la tensión  $S_{ut}$ . De igual modo, se puede afirmar que el rango de fatiga de alto ciclo se extiende de  $10^6$  a  $10^7$  ciclos. Los ensayos, basados en prueba y error, han demostrado que los datos de fatiga se organizan mediante una conversión logarítmica del esfuerzo y los ciclos de falla. [9]

$$a = \frac{(f_x S_{ut})^2}{S_e} \quad \boxed{16}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f_x S_{ut}}{S_e}\right) \quad \boxed{17}$$

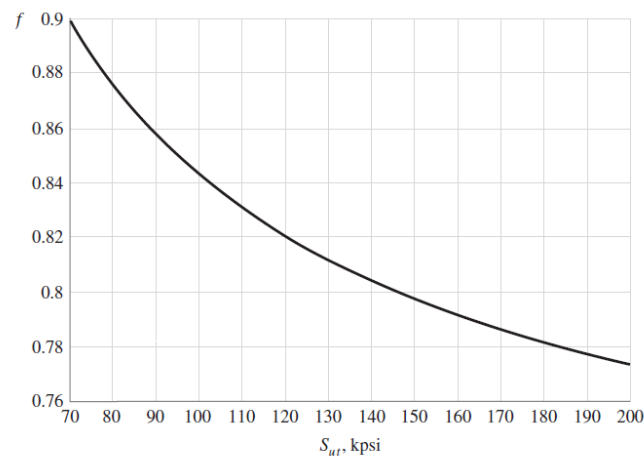


Ilustración 12 Fracción de resistencia a la fatiga  $f$

Fuente: [9]

$$N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{1/b} \text{ Kpsi} \quad \boxed{18}$$

### 19. Materiales compuestos.

Es la combinación exitosa de dos o más materiales distintos sin que se produzca una reacción química entre ellos, podemos identificar dos fases principales

- Fase discontinua y más rígida, que se denomina esfuerzo.
- Fase continua y menos regida, que se denomina matriz.

### 20. Turbina.

Maquinaria compuesta por una rueda con varias paletas, que, al recibir un fluido de manera continua en su parte central, lo expulsa aprovechando la energía y generando una fuerza motriz.

### 21. Eje

Elemento mecánico el cual atraviesa un cuerpo giratorio para servirle de sostén en el movimiento.

## 2. JUSTIFICACIÓN

➤ **Social:** El beneficio social será para los trabajadores de la industria en la que se encuentra la turbina, puesto que al lograr el objetivo de aumentar la vida útil lograremos disminuir el paro de maquinaria por fallas lo cual no afectará la continuidad de trabajo de los operarios.

➤ **Económica:** La implementación de nuevos materiales en la construcción del eje de la turbina generará una reducción en el coste de manufactura y mantenimiento.

**Ambiental:** Al aumentar la vida útil del eje de la turbina lograremos disminuir la compra de repuestos, por consiguiente, reduciremos la contaminación por desechos de piezas con fallas y el proceso de reutilización de estas.

➤ **Tecnológico:** Al implementar un nuevo material en la manufacturación del eje se logrará el interés en innovación de materiales como el AISI 1050 para la construcción de piezas mecánicas

### 3. FORMULACIÓN DE PROBLEMA

¿Cómo influye el uso del acero AISI 4135 en el eje de una turbina respecto a su vida útil?

#### Materiales y métodos

### 4. METODOLOGÍA

#### 4.1 Definición de variables.

##### 4.1.1 Esfuerzos.

Fuerzas resultantes de una distribución de tensiones sobre una sección recta en barras.

##### 4.1.2 Fuerza.

Presión ejercida sobre un cuerpo que origina un movimiento o deformación del mismo.

##### 4.1.3 Torsión.

Deformación de un cuerpo por giro respecto a un eje.

##### 4.1.4 Eje.

Pieza cilíndrica maciza con el fin de girar respecto a su eje de simetría.

##### 4.1.5 Fatiga.

Fenómeno de falla de material debido al crecimiento gradual de grietas causadas por cargas cíclicas.

##### 4.1.6 Vida.

Duración de uso de algún componente, empieza desde su puesta en servicio hasta el retiro del mismo debido a la pérdida de capacidad de asegurar su función.

##### 4.1.7 Curva del ciclo de vida fatiga

Representación gráfica de los puntos de datos de fatiga es la amplitud de tensión cíclica frente al número de ciclos hasta el fallo.

#### 4.2. Procesos

##### 4.2.1 Análisis estático.

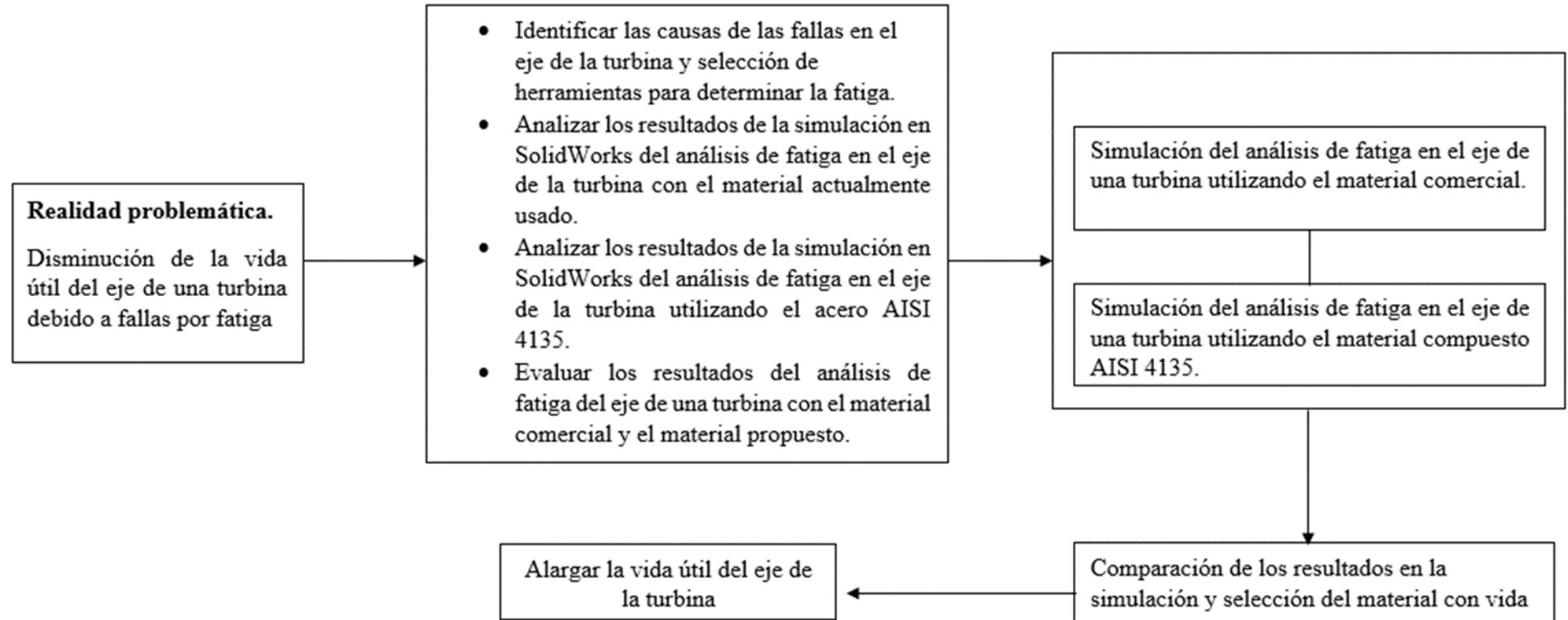
Al aplicar las cargas de fuerza, torsión y sujeción en el eje permitiendo el estudio de un análisis estático, lanzando resultados en cuatro estudios, tensión, desplazamientos, deformación unitaria y factor de seguridad.

##### 4.2.2 Análisis de fatiga.

Una obtenidos los resultados del análisis estático se limitó el número de ciclos vida a  $N = 10^7$  con el fin de obtener la curva S – N y así obtuvimos los resultados de los estudios de daño acumulado y ciclos vida.

## DISEÑO METODOLÓGICO

Metodología del diseño.



### Matriz de consistencia

Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología
¿Cómo influye el uso del acero AISI 4135 en el eje de una turbina respecto a su vida útil?	General	General	<p><b>VARIABLE INDEPENDIENTE.</b> Análisis de fatiga en el eje de una turbina usando materiales compuestos,</p> <p><b>Indicadores:</b> Esfuerzo, desplazamientos, energía de deformación unitaria, factor de seguridad.</p> <p><b>VARIABLE DEPENDIENTE</b> Evaluar la vida útil del eje mediante SolidWorks.</p> <p><b>Indicadores:</b> Vida (Número de ciclos)</p>	<p><b>DISEÑO DE INVESTIGACIÓN</b> Tipo aplicada - correlacional</p> <p><b>TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS</b> En este proyecto de investigación se usará la observación a través de archivos audiovisuales.</p> <p><b>POBLACIÓN Y MUESTRA</b> La unidad de estudio es el eje de una turbina. La población serán las turbinas existentes.</p>
	Analizar el eje de una turbina mediante el análisis de fatiga usando el acero AISI 4135 para determinar su vida útil.	Si se evalúa la vida útil del eje de una turbina comparando su amaterial de manufacturación con materiales compuestos mediante un análisis de falla por fatiga, entonces, se aumentará la vida útil de la turbina.		
	Específicos	Específicos		
	1. Identificar las causas de las fallas en el eje de la turbina y selección de herramientas para determinar la fatiga.	1. Si se identifican las causas de las fallas en el eje de la turbina, entonces, se podrán realizar un análisis de falla por fatiga con el fin de evaluar la vida útil del eje.		
	2. Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina con el material actualmente usado.	2. Si se analizan los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de falla por fatiga en el eje de una turbina, entonces se determinará la vida útil del eje de la turbina usando el material CrMoNIV.		
	3. Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina utilizando el acero AISI 4135.	2. Si se analizan los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de falla por fatiga en el eje de una turbina, entonces se determinará la vida útil del eje de la turbina usando el material AISI 4135.		
4. Evaluación de resultados de la fatiga en el eje con el material comercial y el material propuesto.	4. Si se comparan los resultados obtenidos al analizar la simulación en SolidWorks del análisis de falla por fatiga en el eje de una turbina con materiales compuestos, entonces se determinará el material que tenga una vida útil más larga para la construcción del eje de la turbina.			

Tabla 1 Matriz de consistencia

## Resultados

4.1. Identificar las causas de las fallas en el eje de la turbina y selección de herramientas para determinar la fatiga.

### 4.1.1. Fallas en ejes

Se considera que existe una falla cuando el elemento de una máquina deja de funcionar correctamente incumpliendo los requisitos de su diseño.

Los ejes son componentes mecánicos que soportan cargas de compresión, flexión, torsión y tracción, además de combinaciones de estas fuerzas. También pueden estar expuestos a entornos y movimientos agresivos, en contraste con otros elementos mecánicos. [10] Las razones más comunes de la falla son por:

- ✓ Deformación Plástica.
- ✓ Desgaste.
- ✓ Fractura.
- ✓ Fatiga por contacto.
- ✓ Corrosión.

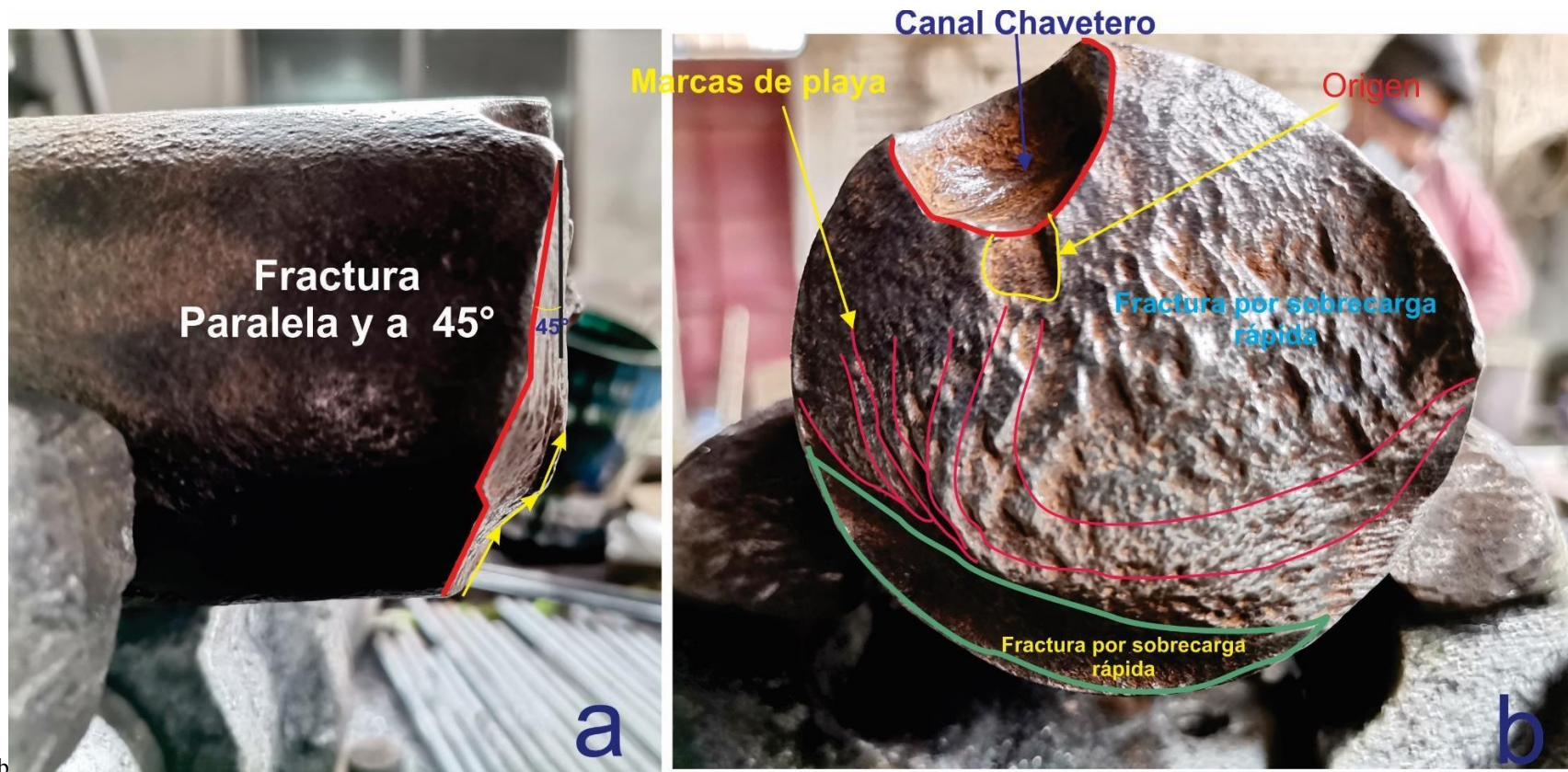


Ilustración 13. (a) Se una fractura paralela y a 45° perteneciente a una fractura dúctil y frágil (b) se observa el canal chavetero que dio como origen una fisuración que se propagó dando origen a las marcas de playa y como consecuencia de la propagación se produjo dos regiones de fractura por sobrecarga rápida

