



Universidad
Señor de Sipán

**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO
ESCUELA PROFESIONAL DE
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
TRABAJO DE INVESTIGACIÓN
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE VIDA
PARA EL EJE SECUNDARIO DEL CILINDRO DE
TRILLA DE UN SISTEMA COSECHADOR ZUKAI-320
PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE BACHILLER
EN INGENIERÍA MECÁNICA ELECTRICA**

Autor

Fernandez Rivera Delfor

ORCID <https://orcid.org/0000-0001-5572-408X>

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 Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE VIDA PARA EL EJE SECUNDARIO DEL CILINDRO DE TRILLA DE UN SISTEMA COSECHADOR ZUKAI-320

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética del Comité Institucional de Ética en Investigación 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:

FERNANDEZ RIVERA DELFOR	DNI: 73758964	
-------------------------	---------------	---

Pimentel, 07 de febrero de 2025

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mi familia, que ha sido mi fuente inagotable de fortaleza y motivación. A mis padres, por inculcarme el valor del esfuerzo y el aprendizaje; a mis hermanos, por estar siempre a mi lado; y a todos aquellos que con su amor y apoyo han hecho posible que alcance este objetivo.

También dedico este logro a mis amigos y compañeros, quienes compartieron conmigo no solo conocimientos, sino también momentos de alegría y superación. A todos ustedes, les agradezco de corazón por ser parte de este camino.

Finalmente, dedico este esfuerzo a mí mismo, como recordatorio de que, con determinación y perseverancia, los sueños se pueden convertir en realidad.

Delfor

Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que, de una u otra manera, hicieron posible la realización de este trabajo. A mis docentes y mentores, quienes con su paciencia, guía y conocimiento me ayudaron a superar cada desafío que encontré en el camino. A mis compañeros, por su apoyo incondicional y las horas compartidas de aprendizaje y esfuerzo.

A mi familia, que siempre ha sido mi mayor pilar, brindándome su amor, comprensión y ánimo en cada paso de mi formación. Gracias por creer en mí incluso en los momentos más difíciles. Este logro también es suyo.

Finalmente, agradezco a todas las personas que, con sus palabras de aliento, su tiempo y su apoyo, contribuyeron a que este proyecto se convirtiera en una realidad.

Delfor

Índice

Dedicatoria	3
Agradecimientos	4
TABLA DE ECUACIONES:	6
INDICE DE TABLAS	7
INDICE DE FIGURAS	7
Resumen.....	8
Abstract	9
I. INTRODUCCIÓN	10
1.1. Realidad Problemática.....	10
1.2. Formulación del problema.....	13
1.3. Hipótesis.....	13
1.4. Objetivos.....	13
1.5. Teorías relacionadas al tema.....	14
II. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN.....	18
III. RESULTADOS:	20
IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	42
Referencias.....	44
ANEXOS.....	47

TABLA DE ECUACIONES:

Ecuación 1	14
Ecuación 2	14
Ecuación 3	15
Ecuación 4	15
Ecuación 5	15
Ecuación 6	16
Ecuación 7	16
Ecuación 8	16
Ecuación 9	17
Ecuación 10	17
Ecuación 11	17
Ecuación 12	24
Ecuación 13	25	
<i>Ecuación 14</i>	31
<i>Ecuación 15</i>	31

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Distribución de potencias en la máquina cosechadora	21
Tabla 2 Potencias de transmisión sobre el eje del cilindro secundario	22
Tabla 3 Tabla de resultados del torque para cada elemento	24
Tabla 4 Resultado de las fuerzas en poleas, engranajes y volantes	25
Tabla 5 Resultados del límite de resistencia a la fatiga corregido para la sección 8.....	27
Tabla 6 Factores concentradores a fatiga para esfuerzo normal y esfuerzo cortante	28
Tabla 7 Esfuerzos alternantes y esfuerzos medios	29
Tabla 8 Factores de seguridad a fatiga	30
Tabla 9 Ciclos de vida del eje que conforma el cilindro secundario de trillado	31
Tabla 10 Duración de la funcionalidad del eje	32
Tabla 11 Propiedades físicas del elemento:.....	33
Tabla 12 Propiedades mecánicas del elemento	34
Tabla 13 Fuerzas resultantes	34
Tabla 14 Análisis de tensiones – criterio Von Mises.....	35
Tabla 15 Análisis de desplazamientos resultantes	36
Tabla 16 Análisis de deformaciones.....	37
Tabla 17 Factor de seguridad estático	38
Tabla 18 Daño acumulado acero SAE 4145	40
Tabla 19 Resultado del análisis de Vida para el acero SAE 4145	41

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Sistema de trillado para cereales	20
Fig. 2 Detalle de cilindro trillador	21
Fig. 3 Detalle de los sistemas de acople sobre el eje del cilindro secundario trillador	23
Fig. 4 Ubicación de cada elemento de transmisión mecánica sobre el eje del cilindro secundario	23
Fig. 5 Detalle de vista lateral del sistema de acoplamiento del eje.....	24
Fig. 6 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector, plano y-x	26
Fig. 7 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector, plano z-x	26
Fig. 8 Dimensiones del eje en mm.	33
Fig. 9 Gráfica esfuerzo. vida del acero SAE 4145	39

