



Universidad  
**Señor de Sipán**

**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA  
MECÁNICA ELÉCTRICA**

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN**

**ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL EJE EXCÉNTRICO  
DE UNA MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA CON  
CAPACIDAD DE 400 ADOQUINES #8/HORA**

**PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE BACHILLER EN  
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**Autores**

**Huancas Flores Jesus Paul**

**ORCID <https://orcid.org/0000-0001-7017-8902>**

**Perez Soriano Joel Alexander**

**ORCID <https://orcid.org/0000-0003-1042-1629>**

**Asesor**

**Mtro. Vives Garnique Juan Carlos**

**ORCID <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>**

**Línea de Investigación**

Tecnología e innovación en el desarrollo de la construcción y la industria  
en un contexto de sostenibilidad.

**Sublínea de Investigación**

Innovación y tecnificación en ciencia de los materiales,  
diseño e infraestructura

**Pimentel – Perú**

**2024**





### DECLARACIÓN JURADA DE ORIGINALIDAD

Quien(es) suscribe(n) la DECLARACIÓN JURADA, soy(somos) egresado (s)del Programa de Estudios de **Ingeniería Mecánica Eléctrica** de la Universidad Señor de Sipán S.A.C, declaro (amos) bajo juramento que soy (somos) autor(es) del trabajo titulado:

#### **ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL EJE EXCÉNTRICO DE UNA MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA CON CAPACIDAD DE 400 ADOQUINES #8/HORA**

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética de la Universidad Señor de Sipán, conforme a los principios y lineamientos detallados en dicho documento, en relación con las citas y referencias bibliográficas, respetando el derecho de propiedad intelectual, por lo cual informo que la investigación cumple con ser inédito, original y autentico.

En virtud de lo antes mencionado, firman:

HUANCAS FLORES JESUS PAUL	DNI: 71603000	
PEREZ SORIANO JOEL ALEXANDER	DNI: 73588874	

Pimentel, 07 de febrero de 2025

## **Dedicatoria**

A nuestros seres queridos, quienes nos han brindado su apoyo incondicional en este camino.

A nuestras familias, que nos enseñaron el valor del esfuerzo y la perseverancia.

Y a cada persona que creyó en nosotros, dedicamos este trabajo como un reflejo de su confianza y amor.

**Jesús Huancas Flores**

**Joel Pérez Soriano**

## **Agradecimientos**

Queremos expresar nuestra más sincera gratitud a todas las personas e instituciones que hicieron posible la realización de esta investigación:

- A nuestros mentores y profesores, quienes con su guía y conocimiento iluminaron el camino de este proyecto.
- A nuestros compañeros y colegas, por su apoyo, críticas constructivas y constante motivación.
- A nuestras familias, por su paciencia, comprensión y ánimo en los momentos más desafiantes.

Finalmente, agradecemos a cada uno de los que directa o indirectamente contribuyeron a este logro. Su impacto, aunque a veces imperceptible, fue crucial para alcanzar esta meta.

Con respeto y admiración,

**Jesús Huancas Flores**

**Joel Pérez Soriano**

## Índice

Dedicatoria .....	3
Agradecimientos.....	4
TABLA DE ECUACIONES:.....	6
INDICE DE TABLAS .....	7
INDICE DE FIGURAS.....	9
Resumen .....	10
Abstract.....	11
<b>I. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>12</b>
1.1. <i>Realidad Problemática</i> .....	12
1.2. <i>Formulación del problema</i> .....	15
1.3. <i>Hipótesis</i> .....	15
1.4. <i>Objetivos</i> .....	15
1.5. <i>Teorías relacionadas al tema</i> .....	15
<b>II. MÉTODO DE LA INVESTIGACIÓN .....</b>	<b>42</b>
<b>III. RESULTADOS:.....</b>	<b>44</b>
<b>IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....</b>	<b>79</b>
Referencias .....	81
ANEXOS .....	83

## TABLA DE ECUACIONES:

Ecuación 1	.....	21
Ecuación 2	.....	22
Ecuación 3	.....	23
Ecuación 4	.....	23
Ecuación 5	.....	24
Ecuación 6	.....	24
Ecuación 7	.....	26
Ecuación 8	.....	26
Ecuación 9	.....	27
Ecuación 10	.....	27
Ecuación 11	.....	27
Ecuación 12	.....	27
Ecuación 13	.....	29
Ecuación 14	.....	29
Ecuación 15	.....	30
Ecuación 16	.....	30
Ecuación 17	.....	30
Ecuación 18	.....	30
Ecuación 19	.....	30
Ecuación 20	.....	30
Ecuación 21	.....	31
Ecuación 22	.....	31
Ecuación 23	.....	31
Ecuación 24	.....	31
Ecuación 25	.....	32
Ecuación 26	.....	32
Ecuación 27	.....	32
Ecuación 28	.....	35
Ecuación 29	.....	35
Ecuación 30	.....	35
Ecuación 31	.....	35

Ecuación 32 .....	35
Ecuación 33 .....	36
Ecuación 34 .....	36
Ecuación 35 .....	36
Ecuación 36 .....	36
Ecuación 37 .....	36
Ecuación 38 .....	36
Ecuación 39 .....	37
Ecuación 40 .....	37
Ecuación 41 .....	37
Ecuación 42 .....	40
Ecuación 43 .....	40
Ecuación 44 .....	40
Ecuación 45 .....	40
Ecuación 46 .....	45
Ecuación 47 .....	45
Ecuación 48 .....	46
Ecuación 49 .....	46
Ecuación 50 .....	46
Ecuación 51 .....	47
Ecuación 52 .....	47
Ecuación 53 .....	51
Ecuación 54 .....	55
Ecuación 55 .....	55

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	23
Tabla 2 Factores de temperatura	24
Tabla 3 Factores de confiabilidad	25
Tabla 4 Características de técnicas de funcionalidad del sistema de vibración	44

Tabla 5 Cálculo de límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina	47
Tabla 6 Factores concentradores de esfuerzo para fatiga $k_f$ y $k_{fs}$	48
Tabla 7 Esfuerzos alternantes y esfuerzos medios para cargas normales y cortantes	51
Tabla 8 Factores de seguridad a fatiga según los modelos teóricos	52
Tabla 9 Ciclos de vida a fatiga	53
Tabla 10 Resumen de resultados de análisis de fatiga	54
Tabla 11 Características físicas de los elementos que conforman el sistema	57
Tabla 12 Resultados de distribución de cargas estáticas en cada elemento	59
Tabla 13 Análisis de tensiones	62
Tabla 14 Resultado del desplazamiento equivalente	63
Tabla 15 Valor de deformación unitaria equivalente	63
Tabla 16 Factor de seguridad estático	64
Tabla 17 Propiedades del material	65
Tabla 18 Resultados del daño acumulado	66
Tabla 19 Resultado de la Vida total en ciclos	67
Tabla 20 Amplitud resultante para forma modal 5 = 401.162 Hz	69
Tabla 21 Amplitud resultante para forma modal 2 = 241.924 Hz	70
Tabla 22 Amplitud resultante para forma modal 3 = 243.873 Hz	72
Tabla 23 Amplitud resultante para forma modal 4 = 373.322 Hz	73
Tabla 24 Respuesta de frecuencias	75
Tabla 26 Lista de modos	77
Tabla 27 Participación de masa (Normalizada)	78



## INDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias.....	21
Fig. 2 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.....	28
Fig. 3 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	28
Fig. 4 Fracción de resistencia a la fatiga, $f$ .....	31
Fig. 5 Esfuerzo fluctuante sinusoidal.....	33
Fig. 6 Diagrama de criterios para evaluar falla por fatiga mecánica.....	34
Fig. 7 Diagrama de Goodman modificado "completo".....	37
Fig. 8 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Goodman modificado y de Langer.....	38
Fig. 9 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer.....	39
Fig. 10 Sistema de vibración de la máquina bloqueadora.....	44
Fig. 11 Datos de distancias y cargas para el DCL.....	49
Fig. 12 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	50
Fig. 13 Diagrama de fuerzas cortantes.....	50
Fig. 14 Diagrama de momento flector.....	50
Fig. 15 Cargas externas y fijaciones del eje excéntrico.....	57

## Resumen

El presente estudio analiza el comportamiento dinámico y estructural de un eje excéntrico empleado en sistemas vibrocompactadores, utilizando el Método de Elementos Finitos (MEF) como herramienta principal. Se identificaron las frecuencias naturales del sistema, las cuales oscilan entre 39.07 Hz y 401.16 Hz, garantizando que el diseño evita condiciones resonantes en su rango operativo. Asimismo, se evaluaron las tensiones generadas bajo condiciones de carga, determinándose un valor máximo de 57.07 MPa, que se encuentra significativamente por debajo del límite elástico del material más débil considerado (370 MPa para SAE 1010). Los factores de seguridad calculados superan el valor mínimo requerido, alcanzando hasta 20.42 en el caso del acero SAE 4330, lo que respalda la confiabilidad estructural del sistema.

En términos de resistencia a la fatiga, todos los materiales analizados presentan una vida útil infinita ( $>10^6$  ciclos), destacándose nuevamente el SAE 4330 con una vida estimada de  $1.86 \times 10^{11}$  ciclos, posicionándolo como la opción más adecuada para aplicaciones de alta exigencia. Este análisis integral valida la viabilidad del diseño propuesto, no solo desde una perspectiva mecánica, sino también dinámica, ofreciendo una solución robusta para optimizar el desempeño de sistemas vibrocompactadores. Los resultados obtenidos constituyen una base sólida para futuros desarrollos y optimizaciones en equipos de compactación industrial.

**Palabras Clave:** frecuencias naturales, método de elementos finitos, ciclo de vida a fatiga, factores de seguridad

## Abstract

The present study analyzes the dynamic and structural behavior of an eccentric shaft used in vibrocompactor systems, employing the Finite Element Method (FEM) as the main analytical tool. The natural frequencies of the system were identified, ranging from 39.07 Hz to 401.16 Hz, ensuring that the design avoids resonance conditions within its operational range. Additionally, the stresses generated under load conditions were evaluated, with a maximum value of 57.07 MPa, which is significantly below the yield strength of the weakest material considered (370 MPa for SAE 1010). The calculated safety factors exceed the minimum required values, reaching up to 20.42 in the case of SAE 4330 steel, which supports the structural reliability of the system.

In terms of fatigue resistance, all analyzed materials exhibit infinite life ( $>10^6$  cycles), with SAE 4330 standing out due to its estimated lifespan of  $1.86 \times 10^{11}$  cycles, positioning it as the most suitable option for high-demand applications. This comprehensive analysis validates the feasibility of the proposed design, not only from a mechanical perspective but also from a dynamic one, offering a robust solution to optimize the performance of vibrocompactor systems. The results obtained provide a solid foundation for future developments and optimizations in industrial compaction equipment.

Keywords: natural frequencies, finite element method, fatigue life cycle, safety factors

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad Problemática.

La fatiga mecánica en ejes es una de las principales causas de fallas en maquinaria rotativa, especialmente cuando estos están sometidos a cargas complejas debido a configuraciones con masas dobles excéntricas. Una de las manifestaciones más críticas de estas fallas es la propagación de grietas por fatiga, que puede ocasionar daños severos en los ejes y, por extensión, en los componentes de la máquina, con el potencial de generar riesgos significativos para el personal de la planta. [1]. Por este motivo, resulta imperativo identificar y caracterizar la propagación de grietas por fatiga, permitiendo establecer estrategias de mantenimiento preventivo que minimicen el riesgo de fallos catastróficos y garanticen la continuidad operativa.

El objetivo de este estudio es realizar un análisis exhaustivo de los ciclos de vida de un eje excéntrico con doble masa, considerando las complejidades asociadas a las configuraciones de carga excéntricas y sus efectos sobre la propagación de grietas por fatiga. Este análisis busca desarrollar expresiones analíticas y herramientas numéricas que permitan predecir con precisión los factores de intensidad de esfuerzo (SIF) y evaluar la resistencia de los ejes a lo largo de su vida útil.

El análisis de la propagación de grietas por fatiga en ejes con masas dobles excéntricas presenta desafíos adicionales debido a las cargas dinámicas y las tensiones inducidas por la configuración excéntrica. Un paso esencial en este análisis es la determinación del Factor de Intensidad de Esfuerzo (SIF, por sus siglas en inglés), el cual se utiliza para predecir el estado de esfuerzo en las proximidades del frente de una grieta. En la literatura técnica, se encuentran numerosos estudios relacionados con la

determinación del SIF en grietas rectas y elípticas. Inicialmente, los estudios se enfocaron en grietas rectas [2], [3], [4], y posteriormente en grietas elípticas convexas [5], [6], así como en grietas elípticas cóncavas [7], [8].

Valiente [4] empleó el Método de Elementos Finitos (MEF) junto con el Método de Derivada de Rigidez para calcular valores de SIF en grietas rectas y desarrolló una expresión adimensional basada en la profundidad de la grieta. En el caso de grietas elípticas convexas, Astiz [9] propuso una expresión polinómica obtenida mediante el Método de Mínimos Cuadrados, mientras que Carpinteri [3], [9] y Shih y Chen [10] ampliaron estos estudios para incluir valores de SIF en diferentes puntos del frente de la grieta. Rubio et al. [11] desarrollaron una expresión general para grietas convexas en ejes rotatorios, considerando tanto el comportamiento no lineal como el fenómeno de respiración de la grieta.

En cuanto a grietas elípticas cóncavas, Rubio et al. [12], [13] propusieron expresiones para determinar el SIF en función de parámetros como la profundidad relativa y la posición en el frente de la grieta, incluyendo efectos no lineales. Sin embargo, los ejes con masas dobles excéntricas presentan condiciones de carga más complejas que las consideradas en estos estudios, lo que dificulta la extrapolación directa de los resultados existentes.

Un caso particularmente desafiante es el de las grietas circunferenciales completas, comunes en ejes sometidos a flexión combinada con cargas torsionales y dinámicas. Estas grietas, al extenderse a lo largo de una circunferencia completa, son más difíciles de modelar y detectar. Estudios como los de Vania et al. [14], [15] y Pennachi y Vania [16] han abordado el análisis paramétrico del fenómeno de respiración en grietas anulares completas, mientras que Chatterton et al. [17] analizaron su impacto en el comportamiento dinámico de máquinas rotativas.

A pesar de los avances, existe una atención notable de investigaciones enfocadas en el comportamiento de grietas en ejes con masas dobles excéntricas. Estos parámetros generan distribuciones de carga asimétricas, incrementando la complejidad del análisis y la probabilidad de falla. Además, los efectos combinados de flexión, torsión y las fuerzas centrífugas inducidas por las masas excéntricas no han sido suficientemente explorados en el contexto de grietas circunferenciales o elípticas.

La importancia de este estudio radica en que los ejes excéntricos de doble masa son componentes fundamentales en maquinaria rotativa, particularmente en aplicaciones industriales donde las cargas dinámicas y las tensiones inducidas pueden ser severas. Estos ajustes excéntricos generan distribuciones de carga asimétricas y fenómenos dinámicos complejos que incrementan el riesgo de fallas por fatiga. La falta de modelos adecuados para analizar estas condiciones limita la capacidad de diseñar ejes más confiables y seguros, así como de implementar estrategias de mantenimiento predictivo efectivas.

En este trabajo, se ha realizado un estudio numérico exhaustivo mediante el Método de Elementos Finitos para determinar el SIF en grietas anulares incipientes contenidos en ejes con masas dobles excéntricas. A partir de los resultados obtenidos, se han desarrollado expresiones que relacionan el SIF con las características geométricas de la grieta (tamaño y excentricidad) y su posición en el frente. Este enfoque representa un avance significativo, ya que, hasta donde se tiene conocimiento, no existen estudios previos que integren de manera específica estas condiciones particulares.

El entendimiento de estos fenómenos permitirá establecer estrategias de diseño más robustas y planos de mantenimiento predictivo adaptados a las exigencias dinámicas de ejes con masas dobles excéntricas, reduciendo así el riesgo de fallos catastróficos y mejorando la seguridad y confiabilidad de las máquinas rotativas.

## **1.2. Formulación del problema**

¿Cómo se determinará el ciclo de vida del sistema de vibración de una máquina vibro compactadora con capacidad de 400 adoquines #8/hora?

## **1.3. Hipótesis.**

Utilizando la teoría de fatiga de Goodman modificado se podrá determinar el factor de seguridad a fatiga y los ciclos de vida del eje excéntrico bajo criterio de esfuerzos rotacionales.

## **1.4. Objetivos.**

### **Objetivo general.**

Determinar el ciclo de vida a fatiga del sistema de vibración de una máquina vibro compactadora con capacidad de 400 adoquines #8/hora

### **Objetivos específicos.**

- Determinar las características de funcionalidad de sistema de vibración de la máquina vibro compactadora.
- Determinar los esfuerzos alternantes, esfuerzos medios, factor de seguridad y ciclo de vida debido a carga cíclica según la teoría de fatiga de Goodman modificado para el eje excéntrico.
- Realizar el análisis de fatiga y análisis de frecuencia del eje excéntrico del sistema de vibración de la máquina vibro compactadora.

## **1.5. Teorías relacionadas al tema.**

### **Falla por fatiga resultante de la carga variable**

Algunos elementos de la máquina están sometidos a cargas estáticas y, en el caso de dichos elementos, la estática. Las teorías de falla se utilizan para predecir el fracaso (fluencia o fractura). Sin embargo, la mayoría de los elementos de la máquina están sujetos a tensiones variables o fluctuantes (debido al movimiento) como ejes, engranajes, cojinetes, levas y seguidores, etc.

Las tensiones fluctuantes (repetidas durante un largo período de tiempo) harán que una pieza falle (fractura) a un nivel de tensión mucho menor que la resistencia máxima (o incluso el límite elástico fuerza en algunos casos).

A diferencia de la carga estática, donde la falla generalmente se puede detectar antes de que suceda (debido a las grandes deflexiones asociadas con la deformación plástica), las fallas por fatiga suelen ser repentino y, por lo tanto, peligroso.

La falla por fatiga es de alguna manera similar a la fractura frágil, donde las superficies de fractura son perpendiculares al eje de carga.