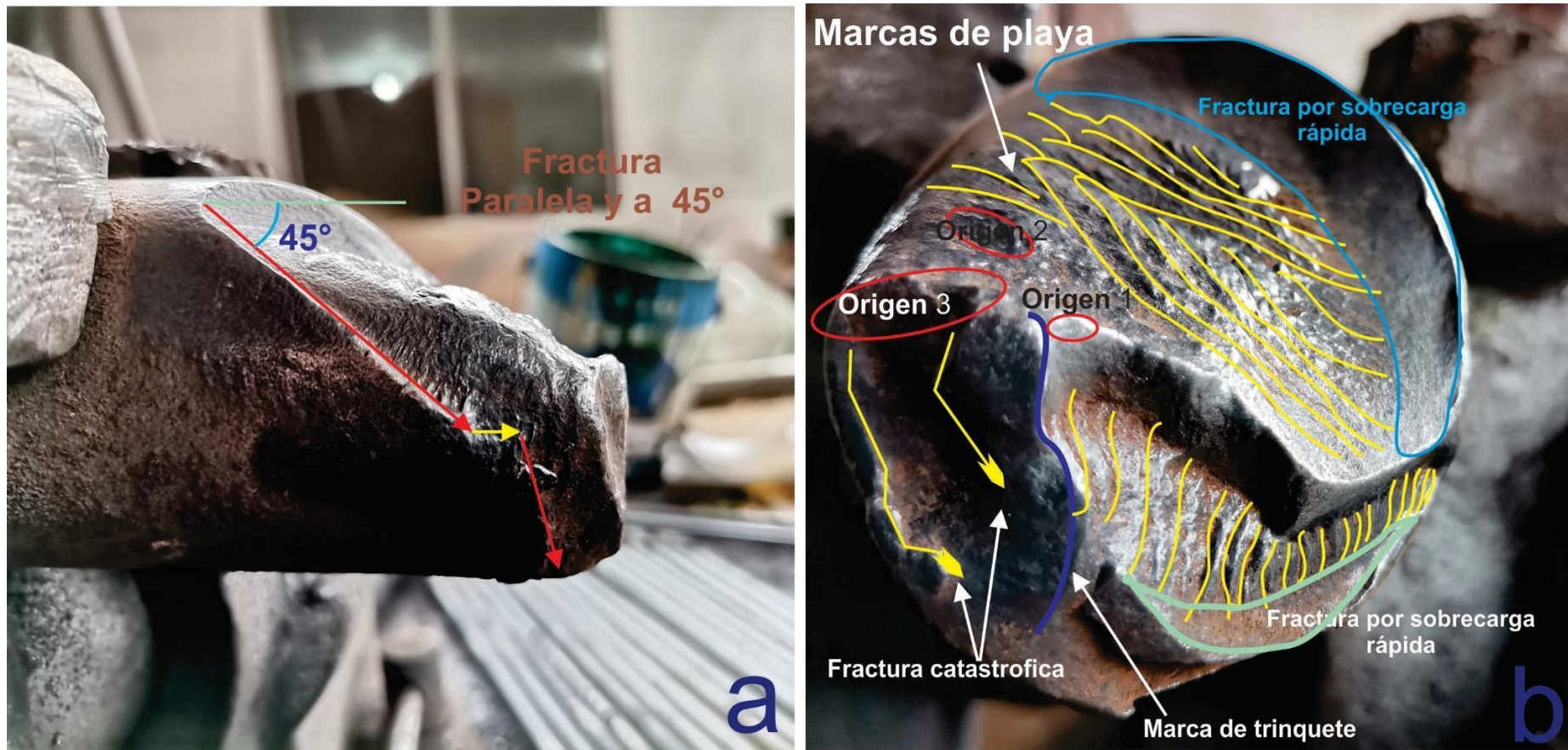
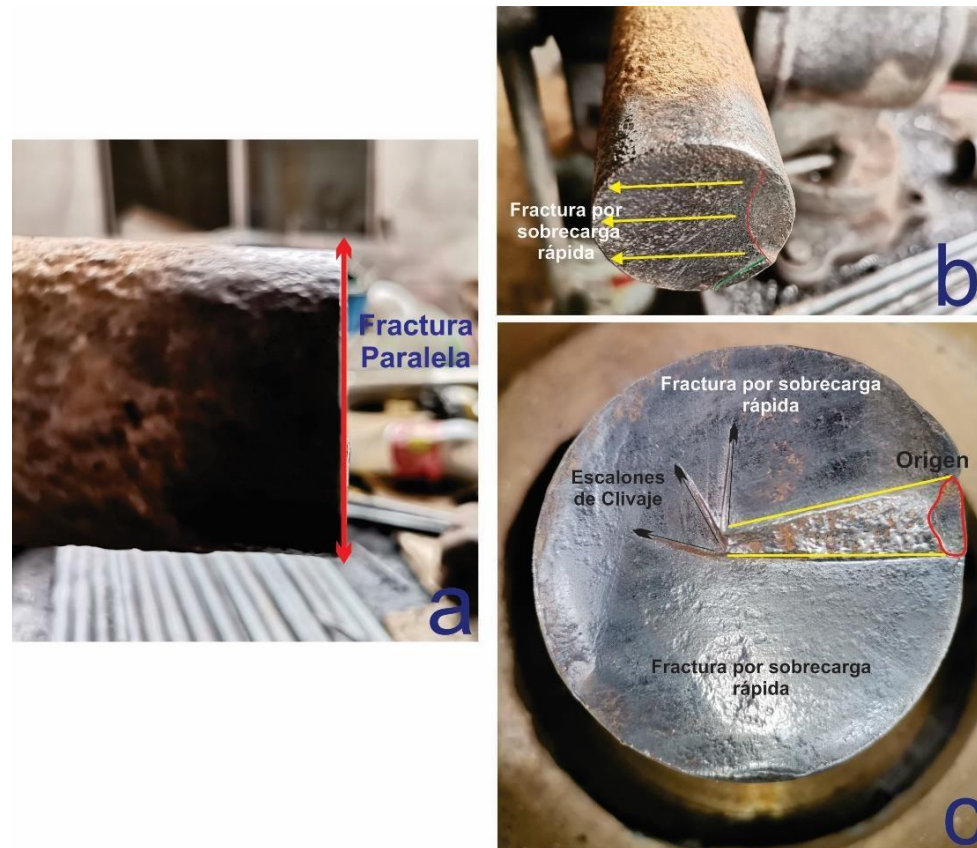


Ilustración 14 (a) Muestra el origen y la propagación de la fisura en consecuencia se inicia una fractura frágil con un ángulo de 45° seguido de una fisuración de orientación horizontal con una longitud menor a la fractura anterior y termina con una fractura dúctil a 45°. (b)





*Ilustración 15 (a) se aprecia una fractura vertical que pertenece a una fractura dúctil, la falla (b) el origen de la fisura en una región amplia que luego se produce una falla catastrófica por sobrecarga rápida (c) se observa el origen de fisuración dándonos como consecuencia el patrón "Chevron" por una cierta longitud hasta encontrar tres planos declivaje y una fractura por sobrecarga rápida.*

#### 4.1.2. Desgaste

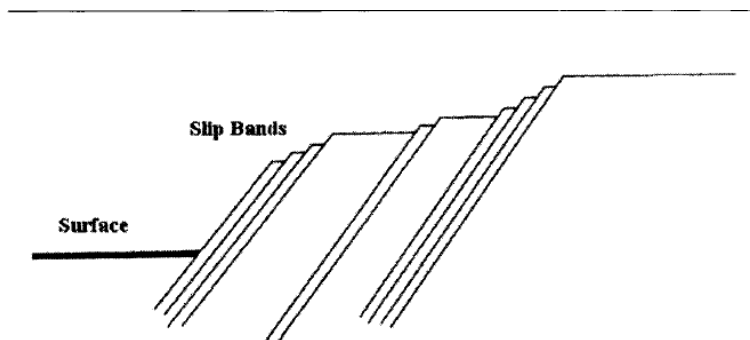
Pérdida del material sin que involucren reacciones químicas, esto puede tanto afectar las dimensiones de los ejes como dañar la forma de la superficie de los mismos.

Tipos de desgastes:

- ✓ Desgaste abrasivo: Causado por partículas extrañas en la superficie del eje.
- ✓ Desgaste adhesivo: Causado por el movimiento existente entre el eje con otros elementos mecánicos aledaños.

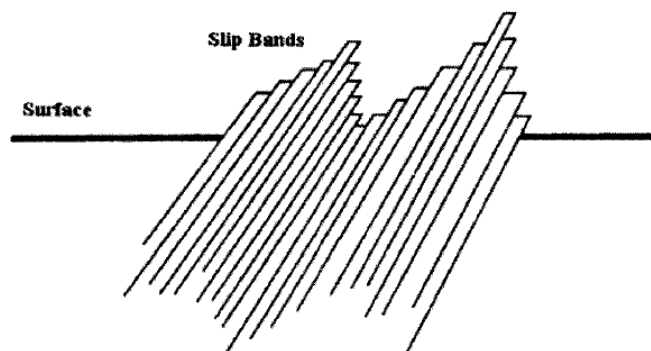
#### 4.1.3. Deformación plástica

El fenómeno ocurre cuando los esfuerzos aplicados al eje superan el límite elástico del material. Esto podría evitar la correcta funcionalidad de los ejes, Asimismo existe la deformación plástica permanente la cual aparece cuando el eje está sujeto a torsión pandeo y flexión.



*Ilustración 16 Deformación plástica por esfuerzo continuo*

Fuente: [12]



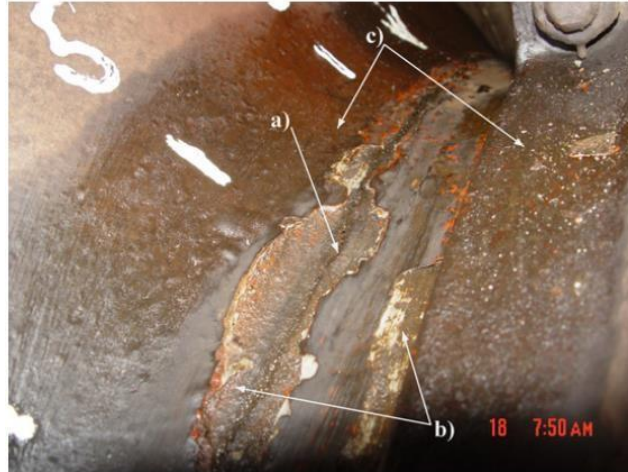
*Ilustración 17 Deformación plástica por esfuerzo cíclico*

Fuente: [12]

#### 4.1.4. Corrosión

Se identifica con la pérdida gradual del material a causa de un elemento químico externo.

La corrosión presente en ejes se puede calificar por corrosión – esfuerzo, uniforme y por picadura. [10]



*Ilustración 18 Vista cercana del radio de la brida transitoria después de detectar la grieta: (a) Grieta principal, (b) Capa anticorrosiva, (c) Picaduras de corrosión.*

Fuente: [5]

#### 4.1.5. Fatiga por contacto

Es causado por el movimiento que existe entre el eje con elementos mecánicos aledaños.

#### 4.1.6. Fractura

Se produce cuando un eje es seccionado en dos partes o más. Las fallas por fractura se dividen en:

##### 4.1.6.1. Fractura dúctil

Falla causada por fractura es inusual porque implica una deformación plástica y por el tiempo que tardan las fisuras en propagarse hasta la fractura.

Una característica de esta falla es la superficie fibrosa y gris opaca que deja tras ocurrir. Usualmente se dan en dirección plana o inclinada respecto a las tensiones máximas. [10]

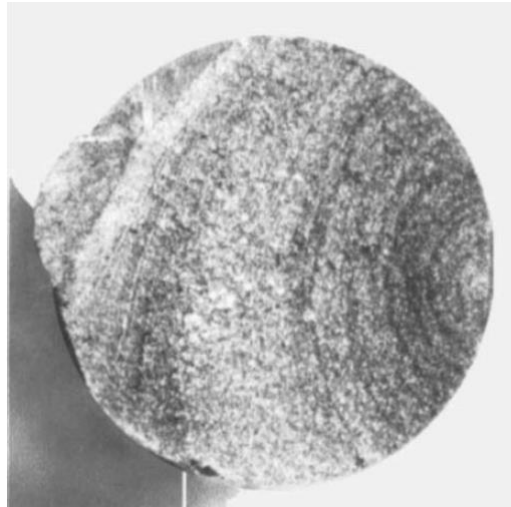
##### 4.1.6.2. Fractura frágil

Se dan de manera fortuita sin una visible deformación plástica, suele darse por sobrecargas o impacto. Ubicadas en zonas ocupadas por concentradores de tensión.

Su superficie es granular y reluciente, perpendicular a la dirección de las tensiones máximas. [10]

#### 4.1.6.3. Fractura por fatiga

Es la más común en ejes debido a que estos elementos mecánicos cumplen los requisitos principales para tales fallas, requisitos como, cargas cíclicas y concentradores de tensión.



*Ilustración 19 Fractura por fatiga*

Fuente: [5]

#### 4.1.7. Principales causantes de las fallas en los ejes

Los problemas que mayormente causan las fallas en los ejes son producidos por dificultades en el diseño, en la fabricación y en el material.

##### 4.1.7.1. Problemas de diseño

Los problemas más comunes en el diseño son:

- ✓ Infravalorar los esfuerzos en servicio.  
Desencadena en una falla dúctil o en una falla catastrófica en caso de fatiga.
- ✓ Geometría no deseable.  
Es un error muy común debido a que los ejes suelen llevar grandes concentradores de tensión como canales chaveteros.
- ✓ Selección errónea de materiales.
- ✓ Selección errónea del tratamiento térmico.

##### 4.1.7.2. Problemas de fabricación

Se dan debido a los siguientes factores:

- ✓ Acabado superficial ineficiente, pueden generar concentradores de esfuerzos por tanto originar una fisura.
- ✓ Quemaduras de maquinado.
- ✓ Deficiente ejecución del tratamiento térmico, puede generar fisuras en el temple, sobrecalentamientos.
- ✓ Inadecuado tratamiento superficial.

#### 4.1.8. Problemas en el material

4.1.8.1. Mala calidad del material

4.1.8.2. Composición química del material no cumple con la normativa

4.1.8.3. Fases indeseables, no metálicas. Esto es muy importante porque las inclusiones actúan como concentradores de tensión y reducen en gran medida la resistencia a la fatiga

Necesidades		Métrica					
		1	2	3	4	5	6
		Ajustes y tolerancias	Norma GOST 25.502/79	Tratamientos térmicos	Fabricante	Norma GOST 977-88	Diseño eficiente
1	Fácil montaje y desmontaje	.					.
2	Desgaste			.			
3	Durabilidad						.
4	Rst. a la deformación plástica				.	.	
5	Rst. a la corrosión			.			
6	Rst. a la fatiga por contacto		.				.
7	Rst. la fractura		.	.			.
8	Rst. a altas temperaturas			.	.	.	

*Tabla 2 Ponderación del eje*

#### 4.1.9. Selección de herramientas para el análisis de fatiga

Para poder realizar los Análisis de fatiga utilizaremos un software que realice ingeniería asistida por computadora (CAE), dicho software consta de tres pasos:

- ✓ Preprocesamiento, Modelado de la geometría y propiedades físicas del diseño, también se aplican las cargas y limitaciones presentes.
- ✓ Resolución, Se resuelve el diseño aplicando una fórmula matemática aplicada de la física subyacente.
- ✓ Postprocesamiento, Aquí se presentan los resultados que obtuvo el software al analizar el diseño.

Algunas aplicaciones del CAE son, Análisis de tensión, dinámicas, análisis térmicos hasta sistemas de control.

En el caso de este análisis utilizaremos el software SolidWorks, debido a que brinda gran cantidad de soluciones para el desarrollo de los aspectos implicados con el proceso realizado, entre ellos tenemos la función de ingeniería asistida por computadora (CAE), lo cual es clave para finalizar este análisis.

Cálculo realizado por SolidWorks

- Análisis estático.

✓ Von mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

✓ URES. Desplazamientos resultantes.

Escala para medir la prueba de desviación.

✓ ESTRN. Deformación unitaria equivalente.

$$ESTRN = 2 \left[ \frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{3} \right]^{\frac{1}{2}}$$

✓ Factor de seguridad.

$$n_s = \frac{S_y}{\sqrt{\frac{1}{2} * ((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)}}$$

- Análisis de fatiga.

✓ El método de Goodman, utilizado para la predicción de fallas, ha demostrado una buena correlación con los datos experimentales y se encuentra dentro del margen de dispersión de estos datos. La ecuación de Goodman es.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

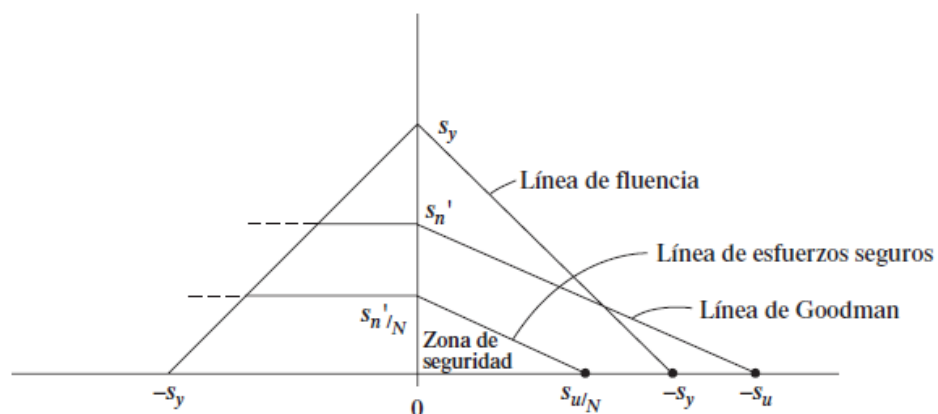


Ilustración 20 Diagrama de Goodman modificado.

✓ Método de Gerber, es más preciso de la falla por fatiga, su línea es parabólica y se adapta en general a los puntos de falla determinados experimentalmente.

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

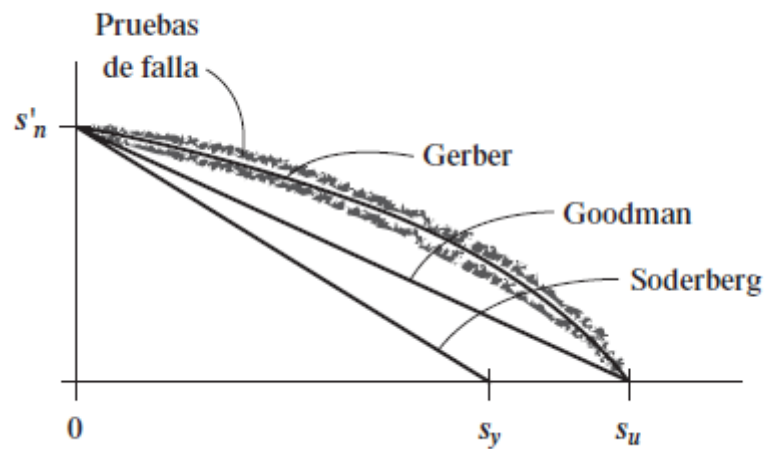


Ilustración 21 Comparación de los métodos de Gerber, Goodman y Soderberg

- ✓ Método de Soderberg, es la más conservadora de las tres, es la línea que protege en forma directa contra la fluencia temprana en el ciclo.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$$

4.2. Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina con el material actualmente usado.

#### 4.2.1. Diseño del eje

Diseñaremos el eje basándonos en el eje de una turbina Kaplan tipo bulbo de 28MW, a la cual le aplicaremos una cubierta de fundición gris con el fin de hacerlo lo más real posible.