Resumen

Este trabajo presenta el análisis y simulación del ciclo de vida del eje secundario del cilindro de trillado en el sistema cosechador ZUKAI-320. Se utilizaron métodos analíticos y simulaciones en SolidWorks para evaluar tensiones, deformaciones, factores de seguridad y la vida útil del eje fabricado en acero SAE 4145, comparándolo con materiales como SAE 1010, SAE 1020 y SAE 4330. Los resultados muestran que el SAE 4145 ofrece un rendimiento estructural y dinámico destacado, alcanzando una vida útil de 6.36×10^8 ciclos (equivalente a 5.98 años), factores de seguridad superiores a 2 y desplazamientos máximos de 1.121 mm, dentro de los límites aceptables. Estos hallazgos confirman que el diseño del eje es robusto y confiable, mientras que el SAE 4145 se posiciona como una opción equilibrada en términos de resistencia, costo y disponibilidad para aplicaciones en sistemas cosechadores.

Palabras Clave: Análisis estructural, simulación, fatiga, factores de seguridad, acero SAE 4145, SolidWorks, sistemas cosechadores.

Abstract

This study presents the analysis and simulation of the life cycle of the secondary shaft in the threshing cylinder of the ZUKAI-320 harvester system. Analytical methods and SolidWorks simulations were used to evaluate stress, deformation, safety factors, and the service life of the shaft made of SAE 4145 steel, comparing it to materials such as SAE 1010, SAE 1020, and SAE 4330. The results indicate that SAE 4145 provides outstanding structural and dynamic performance, achieving a service life of 6.36×10^8 cycles (equivalent to 5.98 years), safety factors above 2, and maximum displacements of 1.121 mm, all within acceptable limits. These findings confirm that the shaft design is robust and reliable, and that SAE 4145 offers a well-balanced option in terms of strength, cost, and availability for use in harvester systems.

Keywords: Structural analysis, simulation, fatigue, safety factors, SAE 4145 steel, SolidWorks, harvester systems.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad Problemática.

Las cosechadoras son máquinas agrícolas de alta complejidad que tienen la capacidad de integrar múltiples tareas en un solo proceso, como la recolección, el trillado y la limpieza de los cultivos de cereales [1], [2]. Dentro de estas máquinas, el sistema de trilla y separación constituye un componente esencial, ya que su desempeño influye directamente en la eficacia general de la cosechadora [3], [4], [5]. No obstante, debido a la distribución desigual de los cultivos en el terreno, las cosechadoras de arroz suelen enfrentarse a fluctuaciones en la alimentación durante el proceso de cosecha, lo que ocasiona vibraciones e inestabilidad en el sistema de trilla. Además, los tallos de las plantas de arroz tienden a enredarse alrededor del cilindro de trilla durante su funcionamiento, exacerbando las vibraciones del dispositivo [6].

Un estudio llevado a cabo en 2017 [7] analizó las características vibratorias de una cosechadora combinada de alimentación completa equipada con orugas bajo diversas velocidades de alimentación en condiciones reales de campo. Se observó que la vibración de la máquina se intensificaba durante las operaciones, identificándose los cilindros de trilla axiales como las principales fuentes de excitación en la dirección horizontal [8]. Estas vibraciones severas no solo comprometen la estabilidad del dispositivo de trilla, sino que también pueden impactar negativamente en la salud del operador y reducir significativamente la vida útil de la cosechadora. Por ello, resulta crucial investigar las características vibratorias de estos sistemas y desarrollar métodos efectivos para su supresión, con el fin de mejorar la funcionalidad de las cosechadoras combinadas.

Para abordar los problemas asociados con las vibraciones complejas de los cilindros de trilla, los investigadores han empleado técnicas avanzadas como la simulación

mediante el método de elementos finitos. Estas herramientas permiten analizar las vibraciones de los cilindros durante su operación y obtener datos modales detallados sobre el comportamiento dinámico del sistema [9]. Al comparar los resultados obtenidos en simulaciones con datos experimentales, se puede evitar la ocurrencia de resonancia en el cilindro de trilla, un fenómeno que podría afectar negativamente su rendimiento. Adicionalmente, el método de elementos finitos ha demostrado ser eficaz para analizar otros componentes cilíndricos. Por ejemplo, Rawat et al. (2020) [10] utilizaron esta técnica para realizar un análisis modal en una carcasa cilíndrica cerrada de pared delgada, investigando cómo la relación entre el espesor de la cara final y el espesor de la carcasa influye en la frecuencia natural del sistema. Gracias a su precisión y eficiencia, este método es ampliamente aceptado como una herramienta idónea para explorar las características vibratorias de los cilindros de trilla y mitigar los efectos de la resonancia.

Una vez que se ha evaluado la estabilidad de un dispositivo de trilla a través de análisis modales simulados, es necesario realizar pruebas experimentales de vibración durante su operación. Estas pruebas proporcionan información valiosa sobre la dinámica del sistema, permitiendo monitorear y diagnosticar el estado de las máquinas rotativas [11]. Sin embargo, dado que los cilindros de trilla giran a altas velocidades, realizar mediciones directas de vibración en ellos resulta complicado. En cambio, el marco de trilla, que actúa como la base estructural del cilindro, la criba vibratoria, la placa de retorno y el sistema de transmisión, puede ser utilizado como un punto de referencia para analizar las vibraciones del cilindro [12]. Estudios previos han demostrado que las vibraciones durante el proceso de trilla son inevitables [13], [14], [15], [16]. Por ejemplo, Tang et al. (2019) [17] encontraron que las vibraciones desequilibradas del cilindro axial de trilla se transmiten a través del marco, acortando la vida útil del sistema de trilla [18]. Esto subraya la importancia de reducir dichas vibraciones para garantizar un funcionamiento estable.