De acuerdo con la Mecánica de Fractura Lineal-Elastica (LEFM), la falla por fatiga se desarrolla en tres etapas:

- Etapa 1: desarrollo de una o más micro fisuras (del tamaño de dos a cinco granos) debido a la deformación plástica local cíclica.
- Etapa 2: las grietas progresan de micro grietas a grietas más grandes (macro grietas) y siguen creciendo formando superficies de fractura lisas en forma de meseta con marcas de playa.
- Etapa 3: ocurre durante el ciclo de esfuerzo final donde el material restante no puede soportar la carga, lo que resulta en una fractura repentina (puede ser frágil o dúctil fractura).

La falla por fatiga se debe a la formación y propagación de grietas.



Las grietas por fatiga generalmente se inician en lugares con altas tensiones, como discontinuidades (orificio, muesca, rayado, esquina afilada, grieta, inclusiones, etc.).

Las grietas por fatiga también pueden iniciarse en superficies que tienen un acabado superficial rugoso o debido a la presencia de tensiones residuales de tracción. Por lo tanto, todas las piezas están sometidas a fatiga

La carga se trata térmicamente y se pule para aumentar la vida útil a la fatiga.

### **Métodos de vida por fatiga**

La falla por fatiga es un fenómeno mucho más complicado que la falla estática donde Hay muchos factores complicados involucrados. Además, las pruebas de materiales para las propiedades de fatiga son más complicado y mucho más lento que las pruebas estáticas.

Los métodos de vida a fatiga tienen como objetivo determinar la vida útil (número de ciclos de carga) de un hasta que falle.

- Existen tres métodos principales de vida a fatiga, cada uno de los cuales es más preciso para algunos tipos de carga o para algunos materiales. Los tres métodos son: el estrés-vida el método de la deformación-vida, el método de la mecánica de fractura lineal-elástica.
- La vida a fatiga se suele clasificar según el número de ciclos de carga en:
  - Baja fatiga de ciclo ( $1 \leq N \leq 1000$ ) y para este bajo número de ciclos, los diseñadores.
  - A veces ignora los efectos de la fatiga y solo usa el análisis de fallas estáticas.
    - Fatiga de ciclo alto ( $N > 10^3$ ):

- Vida finita: de  $10^3 \rightarrow 10^6$  ciclos.
- Vida infinita: más de  $10^6$  ciclos

### **El método de Deformación - Vida**

Este método relaciona la vida a fatiga con la cantidad de tensión plástica sufrida por la pieza durante los ciclos de carga repetidos.

- Cuando la tensión en el material excede el límite elástico y el material se deforma plásticamente, el material se endurecerá por deformación y el límite elástico aumentará si la pieza se vuelve a cargar. Sin embargo, si la dirección de la tensión se invierte (de tensión a compresión), el límite elástico en la dirección invertida será menor que su valor inicial, lo que significa que el material se ha suavizado en la dirección de carga inversa (esto se conoce como efecto Bauschinger). Cada vez que se invierte la tensión, el límite elástico en la otra dirección disminuye y el material se vuelve más blando y sufre más deformación plástica hasta que se produce la fractura.
- El método de vida útil por deformación es aplicable a la fatiga de ciclo bajo.

### **El Método de la Mecánica de la Fractura Elástica Lineal**

Este método supone que se inicia una grieta en el material y sigue creciendo hasta que se produce un error (las tres etapas descritas anteriormente).

- El enfoque LEFM supone que ya existe una pequeña grieta en el material, y calcula el número de ciclos de carga necesarios para que la grieta crezca hasta ser grande suficiente para hacer que el material restante se fracture por completo.
- Este método es más aplicable a la fatiga de ciclo alto.

### **El Método Esfuerzo - Vida**

Este método relaciona la vida de fatiga con el nivel de tensión alterna que causa falla, pero no da ninguna explicación de por qué ocurre el fracaso por fatiga.

- La relación tensión-vida se obtiene experimentalmente utilizando prueba de haz giratorio de alta velocidad de Moore.
  - La prueba se realiza sometiendo el haz giratorio a un momento de flexión puro (de una magnitud conocida fija) hasta que se produce el fallo (debido a la rotación, la muestra se somete a una tensión de flexión alterna).
  - Los datos obtenidos de las pruebas se utilizan para generar la resistencia a la fatiga vs diagrama de vida a fatiga que se conoce como diagrama S-N.
  - El primer punto es la fuerza última que corresponde al fracaso en la mitad de un ciclo.
  - La amplitud de la tensión alterna se reduce por debajo de la resistencia máxima y la prueba se ejecuta hasta que se produce un error. El nivel de tensión y el número de ciclos hasta el fallo proporcione un punto de datos en el gráfico.
  - Las pruebas continúan y cada vez se reduce la amplitud de la tensión (de modo que el espécimen vivirá más tiempo) y se obtiene un nuevo punto.
  - Para las aleaciones de acero, la fatiga de ciclo bajo y la fatiga de ciclo alto (*finita e infinita*) se puede reconocer que tiene diferentes pendientes. (*son líneas rectas, pero ten en cuenta que es una curva log-log*).
  - En el caso de los aceros, si seguimos reduciendo la amplitud de la tensión (para cada ensayo) llegaremos a un nivel de tensión por el que la probeta nunca fallará, y este valor de la tensión se conoce como Límite de *Resistencia* ( $S_e$ ).

- El número de ciclos de estrés asociados con el límite de resistencia define el límite entre *la vida finita* y *la vida infinita*, y suele estar entre  $10^6$  y  $10^7$  Ciclos.
- Las aleaciones de acero y titanio tienen un claro límite de resistencia, pero esto no es cierto para todos materiales.
  - Por ejemplo, las aleaciones de aluminio no tienen un límite de resistencia y, por lo tanto, materiales de resistencia a la fatiga se informa a  $5 \cdot 10^8$  ciclos.
  - Además, la mayoría de los polímeros no tienen un límite de resistencia.

### **El límite de la resistencia**

La determinación del límite de resistencia es importante para el diseño de elementos de la máquina que están sometidos a fatiga de alto ciclo. La práctica común a la hora de diseñar este tipo de es asegurarse de que el nivel de tensión de fatiga en el elemento esté por debajo del límite de resistencia del material que se está utilizando.

- Encontrar el límite de resistencia utilizando el experimento del haz giratorio lleva mucho tiempo donde requiere analizar muchas muestras y el tiempo para cada prueba es relativamente largo.

Por lo tanto, intentan relacionar el límite de resistencia con otras propiedades mecánicas que son más fáciles de encontrar (como la resistencia máxima a la tracción).

- La figura muestra un gráfico de los límites de resistencia frente a las resistencias a la tracción para un gran número de muestras de acero y hierro.

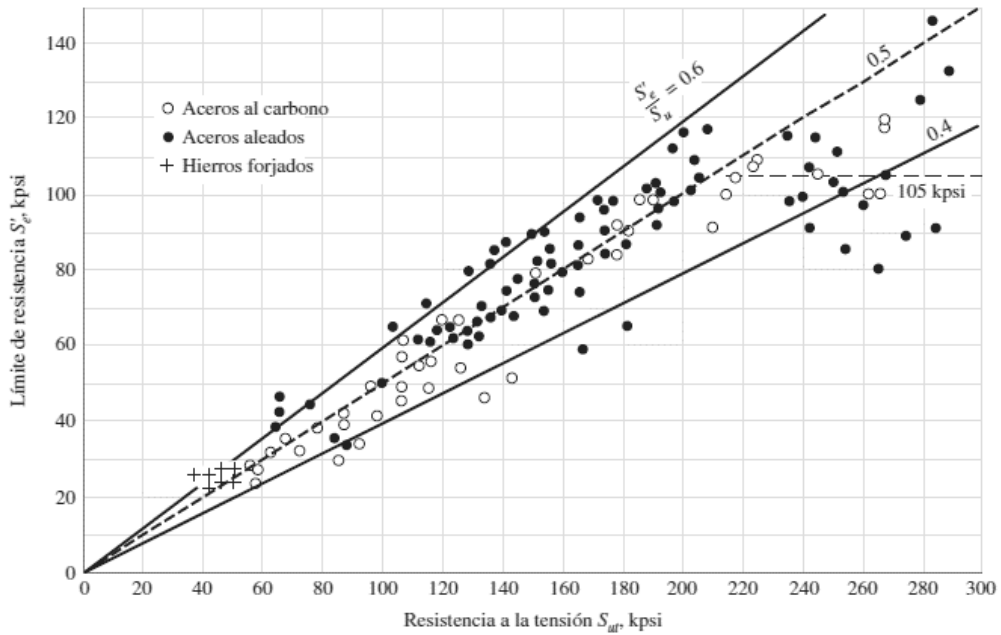


Fig. 1 Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias

Fuente: *Fatigue Design Handbook, SAE, 1968, p. 42.* [18]

- El gráfico muestra una correlación entre la fuerza máxima y el límite de resistencia, para resistencias máximas de hasta 1400 MPa, entonces el límite de resistencia parece tener un valor constante.
- La relación entre el límite de resistencia y la resistencia máxima para los aceros se da como:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & \text{para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ Mpa} & \text{para } S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \quad \text{Ecuación 1}$$

El apostrofe (') se utiliza para denotar que este es el valor límite de resistencia obtenido para la muestra de ensayo (todavía se necesitan modificaciones).

### **Factores de modificación del límite de resistencia:**

El límite de resistencia se obtiene a partir de la prueba de haz giratorio. La prueba se lleva a cabo bajo condiciones estrictamente controladas (espécimen pulido de pequeño tamaño a una temperatura, etc.). No es realista esperar que un elemento de la máquina tenga el mismo valor límite de resistencia que el obtenido de la prueba de haz giratorio, ya que tiene diferentes condiciones (tamaño, acabado superficial, proceso de fabricación, medio ambiente, etc.)

- Así pues, se utilizan algunos factores de modificación para correlacionar el límite de Resistencia elemento mecánico dado al valor obtenido de los ensayos:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad \text{Ecuación 2}$$

$S_e$ : El límite de resistencia en la ubicación crítica de un elemento de la máquina con la geometría y las condiciones de uso.

$S_e'$ : El límite de resistencia obtenido de la prueba de haz giratorio.

$k_a \dots k_f$ : Factores de modificación (obtenidos experimentalmente).

### **Factor de condición de la superficie ( $k_a$ )**

Las probetas de ensayo de viga giratoria están muy pulidas. Un acabado superficial rugoso reduce el límite de resistencia porque habrá un mayor potencial para el inicio de grietas.

- El factor de modificación de la condición superficial depende del acabado superficial de la pieza (rectificados, mecanizados, forjados, etc.) y en la resistencia a la tracción del material. Lo es dado como:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación 3}$$

Las constantes a y b dependen de la condición de la superficie y se dan en la siguiente tabla:

Tabla 1 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

### Factor de tamaño ( $k_b$ )

Las probetas de viga giratoria tienen un diámetro específico (*pequeño*) (7,6 mm). Las partes de mayor tamaño son más propensas a contener defectos y a tener más no homogeneidades.

- El factor tamaño se da de la siguiente manera:

$$k_b = \begin{cases} 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 4}$$

donde  $d$  es el diámetro, y:  $k_b = 1$  para la carga axial

Cuando un miembro con sección transversal circular *no está girando*, utilizamos un *diámetro* en lugar del diámetro real, donde:  $d_e = 0.37d$ .

### **Factor de carga ( $k_c$ )**

La probeta de viga giratoria se carga en flexión. Otros tipos de carga tendrán un efecto diferente.

El factor de carga para los diferentes tipos de carga es:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad \text{Ecuación 5}$$

### **Factor de temperatura ( $k_d$ )**

Cuando la temperatura de funcionamiento está por debajo de la temperatura ambiente, el material se convierte en más frágil. Cuando la temperatura es alta, el límite elástico disminuye y el material se vuelve más dúctil (y puede producirse fluencia).

- En el caso de los aceros, la resistencia a la tracción y, por tanto, el límite de resistencia, aumenta ligeramente a medida que la temperatura sube, luego comienza a bajar. Por lo tanto, el factor de temperatura se da como:

$$k_d = 0.9877 + 0.6507(10^{-3})T_c - 0.3414(10^{-5})T_c^2 + 0.5621(10^{-8})T_c^3 - 0.6246(10^{-11})T_c^4$$

### **Ecuación 6**

para  $40 \leq T_c \leq 540$  °C

### **Tabla 2 Factores de temperatura**



Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

### Factor de confiabilidad ( $k_e$ )

El límite de resistencia obtenido de las pruebas generalmente se informa a un valor medio (tiene una distribución normal con  $\sigma = 8\%$ ).

Para otros valores de confiabilidad,  $k_e$  se encuentra a partir de la siguiente tabla:

Tabla 3 Factores de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_\alpha$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

### **Factor de efectos varios (kf)**

Se utiliza para explicar la reducción del límite de resistencia debido a todos los demás efectos (*como como tensión residual, corrosión, frecuencia cíclica, pulverización de metales, etc.*).

Sin embargo, esos efectos no están completamente caracterizados y, por lo general, no se tienen en cuenta. Así usamos ( $k_f = 1$ ).

### **Concentración de tensión y sensibilidad a la muesca**

En condiciones de carga por fatiga, el inicio y el crecimiento de las grietas suelen comenzar en los lugares que tienen altas concentraciones de tensión (como ranuras, agujeros, etc.). La presencia de concentración de esfuerzos reduce la vida a fatiga de un elemento (*y el límite de resistencia*) y debe tenerse en cuenta en el análisis de fallos por fatiga.

Sin embargo, debido a la diferencia en la ductilidad, el efecto de la concentración de tensión en las propiedades de fatiga no son las mismas para diferentes materiales.

- Para materiales sometidos a carga de fatiga, la tensión máxima cerca de una muesca (agujero, filete, etc.) es:

$$\sigma_{max} = k_f \sigma_0 \text{ Ecuación 7}$$

$$\tau_{max} = k_f \tau_0 \text{ Ecuación 8}$$

Dónde

$\sigma_0$  : es la tensión nominal

$K_f$  : es el factor de *concentración de la tensión por fatiga*, que es un valor reducido del factor de concentración de tensión ( $K_t$ ) debido a la diferencia en el material sensibilidad a la presencia de muescas y  $K_f$  se define como:

$$K_f = \frac{\text{máx.Tensión en la muestra con muescas}}{\text{Tensión en muesca - Espécimen libre}} \quad \text{Ecuación 9}$$

La sensibilidad de muesca ( $q$ ) se define como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$q_{\text{cortante}} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad \text{Ecuación 11}$$

El valor de  $q$  oscila entre 0 y 1

$q = 0$  ----  $K_f = 1$  (el material no es sensible)

$q = 1$  ----  $K_f = K_t$  (el material es totalmente sensible)

Así,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ o } K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 12}$$

Para aceros y aluminio, la sensibilidad de la muesca para carga a flexion, carga axial y carga a torsión se encuentra en las siguientes figuras.

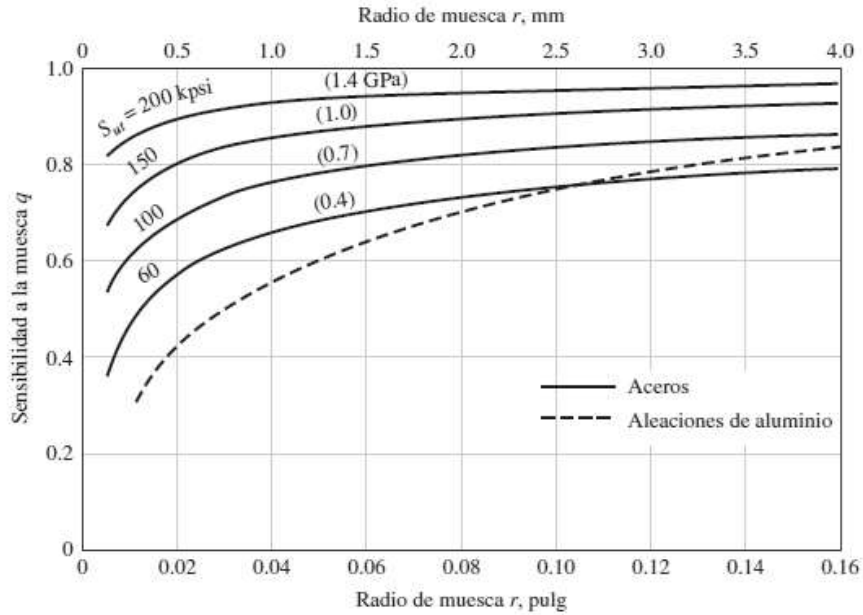


Fig. 2 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

Fuente: George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill. [19]

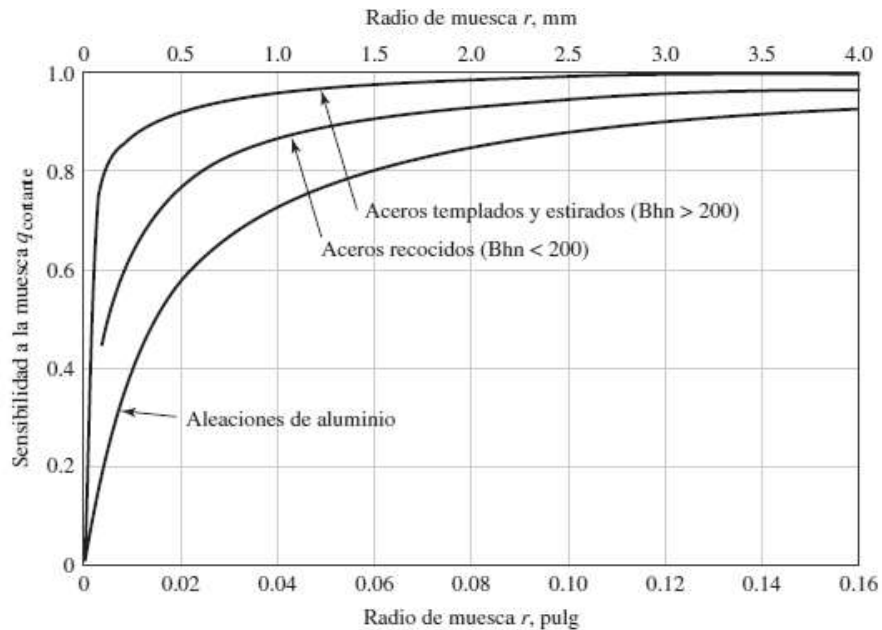


Fig. 3 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.