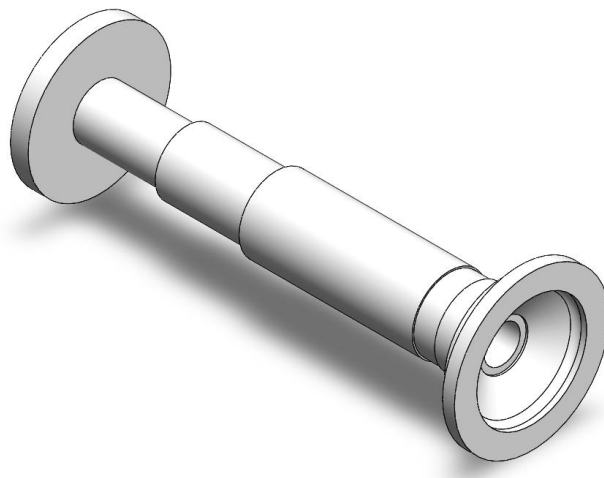
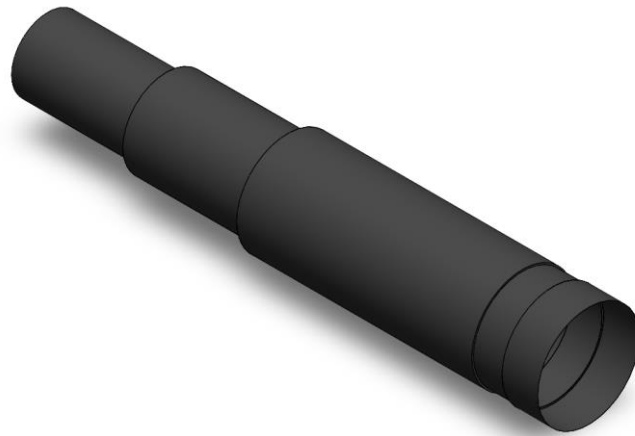
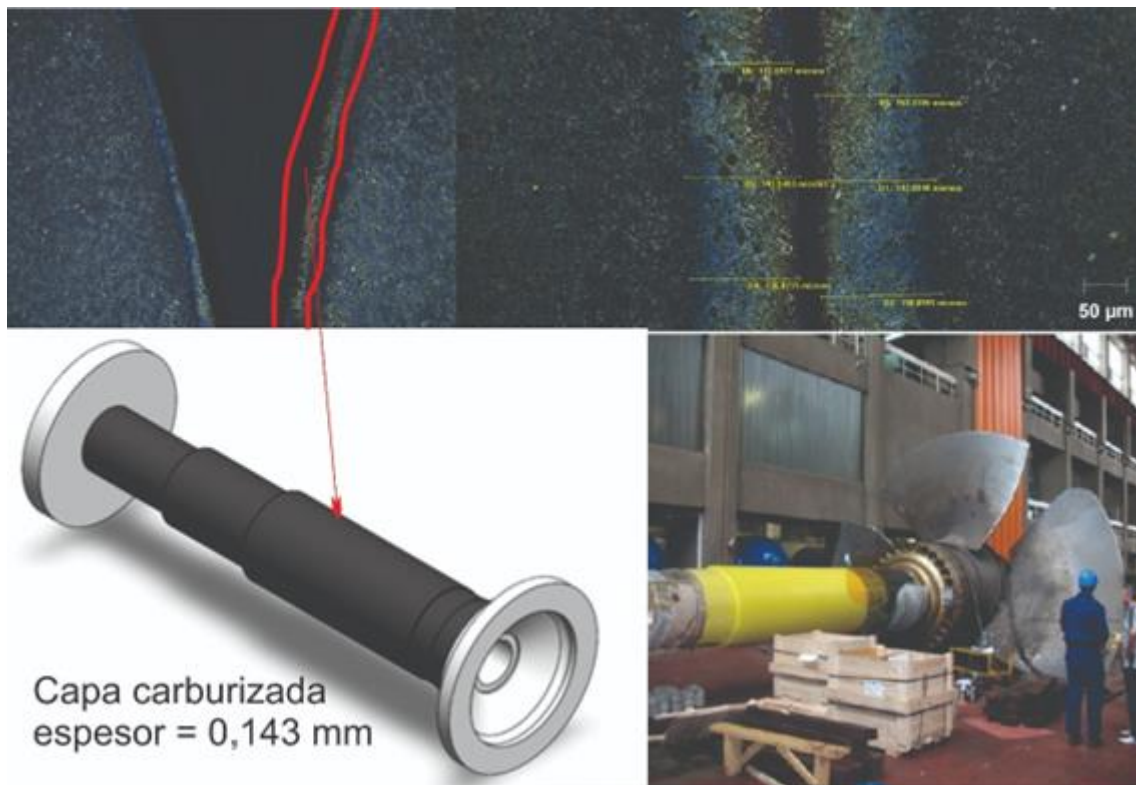


Ilustración 22 Eje de turbina



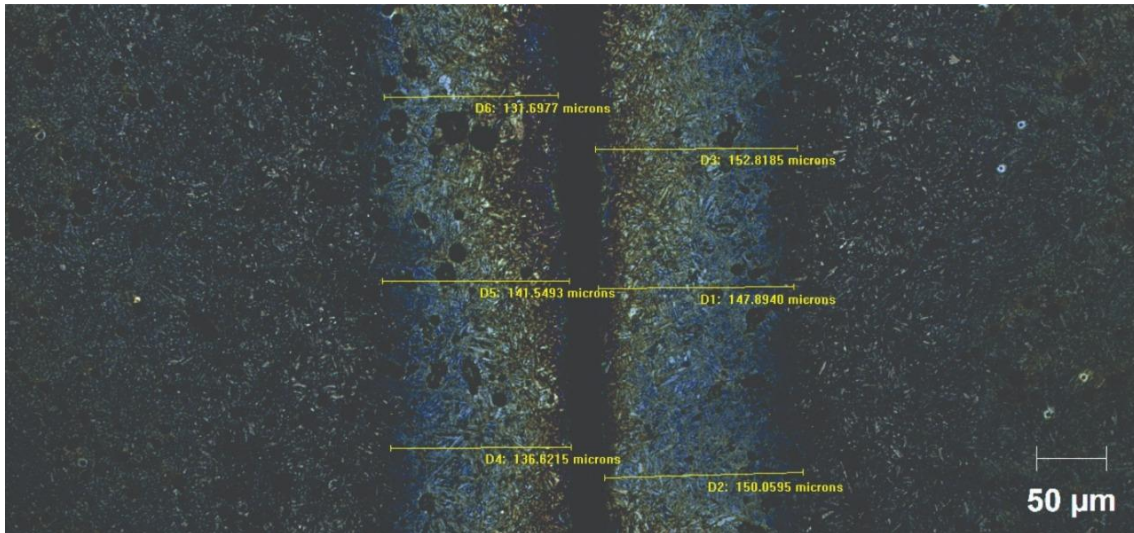
*Ilustración 23 Cubierta del eje*



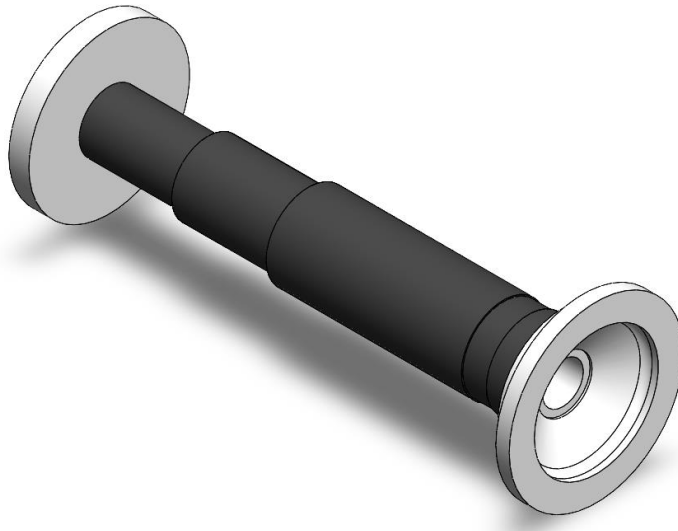
Capa carburizada  
espesor = 0,143 mm

*Ilustración 24 Capa carburizada del eje con espesor de 0,143mm*





*Ilustración 25* Apreciación de la franja carburizada a 50 μm con un espesor promedio de 0,143mm



*Ilustración 26* Ensamble del eje-cubierta

#### 4.2.2. Material

Para el análisis se utilizó el acero AISI H12 el cual presenta las características del material de fabricación usual para ejes de turbina 12HMF

Al acero se le realizó un tratamiento de nitruración debido a que favorece la formación de nitruros estables a la temperatura del tratamiento para aceros aleados con Cromo, Vanadio, etc.

##### 4.2.2.1. Composición química

*Tabla 3 Composición química del AISI H12*

Acero	Composición %										
	C	Cr	Fe	Mn	Mo	Ni	P	S	Si	V	W
AISI H12	0,3 - 0,4	4,75-5,5	88-91,5	0,2-0,6	1,25-1,75	0-0,3	0-0,03	0-0,03	0,8-0,125	0,2-0,5	1-1,5

##### 4.2.2.2. Propiedades mecánicas

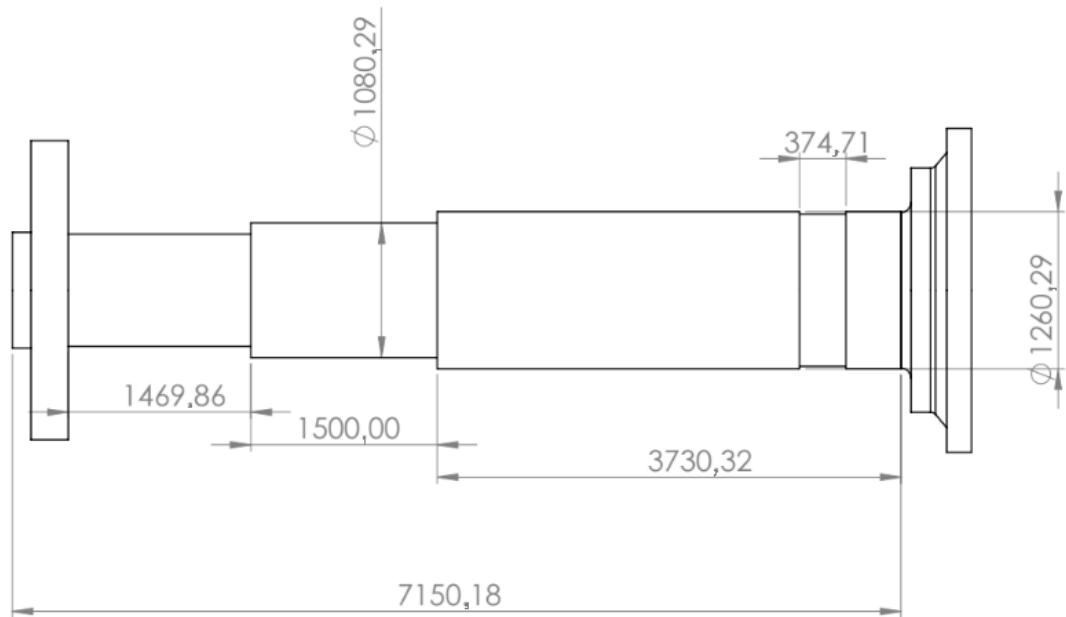
*Tabla 4 Propiedades mecánicas del a AISI H12*

AISI H12				
Módulo de Young	208	-	219	GPa
Rigidez específica	25,9	-	27	MN.m/kg
Límite elástico	941	-	1680	MPa
Resistencia a la tracción	1170	-	1920	MPa
Resistencia específica	117	-	210	kN.m/kg
Alargamiento	7,1	-	16	% strain
Resistencia a la compresión	941	-	1680	MPa
Módulo de flexión	208	-	219	GPa
Resistencia la flexión	941	-	1680	MPa
Módulo de cizallamiento	81	-	85	GPa
Módulo de masa	165	-	174	GPa
Relación de Poisson	0,285	-	0	
Forma de factor	19			
Dureza Vickers	380	-	620	HV
Dureza Rockwell C	38	-	55	HRC
Energía elástica almacenada (muelles)	2210	-	6210	kJ/m <sup>3</sup>
Resistencia a la fatiga a 10 <sup>7</sup> ciclos	282	-	505	MPa
Modelo de resistencia a la fatiga	227	-	626	MPa

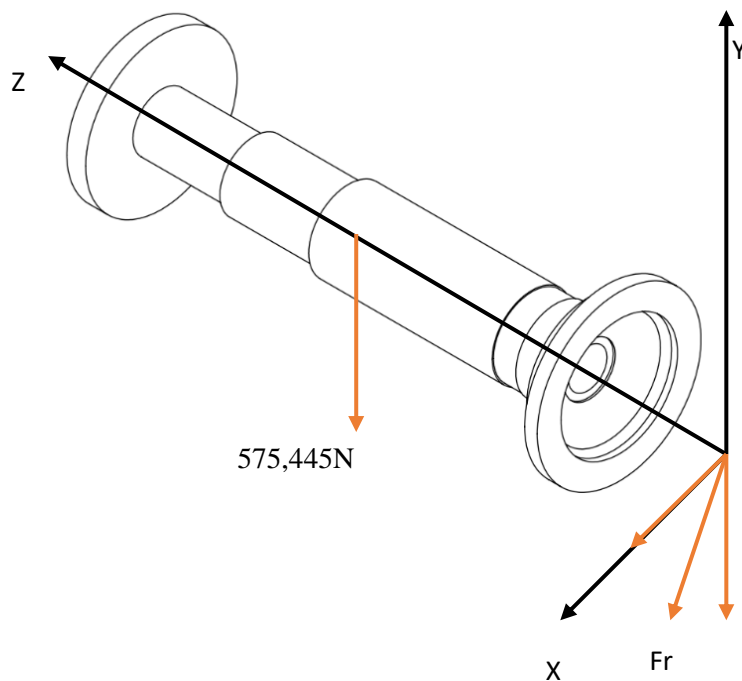
#### 4.2.3. Cálculo del análisis de falla por fatiga

Tomaremos los datos obtenidos por un estudio anterior realizado por Dejan Momcilovic quien nos dice que, la turbina cuenta con un peso de  $575,44 \text{ N}$  y que en régimen de operación trabaja con una fuerza axial hidráulica de  $F = 392,4 * 10^3 \text{ N}$  y que tiene un torque de  $M_t = 4 280,5935 * 10^3 \text{ Nm}$  [5]

##### 4.2.3.1. Dimensionamiento del eje e identificación de cargas



*Ilustración 27 Dimensionamiento del Eje*



*Ilustración 28 Diagrama de cuerpo de cuerpo libre del eje*

Una vez identificadas las cargas presentes en el eje de la turbina, se procede a calcular su valor.

Debido a que la turbina está sujeta a un rotor esta contará con una fuerza tangencial. Utilizando los datos antes proporcionados tenemos que:

$$F_T = \frac{2 * T_{eje}}{D_{eje}}$$

$$F_T = \frac{2 * 4280,5935}{1,26029} = 6\,793,02938\text{kN}$$

Entonces, con el resultado de la fuerza tangencial calcularemos la fuerza radial para así calcular las fuerzas presentes en el eje X y el eje Y respectivamente

$$F_r = 1,5 * F_T$$

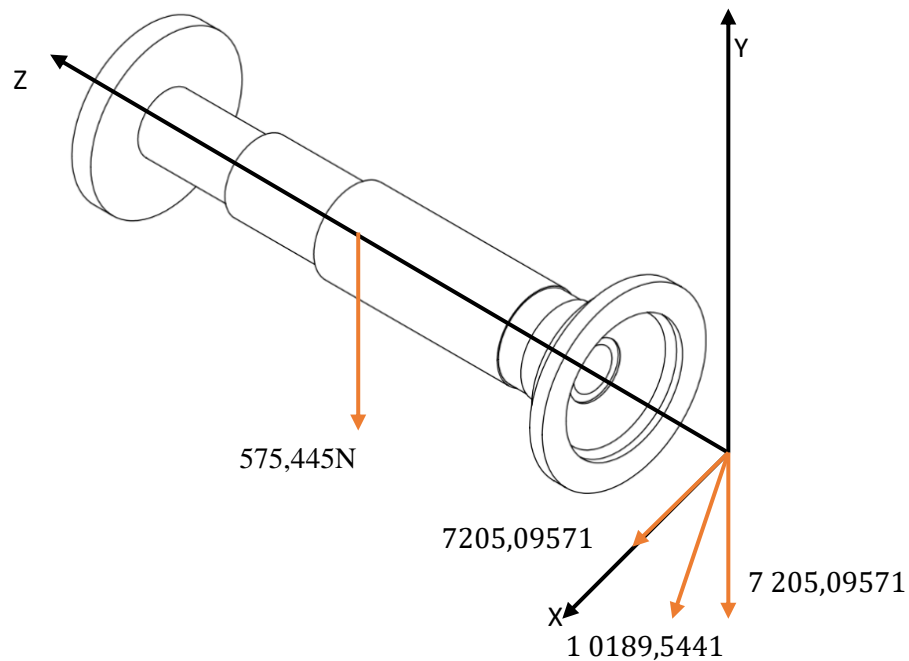
$$F_r = 1,5 * 6\,793,92938\text{kN}$$

$$F_r = 10\,189,5441\text{kN}$$

Utilizando el teorema de Pitágoras, tenemos que

$$F_{Eje X} = 7\,205,09571\text{kN}$$

$$F_{Eje Y} = 7\,205,09571\text{kN}$$



*Ilustración 29 DCL con cargas establecidas*

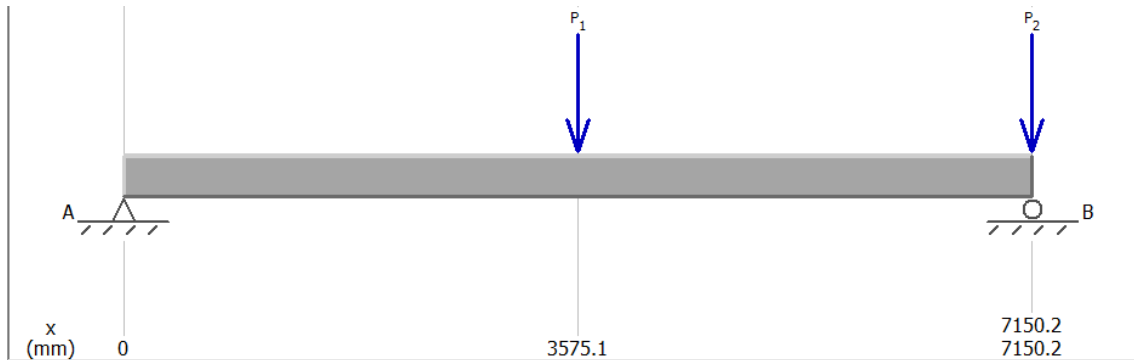
## 4.2.3.2. Análisis estático

Para desarrollar este punto nos apoyaremos en la herramienta MDSolid.