Las vibraciones desequilibradas de los cilindros de trilla están influenciadas por diversos factores, como la cantidad de material procesado y la calidad del cultivo dentro del cilindro. En particular, en la cosecha de arroz, la masa excéntrica formada por tallos enredados es la principal causa de estas vibraciones. Este fenómeno convierte al cilindro de trilla en un componente rotatorio de masa variable, donde el desequilibrio en la rotación puede derivar en fallos mecánicos. Diversos estudios han explorado tecnologías de control para mitigar las vibraciones desequilibradas en rotores. Por ejemplo, Heidari y Monjezi (2018) [19] propusieron el uso de fuerza magnética como un absorbedor de potencia virtual para estabilizar sistemas de rotor, mientras que Xu et al. (2019) [20] diseñaron un absorbedor de vibración dinámico para suprimir la inestabilidad generada por fluidos en sistemas de sello/rotor. Adicionalmente, Yao et al. (1998) [21] desarrollaron un amortiguador multicapa que suprime eficazmente las vibraciones rotatorias. Sin embargo, aunque estas tecnologías han demostrado ser efectivas, su aplicación en estructuras de trilladoras de flujo axial horizontal sigue siendo limitada, lo que ha llevado a la exploración de dispositivos pre esforzados como solución.

En investigaciones recientes, se han implementado estrategias de aislamiento y reducción de vibraciones utilizando estructuras pre esforzadas. Platus (1999) diseñó un aislador de vibraciones basado en un resorte de rigidez positiva combinado con varillas de Euler sometidas a pre esfuerzo axial. Por su parte, Kovacic et al. (2008) [22] desarrollaron un sistema de aislamiento vibratorio optimizado mediante un resorte vertical y dos resortes inclinados pre esforzados, logrando un desempeño cercano al ideal. Meng et al. (2015) [23] introdujeron un dispositivo de aislamiento pre esforzado utilizando un resorte de disco comprimido en paralelo con un resorte espiral ordinario, logrando un bloqueo efectivo para vibraciones de baja y media frecuencia. Estas soluciones destacan el potencial de las estructuras pre esforzadas para aplicaciones agrícolas.

En este contexto, el presente estudio se centra en el análisis de fatiga y de frecuencia del eje del primer cilindro de trilla de una máquina cosechadora de cereal para reducir las vibraciones.

1.2. Formulación del problema

¿Cuál será la metodología a usar para determinar el ciclo de vida del eje ciclo de vida para el eje principal en cilindro de trilla de un sistema cosechador 36 T/H?

1.3. Hipótesis.

La metodología adecuada para determinar el ciclo de vida del eje principal en el cilindro de trilla de un sistema cosechador de 36 t/h consistirá en un enfoque integrado que combine análisis modal, simulaciones mediante el método de elementos finitos (FEM) y pruebas experimentales en condiciones reales de operación. Este enfoque permitirá identificar las principales causas de desgaste y fatiga, optimizando el diseño y los materiales del eje para mejorar su durabilidad y rendimiento operativo.

1.4. Objetivos.

Objetivo general.

Determinar el ciclo de vida del eje ciclo de vida para el cilindro secundario de trilla de un sistema cosechador.

Objetivos específicos.

- Determinar las características funcionales del sistema de trilla, con énfasis en el eje principal del cilindro.
- Calcular el ciclo de vida del eje del cilindro secundario de trilla, considerando las cargas dinámicas, vibraciones y condiciones de operación en un sistema cosechador.
- Realizar un análisis modal y estructural del eje principal, utilizando el método de elementos finitos (FEM) para evaluar su comportamiento bajo diferentes escenarios de operación.

1.5. Teorías relacionadas al tema.

Teoría para el Análisis Estructural y Frecuencial del Cilindro y Eje de Trillado

A. Análisis Estructural: Falla por Carga Estática y Falla por Fatiga

El análisis estructural del eje principal y el cilindro de trillado es fundamental para garantizar la integridad mecánica bajo las condiciones operativas. Este análisis se centra en dos aspectos principales: la evaluación de la resistencia estática y la resistencia a la fatiga bajo cargas cíclicas.

a) Falla por Carga Estática

La falla por carga estática ocurre cuando las tensiones inducidas superan la capacidad máxima del material. Para evaluar este fenómeno, se aplican los siguientes criterios:

- **Criterio de Von Mises (Teoría de la Energía de Distorsión):**

Este criterio es ampliamente utilizado para materiales dúctiles. Considera que la falla ocurre cuando la energía de distorsión alcanza un valor crítico [24]:

$$\sigma_v = \sqrt{1/2[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Esfuerzos principales en los ejes coordenados.

El criterio de falla establece que $\sigma_v \leq \sigma_y$, donde σ_y es el límite de fluencia del material.