Fuente: George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill. [19]

Alternativamente, en lugar de usar las cifras, el factor de concentración de tensión por fatiga  $K_f$ , se puede encontrar como:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ecuación 13}$$

donde,  $r$ : radio

$\sqrt{a}$  : es un constante material conocida como la constante de Neuber.

Para los aceros,  $\sqrt{a}$  se puede encontrar usando la siguiente ecuación:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ecuación 14}$$

(tenga en cuenta que  $S_{ut}$  necesita estar en "kpsi" y  $\sqrt{a}$  se dará en " $\sqrt{\text{in}}$ ")

Para el hierro fundido, la sensibilidad de la muesca es muy baja de 0 a 0.2, pero para ser conservador se recomienda utilizar  $q = 0.2$

Para una carga simple,  $K_f$  se puede multiplicar por el valor de la tensión o el límite de resistencia se puede reducir dividiéndolo por  $K_f$ . Sin embargo, para la carga combinada, cada tipo de tensión tiene que ser multiplicada por su correspondiente valor  $K_f$ .

### **Resistencia a la fatiga**

En algunas aplicaciones de diseño, el número de ciclos de carga a los que se somete el elemento es limitado (menos de  $10^6$ ) y, por lo tanto, no hay necesidad de diseñar para la vida infinita usando el límite de resistencia.

En tales casos necesitamos encontrar la Fuerza a la Fatiga asociada con la vida deseada.

Para la fatiga de ciclo alto ( $10^3 \rightarrow 10^6$ ), la ecuación de línea es:

$$S_f = aN^b \text{ Ecuación 15}$$

donde las constantes "a" (en y *intercepta*) y "b" (*pendiente*) se determinan a partir de los puntos extremos  $(S_f)_{10^3}$  y  $(S_f)_{10^6}$  como:

$$a = \frac{(S_f)_{10^3}^2}{S_e} \text{ Ecuación 16}$$

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{S_e}\right)}{\log(2N_e)} \text{ Ecuación 17}$$

Donde  $\sigma'_f$  es la *tensión verdadera a la fractura* y para aceros con  $HB \leq 500$ , se aproxima como:

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345 \text{ Mpa Ecuación 18}$$

$(S_f)_{10^3}$  se puede relacionar con  $S_{ut}$  como:

$$(S_f)_{10^3} = f S_{ut} \text{ Ecuación 19}$$

donde f se encuentra como:

$$f = \sigma'_f S_{ut} (2 \times 10^3)^b \text{ Ecuación 20}$$

Usando las ecuaciones anteriores, el valor de f se encuentra como una función de  $S_{ut}$  (*usando*  $N_e = 10^6$ ) y se presenta en forma gráfica en *la figura*:

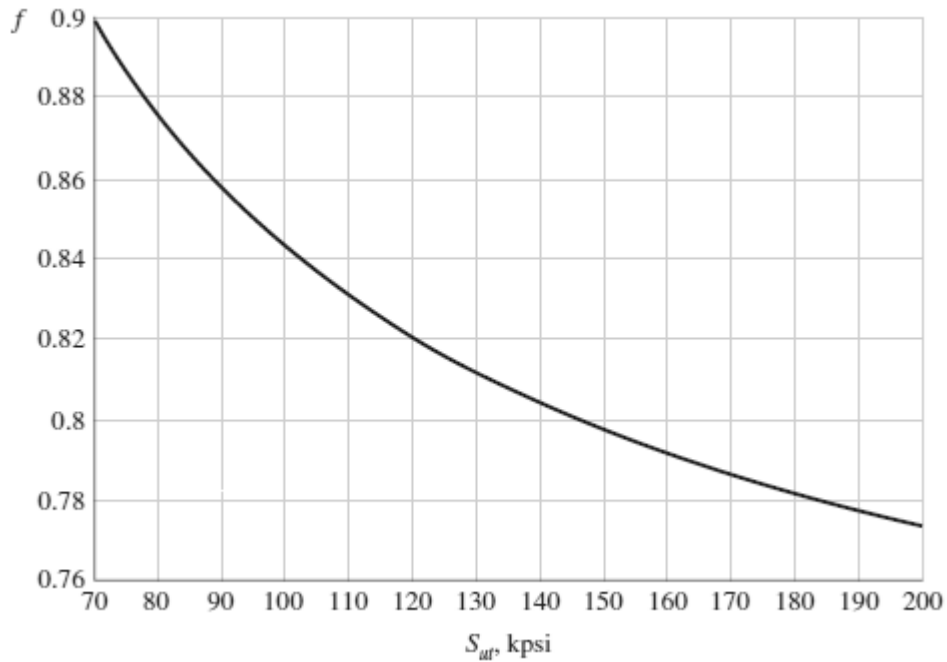


Fig. 4 Fracción de resistencia a la fatiga,  $f$ .

Fuente: J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas, *Mechanical Engineering Design*, Mc Graw Hill

Si se conoce el valor de ( $f$ ), la constante  $b$  se puede encontrar directamente como:

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f S_{ut}}{S_e} \right) \text{ Ecuación 21}$$

y se puede reescribir como:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \text{ Ecuación 22}$$

Por lo tanto, para  $10^3 \leq N \leq 10^6$ , la resistencia a la fatiga asociada con una vida dada ( $N$ ) es:

$$(S_f)_N = a N^b \text{ Ecuación 23}$$

y la vida de fatiga ( $N$ ) a una tensión de fatiga dada ( $\sigma$ ) se encuentra como:

$$N = \left( \frac{\sigma}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \text{ Ecuación 24}$$

Los estudios demuestran que, para los materiales dúctiles, el factor de concentración de tensión por fatiga ( $K_f$ ) se reduce para  $N < 10^6$ , sin embargo, el enfoque conservador es usar  $K_f$  tal cual.

### **Caracterización de la tensión fluctuante**

En el ensayo de viga giratoria, la probeta se somete a ciclos de tensión completamente invertidos ( $\sigma_{max} = |\sigma_{min}|$ ).

En el caso del eje giratorio sometido a cargas radiales y axiales (*como con engranajes helicoidales*) el patrón de tensión fluctuante será diferente ya que habrá un componente de la tensión que siempre está presente (*debido a la carga axial*).

Se pueden definir los siguientes componentes de tensión para distinguir diferentes estados de tensión fluctuante:

$\sigma_m$ : Esfuerzo medio,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \text{ Ecuación 25}$$

$\sigma_r$ : Rango de esfuerzo,

$$\sigma_r = |\sigma_{max} - \sigma_{min}| \text{ Ecuación 26}$$

$\sigma_a$ : Amplitud de tensión o esfuerzo alternante (*mitad del rango de tensión*),

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|}{2} \text{ Ecuación 27}$$



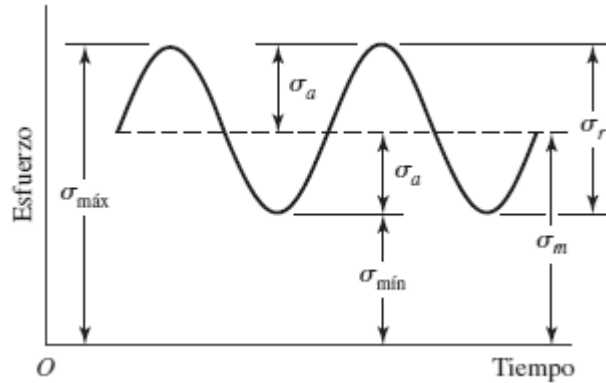


Fig. 5 Esfuerzo fluctuante sinusoidal

Fuente: J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas, *Mechanical Engineering Design*, Mc Graw Hill

Para tensiones fluctuantes periódicas uniformes,  $\sigma_m$  &  $\sigma_a$  se utilizan para caracterizar la tensión patrón.

También definimos:

- Relación de tensiones:  $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$
- Relación de amplitud:  $A = \sigma_a/\sigma_m$

Algunos tipos comunes de esfuerzo fluctuante:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_{max} = |\sigma_{min}|$$

*Esfuerzo completamente revertido:*

*Estrés repetido:*

- Tensión:  $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{max}/2$
- Compresión:  $\sigma_m = \sigma_{min}/2$

*Tensión fluctuante general (media distinta de cero):  $\sigma_a \neq \sigma_m \neq 0$*

## Criterios de falla por fatiga para el estrés fluctuante

Cuando un elemento de la máquina se somete a una tensión completamente invertida (media cero,  $\sigma_m = 0$ ) el límite de resistencia se obtiene a partir de la prueba de haz giratorio (después de aplicar los factores modificadores necesarios).

Sin embargo, cuando la media (*o rango medio*) es distinta de cero, la situación es diferente y se necesitan criterios de falla por fatiga.

Si graficamos el componente de tensión alterna ( $\sigma_a$ ) frente al componente de tensión media ( $\sigma_m$ ), esto ayudará a distinguir los diferentes escenarios de tensión fluctuante.

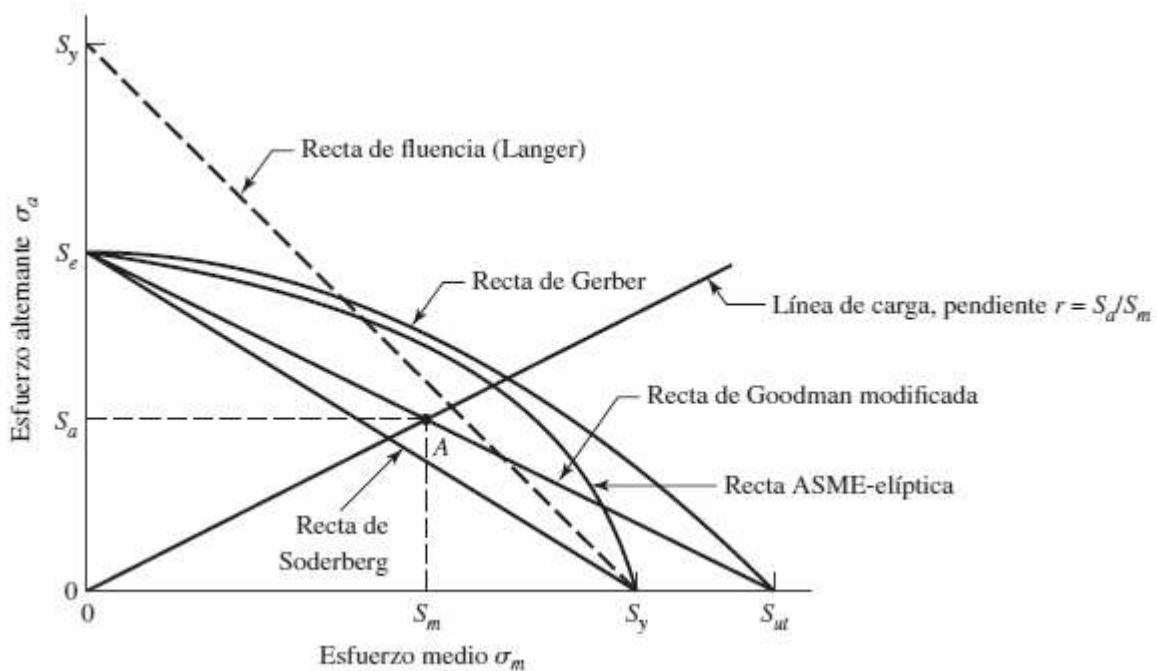


Fig. 6 Diagrama de criterios para evaluar falla por fatiga mecánica

Fuente: J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas, *Mechanical Engineering Design*, Mc Graw Hill

- Cuando  $\sigma_m = 0$  y  $\sigma_a \neq 0$ , esta será una tensión fluctuante completamente invertida.

- Cuando  $\sigma_a = 0$  y  $\sigma_m \neq 0$ , se trata de una tensión estática.
- Cualquier combinación de  $\sigma_m$  y  $\sigma_a$  caerá entre los dos extremos (completamente invertido y estático).

Se proponen diferentes teorías para predecir el fracaso en estos casos:

**Línea de rendimiento (Langer):** Conecta  $S_y$  en el eje  $\sigma_a$  con  $S_y$  en el eje  $\sigma_m$ . Pero no es realista porque  $S_y$  suele ser más grande que  $S_e$ .

**Línea de Soderberg:** La más conservadora, conecta  $S_e$  en el eje  $\sigma_a$  con  $S_y$  en el eje  $\sigma_m$ .

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \text{ Ecuación 28}$$

**Línea elíptica ASME:** Igual que Soderberg, pero usa una elipse en lugar de la recta línea.

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \text{ Ecuación 29}$$

**Línea Goodman:** Considera que la falla debida a la carga estática está en  $S_{ut}$  en lugar de  $S_y$ , por lo tanto, conecta  $S_e$  en el eje  $\sigma_a$  con  $S_{ut}$  en el eje  $\sigma_m$  usando una línea recta.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \text{ Ecuación 30}$$

**Línea Gerber:** Igual que Goodman, pero utiliza una parábola en lugar de la línea recta.

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \text{ Ecuación 31}$$

El factor de seguridad se encuentra como:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a}\right)^2} \right]; \sigma_m > 0 \text{ Ecuación 32}$$

- Cabe señalar que  $S_e$  es el límite de resistencia modificado.

- El factor de concentración de la tensión de fatiga ( $K_f$ ) debe multiplicarse por  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  para obtener resultados conservadores.
- La línea de carga representa cualquier combinación de  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$ , la intersección de la carga línea con cualquiera de las líneas de falla da los valores límite  $S_a$  y  $S_m$  de acuerdo con el línea que intercepta.

**Goodman modificado (Goodman y Langer)**

Combina las líneas *Goodman* y *Langer*.

La pendiente de la línea de carga que pasa por el punto de intersección de las dos rectas se denomina pendiente crítica y se encuentra como:

$$r_{crit} = S_a/S_m \text{ Ecuación 33}$$

Donde:

$$S_m = \frac{(S_y - S_e)S_{ut}}{S_{ut} - S_e} \text{ Ecuación 34}$$

$$S_a = S_y - S_m \text{ Ecuación 35}$$

De acuerdo con la pendiente de la línea de carga ( $r = \sigma_a/\sigma_m$ ), podría intersecar cualquiera de las dos líneas:

Caso 1:  $r > r_{crit}$

$$S_a = \frac{rS_e S_{ut}}{rS_{ut} + S_e} \text{ Ecuación 36}$$

$$S_m = \frac{S_a}{r} \text{ Ecuación 37}$$

$$nf = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \text{ Ecuación 38}$$

Caso 2:  $r < r_{crit}$

$$S_a = \frac{rS_y}{1+r} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$S_m = \frac{S_y}{1+r} \quad \text{Ecuación 40}$$

$$n_s = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde se considera que el caso 2 es una falla de fluencia estática.

Si graficamos el Goodman modificado en los ejes de tensión ( $\sigma$ ) frente a tensión media ( $\sigma_m$ ) obtenemos el diagrama de Goodman modificado completo, donde define una envolvente de falla como que cualquier tensión alterna que caiga dentro del diagrama no causará fallas.

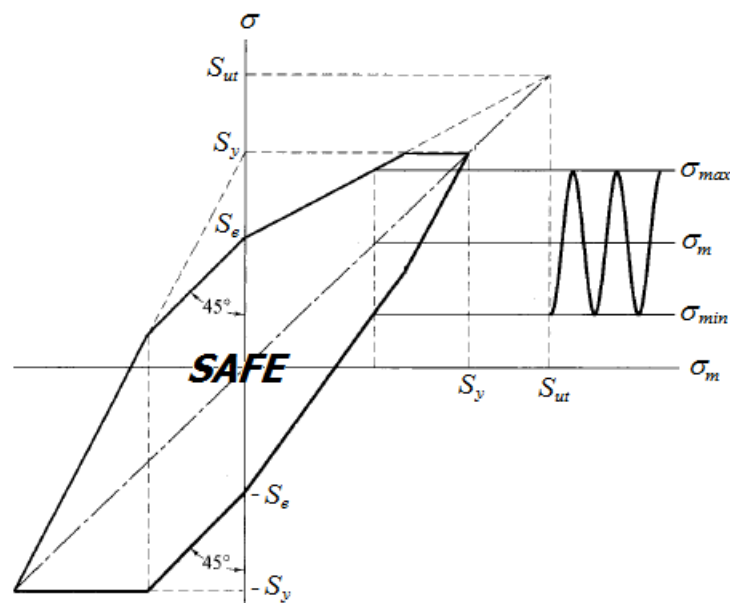


Fig. 7 Diagrama de Goodman modificado "completo"

Fuente: J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas, *Mechanical Engineering Design*, Mc Graw Hill

Además, hay otros criterios modificados:

- Gerber-Langer:

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_e S_{ut}}{r S_{ut} + S_e}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_e) S_{ut}}{S_{ut} - S_e}$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga	
$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$	

Fig. 8 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Goodman modificado y de Langer

Fuente: J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas, Mechanical Engineering Design, Mc Graw Hill

- ASME-elíptico-Langer:

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$	$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2 S_e} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{r S_{ut}}\right)^2} \right]$
Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$
Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 S_e} \left[ 1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_e / S_m$
Factor de seguridad de fatiga	
$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a}\right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$	

Fig. 9 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer

Fuente: J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas, Mechanical Engineering Design, Mc Graw Hill

### Carga de fatiga torsional

Para ejes que están sujetos a esfuerzos cortantes fluctuantes con una media distinta de cero (debido al par pulsante), un criterio de fatiga (elíptica ASME, Gerber, etc.) debe ser utilizado.

- Cabe señalar que el límite de resistencia  $S_e$  ya tiene en cuenta la carga torsional, ya que  $k_c = 0.59$  se utiliza en tal caso.

Del mismo modo, es necesario corregir el límite elástico o las resistencias últimas cuando el " límite elástico al cizallamiento"  $S_{ys}$  o el " resistencia máxima al cizallamiento "  $S_{us}$ , se usan y se encuentran como:

$$S_{ys} = 0.577S_y \text{ Ecuación 42}$$

$$S_{us} = 0.67S_{ut} \text{ Ecuación 43}$$

### Combinación de modos de carga

Los procedimientos presentados anteriormente se pueden utilizar para los cálculos de fatiga de una componente sometida a una tensión fluctuante general (o a una tensión totalmente invertida, más fácilmente) bajo uno de los tres modos de carga; axial, flexión o torsión.

En el caso de un componente sometido a una tensión fluctuante bajo la combinación de modos de carga:

- La tensión correspondiente a cada modo de carga se divide en su alternancia ( $\sigma_a$ ) y componentes de rango medio ( $\sigma_m$ ).
- El factor de concentración de la tensión de fatiga correspondiente a cada modo de carga es aplicado a los ( $\sigma_a$  y  $\sigma_m$ ) de ese modo.