- ✓ Para el plano YZ.  
Donde tenemos las fuerzas:

$$F_1 = 575,445N$$

$$F_2 = 7205,09571kN$$

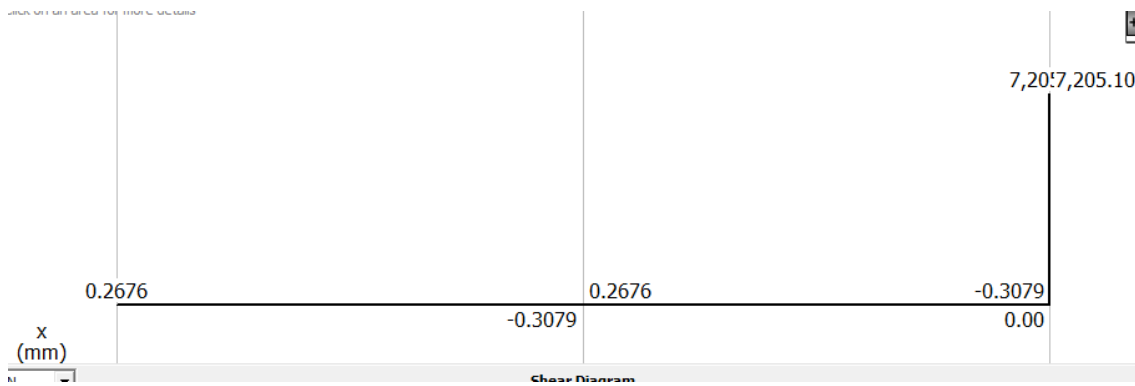


*Ilustración 30 DCL Plano YZ MDSOLID*

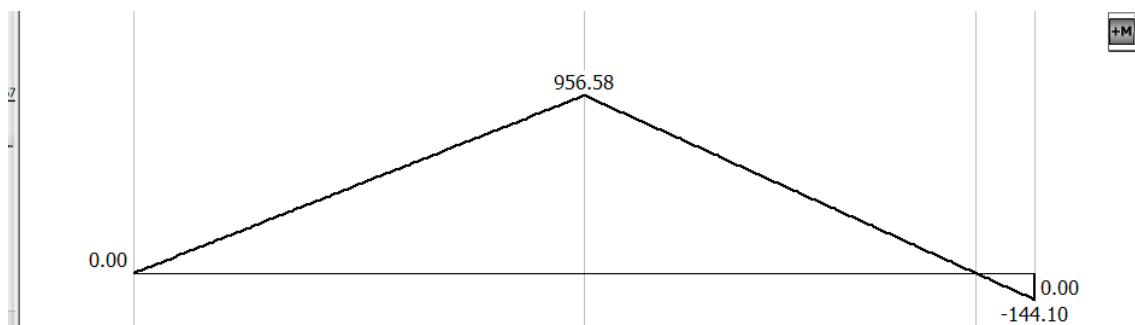
Obtenemos las fuerzas resultantes de:

$$R_{AY} = 0,27kN$$

$$R_{BY} = 7\,205,50kN$$



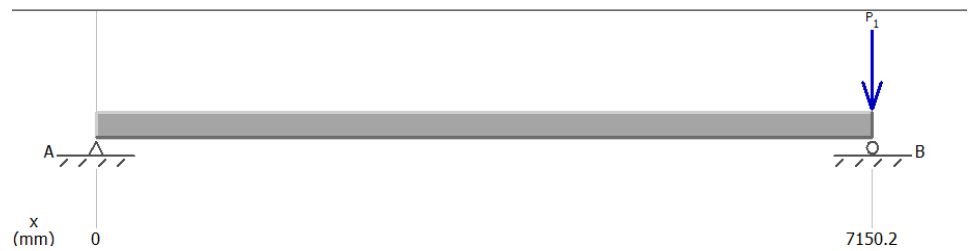
*Ilustración 31 Diagrama de esfuerzos cortantes YZ*



*Ilustración 32 Diagrama de momentos flectores YZ*

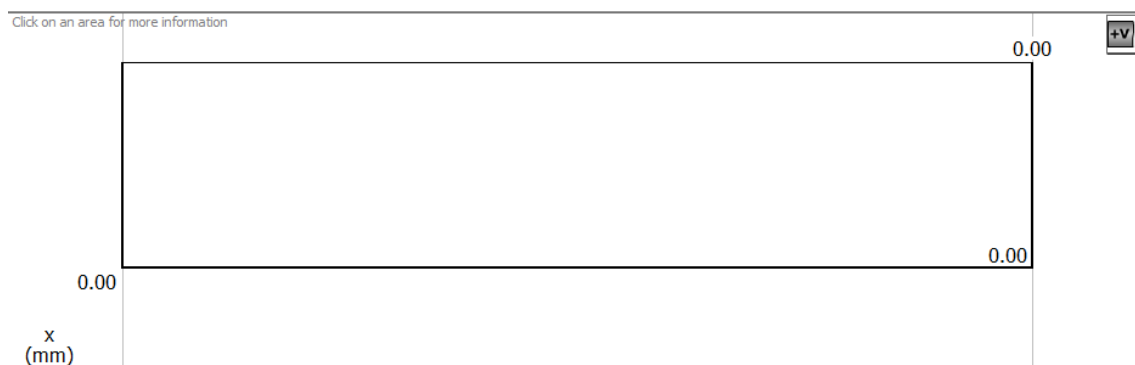
- ✓ Para el plano XZ  
Donde tenemos la fuerza:

$$F_1 = 7205,09571kN$$

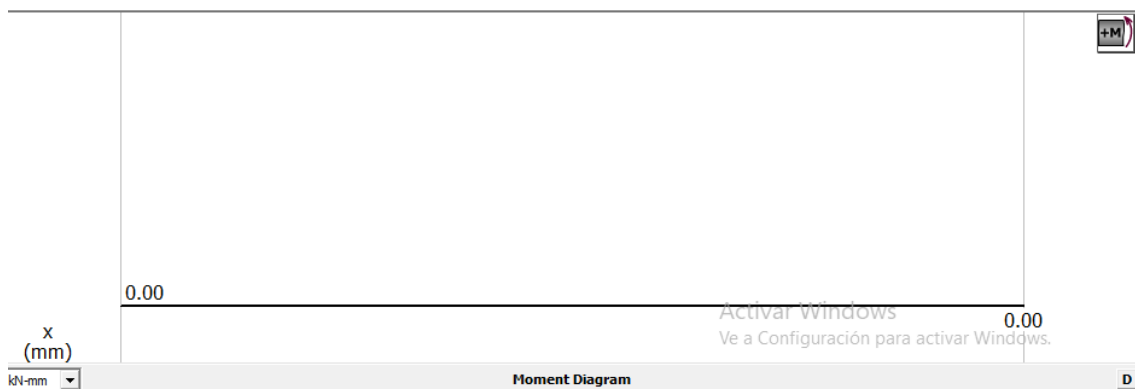


*Ilustración 33 DCL Plano XZ MDSOLID*

Obteniendo la reacción de  $R_{BY} = 7205,1kN$



*Ilustración 34 Diagrama de esfuerzos cortantes XZ*

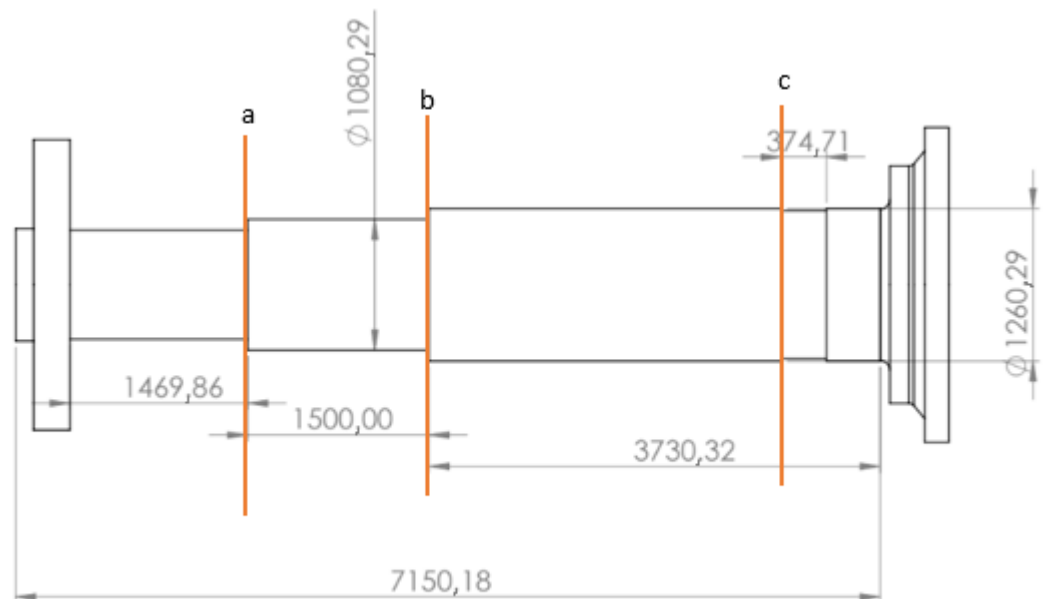


*Ilustración 35 Diagrama de momentos flectores YZ*

Debido a que la fuerza presente en el plano XZ se encuentra en la unión del eje con el rotor, la cual cuenta como soporte del eje los momentos cortantes y flectores son 0.

✓ Tensión máxima.

Para determinar la zona crítica de nuestro eje, identificaremos los cambios de sección en el mismo, debido a que en los cambios de sección se suelen concentrar las tensiones



*Ilustración 36 Sección crítica*

Identificados la zona C como zona crítica, con ayuda de los datos obtenidos de los planos anteriores obtenemos:

$$M_c = \sqrt{(0,095658 \times 10^6)^2 + (0,095658 \times 10^6)^2} = 0,13528084 \times 10^6$$

#### 4.2.3.3. Análisis de fatiga

El eje en estudio estará sometido a flexión y torsión para poder realizar la selección del límite de resistencia a la fatiga.

✓ Límite de resistencia a la fatiga:

Se utilizará la ecuación 6.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \text{ kpsi}$$

Para el límite de resistencia a la fatiga del material comercial (H12), la tabla 4 nos brinda la resistencia a la tensión  $S_{ut} = 1545 \text{ MPa}$  o  $224,08371 \text{ kpsi}$  y su resistencia a la fluencia de  $S_y = 1310,5 \text{ MPa}$ .

Debido a que nuestro  $S_{ut}$  es mayor a  $200 \text{ kpsi}$  se utilizará

Para  $S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$ :

$$S'_e = 100 \text{ kpsi}$$

$$\text{Entonces } S_e' = 772,213 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del factor de condición superficial  $k_a$  se tomará en cuenta como acabado superficial como sale en la forja, obteniéndose

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Siendo a y b datos obtenidos por tablas, los cuales son  $a = 227MPa$  y  $b = -995$ , dando como resultado

$$k_a = 0,152420021$$

El factor de tamaño  $k_b$  tendrá un valor  $k_b = 0.6$  debido a que la longitud del eje es mayor a  $254mm$ .

Para el factor de carga considerará una carga de flexión obteniéndose así

$$k_c = 1$$

El factor de temperatura se calculará utilizando las condiciones de trabajo del eje de turbina, siendo el resultado

$$k_d = 0,9841$$

El factor de confiabilidad será considerado de 99%, siendo este

$$k_e = 0,814$$

Por último, el factor de efectos varios tendrá un valor de

$$k_f = 1$$

Reemplazando los datos en la ecuación obtenemos que

$$S_e = 56,5714931MPa$$

✓ Concentración de esfuerzos

$$K_f = 1 + q(kt - 1) \quad \text{ó} \quad K_{fs} = 1 + q(kts - 1)$$

Entendiéndose que  $k_f$  es para esfuerzos normales y  $k_{fs}$  es para esfuerzos cortantes. Para determinar estos valores se utilizaron datos de las tablas de Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett [9]

$$\frac{D}{d} = \frac{1260,29}{1080,29} = 1,16662$$

$$\frac{d}{r} = \frac{1080,29}{540,145} = 0,5$$

Dando como resultado que para una barra redonda en flexión y en torsión los valores de:

$$k_f = 0,8$$

$$k_{fs} = 0,976$$

Determinamos  $q$  con la ecuación

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{ó} \quad q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Obteniendo que  $q = 0,981106$  y que  $q_{cortante} = 0,992974$ , por lo tanto, los valores de  $k_f$  y  $k_{fs}$  serán:

$$k_f = 0,8037769$$

$$k_{fs} = 0,97616862$$



- ✓ Esfuerzo alternante y medio.

Para desarrollar esta parte del estudio se considerará el método de Von Mises, utilizando los datos anteriormente encontrados.

Se empleará las fórmulas de esfuerzo flexionante debido a momento flector:

$$\sigma_c = k_f \frac{M_c}{I/C} ; \frac{I}{C} = \frac{\pi(d)^3}{32}$$

Como también la fórmula de esfuerzo cortante debido a torque

$$\tau_m = k_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Reemplazando los datos:

$$\sigma_c = 0,837769 * \frac{32 * 0,13528084 * 10^6}{\pi * 1080,29^3} = 0,000878520Mpa$$

$$T_m = 0,97616862 * \frac{16 * 4280,5935}{\pi * (1,080)^3} = 1\ 688,021101Mpa$$

De acuerdo con Von mises, obtenemos los datos para el esfuerzo alternante y flexionante

$$\sigma_a = \sigma_c = 0,000878520Mpa$$

$$\sigma_m = \sqrt{3}T_m = 1\ 688,021101Mpa$$

- ✓ Número de ciclos de falla

Para poder determinar la cantidad de ciclos, partiremos desde la gráfica de Fracción de resistencia a la fatiga de Budynas [9], en la cual escogeremos un factor  $f$ , el cual es seleccionado con el  $S_{ut}$  del material empleado. Para nuestro caso el factor  $f = 0,7394854077$ .

Entonces, la fórmula para el número de ciclo de falla es:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$$

En donde:

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right)$$

Reemplazando con los datos ya obtenidos con anterioridad, obtenemos que:

$$a = 485,3803026$$

$$b = -0,155580751$$

$$N = \left(\frac{0,000878520}{485,3803026}\right)^{1/-0,155580751} = 81\ 096 * 10^7 Ciclos$$

- ✓ Factor de seguridad  
Goodman Modificado

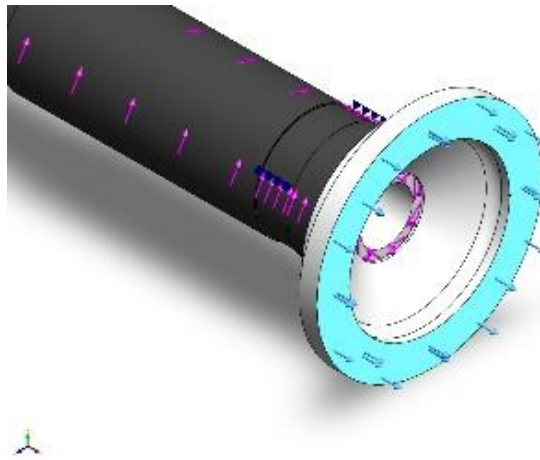
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 0,5284$$

#### 4.2.4. Análisis estático en SolidWorks

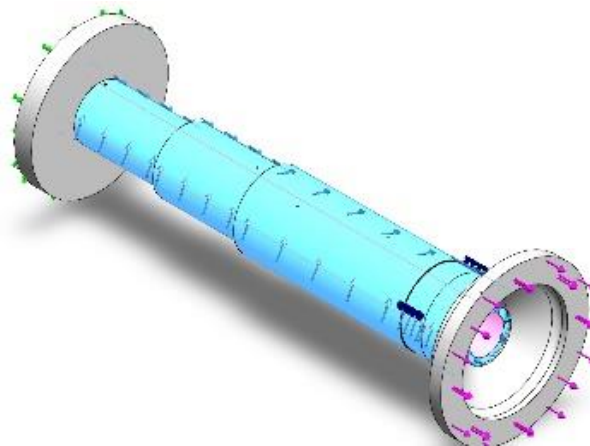
##### 4.2.4.1. Cargas y sujeciones

- ✓ Fuerza: Aplicaremos una fuerza de 392,4 kN en la parte derecha del eje debido a que ahí se encuentra la turbina.



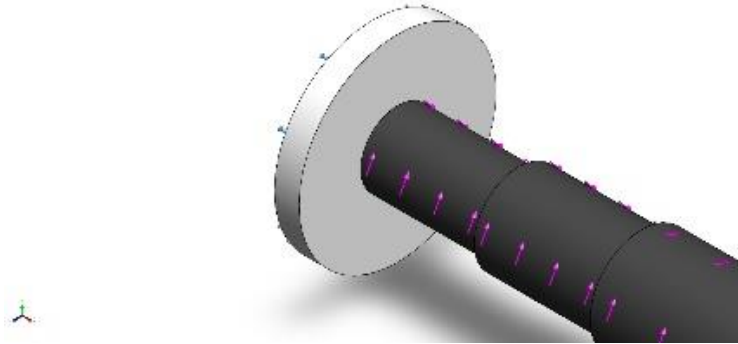
*Ilustración 37 Fuerza aplicada en el eje*

- ✓ Torsión: El eje de la turbina tendrá una torsión de 4280,5935 kN.m.

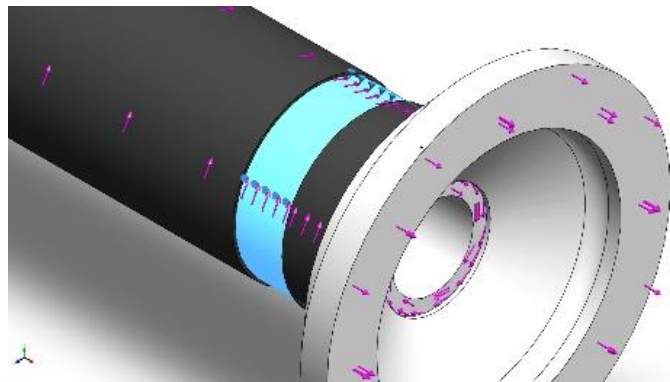


*Ilustración 38 Torsión aplicada en el eje*

- ✓ Sujeción: El eje de la turbina tendrá una sujeción a lado izquierdo debido a la unión que existe entre esta y el rotor, también tendrá una sujeción de rodamiento debido a que esta tiene cojinetes axiales.