- **Criterio de Mohr-Coulomb (para materiales frágiles):**

Para materiales que fallan por fractura, se considera el esfuerzo cortante máximo [25]:

$$\tau_{m\acute{a}x} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2 \quad \text{Ecuación 2}$$

La condición de falla se da si $\tau_{m\acute{a}x} > \tau_{cr\acute{i}tica}$, siendo $\tau_{cr\acute{i}tica}$ el esfuerzo cortante crítico del material.

- **Criterio de esfuerzo normal máximo:**

Este criterio considera que la falla ocurre cuando el mayor esfuerzo principal excede la resistencia última del material [26]:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) \geq \sigma_u \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde σ_u es la resistencia última del material.

b) Falla por Fatiga

La falla por fatiga es el resultado de cargas cíclicas repetitivas que inducen fallos acumulativos. Para analizarla, se emplean los siguientes modelos:

- **Ecuación de Basquin:**

Relaciona el esfuerzo alternante (σ_a) con el número de ciclos hasta la falla (N_f) [27]:

$$\sigma_a = \sigma f' (2N_f)^b \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

$\sigma f'$: Coeficiente de resistencia a fatiga.

b : Exponente de fatiga, dependiente del material.

- **Criterio de Goodman Modificado:**

Combina esfuerzos medios (σ_m) y alternantes (σ_a) para predecir la vida a fatiga [28]:

$$\sigma_e/\sigma_a + \sigma_u/\sigma_m \leq 1 \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

σ_e : Límite de resistencia a fatiga del material.

σ_u : Resistencia última del material.

- **Factor de Concentración de Esfuerzos:**

Las irregularidades geométricas generan concentraciones de esfuerzo, evaluadas mediante el factor K_t [29]:

$$\sigma_{real} = K_t \cdot \sigma_{nominal} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde K_t depende de la geometría del componente y las condiciones de carga.

B. Análisis Frecuencial: Vibraciones Naturales del Cilindro y Eje de Trillado

El análisis frecuencial es esencial para identificar las frecuencias naturales del sistema y evitar resonancia.

a) Ecuaciones del Análisis Modal

El análisis modal permite determinar las frecuencias naturales (f_n) resolviendo la ecuación de movimiento [30]:

$$[M]\{u''\} + [K]\{u\} = 0 \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

[M]: Matriz de masa del sistema.

[K]: Matriz de rigidez del sistema.

{u}: Vector de desplazamientos nodales.

La solución se asume como:

$$\{u(t)\} = \{\phi\} \sin(\omega t) \quad \text{Ecuación 8}$$

Reemplazando, se obtiene:

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = 0 \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

ω : Frecuencia angular natural ($\omega = 2\pi f$).

$\{\phi\}$: Vector de modos propios.

Los valores propios (ω^2) y vectores propios ($\{\phi\}$) se calculan para obtener las frecuencias y modos naturales del sistema [31].

b) Modelo de Cilindro de Pared Delgada

Para cilindros de pared delgada sometidos a vibración, las frecuencias naturales pueden calcularse considerando las propiedades geométricas y materiales [32]:

$$f_n = 1/2\pi\sqrt{k/m} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

k : Rigidez equivalente, considerando flexión y torsión.

m : Masa equivalente del sistema.

c) Velocidad Crítica de Rotación

La velocidad crítica es un parámetro crucial para sistemas rotativos, calculada como [33]:

$$\omega_c = \sqrt{\delta g} \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

g : Aceleración gravitacional.

δ : Deflexión estática bajo carga.

La velocidad crítica debe evitarse durante la operación para prevenir resonancia.

II. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

En este estudio, se utilizó un enfoque analítico-computacional para analizar el eje principal y el cilindro de trillado de un sistema cosechador. Este método fue elegido porque permite estudiar el comportamiento estructural y dinámico del sistema en condiciones controladas, lo que facilita identificar los factores clave que afectan su desempeño. Además, proporciona resultados detallados y confiables que ayudan a prevenir fallos estructurales y dinámicos en estas piezas críticas. La investigación se diseñó para responder preguntas esenciales, como las características funcionales del sistema y su comportamiento bajo diferentes frecuencias y cargas, asegurando que cada etapa estuviera alineada con los objetivos establecidos.

La búsqueda de información se realizó de manera sistemática, utilizando palabras clave como "análisis estructural", "frecuencias naturales" y "simulación por elementos finitos". Estas palabras se combinaron con operadores booleanos para encontrar los estudios más relevantes en bases de datos reconocidas como Scopus, IEEE Xplore y ScienceDirect. Se incluyeron estudios recientes y relevantes relacionados con análisis estructural y dinámico en sistemas rotativos, mientras que se excluyeron aquellos que no cumplían con los criterios de calidad o que no abordaban el enfoque computacional.

El análisis se llevó a cabo en varias etapas. Primero, se creó un modelo tridimensional del sistema utilizando software especializado como ANSYS, definiendo cuidadosamente las propiedades geométricas y materiales según las especificaciones del sistema cosechador. Luego, se realizó un análisis estructural aplicando diferentes tipos de cargas para evaluar tensiones y deformaciones. También se estudió la fatiga del material utilizando modelos como el de Basquin y el criterio de Goodman modificado. Para el análisis modal, se determinaron las frecuencias naturales y los modos de vibración del sistema, evaluando cómo factores como la rigidez, la masa y las condiciones de soporte afectan su comportamiento dinámico.