Se calcula una tensión *de Von Mises* equivalente para el rango alterno y medio componentes como:

$$\sigma'_a = \sqrt{\left[ (k_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2} \text{ Ecuación 44}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left[ (k_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2} \text{ Ecuación 45}$$



Tenga en cuenta que el componente alterno de la carga axial se divide por 0,85 (es decir,  $k_c$  para carga axial).

La tensión alterna de torsión no se divide por su valor  $k_c$  correspondiente (es decir, 0,59) ya que para ese efecto se tiene en cuenta la tensión *de Von Mises*.

El límite de resistencia se calcula suponiendo que la carga se está flexionando (es decir,  $k_c = 1$ ).

Por último, se utiliza un criterio de fallo por fatiga (Gerber, Goodman, ASME-elíptico, etc.) seleccionado y aplicado como de costumbre.

## II. MÉTODO DE LA INVESTIGACIÓN

El Método de Elementos Finitos (MEF) fue seleccionado como base metodológica debido a su capacidad para abordar problemas complejos de mecánica estructural, especialmente en el análisis de fatiga en componentes rotativos. Este enfoque permite modelar configuraciones geométricas y condiciones de carga altamente específicas, como las presentes en ejes excéntricos con masas dobles. Según lo descrito en la literatura científica, como los principios discutidos sobre cálculos de vida útil por fatiga (*Fatigue Life Calculation*), el MEF es una herramienta esencial para predecir el comportamiento a largo plazo de estructuras sometidas a cargas cíclicas.

El MEF permite representar detalladamente la geometría de los ejes excéntricos, incluidas las irregularidades como grietas incipientes y configuraciones excéntricas de doble masa, lo que es crucial para capturar las concentraciones de esfuerzo y las trayectorias de propagación de grietas en condiciones realistas. Asimismo, este método permite modelar con alta precisión las condiciones de estrés no lineales generadas por cargas dinámicas y los efectos de la excentricidad, características comunes en este tipo de sistemas. Estas capacidades son esenciales para calcular la vida útil por fatiga en componentes que experimentan combinaciones de torsión, flexión y carga axial.

El MEF también proporciona datos numéricos detallados que permiten evaluar los factores de intensidad de esfuerzo (SIF) en diferentes puntos del frente de la grieta. Estos factores son fundamentales para predecir la velocidad de propagación de grietas y, por ende, la vida útil del eje. Además, la integración de resultados numéricos obtenidos a través del MEF con datos experimentales previamente documentados en estudios que garantizan la robustez y confiabilidad del análisis.

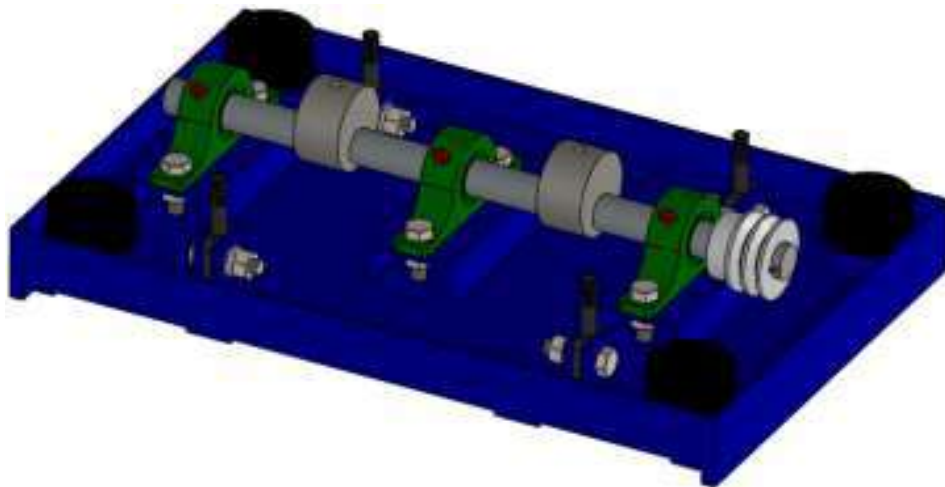
De acuerdo con *Fatigue Life Calculation*, los cálculos de vida útil por fatiga se basan en el análisis de tensiones locales y la identificación de factores críticos que afectan la propagación de grietas. Estos principios están alineados con los objetivos del presente estudio, que busca desarrollar expresiones analíticas basadas en datos numéricos confiables. El uso del MEF se posiciona como una metodología estándar en la ingeniería moderna para optimizar el diseño y mantenimiento de componentes críticos, como los ejes rotativos.

En resumen, la fundamentación del método asegura no solo la precisión en la predicción de la vida útil de los ejes excéntricos con masas dobles, sino que también establece un marco sólido para la transferencia de estos resultados a aplicaciones prácticas, garantizando diseños más seguros y económicamente eficientes.

### III. RESULTADOS:

#### 3.1. Características de funcionalidad de sistema de vibración de la máquina vibro compactadora.

El sistema de vibración representa un componente fundamental en el principio de funcionamiento de la máquina bloquetera, ya que su operación depende directamente de la generación de oscilaciones y la regulación precisa de la frecuencia. Estas características son esenciales para garantizar la compactación adecuada de la materia prima utilizada en el proceso de fabricación de bloques. La oscilación permite distribuir de manera uniforme las partículas del material, mientras que la frecuencia controlada asegura que la densidad y la cohesión del producto final cumplan con los estándares requeridos de calidad y resistencia. Sin este mecanismo, la máquina no podría alcanzar los niveles óptimos de compactación necesarios para producir bloques uniformes y duraderos, lo que resalta su importancia en el diseño y funcionamiento del equipo.



*Fig. 10 Sistema de vibración de la máquina bloquetera*

*Tabla 4 Características de técnicas de funcionalidad del sistema de vibración*

Parámetro	Valor	Unidades
Masa de la mesa de vibración y molde hembra	155	<i>Kg</i>
Velocidad angular	314,16	<i>rad/s</i>
Amplitud de frecuencia	0,1	<i>cm</i>
Coefficiente de amortiguamiento	5,65	<i>kg/scm</i>
Fuerza centrífuga máxima	1.529.771,84	<i>Kg</i>
Masa de la excéntrica	5,15	<i>Kg</i>
Aceleración normal	177.423,85	<i>cm/s<sup>2</sup></i>
Distancia entre centros (excéntrica)	1,8	<i>cm</i>
Volumen de la excéntrica	6,792	<i>cm<sup>3</sup></i>
Estimador de la excéntrica	6	<i>cm</i>
Densidad del acero	$7,8 \times 10^{-3}$	<i>Kg/cm<sup>3</sup></i>
Momento de inercia de la excéntrica	92	<i>Kg·cm<sup>2</sup></i>
Momento de inercia de la polea.	3,88	<i>Kg·cm<sup>2</sup></i>
Momento de inercia total	119,72	<i>Kg·cm<sup>2</sup></i>
Potencia del motor de vibración	0,931	<i>Hp</i>

3.2. Esfuerzos alternantes, esfuerzos medios, factor de seguridad y ciclo de vida debido a carga cíclica según la teoría de fatiga de Goodman modificado.

Considerando una carga cíclica del eje excéntrico, se determina el valor del límite de resistencia a la fatiga utilizando las siguientes ecuaciones y tablas:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & \text{para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ Mpa} & \text{para } S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \quad \text{Ecuación 46}$$

La ecuación 1 se utiliza para determinar el límite de resistencia a la fatiga teórico considerando un valor de resistencia última o resistencia a la tracción menor o igual a 1400 MPa.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación 47}$$

El límite de resistencia a la fatiga real o corregido utiliza los factores de Marin considerando el uso de la tabla 1 para un acabado maquinado.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 48}$$

El valor de  $k_b$  se determinará para un valor de diámetro de eje de 1.5 pulgadas.

$$k_b = \begin{cases} 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 49}$$

Si tu eje opera bajo condiciones severas (alta excentricidad, impactos o vibraciones), considera ajustar el valor de  $k_c$  hacia el lado más conservador, es decir, más cercano al de torsión (0.58).

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad \text{Ecuación 50}$$

Para ejes que operan bajo condiciones de **alta excentricidad, impactos o vibraciones**, se recomienda seleccionar un nivel de confiabilidad entre el **95% y el 99.9%**, dependiendo de la criticidad de la aplicación; para nuestro caso consideraremos: **99% (ke=0.814)**: Recomendado para maquinaria crítica donde la falla puede causar interrupciones importantes o riesgos significativos.

En el caso del factor de temperatura  $k_d$  se considerará un trabajo a 50°C, seleccionando en la tabla 2 el factor que le corresponde.

La tabla 5 muestra el resumen del resultado del uso de la ecuación 2 para la fabricación del eje excéntrico del sistema de vibración según los materiales propuestos a evaluar; la tabla muestra que los factores de Marin decrementan el límite de resistencia a la fatiga, lo que indica que se va tornando más conservador.

Tabla 5 Cálculo de límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina

Material	Su (Mpa)	Se´ (Mpa)	ka	kb	kc	kd	ke	Se (Mpa)
SAE 1010	370	185	0.94	0.84180	0.58	1.001	0.868	73.85
SAE 1020	470	235	0.88	0.84180	0.58	1.001	0.868	88.05
SAE 1045	630	315	0.82	0.84180	0.58	1.001	0.868	109.21
SAE 4130	680	340	0.80	0.84180	0.58	1.001	0.868	115.51
SAE 4140	758	379	0.78	0.84180	0.58	1.001	0.868	125.11
SAE 4145	860	430	0.75	0.84180	0.58	1.001	0.868	137.28
SAE 4330	965	483	0.73	0.84180	0.58	1.001	0.868	149.41

Para determinar los factores concentradores a fatiga para esfuerzo normal (kf) y para esfuerzo cortante (kfs), se utilizan las siguientes ecuaciones y tablas:

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \text{ o } Kfs = 1 + q_{\text{cortante}} (Kts - 1) \text{ Ecuación 51}$$

La ecuación 12 nos brindará el resultado de kf y kfs considerando un kt y kts para la muesca del agujero en el eje que servirá para el tornillo de apriete de radio 4mm.

Dado que el seguro atornillado y la masa excéntrica pueden introducir efectos adicionales, como cargas dinámicas y vibraciones:

Para flexión: **Kt=3.0**

Para torsión: **Kts=2.0**

La ecuación 14 nos permitirá calcular el factor raíz de a con unidades en MPa:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \text{ Ecuación 52}$$

Tabla 6 Factores concentradores de esfuerzo para fatiga  $k_f$  y  $k_{fs}$

Material	Su (Mpa)	$k_t$	$k_{ts}$	$\sqrt{a}$	r	q	$k_f$	$k_{fs}$
SAE 1010	370	3	2	-0.179897	4	1.098839	3.1976783	2.0988392
SAE 1020	470	3	2	-0.639872	4	1.470450	3.9408993	2.4704497
SAE 1045	630	3	2	-2.890000	4	1.747191	4.4943820	2.7471910
SAE 4130	680	3	2	-3.265429	4	1.580492	4.1609831	2.5804916
SAE 4140	758	3	2	-5.046015	4	0.656595	2.3131910	1.6565955
SAE 4145	860	3	2	-8.223884	4	0.321343	1.6426855	1.3213427
SAE 4330	965	3	2	-12.666150	4	0.187509	1.3750182	1.1875091

Los factores concentradores de esfuerzo  $k_f$  y  $k_{fs}$ , representan el incremento del esfuerzo en la zona de la muesca (agujero del seguro atornillado) para determinar los esfuerzos máximos alternantes y medios.

#### **Diagrama del fuerzas cortantes y momentos flectores:**

El eje excéntrico de un metro de longitud ubica a las excéntricas en distancias de 0.25 m y 0.75 m de distancia; con masas de 5,15 kg que equivalen a 50,52 N; por tanto se utiliza el software en línea Deflection App (<https://deflection.app/design/vrb7muvmQUe77dZ606FJCQ>) para obtener los valores de fuerzas cortantes y momentos flectores.








	0 metro		25,3 N	
			3,16 Nm	
	0.25 m		-50.52 N	
	0.5 m		50,5 N	
	0.75 m		-50.52 N	
	1 m		25,3 N	
			-3,16 Nm	

Fig. 11 Datos de distancias y cargas para el DCL

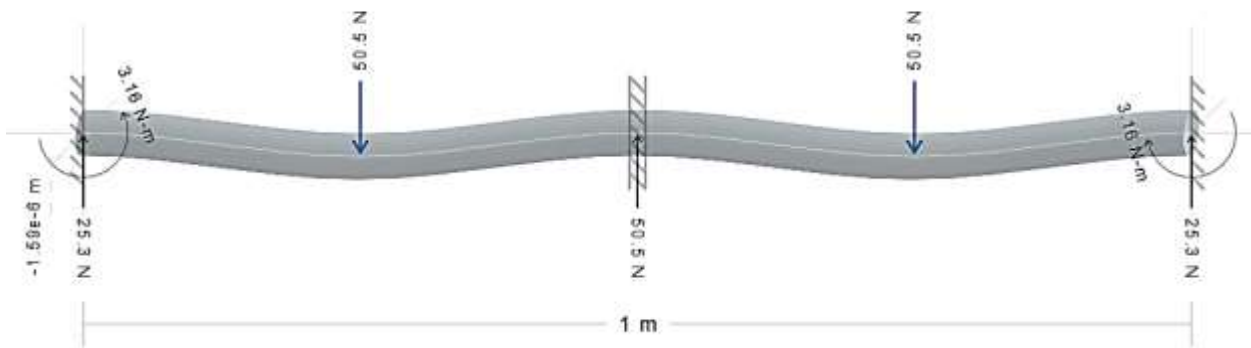


Fig. 12 Diagrama de cuerpo libre del eje

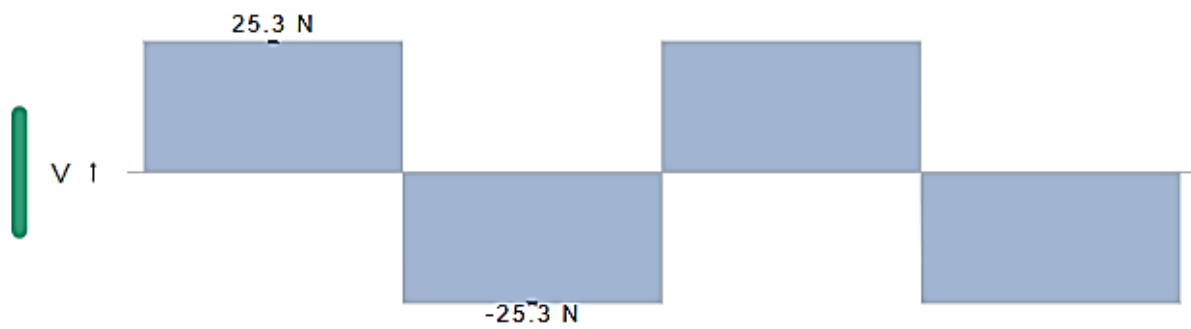


Fig. 13 Diagrama de fuerzas cortantes

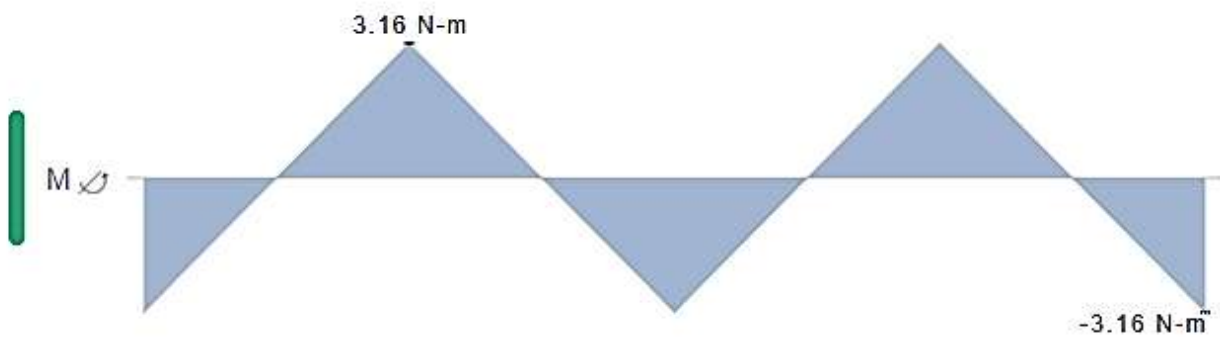


Fig. 14 Diagrama de momento flector

Para determinar el momento torsor se utilizará la ecuación:

Material	Su (Mpa)	$M_f$ [N.m]	$T$ [N.m]	d [m]	$\sigma_0$ [MPa]	$\tau_0$ [MPa]	$\sigma_a$ [MPa]	$\tau_a$ [MPa]	$\sigma_m$ [MPa]	$\tau_m$ [MPa]
SAE 1010	370	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	1.86	6.88	0.93	3.44
SAE 1020	470	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	2.29	8.10	1.15	4.05
SAE 1045	630	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	2.62	9.01	1.31	4.50
SAE 4130	680	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	2.42	8.46	1.21	4.23
SAE 4140	758	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	1.35	5.43	0.67	2.72
SAE 4145	860	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	0.96	4.33	0.48	2.17
SAE 4330	965	3.16	3.56	0.0381	0.58	3.28	0.80	3.89	0.40	1.95

$$P = T\omega \text{ Ecuación 53}$$

Donde: P es la potencia; T es el par torsor y  $\omega$  es la velocidad angular; para una potencia de 1.5 hp y 314.16 rad/s se obtuvo un momento torsor de 3.56 N.m

*Tabla 7 Esfuerzos alternantes y esfuerzos medios para cargas normales y cortantes*

La tabla 7 muestra los valores obtenidos de los esfuerzos alternantes y esfuerzos medios para las cargas normales y cargas cortantes para esto se utilizaron las ecuaciones 7 y 8; estos resultados se utilizarán para calcular los factores de seguridad con los modelos de Goodman modificado, Gerber, Soderberg y ASME Elíptica según las ecuaciones 28, 29, 30 y 31.