*Ilustración 39 Sujeción fija del eje*

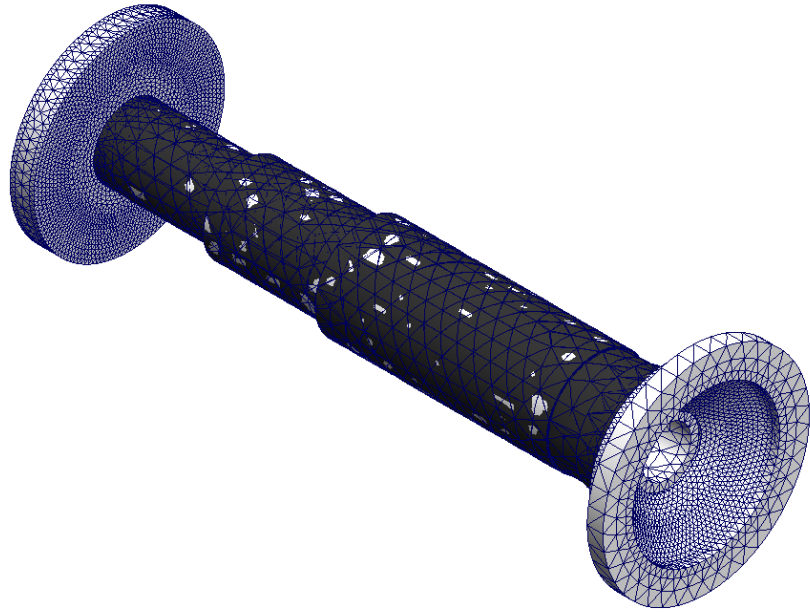


*Ilustración 40 Sujeción de rodamiento*

#### 4.2.4.2. Información de la malla

*Tabla 5 Información de la malla*

Información de malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
N° total de nodos	211,905 mm
N° total de elementos	41,381 mm
Cociente máximo de aspecto	1,30E+05



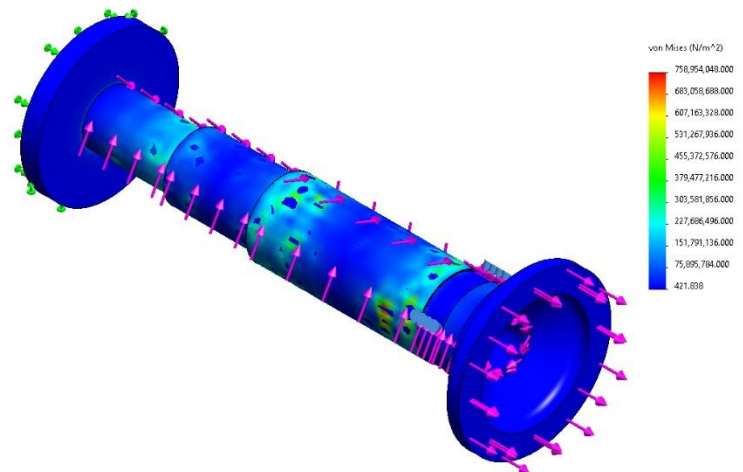
*Ilustración 41 Mallado*

#### 4.2.4.3. Resultados

Podemos observar en la ilustración 42 que las tensiones lograron deformación mínima del eje, permitiendo que este vuelva a su forma original sin deformarse totalmente ni romperse.

Siendo la menor tensión de  $421,838 \text{ N/m}^2$  y la mayor tensión de  $758\,954\,048 \text{ N/m}^2$ .

Nombre del modelo: Ensamblaje1  
 Nombre de estudio: Análisis estático AISI112 (Predeterminado)  
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 1

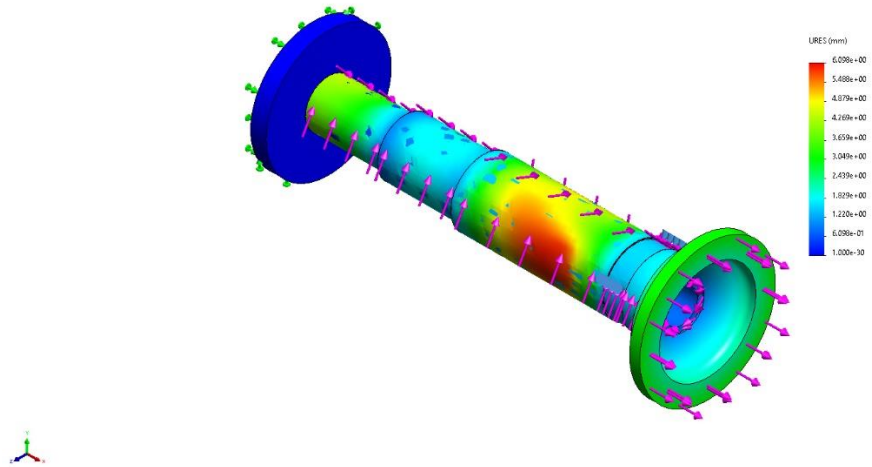


*Ilustración 42 Estudio de tensión*

En la ilustración 43 observamos que donde ocurren los desplazamientos es en un punto alejado de la sujeción fija

llegando a tener un desplazamiento máximo de  $6,098 \text{ mm}$  y un mínimo de  $0 \text{ mm}$ .

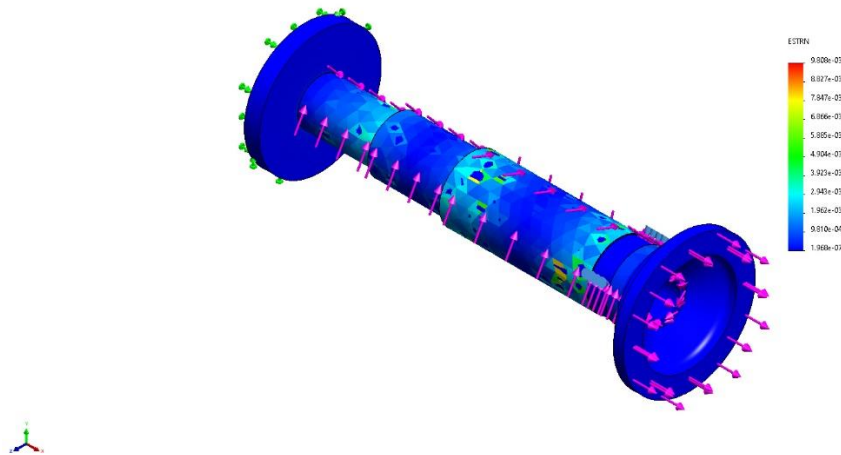
Nombre del modelo: Ensamblaje1  
 Nombre de estudio: Análisis estático: A03H12 (-Predefinido-)  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático (Desplazamiento)  
 Escala de deformación: 1



*Ilustración 43 Desplazamientos*

En la ilustración 44 podemos observar con más claridad la deformación que presentará el eje con el acero H12 la cual es mínima, teniendo un margen de deformación unitaria máxima de  $9,808e - 03 \text{ mm}$  y mínima de  $1,968e - 07 \text{ mm}$

Nombre del modelo: Ensamblaje1  
 Nombre de estudio: Análisis estático: A03H12 (-Predefinido-)  
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática (Deformaciones unitarias)  
 Escala de deformación: 1



*Ilustración 44 Deformación unitaria*

En la ilustración 45 podemos afirmar que el eje con el material acero AISI H12 resistirá las cargas debido a que su FS mínimo es de  $1,233e + 1$  y máximo de  $2,982e + 06$

Nombre del modelo: Ensamble1  
 Nombre de estudio: Análisis estático AISI H12 (Predeterminado)  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
 Criterio: Tensiones von Mises máx.  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 12

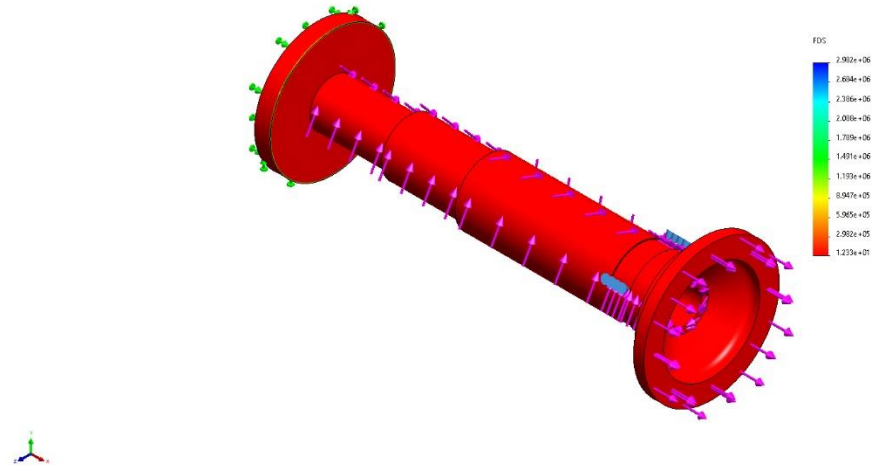


Ilustración 45 Factor de seguridad

#### 4.2.5. Análisis de fatiga en SolidWorks

Para el análisis de fatiga tendremos en cuenta un número de ciclos igual a  $N = 10^7$  para analizar la cantidad fatiga – Número de ciclos (vida) que tendrá el eje con el material acero AISI H12 con cubierta de fundición gris.

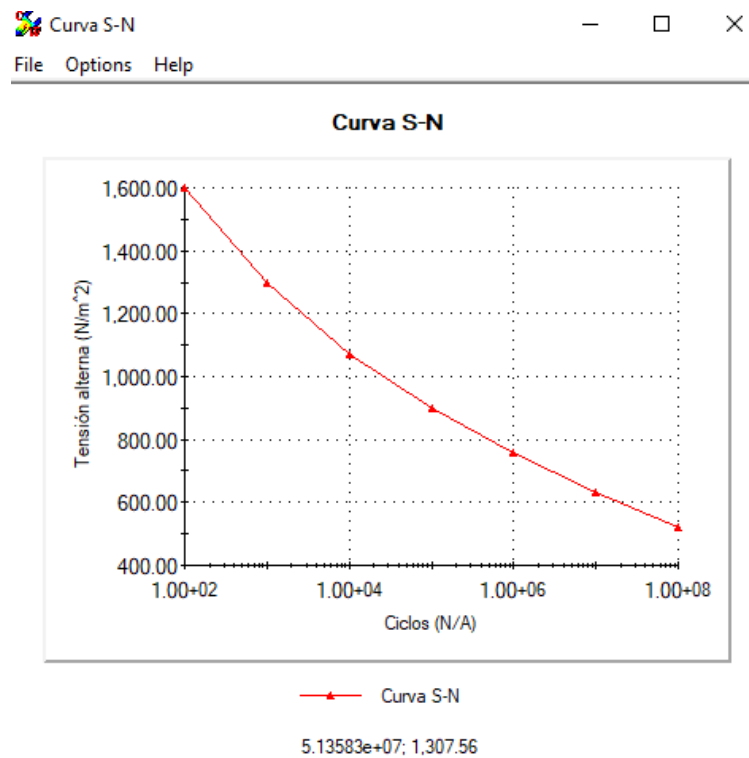
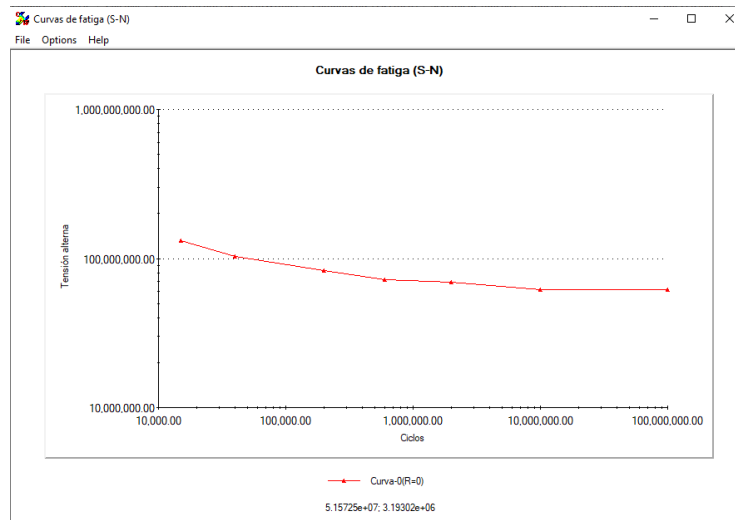


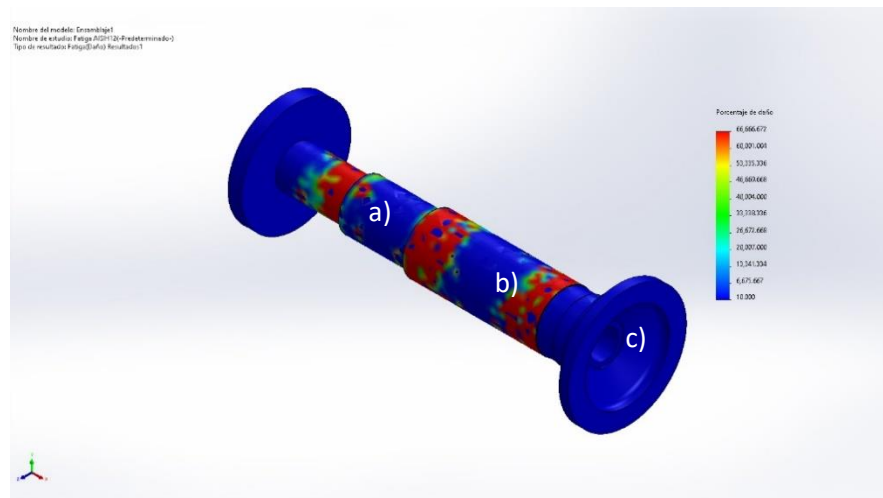
Ilustración 46 Curva S-N de fundición gris



*Ilustración 47 Curva S-N AISI H12*

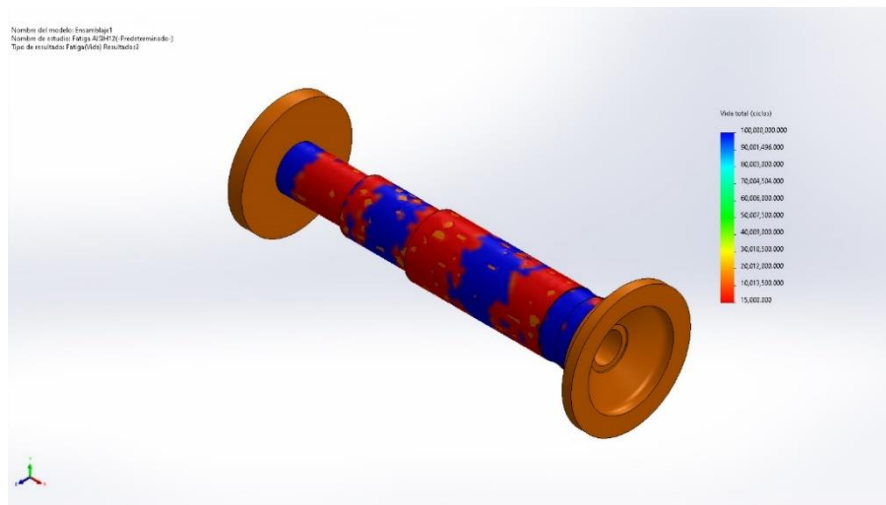
#### 4.2.5.1. Resultados

El daño acumulado presente en las secciones a), b) y c) en la ilustración 34 se debe a las cargas cíclicas presentes en el eje, siendo el porcentaje de daño máximo de 66 666,672% y el mínimo de 10,00%.



*Ilustración 48 Daño acumulado*

Una vez obtenido el daño acumulado en software nos indica que los ciclos de vida en el eje variarían entre un mínimo de 15 000,00 ciclos y un máximo de 100 000 000,000 ciclos



*Ilustración 49 Vida total*

4.3. Analizar los resultados de la simulación en SolidWorks del análisis de fatiga en el eje de la turbina utilizando el acero AISI 4135.

#### 4.3.1. Material

Utilizaremos el acero de baja aleación AISI 4135, usado en construcción general de maquinaria, debido a que tiene una composición química parecida al material comercial.

##### 4.3.1.1. Composición química.

*Tabla 6 Composición química del acero AISI 4135*

Acero	Composición %							
	C	Cr	Fe	Mn	Mo	P	S	Si
AISI 4135	0,33-0,38	0,8-1,1	96,9-97,9	0,7-0,9	0,15-0,25	0-0,035	0-0,04	0,15-0,35



## 4.3.1.2. Propiedades mecánicas

Tabla 7 Propiedades mecánicas del acero AISI 4135

Acero AISI 4135				
Módulo de Young	200	-	210	GPa
Rigidez específica	25,5	-	26,9	MN.m/kg
Resistencia la fluencia	690	-	1,21E+03	MPa
Resistencia a la tracción	862	-	1,38E+03	MPa
Resistencia específica	88,1	-	155	Kn.m/kg
Alargamiento	6	-	12	%
Resis. a la compresión	752	-	1,25E+03	MPa
Módulo de flexión	200	-	210	Gpa
Resis. a la flexión	690	-	1,21E+03	MPa
Módulo de cizallamiento	76	-	79,9	GPa
Módulo de masa	185	-	195	GPa
Relación de Poisson	0,32	-	0,33	
Factor de forma	26			
Dureza Vickers	320	-	390	HV
Dureza Brinell	290	-	350	HB
Energía elástica almacenada (muelles)	1537,6	-	3,38E+03	kJ/m <sup>3</sup>
Resistencia a la fatiga 10 <sup>7</sup> ciclos	248	-	801	MPa
Modelo de resistencia a la fatiga	228	-	873	Mpa

## 4.3.2. Cálculo del análisis de falla por fatiga

El eje en estudio estará sometido a flexión y torsión para poder realizar la selección del límite de resistencia a la fatiga.

- ✓ Límite de resistencia a la fatiga:  
Se utilizará la ecuación 6.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \text{ kpsi}$$

Para el límite de resistencia a la fatiga del material propuesto (AISI 4135), la tabla 7 nos brinda la resistencia a la tensión  $S_{ut} = 1121 \text{MPa}$  o  $162,587 \text{kpsi}$  y su resistencia a la fluencia de  $S_y = 950 \text{MPa}$ .