Finalmente, los resultados obtenidos se compararon con investigaciones previas y estándares técnicos para garantizar su precisión y relevancia. Este enfoque no solo permitió comprender a fondo el comportamiento estructural y dinámico del sistema, sino que también proporcionó una base sólida para optimizar su diseño y prevenir fallos críticos. Esto demuestra la eficacia del análisis computacional en la mejora de sistemas cosechadores modernos.

III. RESULTADOS:

3.1. Características de funcionalidad de sistema de trilla y el primer cilindro de trillado.

Para realizar el análisis del primer cilindro de trillado, especificaremos las características de funcionalidad del sistema de trillado:

Esta unidad está formada por varios cilindros equipados con barrotes distribuidos a lo largo de toda su circunferencia, los cuales incorporan dientes flexibles. Estos cilindros están montados sobre ejes, y adicionalmente cuentan con camisas, que son placas de metal cortadas según medidas específicas y perforadas en toda su superficie.

Los ejes están sostenidos por rodamientos que, a su vez, se apoyan sobre el chasis de la máquina. Al girar los cilindros, el material es conducido entre los barrotes y las camisas. En este proceso, los dientes atrapan los tallos, mientras que las cajas quedan retenidas en las perforaciones de las camisas. Posteriormente, el material retenido cae sobre la bandeja de granos, que dirige el flujo hacia el sinfín horizontal para su transporte.

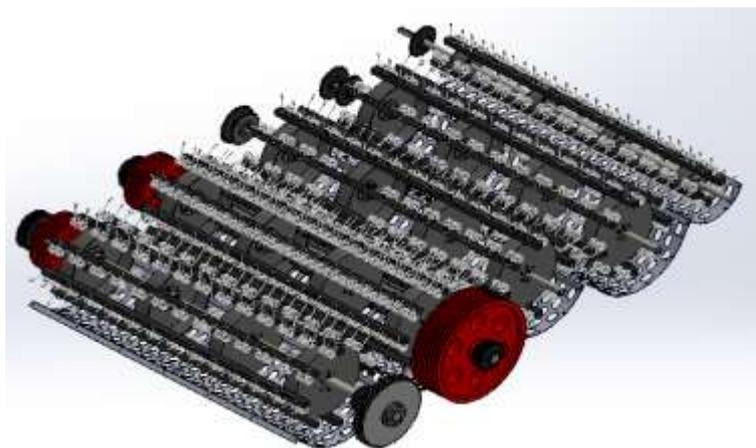


Fig. 1 Sistema de trillado para cereales

El sistema de trillado mostrado en la figura está compuesto por cinco cilindros de trillado, estos se encuentran conformados por un eje macizo soportado en rodamientos; sobre el eje se encuentran montados cuatro discos o volantes ajustados por chavetas y prisioneros.

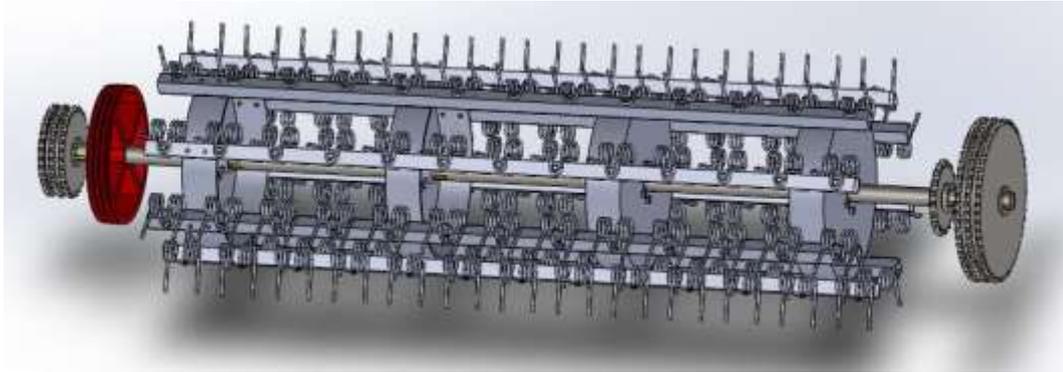


Fig. 2 Detalle de cilindro trillador

Según las características de funcionamiento del cosechador ZUKAI-320 se tienen las siguientes potencias y velocidades de transmisión:

Tabla 1 Distribución de potencias en la máquina cosechadora

Sistema	Potencia (hp)	Velocidad de giro (rpm)
Desplazamiento de la máquina	36	500
Ventilación	16.1	3000
Turbina	11.7	3600
Rotores axiales	40	500
Primer cilindro	61	205
Segundo cilindro	16.6	205
Tercer cilindro	10.1	205
Cuarto cilindro	10.1	205
Quinto Cilindro	10.1	205

Es bien sabido que el eje del primer cilindro enfrenta los mayores esfuerzos relacionados con la separación inicial de las plantas, ya que es el encargado de recibirlas primero. Sin embargo, el eje del segundo cilindro está diseñado para

soportar una mayor cantidad de componentes encargados de transmitir potencia y, además, recibe directamente la fuerza generada por el motor. Por esta razón, el segundo cilindro está sometido a esfuerzos más significativos, lo que lo convierte en un punto crítico de análisis de la vida de este eje. En tanto, la siguiente tabla muestra las potencias de transmisión de los subsistemas que se acoplan al eje del cilindro secundario.