Tabla 8 Factores de seguridad a fatiga según los modelos teóricos

Material	Su [Mpa]	Sy [Mpa]	$\sigma'_a$ [MPa]	$\sigma'_m$ [MPa]	Factor de Seguridad Goodman Modificado [n]	Factor de Seguridad Gerber [n]	Factor de Seguridad d ASME Elíptica [n]	Factor de Seguridad Soderberg [n]
SAE 1010	370	300	12.06	6.03	5.57	6.06	6.03	5.45
SAE 1020	470	390	14.21	7.11	5.66	6.14	6.12	5.57
SAE 1045	630	530	15.82	7.91	6.35	6.85	6.83	6.26
SAE 4130	680	580	14.85	7.43	7.17	7.72	7.70	7.07
SAE 4140	758	655	9.50	4.75	12.16	13.08	13.05	12.02
SAE 4145	860	780	7.56	3.78	16.81	18.04	18.01	16.68
SAE 4330	965	855	6.79	3.40	20.42	21.87	21.84	20.24

La tabla 8 muestra los factores de seguridad a fatiga determinados con los modelos de las ecuaciones 28, 29, 30 y 31; en la comparación se puede apreciar que los modelos matemáticos de Goodman modificado y Soderberg son conservadores; por tanto, se tomarán en cuenta para los análisis respectivos respecto a las simulaciones con software.

Tabla 9 Ciclos de vida a fatiga

Material	Su [Mpa]	Su [kpsi]	Sy [Mpa]	$\sigma'_a$ [MPa]	$\sigma'_m$ [MPa]	f	a [Mpa]	b	N (ciclos)
SAE 1010	370	53.66	300	12.06	6.03	0.90	1501.49	-0.22	4.07E+09
SAE 1020	470	68.17	390	14.21	7.11	0.90	2032.12	-0.23	6.06E+09
SAE 1045	630	91.37	530	15.82	7.91	0.90	2943.83	-0.24	8.31E+09
SAE 4130	680	98.63	580	14.85	7.43	0.90	3242.43	-0.24	9.91E+09
SAE 4140	758	109.94	655	9.50	4.75	0.90	3719.87	-0.25	3.62E+10
SAE 4145	860	124.73	780	7.56	3.78	0.90	4364.02	-0.25	1.07E+11
SAE 4330	965	139.96	855	6.79	3.40	0.90	5048.63	-0.25	1.86E+11

Los ciclos de vida determinan si el elemento en estudio tendrá una vida finita (1 a  $10^6$  ciclos) o una vida infinita ( $10^6$  a más ciclos). La tabla 9 muestra el resultado de la vida con el uso de los aceros comerciales recomendados para fabricar ejes excéntricos sometidos a vibración los resultados son satisfactorios considerando que, a mayor resistencia del acero, mayor será la vida del elemento mecánico.

Tabla 10 Resumen de resultados de análisis de fatiga

	SAE 1010	SAE 1020	SAE 1045	SAE 4130	SAE 4140	SAE 4145	SAE 4330
Su [Mpa]	370	470	630	680	758	860	965
Sy [Mpa]	300	390	530	580	655	780	855
Se (Mpa)	73.85	88.05	109.21	115.51	125.11	137.28	149.41
$\sigma'_a$ [MPa]	12.06	14.21	15.82	14.85	9.50	7.56	6.79
Factor de Seguridad Soderberg [n]	5.45	5.57	6.26	7.07	12.02	16.68	20.24
Factor de Seguridad Godman Modificado [n]	5.57	5.66	6.35	7.17	12.16	16.81	20.42
N (ciclos)	4.07E+09	6.06E+09	8.31E+09	9.91E+09	3.62E+10	1.07E+11	1.86E+11
Duración (hr)	22603.12	33666.67	46166.67	55055.56	201359.26	592316.31	1031549.74
Duración día para jornada 8hr/día	2825.39	4208.33	5770.83	6881.9444	8389.9691	16453.2308	20630.9947
Duración año	7.85	11.69	16.03	19.12	23.31	45.70	57.31

La tabla 10 muestra el resumen de los esfuerzos y vida del elemento analizado en el que se debe cumplir:

$S_y > S_e > \sigma'_a$ ; para todos los casos se cumple, por tanto, los materiales recomendados para la fabricación del eje excéntrico son aceptables desde el punto de vista de falla por fatiga; el factor de seguridad conservador está por encima de los valores recomendados  $n \geq 2$  para estos tipos de elementos.

Los ciclos de vida se determinaron con la ecuación 24, los resultados nos indican que la vida es infinita para los siete aceros propuestos con valores mayores a  $10^6$  ciclos.

Para calcular las horas, días y años de duración usaremos las siguientes ecuaciones:

Para calcular la duración en horas de un elemento mecánico sometido a fatiga, necesitas conocer:

Número de ciclos a falla ( $N$ ): Determinado por fórmulas de fatiga, como la ecuación de Basquin, Goodman, o cualquier otra fórmula específica para el material y las condiciones de carga.

Frecuencia de operación ( $f$ ): Generalmente calculada como *Velocidad angular*/ $2\pi$ , si se conoce la velocidad angular en rad/s.

Duración en horas: Esto se calcula dividiendo el número de ciclos a falla entre la frecuencia y luego convirtiendo el tiempo a horas.

La fórmula general es:

$$\text{Duración (horas)} = N \setminus f * 3600 \quad \text{Ecuación 54}$$

$$f = 2\pi\omega \quad \text{Ecuación 55}$$

- $N$  es el número de ciclos a falla.
- $f$  es la frecuencia de operación en ciclos por segundo (Hz).

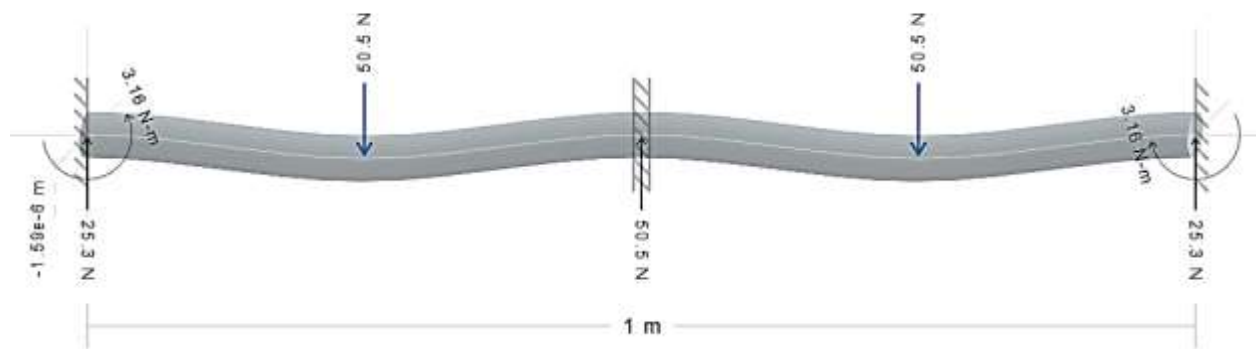
- $\omega$  es la velocidad angular (rad/s)
- 3600 es el número de segundos en una hora.

Por tanto, según los resultados para los primeros tres aceros propuestos es más que suficiente la vida.

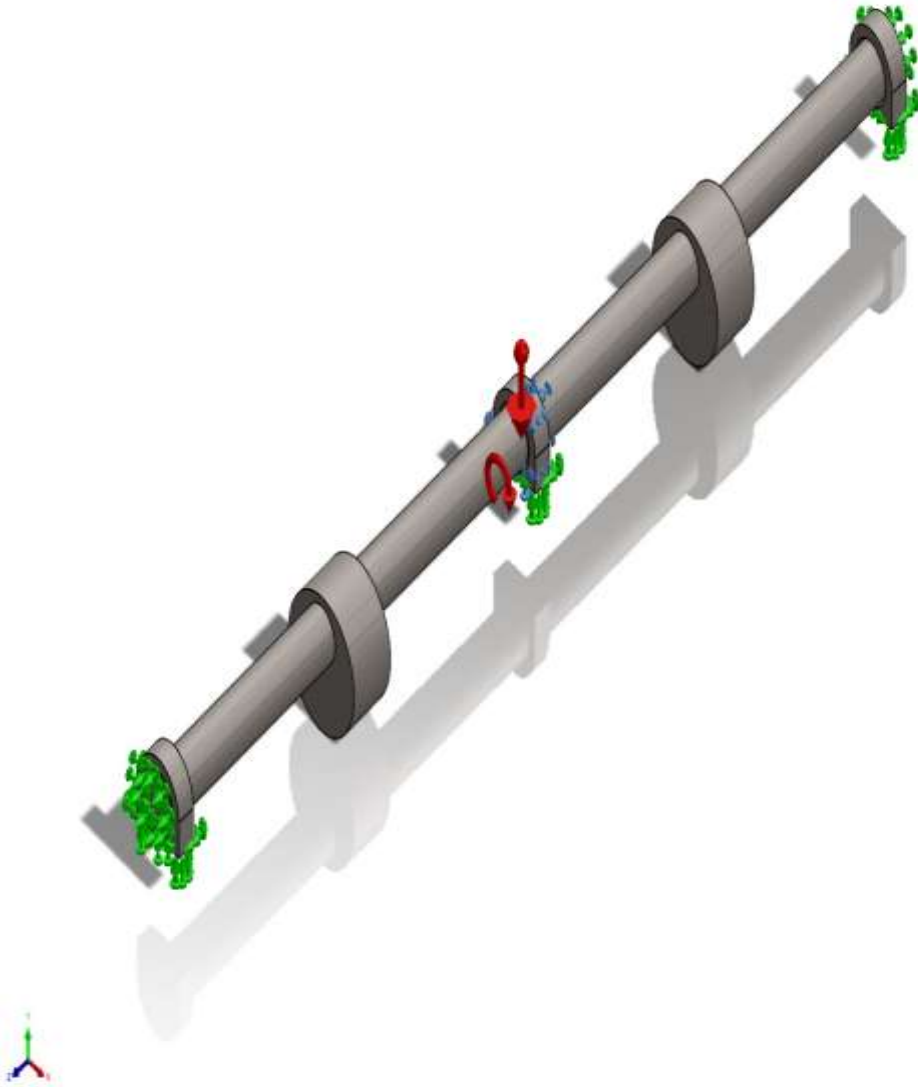
### 3.3. Análisis de fatiga y análisis de frecuencia del eje excéntrico del sistema de vibración de la máquina vibro compactadora

#### Análisis estático:

Para este análisis se considera el DCL del eje según la imagen de la figura 12; las cargas serán añadidas al eje de Acero SAE 1010 el que tiene la menor resistencia que las siguientes propuestas. Además, se considera la velocidad crítica de 314.15 rad/s.










*Fig. 15 Cargas externas y fijaciones del eje excéntrico*

*Tabla 11 Características físicas de los elementos que conforman el sistema*



nombre de documento y referencia	Propiedades volumétricas
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Masa:0.208433 kg  Volumen:2.65519e-05 m<sup>3</sup>  Densidad:7,850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.04264 N</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Masa:0.208433 kg  Volumen:2.65519e-05 m<sup>3</sup>  Densidad:7,850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.04264 N</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Masa:0.208433 kg  Volumen:2.65519e-05 m<sup>3</sup>  Densidad:7,850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.04264 N</p>
<p>Línea de partición1</p> 	<p>Masa:8.97252 kg  Volumen:0.00114009 m<sup>3</sup>  Densidad:7,870 kg/m<sup>3</sup>  Peso:87.9307 N</p>
<p>Cortar-Extruir4</p> 	<p>Masa:2.03166 kg  Volumen:0.000258153 m<sup>3</sup>  Densidad:7,870.01 kg/m<sup>3</sup>  Peso:19.9103 N</p>
<p>Cortar-Extruir4</p>	<p>Masa:2.03166 kg  Volumen:0.000258153 m<sup>3</sup>  Densidad:7,870.01 kg/m<sup>3</sup>  Peso:19.9103 N</p>



*Tabla 12 Resultados de distribución de cargas estáticas en cada elemento*

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		<b>Entidades: 3 cara(s)</b> <b>Tipo: Geometría fija</b>		
Fuerzas resultantes				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	-0.00768042	-1,204.44	0.00283194	1,204.44
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Fijo-2		<b>Entidades: 2 cara(s)</b> <b>Tipo: Geometría fija</b>		
Fuerzas resultantes				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	-0.162689	-7,823.17	-7.84412	7,823.17
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Fijo-3		<b>Entidades: 1 cara(s)</b> <b>Tipo: Geometría fija</b>		

Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0.248459	-8,059.23	7.40497	8,059.24
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

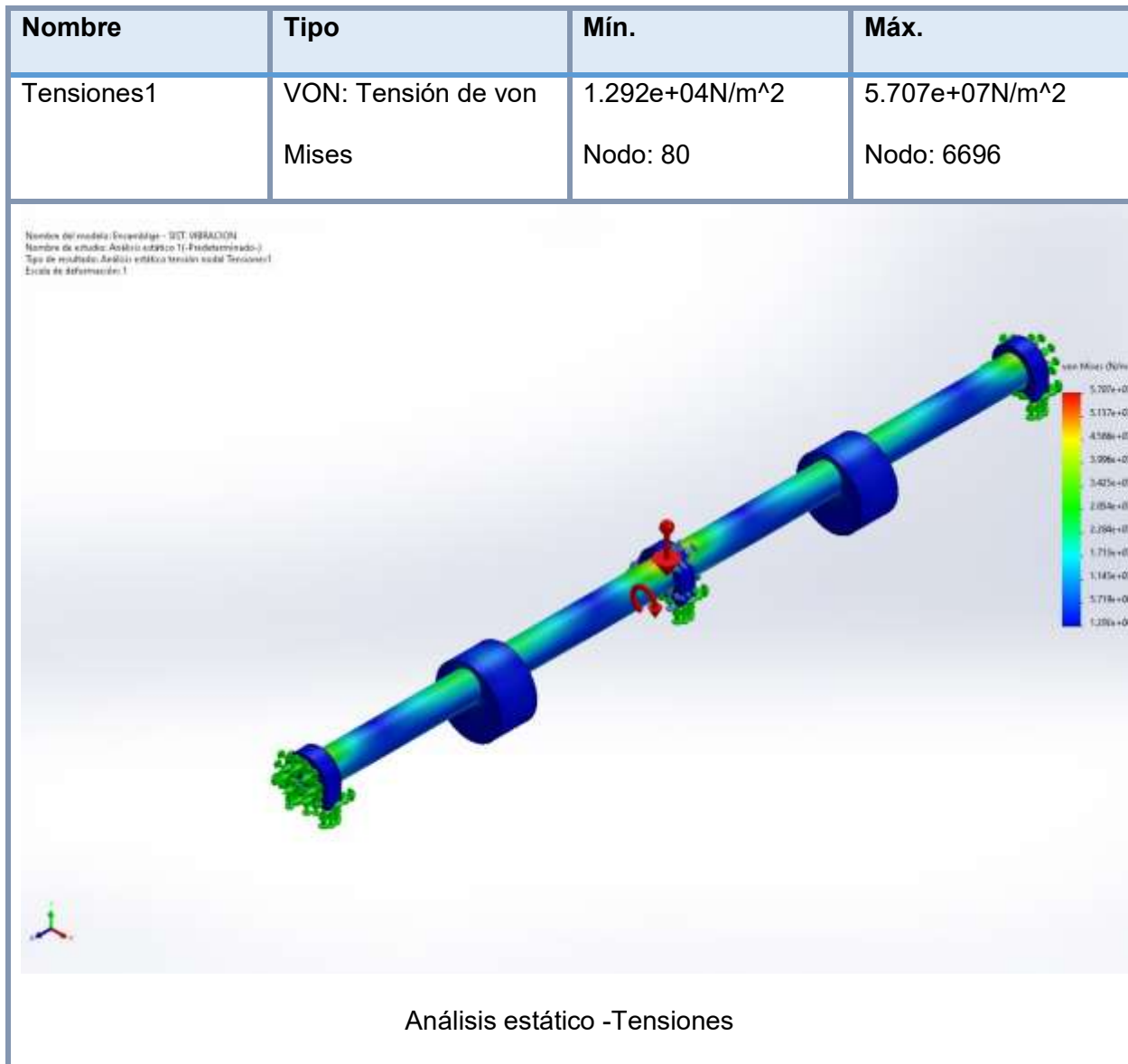
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		<b>Referencia: Planta</b> <b>Valores: 0 0 -9.81</b> <b>Unidades: m/s^2</b>
Centrifuga-1		<b>Centrifuga, Ref: Cara&lt; 1 &gt;</b> <b>Velocidad angular: 314.16rad/s</b> <b>Aceleración angular: 0rad/s^2</b>

### Resultados del análisis estático:

Las siguientes imágenes muestran los resultados de análisis de tensiones, análisis de deformaciones, análisis de desplazamientos y factor de seguridad.

La tabla siguiente indica que la tensión máxima es de 57.07 MPa, valor que se encuentra por debajo del límite elástico para el acero SAE 1010 con valor de 370 MPa; por tanto, los valores se encuentran dentro de lo permisible.