Debido a que nuestro  $S_{ut}$  es menor a  $200 \text{kpsi}$  se utilizará

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

Entonces  $S_e' = 560,5 \text{MPa}$

Para el cálculo del factor de condición superficial  $k_a$  se tomará en cuenta como acabado superficial como sale en la forja, obteniéndose

$$k_a = a. S_{ut}^b$$

Siendo a y b datos obtenidos por tablas, los cuales son  $a = 227MPa$  y  $b = -995$ , dando como resultado

$$k_a = 0,209733726$$

El factor de tamaño  $k_b$  tendrá un valor  $k_b = 0,6$  debido a que la longitud del eje es mayor a  $254mm$ .

Para el factor de carga considerará una carga de flexión obteniéndose así

$$k_c = 1$$

El factor de temperatura se calculará utilizando las condiciones de trabajo del eje de turbina, siendo el resultado

$$k_d = 0,9841$$

El factor de confiabilidad será considerado de 99%, siendo este

$$k_e = 0,814$$

Por último, el factor de efectos varios tendrá un valor de

$$k_f = 1$$

Reemplazando los datos en la ecuación obtenemos que

$$S_e = 56,501816MPa$$

✓ Concentración de esfuerzos

$$K_f = 1 + q(kt - 1) \quad \text{ó} \quad K_{fs} = 1 + q(kts - 1)$$

Entendiéndose que  $k_f$  es para esfuerzos normales y  $k_{fs}$  es para esfuerzos cortantes. Para determinar estos valores se utilizaron datos de las tablas de Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett [9]

$$\frac{D}{d} = \frac{1260,29}{1080,29} = 1,16662$$

$$\frac{d}{r} = \frac{1080,29}{540,145} = 0,5$$

Dando como resultado que para una barra redonda en flexión y en torsión los valores de:

$$k_f = 0,8$$

$$k_{fs} = 0,976$$

Determinamos  $q$  con la ecuación

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{ó} \quad q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Obteniendo que  $q = 0,95977028$  y que  $q_{cortante} = 0,96714866$ , por lo tanto, los valores de  $k_f$  y  $k_{fs}$  serán:

$$k_f = 0,8080594$$

$$k_{fs} = 0,97678843$$

✓ Esfuerzo alternante y medio.

Para desarrollar esta parte del estudio se considerará el método de Von Mises, utilizando los datos anteriormente encontrados.

Se empleará las fórmulas de esfuerzo flexionante debido a momento flector:

$$\sigma_c = k_f \frac{M_c}{I/C} ; \frac{I}{C} = \frac{\pi(d)^3}{32}$$

Como también la fórmula de esfuerzo cortante debido a torque

$$\tau_m = k_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Reemplazando los datos:

$$\sigma_c = 0,8080594 * \frac{32 * 0,13528084 * 10^6}{\pi * 1080,29^3} = 0,000883184Mpa$$

$$T_m = 0,97678843 * \frac{16 * 4280,5935}{\pi * (1,080)^3} = 1\ 689,092905Mpa$$

De acuerdo con Von mises, obtenemos los datos para el esfuerzo alternante y flexionante

$$\sigma_a = \sigma_c = 0,000883184Mpa$$

$$\sigma_m = \sqrt{3}T_m = 2\ 925,59473MPa$$

✓ Número de ciclos de falla

Para poder determinar la cantidad de ciclos, partiremos desde la gráfica de Fracción de resistencia a la fatiga de Budynas [9], en la cual escogeremos un factor  $f$ , el cual es seleccionado con el  $S_{ut}$  del material empleado. Para nuestro caso el factor  $f = 0,7394854077$ .

Entonces, la fórmula para el número de ciclo de falla es:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$$

En donde:

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right)$$

Reemplazando con los datos ya obtenidos con anterioridad, obtenemos que:

$$a = 295,346548$$

$$b = -0,119711461$$

$$N = \left(\frac{0,000878520}{485,3803026}\right)^{1/-0,155580751} = 140\ 159\ 960 * 10^7 \text{ Ciclos}$$

✓ Factor de seguridad  
Goodman Modificado

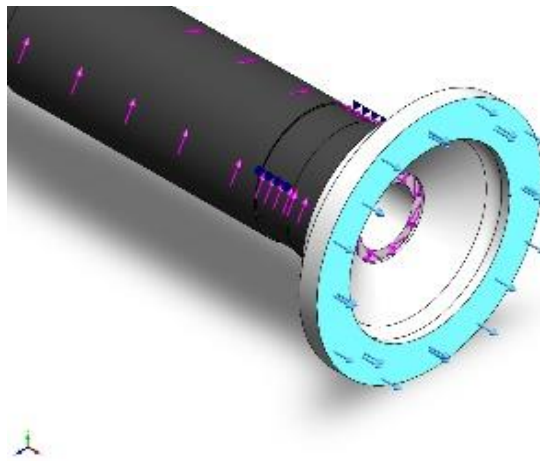
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 0,38316766$$

#### 4.3.3. Análisis estático en SolidWorks

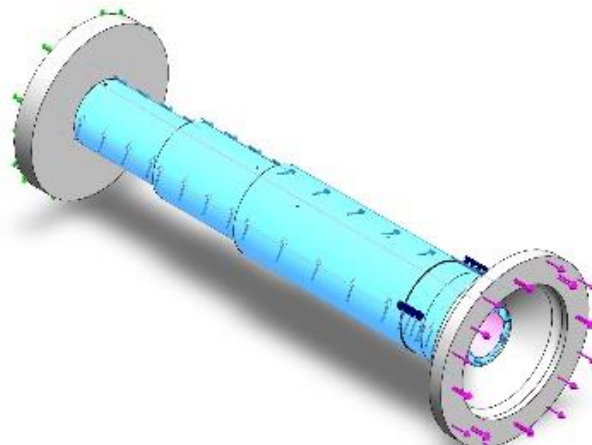
##### Cargas y sujeciones

- ✓ Fuerza: Aplicaremos una fuerza de 392,4 kN en la parte derecha del eje debido a que ahí se encuentra la turbina.



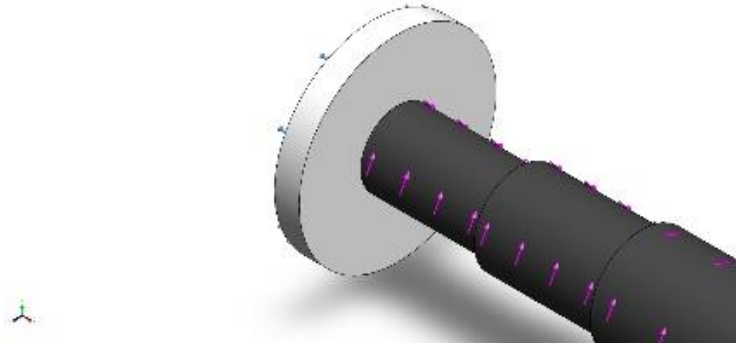
*Ilustración 50 Fuerza aplicada en el eje*

- ✓ Torsión: El eje de la turbina tendrá una torsión de 4280,5935 kN.m.

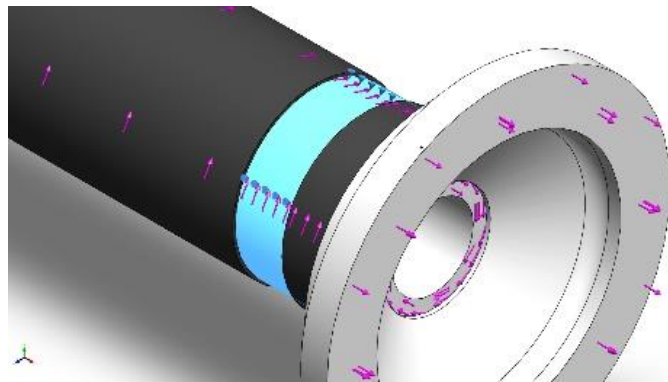


*Ilustración 51 Torsión aplicada en el eje*

- ✓ Sujeción: El eje de la turbina tendrá una sujeción a lado izquierdo debido a la unión que existe entre esta y el rotor, también tendrá una sujeción de rodamiento debido a que esta tiene cojinetes axiales.



*Ilustración 52 Sujeción fija del eje*

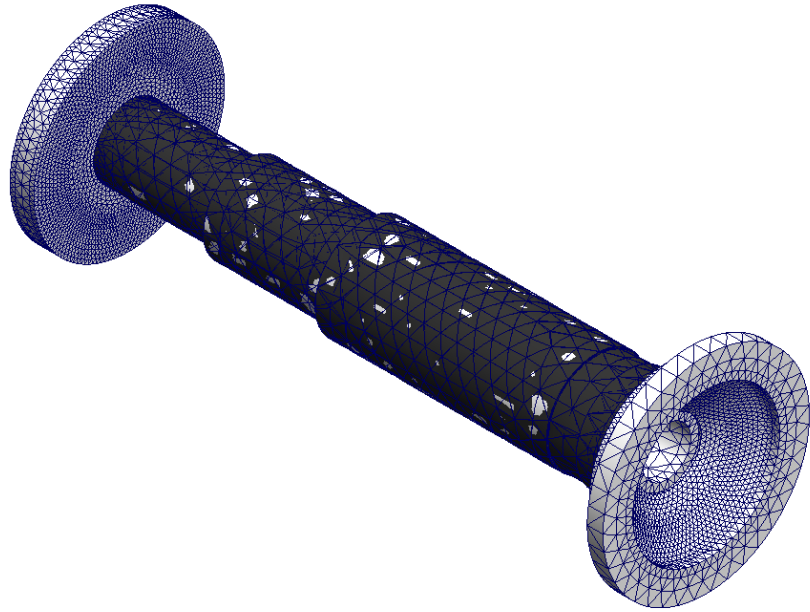


*Ilustración 53 Sujeción de rodamiento*

#### 4.3.3.1. Información de la malla

*Tabla 8 Información de la malla*

Información de malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
N° total de nodos	211,905 mm
N° total de elementos	42,381 mm
Cociente máximo de aspecto	1,30E+05



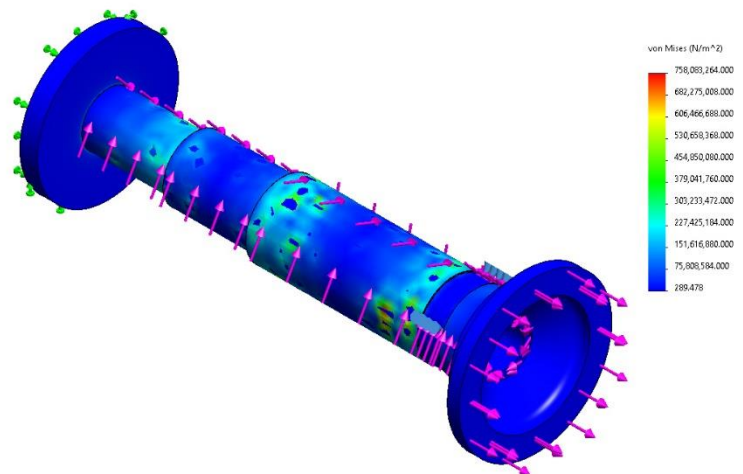
*Ilustración 54 Mallado*

#### 4.3.3.2. Resultados

Podemos observar en la ilustración 55 que las tensiones lograron deformación mínima del eje, permitiendo que este vuelva a su forma original sin deformarse totalmente ni romperse.

Siendo la menor tensión de  $289,478 \text{ N/m}^2$  y la mayor tensión de  $758 \text{ MN/m}^2$ .

Nombre del modelo: PRUEBA  
 Nombre de estudio: Análisis estático Al31050(-Predeterminado-)  
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 1

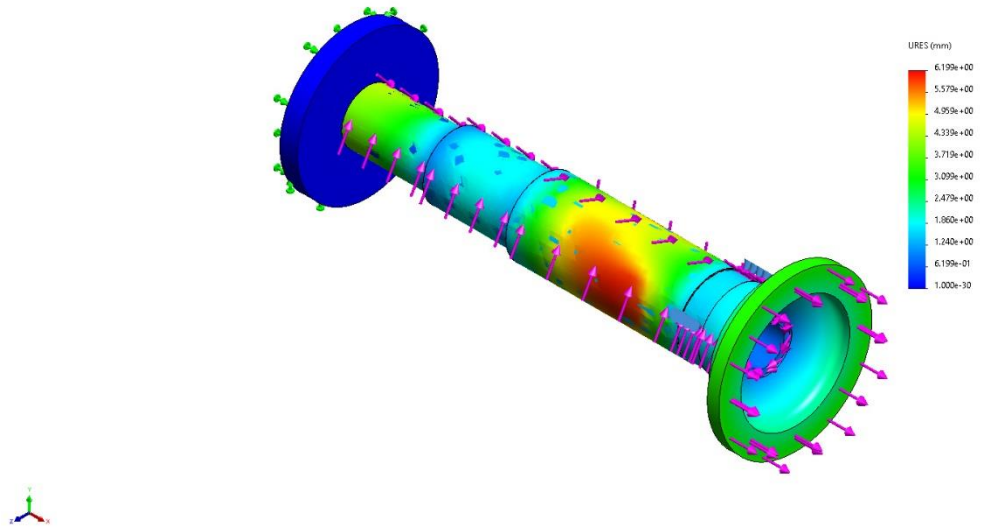


*Ilustración 55 Estudio de tensión*

En la ilustración 56 observamos que donde ocurren los desplazamientos es en un punto alejado de la sujeción fija

llegando a tener un desplazamiento máximo de  $6,199 \text{ mm}$  y un mínimo de  $0 \text{ mm}$ .

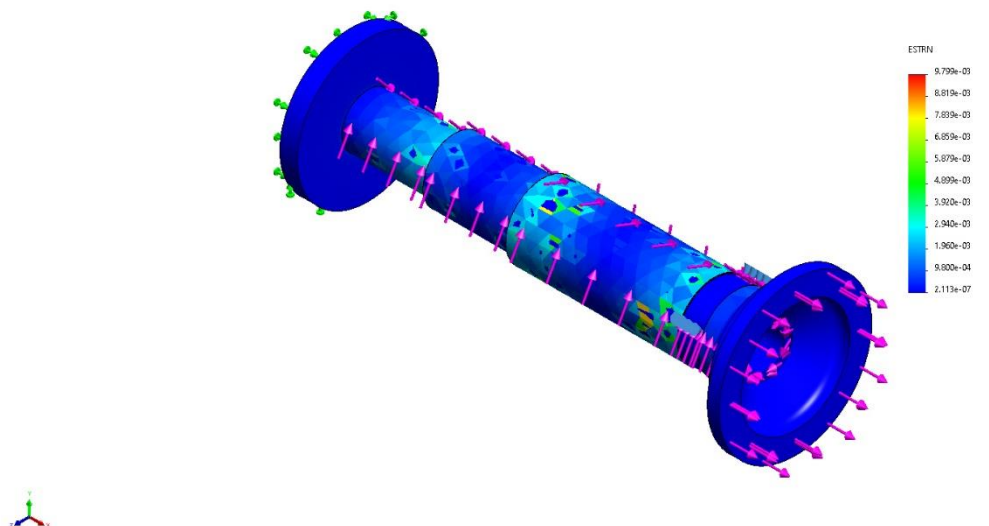
Nombre del modelo: PRUEBA  
 Nombre de estudio: Análisis estático AISI1050 (Predeterminado)  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamiento:1  
 Escala de deformación: 1



*Ilustración 56 Desplazamientos*

En la ilustración 57 podemos observar con más claridad la deformación que presentará el eje con el acero AISI 4135 la cual es mínima, teniendo un margen de deformación unitaria máxima de  $9,799 e - 7 \text{ mm}$  y mínima de  $2,113 e - 07 \text{ mm}$

Nombre del modelo: PRUEBA  
 Nombre de estudio: Análisis estático AISI1050 (Predeterminado)  
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias:1  
 Escala de deformación: 1



*Ilustración 57 Deformación unitaria*

En la ilustración 58 podemos afirmar que el eje con el material acero AISI 4135 resistirá las cargas debido a que su FS mínimo es de 8,884 y máximo de 3 161 682,500.

Nombre del modelo: PRUEBA  
 Nombre de estado: Análisis estático AISI050C (Predeterminado)  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad  
 Cálculo: Tensiones con Mises más  
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 8.9

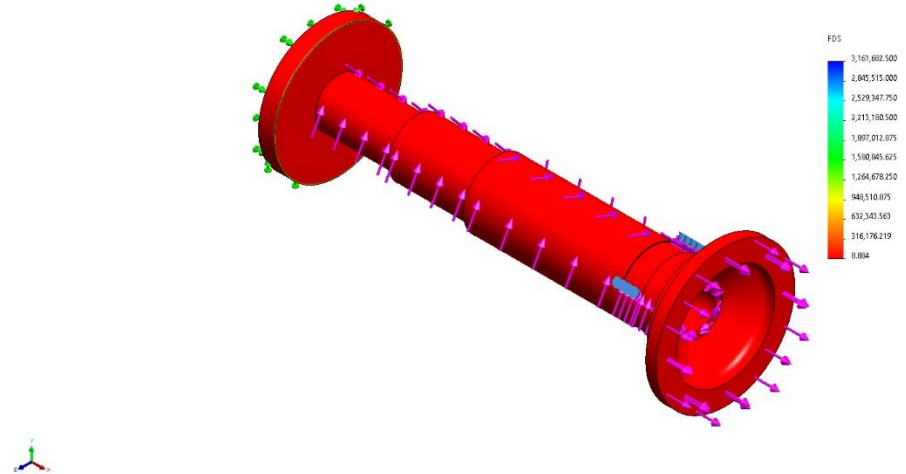


Ilustración 58 Factor de seguridad

#### 4.3.4. Análisis de fatiga en SolidWorks

Para el análisis de fatiga tendremos en cuenta un número de ciclos igual a  $N = 10^7$  para analizar la cantidad fatiga – Número de ciclos (vida) que tendrá el eje con el material acero AISI 4135 con cubierta de fundición gris.