Tabla 2 Potencias de transmisión sobre el eje del cilindro secundario

N° de elemento	Descripción	Potencia
1	Engranaje de transmisión hacia cilindro 3 y cilindro 4	10.1
2	Engranaje de recepción de potencia del cilindro 1	16.6
3	Polea de transmisión hacia sin fin, noria y ventiladores	29
4	Rodamiento 1	0
5	Volante 1	1.625
6	Volante 2	1.625
7	Volante 3	1.625
8	Volante 4	1.625
9	Rodamiento 2	0
10	Polea de transmisión del motor al cilindro 2	61
11	Engranaje de transmission hacia el cilindro 1	61

3.2. Cálculos del ciclo de vida del eje del cilindro secundario de trilla, considerando las cargas dinámicas, vibraciones y condiciones de operación en un sistema cosechador

Para evaluar los esfuerzos y vida del eje del cilindro secundario de trilla, se elaborará en primera instancia el diagrama de cuero libre para determinar las cargas externas a las que se encuentra sometida el eje. Las siguientes figuras muestran a detalle el montaje de los elementos que contiene el eje.



Fig. 3 Detalle de los sistemas de acople sobre el eje del cilindro secundario trillador

Según el orden de elemento mostrado la tabla 2, se muestra la gráfica de ubicación de cada elemento mostrando su longitud en el eje.

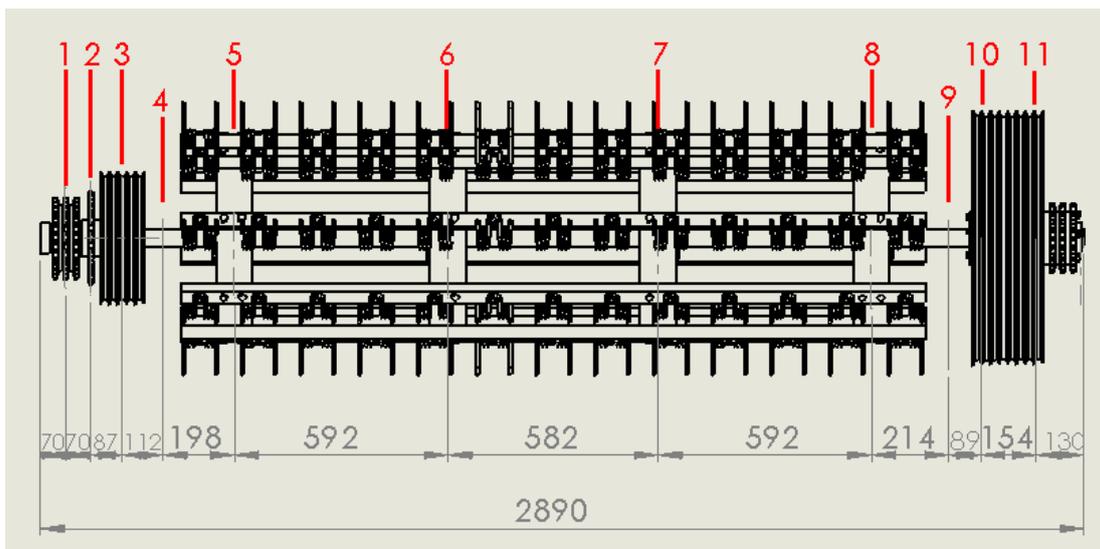


Fig. 4 Ubicación de cada elemento de transmisión mecánica sobre el eje del cilindro secundario

La siguiente figura muestra el detalle de vista lateral del acoplamiento sobre el eje de transmisión del cilindro secundario de trillado.