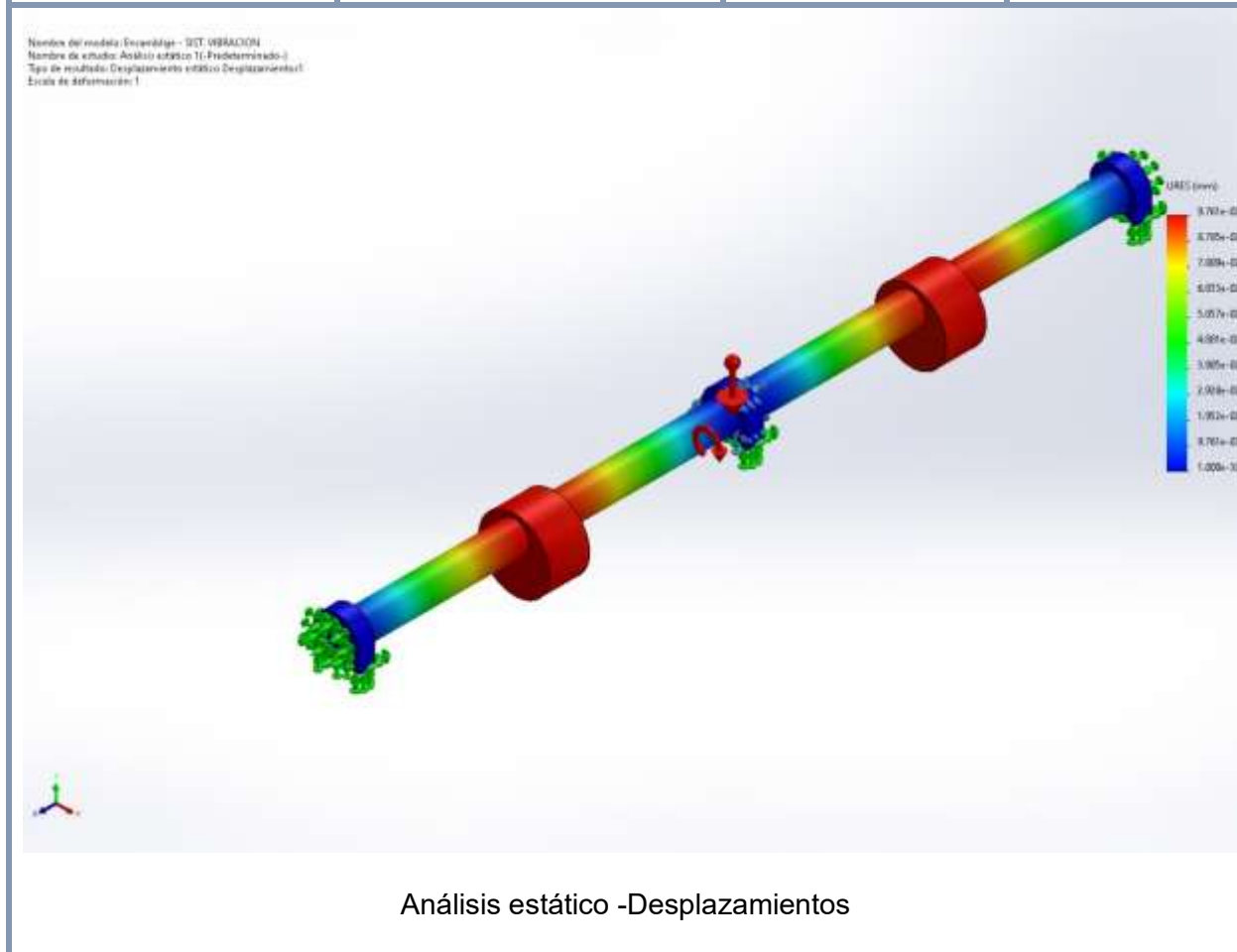
Tabla 13 Análisis de tensiones



La tabla siguiente indica que el desplazamiento máximo equivalente es de 0.09761 mm valor que se encuentra dentro de lo permisible y no supera el milímetro.

Tabla 14 Resultado del desplazamiento equivalente

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00mm Nodo: 48	9.761e-02mm Nodo: 13764

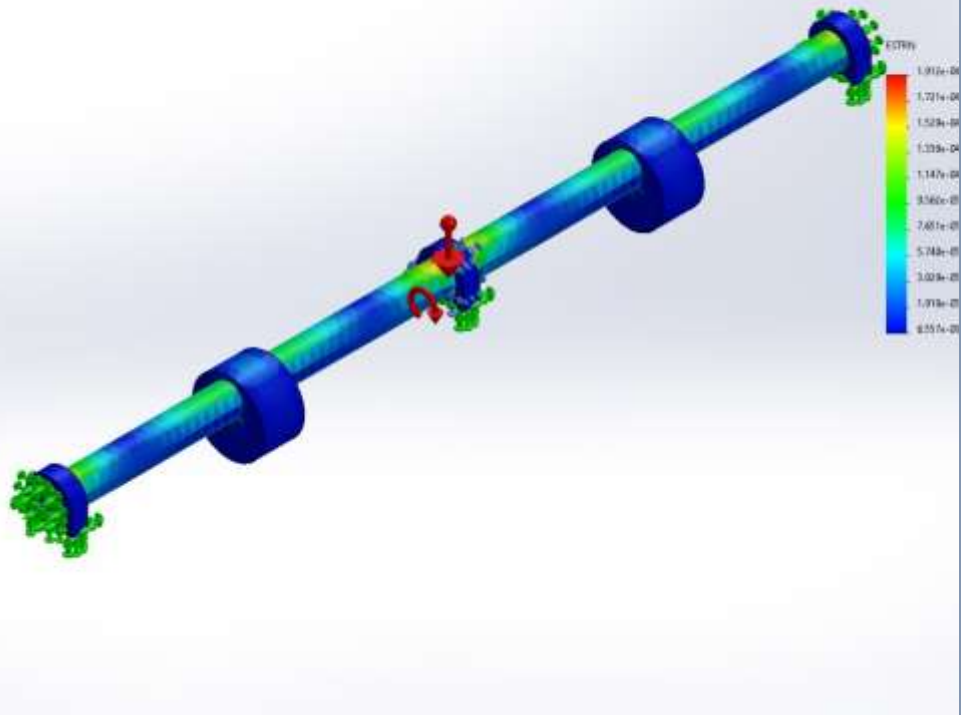


La tabla siguiente indica que el desplazamiento máximo equivalente es de  $1.912e-04$  valor que se encuentra dentro de lo permisible y no supera el milímetro.

Tabla 15 Valor de deformación unitaria equivalente

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	6.557e-08	1.912e-04
		Elemento: 43	Elemento: 2824

Nombre del modelo: Estructuras - 001 - VIBRACION  
Nombre de estudio: Análisis estático (Predefinido)  
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática (Deformaciones unitarias)  
Escala de deformación: 1



Análisis estático - Deformaciones unitarias

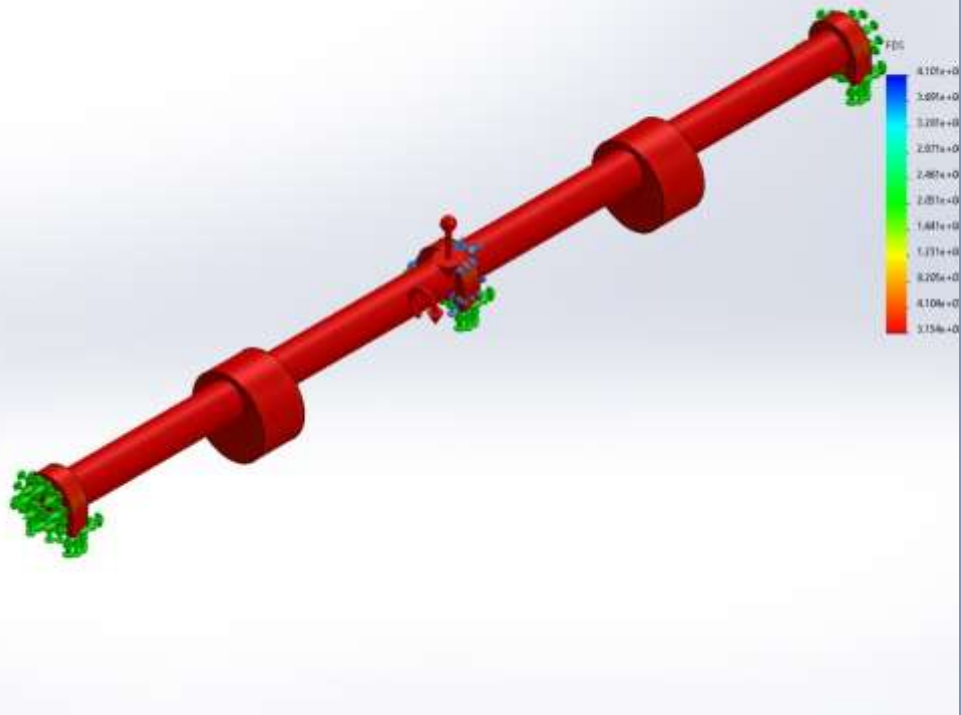
La tabla siguiente indica que el valor mínimo del factor de seguridad estático calculado con la teoría de Von Mises es de 3.15, valor que se encuentra dentro de lo permisible siendo el factor de seguridad recomendado, mayor o igual a 2.

Tabla 16 Factor de seguridad estático



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	3.154e+00 Nodo: 6696	4.101e+04 Nodo: 80

Nombre del modelo: Ejesplataje - 001 - 001 - 001 - 001  
Nombre de estudio: Análisis estático TI-Predefinido-1  
Tipo de resultado: Factor de seguridad (Factor de seguridad)  
Criterio: Tercer caso von Mises máx.  
Distribución de factor de seguridad: FOC mín a 37




Análisis estático -Factor de seguridad

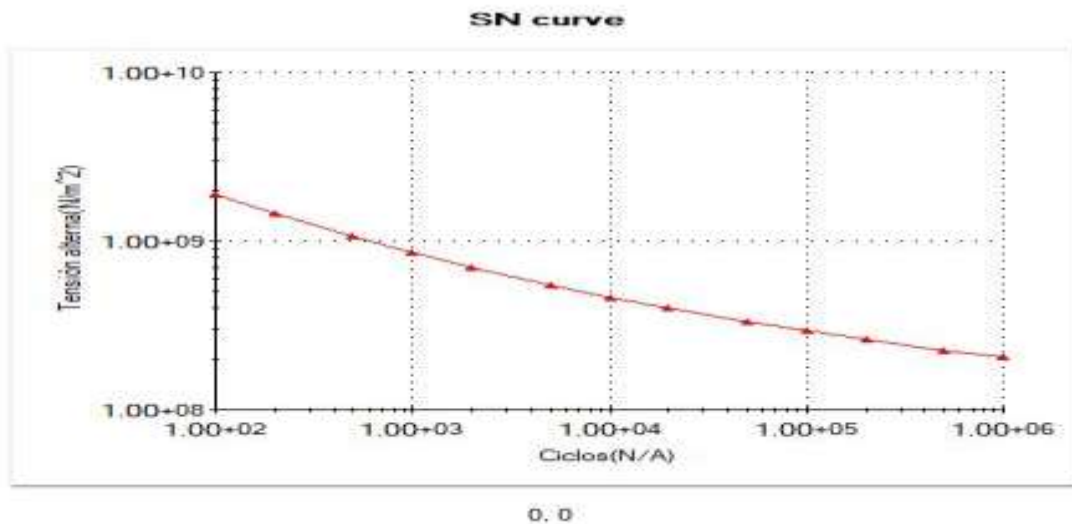
### Análisis fatiga:

El criterio de evaluar fatiga en el software de análisis por elementos finitos es que consideraremos una carga fluctuante para el análisis de la vida del eje sometidas a las cargas externas descritas en el análisis estático.

Tabla 17 Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: <b>AISI 1010 Acero</b> <b>estirado en frío</b></p> <p>Tipo de modelo: <b>Isotrópico elástico</b> <b>lineal</b></p> <p>Criterio de error: <b>Tensión de von</b> predeterminado: <b>Mises máx.</b></p>

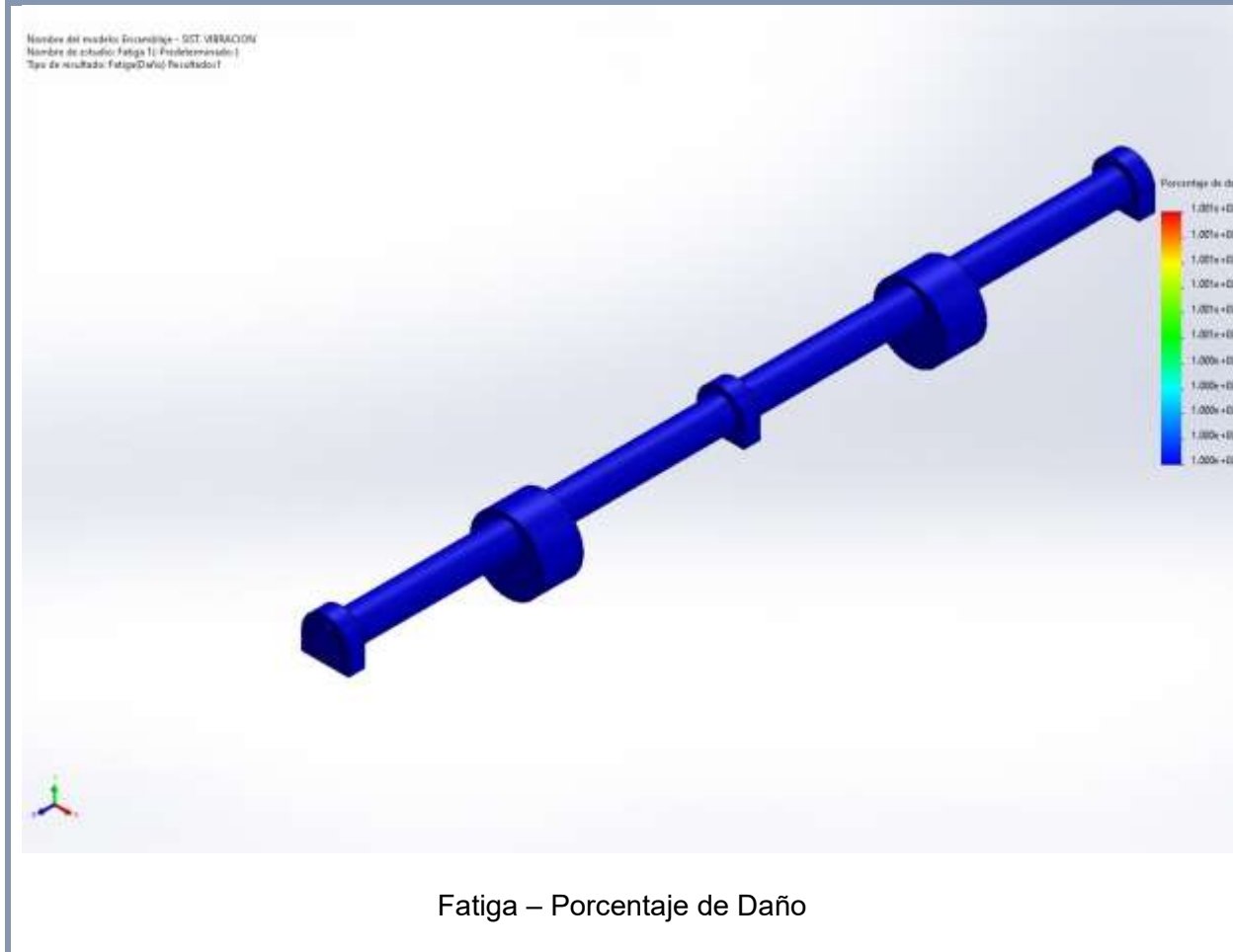
Datos de curva:



La siguiente tabla muestra el resultado del daño acumulado en el que podemos verificar que el daño acumulado es de 100, un valor de 100 indica que los sucesos de fatiga definidos consumen el 100% de la vida del modelo en dicha ubicación por tanto se puede interpretar que los resultados están dentro de lo permisible.

*Tabla 18 Resultados del daño acumulado*

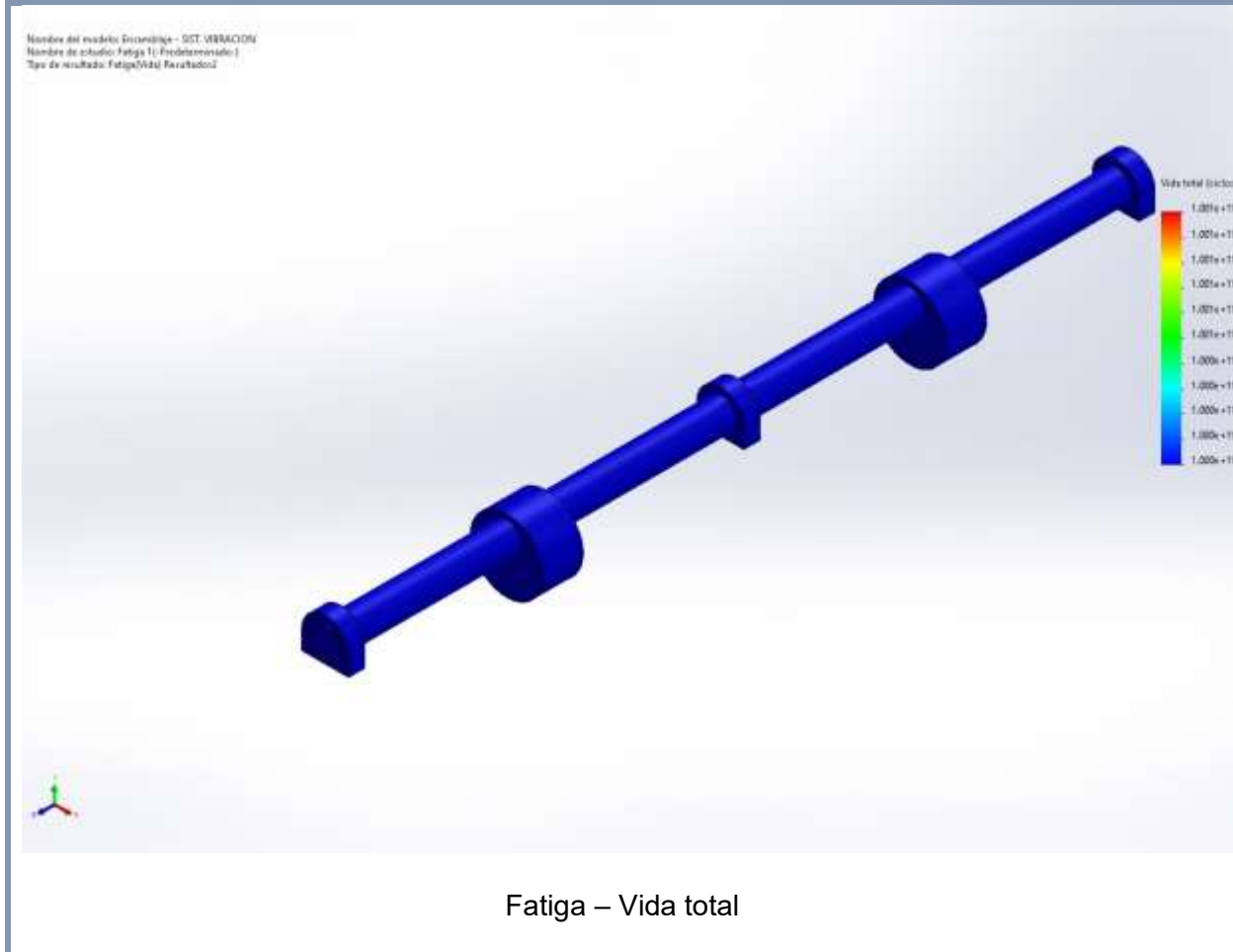
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Resultados1	Daño acumulado	1.000e+02	1.000e+02
		Nodo: 1	Nodo: 1



La tabla siguiente muestra el número de ciclos que producen fallos en la ubicación del modelo. En el gráfico se representa como la intersección entre la línea horizontal para  $\sigma$  y la curva S-N; para nuestro análisis el número de ciclos mínimos de vida es de  $1e+11$  que indica vida infinita para el conjunto de ensamble.