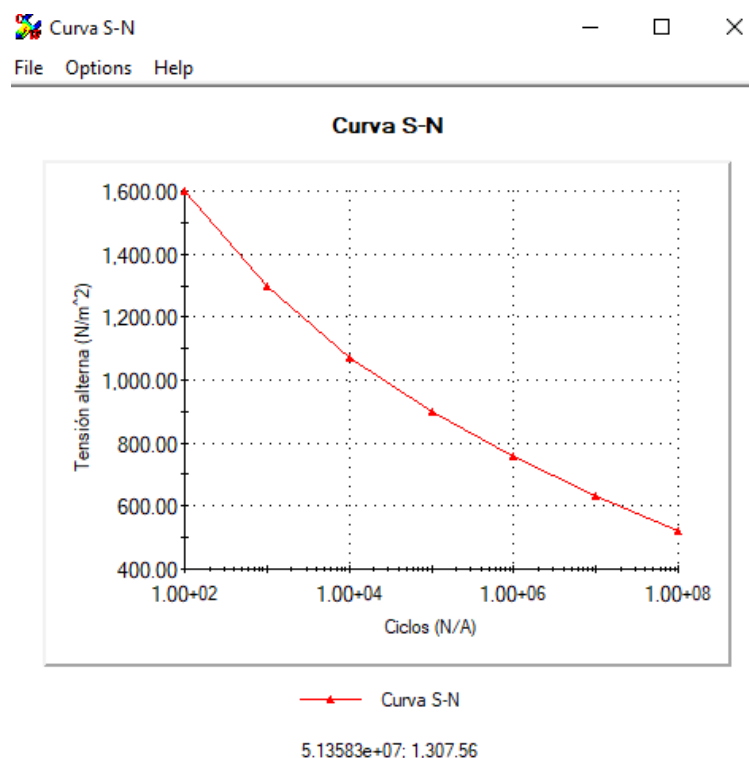




Ilustración 59 Curva S-N de fundición gris

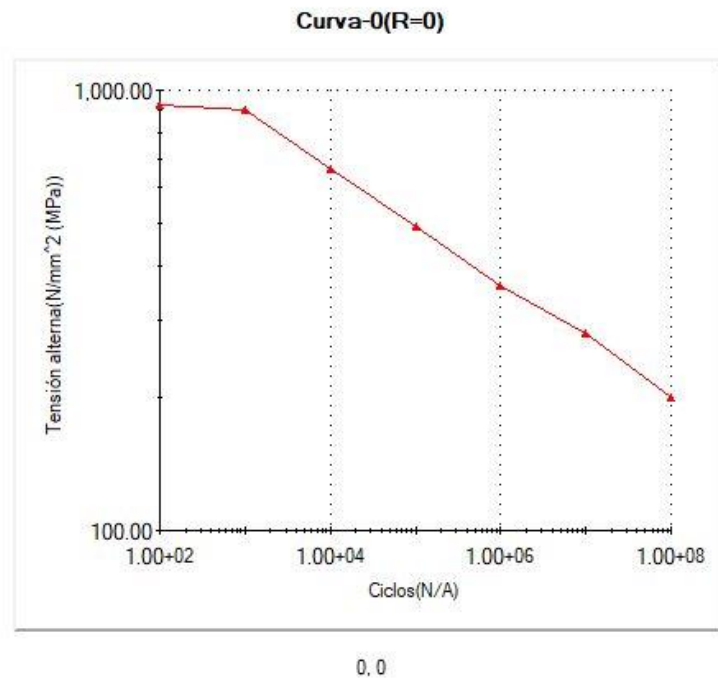


Ilustración 60 Curva S-N acero AISI 4135

#### 4.3.4.1. Resultados

El daño acumulado en el eje en la ilustración 61 se debe a cargas cíclicas, siendo el porcentaje de daño máximo de 66 666,672% y el mínimo de 10%.

Nombre del modelo: PRUEBA  
Nombre de estudio: Fatiga AISI1050-(Predeterminado)  
Tipo de resultado: Fatiga(Daño) Resultados1

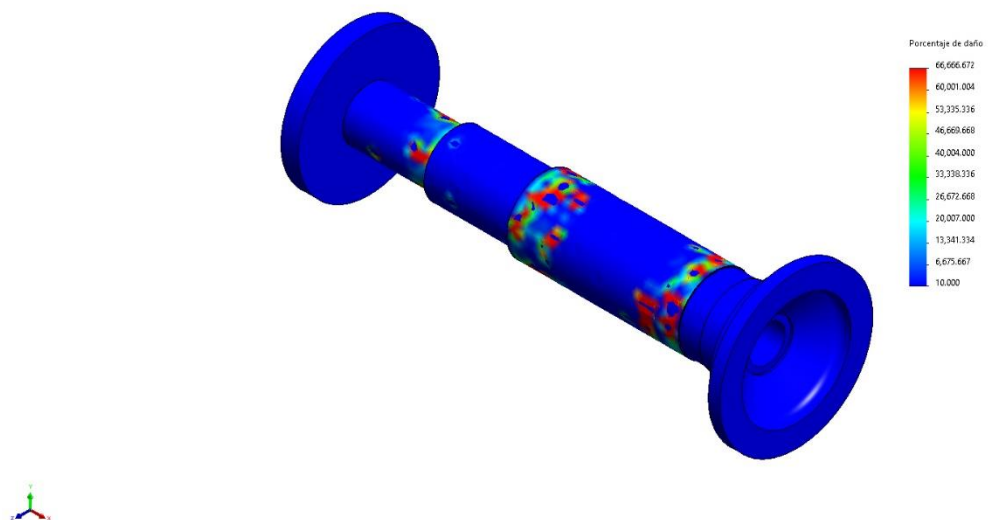
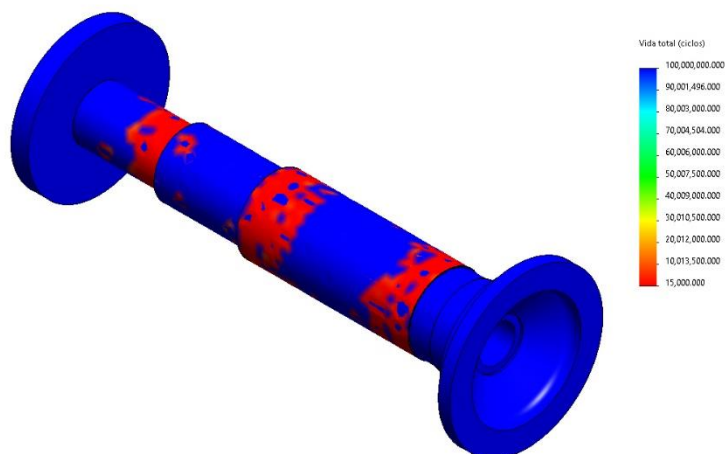


Ilustración 61 Daño acumulado

Una vez obtenido el daño acumulado en software nos indica que los ciclos de vida en el eje variarían entre un mínimo de 15 000 ciclos y un máximo de 100 millones de ciclos

Nombre del modelo: PRUEBA  
 Nombre de estudio: Fatiga AISI H12 (-Predeterminado-)  
 Tipo de resultado: Fatiga (Vida) Resultado2



*Ilustración 62 Vida total*

4.4. Evaluación de resultados de la fatiga en el eje con el material comercial y el material propuesto.

#### 4.4.1. Resultados obtenidos

##### 4.4.1.1. Análisis estático

*Tabla 9 Resultados análisis estático AISI H12*

Resultados AISI H12			
Estudio	Máx.	Min.	Unidad
Tensión Nodal	758 945 048	421,838	Pa
Desplazamiento estático	6,098	0	mm
Deformación unitaria	9,81E-03	1,97E-07	mm
Factor de seguridad	2,98E+06	1,23E+01	

*Tabla 10 Resultados análisis estático acero 4135*

Resultados acero 4135			
Estudio	Máx.	Min.	Unidad
Tensión Nodal	758 083 264	289,478	Pa
Desplazamiento estático	6,199	0	mm
Deformación unitaria	9,799E-03	2,113E-07	mm
Factor de seguridad	3 161 682,500	8,884	

#### 4.4.1.2. Análisis de fatiga

*Tabla 11 Resultados análisis de fatiga acero AISI H12*

Resultados AISI H12

Estudio	Máx.	Min.
Daño acumulado	66666,67%	10,00%
Ciclos vida	100 000 000	15000

*Tabla 12 Resultados análisis de fatiga acero 4135*

Resultados acero AISI 4135		
Estudio	Máx.	Min.
Daño acumulado	66 666,672%	10%
Ciclos vida	100 000 000	15000

*Tabla 13 Resultados análisis de fatiga analógico*

Método analógico	Ciclos de vida	
H12	81 096 563	10 <sup>7</sup>
AISI 4135	140 159 960	10 <sup>7</sup>

Se observa en la tabla 11 y en la tabla 12 que los resultados del análisis de fatiga en ambos materiales son iguales, esto se debe a que tanto presentan una composición química y propiedades mecánicas parecidas, dando a entender que el material propuesto, el acero de baja aleación AISI 4135 resistirá el régimen operacional de la turbina.

A la vez también se comparará con el método analógico realizado, mostrando que los parámetros de ciclos de vida obtenidos están dentro del rango de ciclos de vida calculados por el software corroborando así lo mencionado.

*Tabla 14 Resistencia a la fatiga de los materiales*

AISI H12			
Resistencia a la fatiga a 10 <sup>7</sup> ciclos	282	-	505 MPa
Acero AISI 4135			
Resistencia a la fatiga 10 <sup>7</sup> ciclos	248	-	801 MPa

Sin embargo, al observar la tabla 14 notaremos que el acero propuesto cuenta con un rango más amplio para lo que es resistencia a la fatiga siendo la diferencia de 801 MPa para el acero AISI 4135 y 505 MPa para el acero AISI H12, a la par presenta un factor de seguridad máximo de 3 millones para el material propuesto y de 2 millones para el material comercial.

Así mismo, cabe precisar que el precio del material propuesto tiene un costo inferior al material actualmente usado, contando con un precio de 2,65 – 2,78 PEN/kg el acero AISI 4135 y con 12,1 – 12,9 PEN/kg el acero AISI H12.

## Conclusiones

- Se identificaron las fallas más comunes de un eje las cuales son por deformación plástica, desgaste, fractura, fatiga por contacto y corrosión estas pueden dar por problemas en diseño, fabricación o el material. Para realizar el estudio se usó los análisis estáticos y de fatiga del software CAE.
- Se analizó los resultados de los estudios realizados en el acero H12 del eje de la turbina para el análisis de fatiga nos lanzan un resultado en el estudio analítico de 81 096 563 ciclos y para el estudio por software nos da resultados de daño acumulado de un mínimo de 10% y un máximo de 66 666,672% y un número de ciclos vida mínimo de 15 000 ciclos.
- Se analizó los estudios realizados en el material propuesto acero de baja aleación AISI 4135 para el análisis de fatiga nos lanzan un resultado en el estudio analítico de 140 159 960 ciclos y para el estudio por software nos da resultados de para el estudio de daño acumulado de un mínimo de 10% y un máximo de 66 666,672% y un número de ciclos vida mínimo de 15 000 ciclos.
- Se realizo la evaluación de los resultados de ambos análisis de fatiga indican que el material propuesto, el acero AISI 4135, soportaría de manera eficiente el régimen de operación de la turbina, teniendo en cuenta de que este material cuenta con una resistencia a la fatiga mayor que el material comercial y un costo inferior.

## Recomendaciones

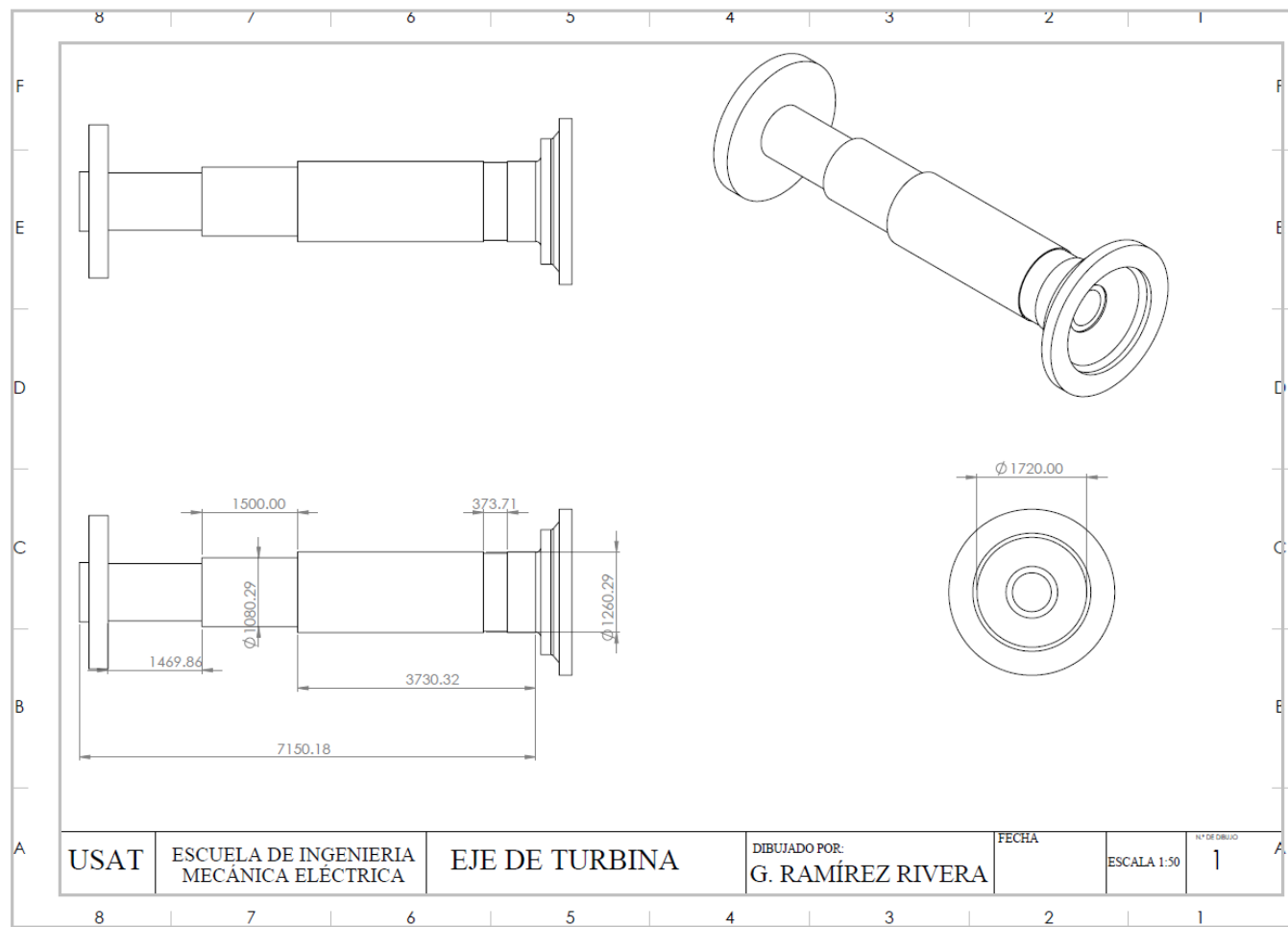
- Realizar los análisis usando Ansys debido a que el proceso de mallado del elemento podría ser más preciso.
- Realizar un análisis de modo y efectos de falla con el fin de prevenir nuevas oportunidades de deficiencias y defectos en el futuro.
- Realizar un análisis vibracional de un eje de una turbina con el material propuesto para determinar su factibilidad en el uso de ejes de turbina.

## Referencias

- [1] A. Böhler, «ACEROS ESPECIALES,» *ACEROS ESPECIALES - Catálogo de aceros para herramientas*, 2018.
- [2] S. k., "Recent life assessment technology for existing steam turbines," *Proc. ASME Power*, 2005.
- [3] L. Benitez, *Las fallas de los engranajes*, de ENGRANAJES, diseño, lubricación, Análisis de Fallas y Mantenimiento, Colombia: Universidad Nacional de Colombia, 2012.
- [4] A. Carnero, E. L. Serrano, G. J. Nebradt y M. L. Leyva, «Integración de un sistema supervisor de esfuerzos térmicos y vida útil de rotores de turbinas a vapor.,» *Memorias del X congreso y Exposición Latinoamericana de turbomaquinaria*, 2007.
- [5] D. Momcilovic, D. Momcilovic, Z. Odanovic, R. Mitrovic, I. Atanasovka y T. Vunherer, «Failure analysis of a hydraulic turbine shaft,» *ELSEVIER*, 2011.
- [6] J. Pino Gómez, F. H. Hernández Montero , M. E. Montesinos Otero, M. A. Téllez, J. Gonzáles Martínez , Y. Cruz Guzmán y J. C. Arce Miranda, «Importancia para el mantenimiento de elementos mecánicos en turbinas de vapor. Análisis históricos.,» *Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarría*, 2017.
- [7] M. Montiel Polvillo, «Estimación de vida a fatiga en un eje con ajuste a presión,» *Universidad de Sevilla. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Fabricación* , 2017.
- [8] O. Villalobos Quispe, «Estimación de la vida útil del eje de accionamiento de una trituradora de impacto de eje horizontal a través del análisis de falla por fatiga,» *Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Lambayeque*, 2019.
- [9] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica*, New York: McGraw-Hill, a business unit of the McGraw-hill Companies, Inc., 2008.
- [10] J. L. D. Cáceres, «Determinación mediante la realización análisis de falla de las causas más comunes de falla en ejes de equipos industriales,» *Pontificia Universidad Católica del Perú*, p. 109, 2017.
- [11] S. Hernández Moreno, «Aplicación de la información de la vida útil en la planeación y diseño de proyectos de edificación,» *Acta Universitaria*, vol. 21, nº 2, p. 7, 2011.
- [12] L. O. A. Affonso, *Machinery Failure Analisis Handbook*, Houston, Texas: Gulf Pubishing Company, 2006.