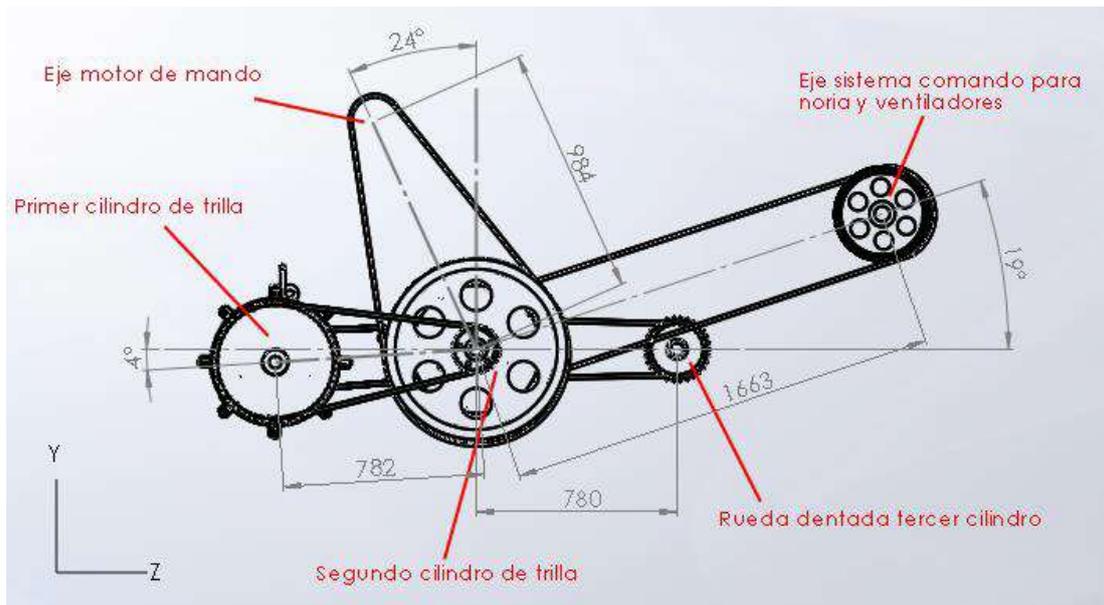


Fig. 5 Detalle de vista lateral del sistema de acoplamiento del eje.

Utilizando la ecuación de la potencia [P], torque [T] y velocidad de giro [ω], se determinarán los torques para cada elemento:

$$T = P/\omega \text{ Ecuación 12}$$

Tabla 3 Tabla de resultados del torque para cada elemento

Elemento	Potencia [hp]	Velocidad angular [rpm]	Torque [kg.cm]
1	10.1	205	3528.60
2	16.6	205	5799.47
3	29	205	10131.61
4	0	205	0.00
5	1.625	205	567.72
6	1.625	205	567.72
7	1.625	205	567.72
8	1.625	205	567.72
9	0	205	0.00
10	61	205	21311.32
11	61	205	21311.32

Para determinar las fuerzas de transmisión para cada polea y engranaje se usará la siguiente ecuación:

$$F = c * T/r \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde F es la fuerza o tensión de cadena o correa, T es el par torsor, r es el radio primitivo y c es el factor de tensado; c para la cadena será 1, c para la correa será 2 y c para volante 1, por tanto, se tiene los siguientes resultados:

Tabla 4 Resultado de las fuerzas en poleas, engranajes y volantes

Elemento	Torque [kg.cm]	radio [cm]	c	F [kg]
1	3528.60	12.15	1	290.42
2	5799.47	10.54	1	550.23
3	10131.61	18.75	2	1080.71
5	567.72	25	1	22.71
6	567.72	25	1	22.71
7	567.72	25	1	22.71
8	567.72	25	1	22.71

Las fuerzas serán: $F_{10} = 823,9 \text{ kg}$; $F_{11} = 1617,7 \text{ kg}$

Las fuerzas se distribuirán en el eje, para ello utilizaremos el software libre Solveredu (<https://app.solveredu.com/>), los resultados se muestran en el siguiente gráfico:



Fig. 6 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector, plano y-x

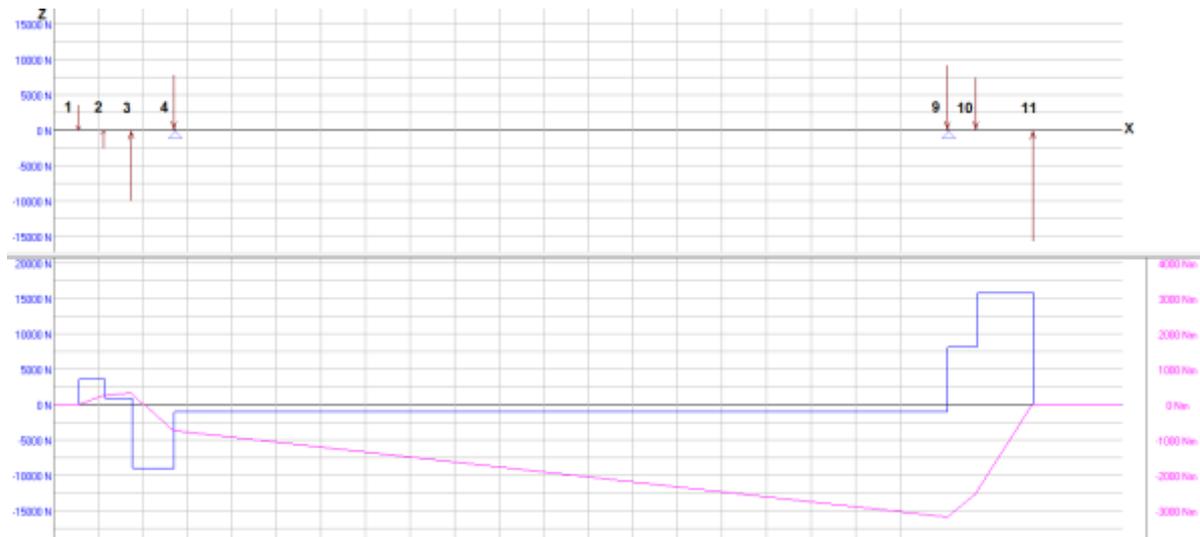


Fig. 7 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector, plano z-x

En los diagramas se puede apreciar que los momentos flectores máximos se ubican en los puntos 8 y 9 que corresponden a la volante 4 y rodamiento 2 respectivamente.

$$M_{fr9} = \sqrt{M_{f_{9z-x}}^2 + M_{f_{9y-x}}^2} = 3,275.30 \text{ kgcm}$$

$$M_{fr8} = \sqrt{M_{f_{8z-x}}^2 + M_{f_{8y-x}}^2} = 2,9864.00 \text{ kgcm}$$

Al estar el momento flector M_{fr9} en el rodamiento; se tomará como momento para el análisis el momento M_{fr8} considerando que existen muescas debido a agujero para prisionero y canal chavetero.