*Tabla 19 Resultado de la Vida total en ciclos*

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Resultados2	Vida total	1.000e+11ciclos	1.000e+11ciclos
		Nodo: 1	Nodo: 1



### Análisis de frecuencia:

Cada estructura tiene la tendencia a vibrar a ciertas frecuencias, llamadas frecuencias naturales o resonantes. Cada frecuencia natural se asocia a una forma determinada, llamada forma modal, que el modelo tiende a adoptar al vibrar a esa frecuencia.

Cuando una estructura es excitada adecuadamente por una carga dinámica con una frecuencia que coincide con una de sus frecuencias naturales, la estructura sufre grandes desplazamientos

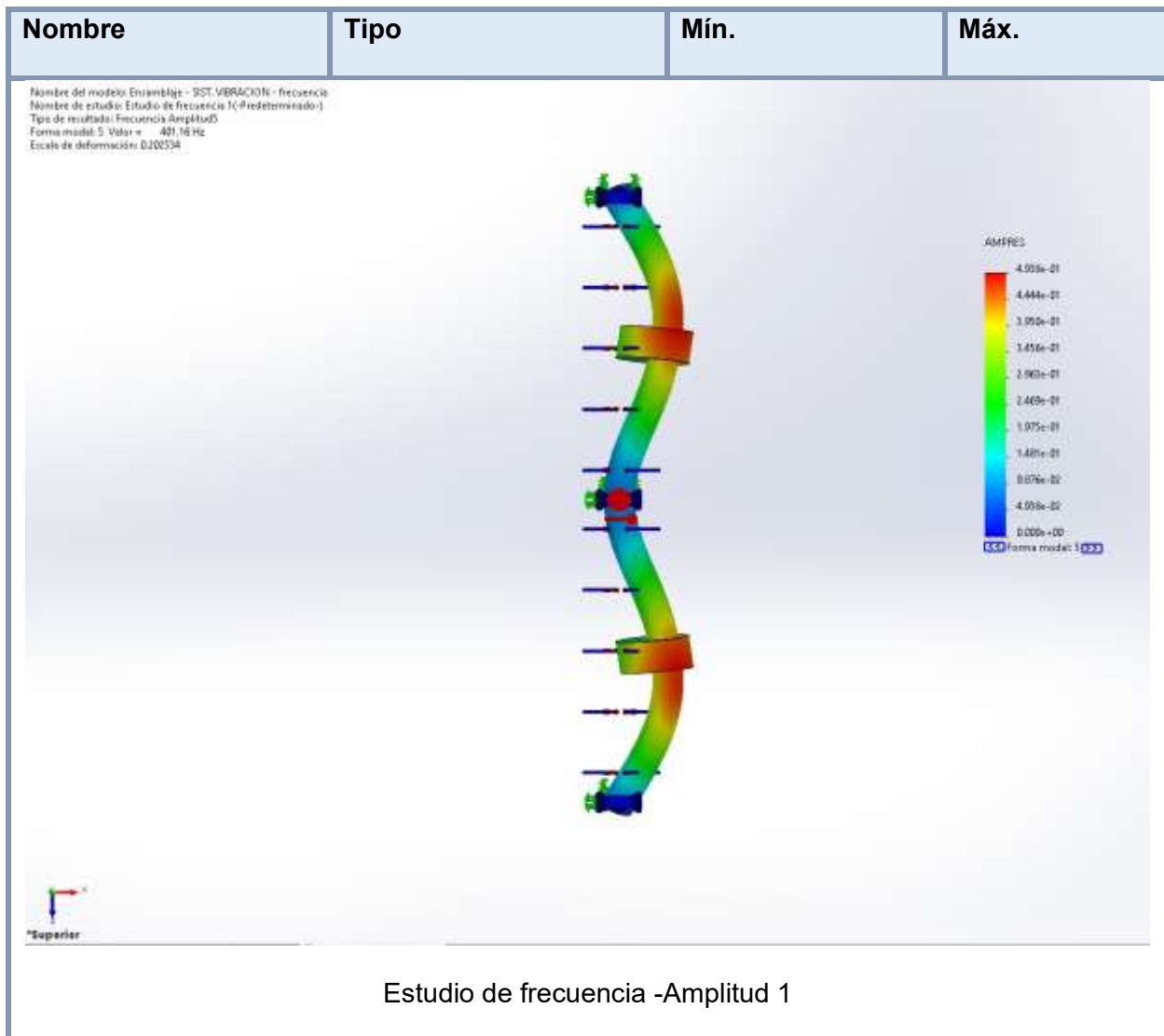
y tensiones. Este fenómeno se denomina resonancia. En el caso de los sistemas sin amortiguar, la resonancia teóricamente causa movimiento ilimitado. La amortiguación, sin embargo, pone un límite a la respuesta de las estructuras debido a las cargas resonantes.

Si el diseño está sujeto a entornos dinámicos, no se pueden utilizar estudios estáticos para evaluar la respuesta. Los estudios de frecuencia le ayudan a evitar la resonancia y los sistemas de aislamiento de vibración en el diseño. Además, constituyen la base para evaluar la respuesta de sistemas dinámicos lineales donde la respuesta de un sistema a un entorno dinámico se presupone que es igual a la suma de las contribuciones de los modelos utilizados en el análisis.

La tabla 20 muestra el valor de la deformación máxima igual a 0.4938 al realizarse una simulación de carga a 401.162 Hz de frecuencia de amplitud modal; sin embargo, el valor de la deformación es mínima para el análisis modal en el plano z-x.

*Tabla 20 Amplitud resultante para forma modal 5 = 401.162 Hz*

<b>Nombre</b>	<b>Tipo</b>	<b>Mín.</b>	<b>Máx.</b>
Amplitud1	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 5(Valor = 401.162 Hz)	0.000e+00 Nodo: 48	4.938e-01 Nodo: 8691

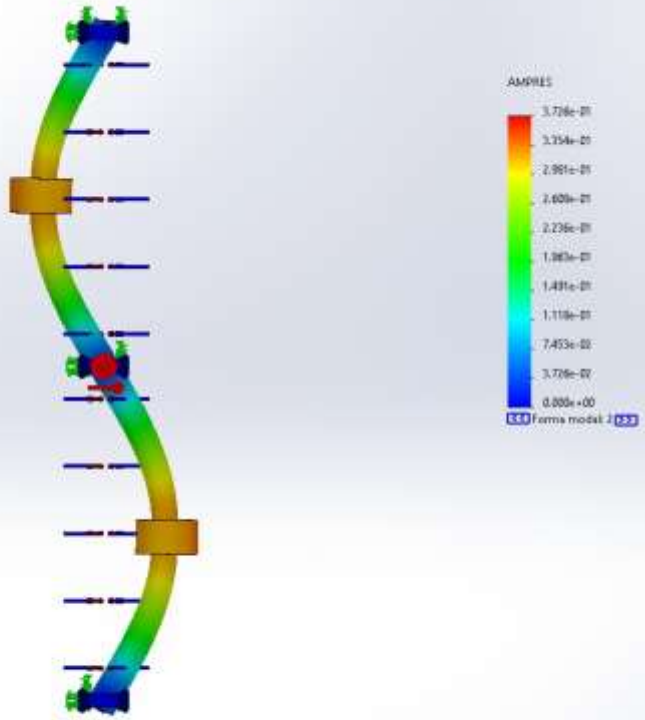


La tabla 21 muestra el valor de la deformación máxima igual a 0.3726 al realizarse una simulación de carga a 241.924 Hz de frecuencia de amplitud modal; sin embargo, el valor de la deformación es mínima para el análisis modal en el plano z-x.

*Tabla 21 Amplitud resultante para forma modal 2 = 241.924 Hz*

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud2	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 2(Valor = 241.924 Hz)	0.000e+00  Nodo: 48	3.726e-01  Nodo: 11720

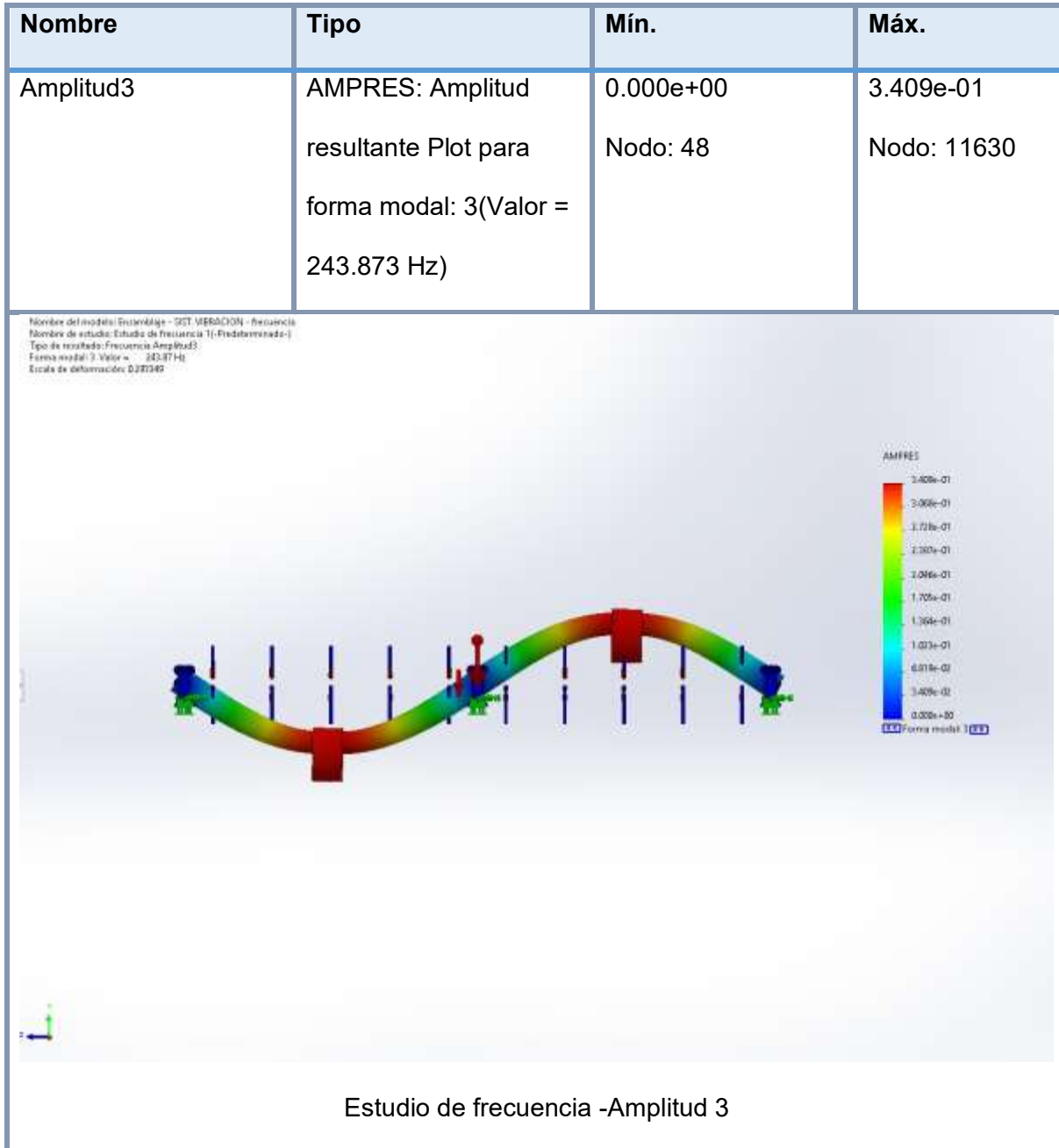
Nombre del modelo: Ensamblaje - IIT VIBRACION - frecuencia  
Nombre de estudio: Estudio de frecuencia (Predeterminado)  
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud2  
Forma modal: 2 Valor = 241.924 Hz  
Escala de deformación: 2.160398



Estudio de frecuencia -Amplitud 2

La tabla 22 muestra el valor de la deformación máxima igual a 0.3409 al realizarse una simulación de carga a 243.873 Hz de frecuencia de amplitud modal; sin embargo, el valor de la deformación es mínima para el análisis modal en el plano z-y.

Tabla 22 Amplitud resultante para forma modal 3 = 243.873 Hz

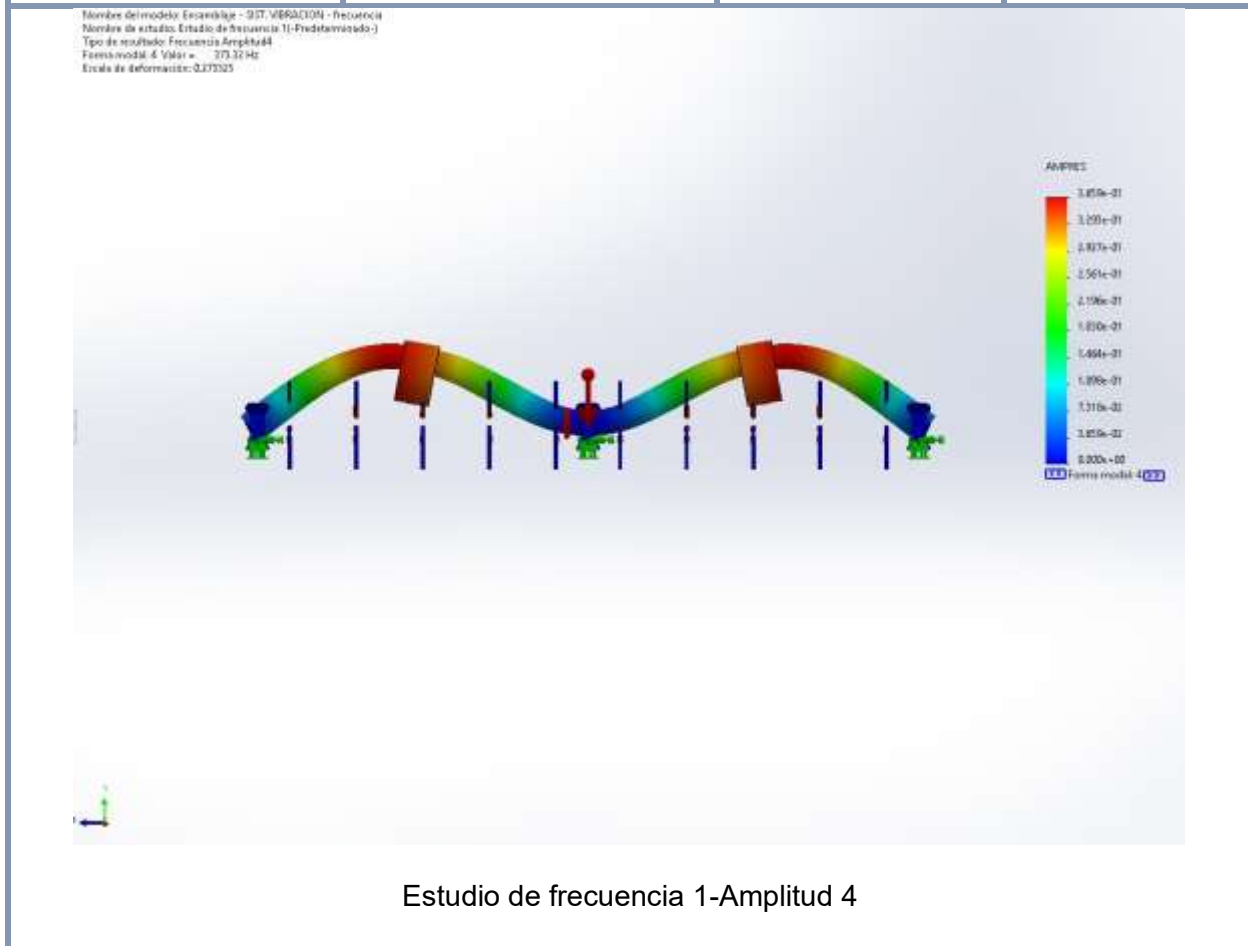




La tabla 23 muestra el valor de la deformación máxima igual a 0.3659 al realizarse una simulación de carga a 373.322 Hz de frecuencia de amplitud modal; sin embargo, el valor de la deformación es mínima para el análisis modal en el plano z-y.

Tabla 23 Amplitud resultante para forma modal 4 = 373.322 Hz

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud4	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 4(Valor = 373.322 Hz)	0.000e+00 Nodo: 48	3.659e-01 Nodo: 7357



El gráfico de la tabla 24 muestra la relación entre frecuencia (Hz) y el factor de participación de masa efectivo acumulativo (CEM) en tres direcciones: X, Y, y Z. Aquí está una interpretación detallada:

**Ejes:**

- El eje X representa la frecuencia en Hertz (Hz), con valores desde aproximadamente 39 Hz hasta 401 Hz.
- El eje Y representa el factor de participación de masa efectivo acumulativo (CEM), que parece estar medido en un porcentaje (0 a 80%).

Curvas para las direcciones X, Y y Z:

- X (rojo): Tiene un crecimiento notable en el rango de frecuencia entre 256,33 Hz y 401,17 Hz, alcanzando el 80% del factor de participación acumulativo. Esto indica que la dirección X tiene una alta contribución en este rango de frecuencias.
- Y (azul): Se mantiene constante en todo el rango de frecuencias analizadas, con una participación acumulativa de 0%. Esto implica que la dirección Y no contribuye significativamente al sistema en términos de masa efectiva.
- Z (verde): Presenta un incremento en el rango de frecuencias entre 256.33 Hz y 401.17 Hz, aunque su contribución es menor que la de la dirección X. Esto sugiere que la dirección Z tiene una participación secundaria en este análisis.