**Anexos**

- Plano del eje de turbina



- Propiedades del acero H12

### General information

#### Designation

AISI H12	
Condition	Annealed; air cooled; tempered at 540–650°C
UNS number	T20812
US name	AISI / SAE H12
EN name	X35CrWMoV5, X37CrMoW5-1
EN number	1.2605, 1.2606
ISO name	X35CrWMoV5
JIS (Japanese) name	~SKD62

#### Typical uses

Hot-forging tools and dies, Dies and inserts, forging machine plungers and piercers  
 Hot extrusion tools and dies, Extrusion dies and mandrels, Dummy blocks, Valve extrusion tools  
 Cold-forming dies, bending, forming, drawing, and deep-drawing dies and punches  
 Shearing tools, Dies for piercing, punching, and trimming, Shear blades (for shearing knives)  
 Die casting and molding dies  
 Structural parts for severe service conditions

### Composition overview

#### Compositional summary

Fe88-92 / Cr4.8-5.5 / Mo1.2-1.8 / W1-1.7 / Si0.8-1.2 / Mn0.2-0.6 / C0.3-0.4 / V0.2-0.5 (impurities: Ni<0.3, P<0.03, S<0.03)

Material family	Metal (ferrous)
Base material	Fe (Iron)

#### Composition detail (metals, ceramics and glasses)

C (carbon)	0.3	-	0.4	%
Cr (chromium)	4.75	-	5.5	%
Fe (iron)	88	-	91.5	%
Mn (manganese)	0.2	-	0.6	%
Mo (molybdenum)	1.25	-	1.75	%
Ni (nickel)	0	-	0.3	%
P (phosphorus)	0	-	0.03	%
S (sulfur)	0	-	0.03	%
Si (silicon)	0.8	-	1.25	%
V (vanadium)	0.2	-	0.5	%
W (tungsten)	1	-	1.7	%

#### Price

Price	* 12.1	-	12.9	PEN/kg
Price per unit volume	* 9.58e4	-	1.04e5	PEN/m <sup>3</sup>

#### Physical properties

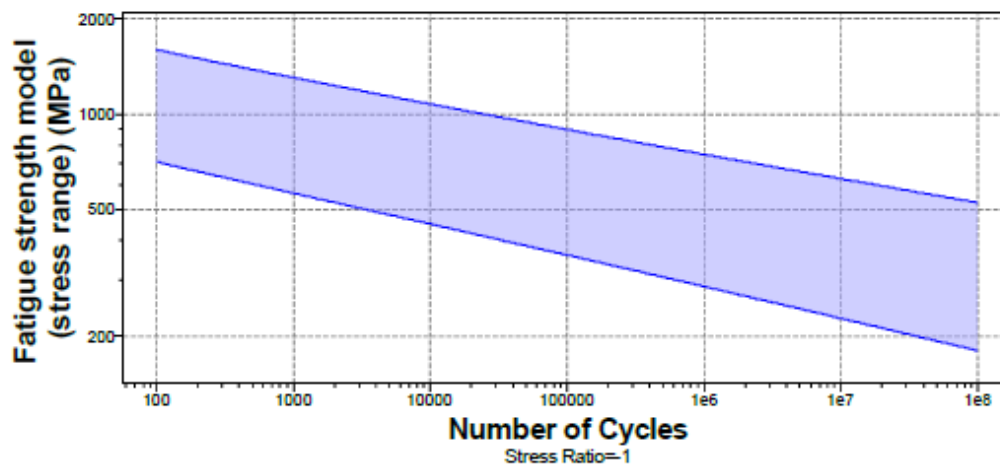
Density	* 7.93e3	-	8.09e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	----------	---	--------	-------------------

#### Mechanical properties

Young's modulus	* 208	-	219	GPa
Specific stiffness	* 25.9	-	27.4	MN.m/kg

Yield strength (elastic limit)	* 941	- 1.68e3	MPa
Tensile strength	* 1.17e3	- 1.92e3	MPa
Specific strength	* 117	- 210	kN.m/kg
Elongation	* 7.1	- 16	% strain
Compressive strength	* 941	- 1.68e3	MPa
Flexural modulus	* 208	- 219	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 941	- 1.68e3	MPa
Shear modulus	* 81	- 85	GPa
Bulk modulus	* 165	- 174	GPa
Poisson's ratio	0.285	- 0.295	
Shape factor	19		
Hardness - Vickers	380	- 620	HV
Hardness - Rockwell C	38	- 55	HRC
Elastic stored energy (springs)	* 2.21e3	- 6.21e3	kJ/m <sup>3</sup>
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 282	- 505	MPa
Fatigue strength model (stress range)	* 227	- 626	MPa

Parameters: Stress Ratio = -1, Number of Cycles = 1e7cycles



### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 23.3	- 34.9	MPa.m <sup>0.5</sup>
Toughness (G)	* 2.63	- 5.52	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	* 1.43e3	- 1.48e3	°C
Maximum service temperature	* 530	- 580	°C
Minimum service temperature	* -73	- -53	°C
Thermal conductivity	* 34.9	- 37.8	W/m.°C
Specific heat capacity	* 460	- 479	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	* 11.3	- 11.8	µstrain/°C
Thermal shock resistance	* 381	- 683	°C
Thermal distortion resistance	* 3.01	- 3.29	MW/m
Latent heat of fusion	265	- 280	kJ/kg



### Electrical properties

Electrical resistivity	* 40.7	-	56.2	μohm.cm
Electrical conductivity	3.07	-	4.23	%IACS
Galvanic potential	* -0.41	-	-0.33	V

### Magnetic properties

Magnetic type	Magnetic
---------------	----------

### Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency	Opaque
Acoustic velocity	* 5.09e3 - 5.23e3 m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 2.59e-5 - 6.96e-5

### Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements?	Yes
-----------------------------------	-----

### Tool steels

Decarburization resistance rating	Average
Distortion resistance rating	Very good
Cracking resistance rating	Very good
Hot hardness rating	Good
Machinability rating	Good
Toughness rating	Very good
Wear resistance rating	Poor

### Processing properties

Metal casting	Unsuitable
Metal cold forming	Limited use
Metal hot forming	Limited use
Metal press forming	Unsuitable
Metal deep drawing	Unsuitable
Machining speed	9.45 m/min
Weldability	Poor
Notes	Preheating and post weld heat treatments are required
Carbon equivalency	1.57 - 2.07

### Durability

Water (fresh)	Acceptable
Water (salt)	Limited use
Weak acids	Limited use
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Limited use
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Acceptable
UV radiation (sunlight)	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	Excellent

Mntec

Flammability	Non-flammable
--------------	---------------

### Corrosion resistance of metals

Stress corrosion cracking Notes	Not susceptible Rated in chloride; May be susceptible in halide, ammonia, nitrogen, acidic, caustic, carbonate environments
------------------------------------	--

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 46.1	- 50.8	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 3.52	- 3.89	kg/kg
Water usage	* 73.1	- 80.8	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Casting energy	* 10.7	- 11.9	MJ/kg
Casting CO2	* 0.806	- 0.89	kg/kg
Casting water	* 20.3	- 30.5	l/kg
Roll forming, forging energy	* 10.2	- 11.3	MJ/kg
Roll forming, forging CO2	* 0.767	- 0.848	kg/kg
Roll forming, forging water	* 5.92	- 8.88	l/kg
Extrusion, foil rolling energy	* 20.2	- 22.3	MJ/kg
Extrusion, foil rolling CO2	* 1.51	- 1.67	kg/kg
Extrusion, foil rolling water	* 10.2	- 15.3	l/kg
Wire drawing energy	* 74.8	- 82.7	MJ/kg
Wire drawing CO2	* 5.61	- 6.2	kg/kg
Wire drawing water	* 28.2	- 42.3	l/kg
Metal powder forming energy	* 37	- 40.9	MJ/kg
Metal powder forming CO2	* 2.96	- 3.27	kg/kg
Metal powder forming water	* 40.3	- 60.5	l/kg
Vaporization energy	* 1.09e4	- 1.2e4	MJ/kg
Vaporization CO2	* 815	- 901	kg/kg
Vaporization water	* 4.53e3	- 6.8e3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 1.97	- 2.17	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.147	- 0.163	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 15.4	- 17	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 1.15	- 1.28	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 30.3	- 33.5	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 2.27	- 2.51	kg/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 109	- 120	MJ/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 8.15	- 9.01	kg/kg

### Recycling and end of life

Recycle	✓		
Embodied energy, recycling	* 11	- 12.2	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 0.865	- 0.956	kg/kg
Recycle fraction in current supply	52.3	- 57.8	%
Downcycle	✓		
Combust for energy recovery	✗		
Landfill	✓		
Biodegrade	✗		

- Propiedades del acero AISI 4135

### General information

#### Designation

AISI 4135	
Condition	Quenched & tempered
UNS number	G41350
US name	SAE 4137, SAE 4135H, SAE 4135, SAE 17-22-A S, ASTM L7M, ASTM L7B, ASTM G41370, ASTM G55, ASTM F70, ASTM F65, ASTM B1, ASTM 4137, ASTM 4130H, ASTM 4130, ~SAE 4130, ~ASTM H 70, ~ASTM H65, ~ASTM H55, ~ASTM G41300, ~ASTM G70, ~ASTM G65, ~ASTM 4130
EN name	~34CrMo4
EN number	~1.7226, ~1.722
ISO name	34CrMoS4, 33CrAlMo5-4, ~34CrMo4
GB (Chinese) name	~ML35CrMo
JIS (Japanese) name	SCM430, SCM 3

#### Typical uses

General construction, general mechanical engineering, automotive, pressure vessels, pipework

### Composition overview

#### Compositional summary

Fe97-98 / Cr0.8-1.1 / Mn0.7-0.9 / C0.33-0.38 / Si0.15-0.35 / Mo0.15-0.25 (impurities: S<0.04, P<0.035)

Material family	Metal (ferrous)
Base material	Fe (Iron)

#### Composition detail (metals, ceramics and glasses)

C (carbon)	0.33	-	0.38	%
Cr (chromium)	0.8	-	1.1	%
Fe (iron)	* 96.9	-	97.9	%
Mn (manganese)	0.7	-	0.9	%
Mo (molybdenum)	0.15	-	0.25	%
P (phosphorus)	0	-	0.035	%
S (sulfur)	0	-	0.04	%
Si (silicon)	0.15	-	0.35	%

#### Price

Price	* 2.65	-	2.78	PEN/kg
Price per unit volume	* 2.06e4	-	2.19e4	PEN/m³

#### Physical properties

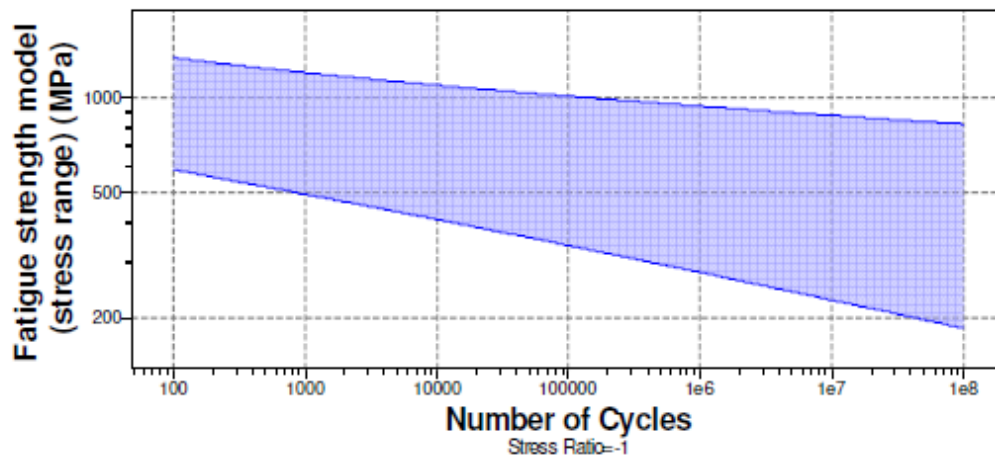
Density	7.79e3	-	7.87e3	kg/m³
---------	--------	---	--------	-------

#### Mechanical properties

Young's modulus	200	-	210	GPa
-----------------	-----	---	-----	-----

Specific stiffness	25.5	-	26.9	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	690	-	1.21e3	MPa
Tensile strength	862	-	1.38e3	MPa
Specific strength	88.1	-	155	kN.m/kg
Elongation	6	-	12	% strain
Compressive strength	* 752	-	1.25e3	MPa
Flexural modulus	* 200	-	210	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	690	-	1.21e3	MPa
Shear modulus	76	-	79.9	GPa
Bulk modulus	185	-	195	GPa
Poisson's ratio	0.32	-	0.333	
Shape factor	26			
Hardness - Vickers	* 320	-	390	HV
Hardness - Brinell	* 290	-	350	HB
Elastic stored energy (springs)	1.24e3	-	3.38e3	kJ/m <sup>3</sup>
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 248	-	801	MPa
Fatigue strength model (stress range)	* 228	-	873	MPa

[Parámetros:](#) Stress Ratio=-1, Number of Cycles = 1e7cycles



### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 80	-	135	MPa.m <sup>0.5</sup>
Toughness (G)	32.9	-	84.2	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	1.38e3	-	1.53e3	°C
Maximum service temperature	470	-	524	°C
Minimum service temperature	* -73	-	-13	°C
Thermal conductivity	42	-	45.5	W/m.°C
Specific heat capacity	461	-	480	J/kg.°C

Thermal expansion coefficient	12.4	-	13.1	$\mu\text{strain}/^\circ\text{C}$
Thermal shock resistance	264	-	466	$^\circ\text{C}$
Thermal distortion resistance	* 3.28	-	3.6	MW/m
Latent heat of fusion	* 265	-	280	kJ/kg

### Electrical properties

Electrical resistivity	* 15	-	35	$\mu\text{ohm}\cdot\text{cm}$
Electrical conductivity	4.93	-	11.5	%IACS
Galvanic potential	* -0.5	-	-0.42	V

### Magnetic properties

Magnetic type	Magnetic
---------------	----------

### Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency	Opaque	
Acoustic velocity	5.05e3 - 5.18e3	m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 2e-4 - 6e-4	

### Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements?	No
-----------------------------------	----

### Processing properties

Metal casting	Unsuitable	
Metal cold forming	Excellent	
Metal hot forming	Excellent	
Metal press forming	Excellent	
Metal deep drawing	Limited use	
Machining speed	13.7	m/min
Weldability	Good	
Notes	Preheating and postweld heat treatments are required	
Carbon equivalency	0.637	- 0.8

### Durability

Water (fresh)	Acceptable
Water (salt)	Limited use
Weak acids	Limited use
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Limited use
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Acceptable
UV radiation (sunlight)	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	Acceptable
Flammability	Non-flammable

## Corrosion resistance of metals

Stress corrosion cracking	Slightly susceptible
Notes	Rated in chloride; Maybe susceptible in halide, ammonia, nitrogen, acidic, caustic, carbonate environments

## Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	30.8	-	33.9	MJ/kg
-------------------------------------	------	---	------	-------

### Sources

19.4 MJ/kg (Dhingra, Overly Davis, 1999); 23 MJ/kg (Norgate, Jahanshahi, Rankin, 2007); 27.9 MJ/kg (Ecoinvent v2.2); 29.2 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008); 32.8 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008); 34.7 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008); 35.4 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008); 37.2 MJ/kg (Sullivan and Gaines, 2010); 38 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008); 45.4 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008)

CO2 footprint, primary production	2.26	-	2.49	kg/kg
-----------------------------------	------	---	------	-------

### Sources

0.396 kg/kg (Voet van der and Oers, van, 2003); 1.75 kg/kg (Ecoinvent v2.2); 1.81 kg/kg (Voet van der and Oers, van, 2003); 2.23 kg/kg (Voet van der and Oers, van, 2003); 2.3 kg/kg (Norgate, Jahanshahi, Rankin, 2007); 2.74 kg/kg (Hammond and Jones, 2008); 2.77 kg/kg (Hammond and Jones, 2008); 2.87 kg/kg (Hammond and Jones, 2008); 2.89 kg/kg (Hammond and Jones, 2008); 3.03 kg/kg (Hammond and Jones, 2008); 3.27 kg/kg (Hammond and Jones, 2008)

Water usage	* 46.7	-	51.7	l/kg
-------------	--------	---	------	------

## Processing energy, CO2 footprint & water

Casting energy	* 10.7	-	11.9	MJ/kg
Casting CO2	* 0.806	-	0.891	kg/kg
Casting water	* 20.3	-	30.5	l/kg
Roll forming, forging energy	* 8.13	-	8.98	MJ/kg
Roll forming, forging CO2	* 0.61	-	0.674	kg/kg
Roll forming, forging water	* 5.03	-	7.54	l/kg
Extrusion, foil rolling energy	* 16	-	17.7	MJ/kg
Extrusion, foil rolling CO2	* 1.2	-	1.32	kg/kg
Extrusion, foil rolling water	* 8.38	-	12.6	l/kg
Wire drawing energy	* 59.1	-	65.3	MJ/kg
Wire drawing CO2	* 4.43	-	4.9	kg/kg
Wire drawing water	* 22.3	-	33.4	l/kg
Metal powder forming energy	* 37.2	-	41.2	MJ/kg
Metal powder forming CO2	* 2.98	-	3.29	kg/kg
Metal powder forming water	* 40.6	-	60.9	l/kg
Vaporization energy	* 1.09e4	-	1.2e4	MJ/kg
Vaporization CO2	* 815	-	901	kg/kg
Vaporization water	* 4.53e3	-	6.8e3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 1.65	-	1.83	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.124	-	0.137	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 12.2	-	13.5	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.918	-	1.01	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 24	-	26.5	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1.8	-	1.99	kg/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 109	-	120	MJ/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 8.15	-	9.01	kg/kg

## Recycling and end of life

Recycle	✓			
Embodied energy, recycling	* 8.1	-	8.96	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 0.636	-	0.703	kg/kg
Recycle fraction in current supply	39.9	-	44	%
Downcycle	✓			
Combust for energy recovery	✗			
Landfill	✓			
Biodegrade	✗			

## Notes

### Warning

Some rare heat treatments of certain alloys may produce values for mechanical properties outside the given ranges, e.g. AISI 9255, tempered at 205C

### Keywords

SAUT-DU-TARN 35.CD.4F, Societe Nouvelle du Saut-du-Tam (FRANCE); F 65, Aubert et Duval (FRANCE); GIANT SPECIAL, Champion Steel Co. (USA);