Puntos clave de frecuencia:

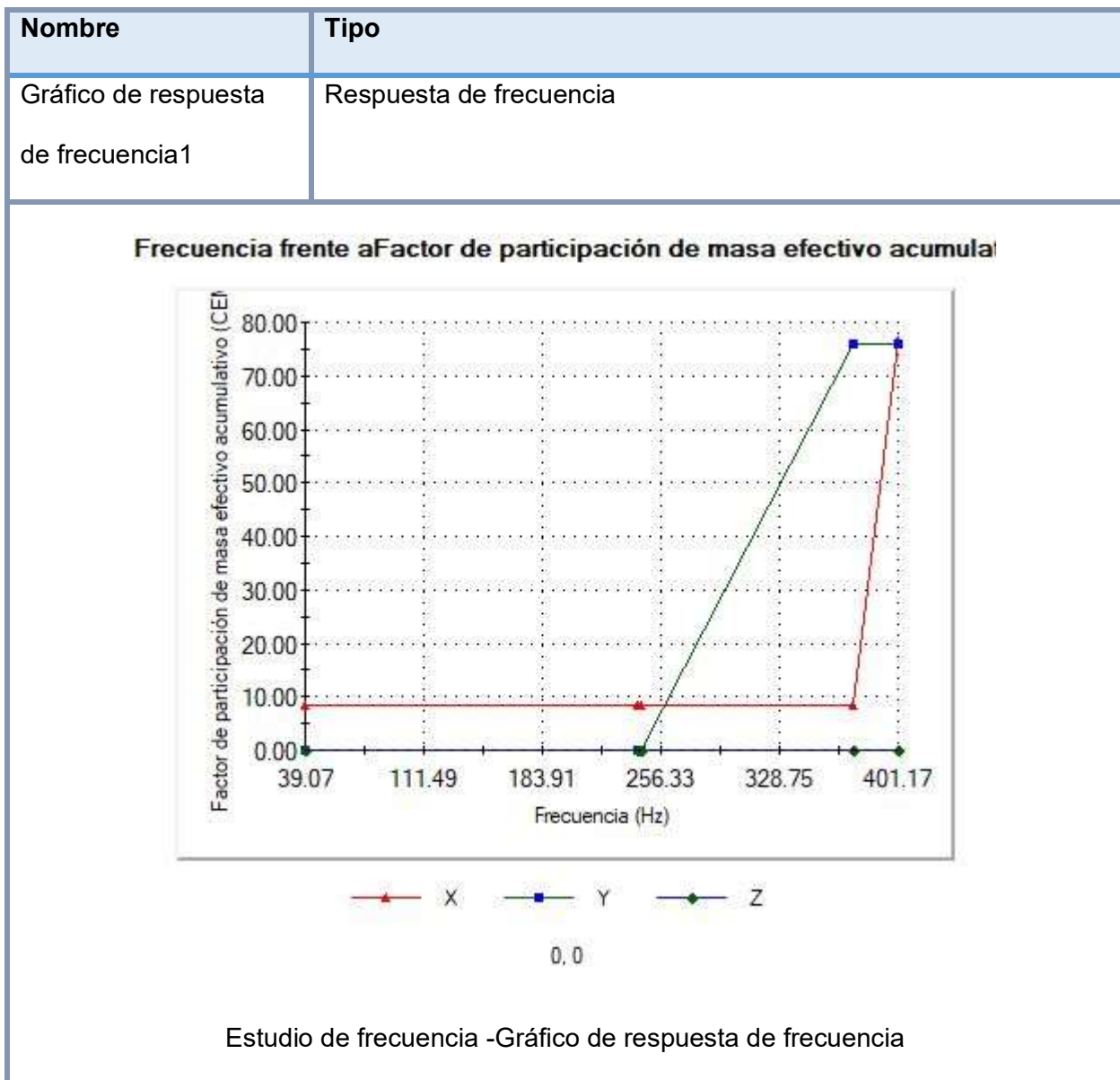
- En frecuencias bajas (39.07 Hz, 111.49 Hz, y 183.91 Hz), las contribuciones de todas las direcciones (X, Y, Z) son insignificantes.

- A partir de 256,33 Hz, se observa un cambio significativo, especialmente en las direcciones X y Z.

La mayor contribución de masa efectiva acumulativa ocurre en las direcciones X y Z a frecuencias altas (256,33 Hz y superiores).

La dirección Y no tiene una contribución significativa en el rango de frecuencias estudiadas.

*Tabla 24 Respuesta de frecuencias*



La tabla 26 muestra la lista de modos analizados sobre el eje excéntrico en el que se detalla:

Modo 1:

- Frecuencia angular: 245,48 rad/seg.
- Frecuencia: 39.07 Hz.
- Periodo: 0.025595 segundos.
- Este es el modo más bajo, asociado con las oscilaciones más lentas del sistema.

Modo 2:

- Frecuencia angular: 1.520,1 rad/seg.
- Frecuencia: 241.92 Hz.
- Periodo: 0.0041335 segundos.
- Este modo representa un aumento significativo en la frecuencia y una disminución en el período de oscilación.

Modo 3 :

- Frecuencia angular: 1.532,3 rad/seg.
- Frecuencia: 243.87 Hz.
- Periodo: 0.0041005 segundos.
- Similar al modo 2, con una frecuencia ligeramente mayor y un período apenas más corto.

Modo 4:

- Frecuencia angular: 2.345,7 rad/seg.

- Frecuencia: 373.32 Hz.
- Periodo: 0.0026787 segundos.
- Aumenta significativamente en frecuencia, indicando oscilaciones más rápidas.

Modo 5:

- Frecuencia angular: 2.520,6 rad/seg.
- Frecuencia: 401,16 Hz.
- Periodo: 0.0024928 segundos.
- Es el modo con la frecuencia más alta y el período más corto, asociado con las oscilaciones más rápidas.

*Tabla 25 Lista de modos*

Frecuencia nº.	Rad/seg	Hertz	Segundos
1	245.48	39.07	0.025595
2	1,520.1	241.92	0.0041335
3	1,532.3	243.87	0.0041005
4	2,345.7	373.32	0.0026787
5	2,520.6	401.16	0.0024928

La Tabla 27 Participación de masa (Normalizada) describe la contribución de la masa efectiva en las direcciones X, Y y Z para cada modo de vibración, normalizada para facilitar su análisis. En el modo 1 (39.07 Hz), la mayor participación ocurre en la dirección X (0.083761), mientras que en las direcciones Y y Z es insignificante. En los modos 2 (241.92 Hz) y 3 (243.87

Hz), las contribuciones son despreciables en todas las direcciones, aunque el modo 3 muestra una leve participación en Z ( $3.6364e-06$ ). El modo 4 (373.32 Hz) está dominado por la dirección Y (0.76054), con contribuciones mínimas en X y Z. El modo 5 (401.16 Hz) presenta una alta participación en X (0.68125), siendo insignificante en Y y Z. En términos acumulativos, las direcciones X (0.76527) e Y (0.7608) tienen una participación significativa en el sistema, mientras que Z ( $3.6396e-06$ ) es prácticamente irrelevante. Esto indica que las vibraciones afectan principalmente las direcciones X e Y, con los modos 1, 4 y 5 siendo los más relevantes para el diseño y control del sistema.

*Tabla 26 Participación de masa (Normalizada)*

Modo n°.	Frecuencia (Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	39.07	0.083761	3.0895e-05	7.1218e-14
2	241.92	5.9867e-08	3.433e-08	5.2086e-10
3	243.87	2.4966e-08	2.0659e-07	3.6364e-06
4	373.32	0.00026167	0.76054	2.5865e-09
5	401.16	0.68125	0.00022997	1.3794e-10
		Sum X = 0.76527	Sum Y = 0.7608	Sum Z = 3.6396e-06

## IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

### Discusión:

El análisis del ciclo de vida del eje excéntrico de la máquina vibrocompactadora con capacidad de 400 adoquines #8/hora muestra resultados consistentes con estudios teóricos previos sobre sistemas similares. Se evaluaron los modos de vibración, las frecuencias naturales y los factores de seguridad, confirmando la estabilidad del diseño en el rango operativo. Los resultados indican que el factor de seguridad mínimo calculado con la teoría de Goodman modificado fue de 5.45 para el acero SAE 1010, mientras que para el SAE 4330 alcanzó un valor de 20.42, lo que garantiza un desempeño confiable bajo condiciones de carga cíclica.

En el análisis de tensiones, el esfuerzo máximo de Von Mises registrado fue de 57.07 MPa, valor significativamente menor al límite elástico del acero SAE 1010 (370 MPa), lo que confirma que las tensiones inducidas están dentro de los límites permisibles. Asimismo, los ciclos de vida calculados para los materiales propuestos muestran una vida infinita ( $>10^6$  ciclos) en todos los casos, destacándose el acero SAE 4330 con una duración estimada de  $1.86 \times 10^{11}$  ciclos. Estos datos respaldan la viabilidad del diseño propuesto y su capacidad para operar de manera eficiente y segura.

El análisis de frecuencias naturales reveló que los modos de vibración principales se encuentran en el rango de 39.07 Hz a 401.16 Hz, con una contribución significativa en las direcciones X e Y, mientras que la dirección Z tuvo una participación despreciable. Este comportamiento asegura que el sistema evita condiciones resonantes en el rango de operación esperado.

## Conclusiones:

- Se identificaron las frecuencias naturales del sistema, evaluando los modos de vibración del eje excéntrico mediante el Método de Elementos Finitos (MEF), lo que permitió identificar frecuencias naturales entre 39.07 Hz y 401.16 Hz. Este análisis asegura que el diseño evita condiciones resonantes dentro del rango operativo, minimizando riesgos de fallos dinámicos.
- En cuanto a la evaluación de tensiones, factor de seguridad y vida útil, se observará que las tensiones máximas registradas (57.07 MPa) se encuentran por debajo del límite elástico del material más débil (370 MPa para SAE 1010).
- Los factores de seguridad calculados fueron superiores a 5.45, alcanzando hasta 20.42 en el caso del SAE 4330, lo que garantiza un desempeño confiable y seguro. En relación con el ciclo de vida a fatiga, los materiales analizados presentan una vida infinita ( $>10^6$  ciclos), destacándose el acero SAE 4330 con una duración estimada de  $1.86 \times 10^{11}$  ciclos, lo que lo convierte en una opción ideal para aplicaciones de alta exigencia.
- El análisis confirma la viabilidad del diseño propuesto, validando su aplicación en sistemas vibrocompactadores y proporcionando una base sólida para optimizar su desempeño tanto mecánico.



## Referencias

- [1] B. N., P. P. y T. E., «Cracked Rotors: A Survey on Static and Dynamic Behaviour Including Modelling and Diagnosis,» *Springer*, 2010.
- [2] B. W.S., «Calculation of Stress Intensity Factors for straight cracks in grooved and ungrooved shafts,» *Eng. Fract. Mech.*, pp. 731-736, 1976.
- [3] C. A., «Stress Intensity Factors for straight- fronted edge cracks in round bars,» *Eng. Fract. Mech.*, pp. 1035-1040, 1992.
- [4] V. A., «Criterios de fractura para alambres,» *Tesis Doctoral*, 1980.
- [5] M. T.L. y A. B.J., «Stress Intensity Factors for fatigue cracking in high-strength bolts,» *Eng. Fract. Mech.*, pp. 391-397, 1985.
- [6] R. P., M.-A. B. y R. L., «Neural approach to estimate the Stress Intensity Factor of semi-elliptical cracks in rotating cracked shafts in bending,» *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, pp. 539-550, 2018.
- [7] M. C., M. P. y M. D., «Stress Intensity Factors of sickle shaped cracks in cylindrical bars,» *Int. J. Fatigue*, pp. 45-47, 1985.
- [8] R. P., B. J., R. L. y M.-A. B., «Study of the propagation of concave semi-elliptical shaped breathing cracks in rotating shafts,» *Int. J. Fatigue*, 2019.
- [9] C. A., «Elliptical-arc surface cracks in round bars,» *Fatigue Fract. Eng. Mater.*, pp. 1141-1153, 1992.
- [10] S. Y.S. y C. J.J., «Analysis of fatigue crack growth on a cracked shaft,» *Int. J. Fract.*, 477-485.
- [11] R. P., R. L., M.-A. B. y M. L., «Determination of the Stress Intensity Factor of an elliptical breathing crack in a rotating shaft,» *Int. J. Fatigue*, pp. 216-231, 2015.
- [12] R. P., U. Y., R. L. y M.-A. B., «Stress Intensity Factor and propagation of an open sickle shaped crack in a shaft under bending,» *Theor. Appl. Fract. Mech.*, pp. 688-698, 2018.
- [13] R. P., B. J., M.-A. B. y R. L., «A closed expression for the Stress Intensity Factor of concave fatigue cracks in rotating shafts,» *Eng. Fract. Mech.*, 2019.
- [14] A. Vania, P. Pennacchi y S. Chatterton, «A parametric analysis of the breathing phenomenon for different shapes of shaft cracks,» *Proceedings of International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA2012*, 2012.

- [15] A. Vania, P. Pennacchi y S. Chatterton, «On the effects of transverse annular cracks in rotating machines,» *Conference: Institution of Mechanical Engineers - 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 2012*, 2012.
- [16] P. Pennacchi y A. Vania, «Shaft crack detection in a steam turbine: experimental evidences and model-based simulations,» *Proceedings of ISMA2010 - International Conference on Noise and Vibration Engineering Including USD2010*, 2010.
- [17] C. S., P. P., V. A. y R. P., «Analysis of the periodic breathing of a transverse annular crack propagated in a real rotating machine,» *Eng. Fail. Mech.*, pp. 126-140, 2019.
- [18] S. o. A. Engineer, «Fatigue Design Handbook,» de *Fatigue Design Handbook*, 1968, p. 42.
- [19] G. S. y J. L. W. (eds.), «Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T,» de *Metal Fatigue*, Nueva York, McGraw-Hill, 1969.

## **ANEXOS**

### **Anexo 1: Instrumento de recolección de dato: Simulaciones Numéricas mediante el Método de Elementos Finitos (MEF)**

**Objetivo:** Registrar y organizar de manera sistemática los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas con software de elementos finitos, asegurando la trazabilidad y validez de los datos.

#### **Instrucciones:**

1. Completar cada sección del formato utilizando los resultados obtenidos en las simulaciones.
2. Registrar los valores numéricos con la precisión indicada por el software (mínimo dos decimales).
3. Describir las configuraciones del modelo y las condiciones de contorno de forma detallada para facilitar la replicabilidad del análisis.
4. Verificar que todos los campos estén completos antes de almacenar los datos.

Parámetro	Descripción	Valor Obtenido	Unidades
Frecuencia Natural	Frecuencia de vibración para cada modo		Hz
Tensión Máxima	Tensión máxima bajo condiciones de carga		MPa
Factor de Seguridad	Relación entre el límite elástico y la tensión máxima		Sin unidad
Material	Material analizado		-
Configuración del Modelo	Tipo de mallado, tamaño de elementos		-
Condiciones de Contorno	Restricciones y cargas aplicadas		-

## **Anexo 2: Instrumentos de recolección de datos: Revisión Bibliográfica y Análisis Comparativo**

**Objetivo:** Organizar y analizar información secundaria proveniente de fuentes científicas y técnicas relacionadas con el diseño y análisis de ejes excéntricos, validando los resultados de las simulaciones realizadas.

### **Instrucciones:**

1. Identificar fuentes confiables y relevantes, como artículos científicos, tesis, normas técnicas y manuales.
2. Registrar los datos en el formato, asegurando la correcta citación de las fuentes.
3. Comparar los valores reportados con los resultados de las simulaciones para identificar tendencias y discrepancias.


4. Indicar la relevancia de cada dato en el contexto del estudio.

<b>Fuente</b>	<b>Año</b>	<b>Parámetro Analizado</b>	<b>Valor Reportado</b>	<b>Unidad</b>	<b>Relevancia para el Estudio</b>
Autor y título del estudio		Frecuencia natural		Hz	Validación de frecuencias
		Tensión máxima		MPa	Comparación de tensiones
		Factor de seguridad		Sin unidad	Revisión de confiabilidad
		Ciclo de vida a fatiga		Ciclos	Contextualización de durabilidad

|

# JESUS PAUL y JOEL ALEXANDER HUANCAS FLORE...

## ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL EJE EXCÉNTRICO DE UNA MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA CON CAPACIDAD DE 400 A

 Universidad Señor de Sipan

### Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::26396:429065079

Fecha de entrega

11 feb 2025, 11:22 a.m. GMT-5

Fecha de descarga

11 feb 2025, 11:23 a.m. GMT-5

Nombre de archivo

HUANCAS-PEREZ\_TRABAJO DE INVESTIGACIÓN\_TURNITIN.docx

Tamaño de archivo

3.3 MB

69 Páginas

9,751 Palabras

50,546 Caracteres




# 17% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

## Filtrado desde el informe

- ▶ Bibliografía
- ▶ Texto mencionado
- ▶ Coincidencias menores (menos de 8 palabras)

## Fuentes principales

- 15%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 14%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

## Marcas de integridad

### N.º de alertas de integridad para revisión

No se han detectado manipulaciones de texto sospechosas.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.



**ACTA DE CONTROL DE REVISIÓN DE  
SIMILITUD DE LA INVESTIGACIÓN**

Código:	F3.PP2-PR.02
Versión:	02
Fecha:	18/04/2024
Hoja:	1 de 1

Yo, **Silvia Yvone Gastiaború Morales**, Coordinadora de Investigación del Programa de Estudios de Ingeniería Mecánica Eléctrica, he realizado el control de originalidad de la investigación, el mismo que está dentro de los porcentajes establecidos para el nivel de Pregrado, según la Directiva de similitud vigente en USS; además certifico que la versión que hace entrega es la versión final del Trabajo de Investigación titulado: **ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL EJE EXCÉNTRICO DE UNA MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA CON CAPACIDAD DE 400 ADOQUINES #8/HORA** elaborado por el (lo) egresado(s):

**HUANCAS FLORES JESUS PAUL**

**PEREZ SORIANO JOEL ALEXANDER**

Se deja constancia que la investigación antes indicada tiene un índice de similitud del **17%**, verificable en el reporte final del análisis de originalidad mediante el software de similitud TURNITIN.

Por lo que se concluye que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio y cumple con lo establecido en la Directiva sobre índice de similitud de los productos académicos y de investigación vigente.

Pimentel, 11 de febrero de 2025

---

**Dra. Gastiaború Morales Silvia Yvone**

**Coordinador de Investigación**

**DNI N° 16481433**