Análisis de los ciclos de vida del eje:

Para determinar los ciclos de vida del eje, calcularemos el límite de resistencia a la fatiga teórico y el límite de resistencia a la fatiga corregido o real utilizando los factores de corrección de Marin: K_a , K_b , K_c , K_d y K_e en la sección 8 del eje:

Consideraremos un factor $K_a = 0.89$ para un acabado por mecanizado; $k_b = 0.78863$ para un eje de diámetro 70 mm = 2.76 pulg.; $k_c = 1$ para una carga a flexión; $k_d = 1.001$ para una temperatura de trabajo de 50°C y $k_e = 0.868$ para un factor de confiabilidad del 99% para ejes que operan bajo condiciones de alta excentricidad, impactos o vibraciones; por tanto, tenemos los siguientes resultados:

Tabla 5 Resultados del límite de resistencia a la fatiga corregido para la sección 8

Material	Su [Mpa]	Sy [Mpa]	Se' (Mpa)	ka	kb	kc	kd	ke	Se [Mpa]
SAE 1010	370	300	185	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	112.82
SAE 1020	470	390	235	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	143.31
SAE 1045	630	530	315	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	192.10
SAE 4130	680	580	340	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	207.35
SAE 4140	758	655	379	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	231.13
SAE 4145	860	780	430	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	262.23
SAE 4330	965	855	483	0.89	0.78863	1	1.001	0.868	294.25

Para el cálculo de los concentradores de esfuerzo a fatiga para esfuerzo normal debido a flexión y esfuerzo cortante debido a torsión se tomó en cuenta los factores concentradores de esfuerzo de un canal chavetero tipo patín $k_t=1.3$ y $k_{ts}=1.5$; la siguiente tabla muestra los resultados de los factores k_f y k_{fs} :

Tabla 6 Factores concentradores a fatiga para esfuerzo normal y esfuerzo cortante

Material	Su [Mpa]	Sy [Mpa]	k_t	k_{ts}	\sqrt{a}	r	q	k_f	k_{fs}
SAE 1010	370	300	1.3	1.5	-0.179897	4	1.098839	1.3296517	1.5494196
SAE 1020	470	390	1.3	1.5	-0.639872	4	1.470450	1.4411349	1.7352248
SAE 1045	630	530	1.3	1.5	-2.890000	4	1.747191	1.5241573	1.8735955
SAE 4130	680	580	1.3	1.5	-3.265429	4	1.580492	1.4741475	1.7902458
SAE 4140	758	655	1.3	1.5	-5.046015	4	0.656595	1.1969786	1.3282977
SAE 4145	860	780	1.3	1.5	-8.223884	4	0.321343	1.0964028	1.1606714
SAE 4330	965	855	1.3	1.5	12.666150	4	0.187509	1.0562527	1.0937545

Con los resultados del momento flector resultante y el momento torsor, ambos valores hallados en la sección 8 que es la más crítica, se determinó los valores de los esfuerzos nominales, esfuerzos alternantes y esfuerzos medios normal y en cortante en la siguiente tabla:

Tabla 7 Esfuerzos alternantes y esfuerzos medios

Materia l	Su [Mpa]	Sy [Mpa]	M_f [N. m]	T [N. m]	d [m]	σ_0 [N. m]	τ_0 [N. m]	σ_a [N. m]	τ_a [N. m]	σ_m [N. m]	τ_m [N. m]
SAE 1010	370	300	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	115.64	1.28	57.82	0.64
SAE 1020	470	390	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	125.34	1.43	62.67	0.72
SAE 1045	630	530	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	132.56	1.55	66.28	0.77
SAE 4130	680	580	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	128.21	1.48	64.10	0.74
SAE 4140	758	655	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	104.10	1.10	52.05	0.55
SAE 4145	860	780	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	95.36	0.96	47.68	0.48
SAE 4330	965	855	2928.66	55.664	0.07	86.97	0.83	91.86	0.90	45.93	0.45

Se determinaron los esfuerzos equivalentes normal y cortante para hallar los factores de seguridad a fatiga con los modelos matemáticos de Goodman modificado, Gerber, ASME elíptica y Soderberg; se puede apreciar que los factores de Goodman y Soderberg son los más conservadores; sin embargo, para nuestro criterio se usará el factor de seguridad de Goodman para nuestro análisis. Para este tipo de máquinas se recomienda considerar un factor de seguridad $n \geq 2$; por tanto, podemos verificar que los aceros recomendados serían el acero SAE 1045, SAE4130, SAE 4140 y SAE 4330.

Tabla 8 Factores de seguridad a fatiga

Material	Su [Mpa]	Sy [Mpa]	σ'_a [N.m]	τ'_a [N.m]	Factor de Seguridad Godman Modificado [n]	Factor de Seguridad Gerber [n]	Factor de Seguridad ASME Eliptica [n]	Factor de Seguridad Soderberg [n]
SAE 1010	370	300	115.66	57.83	0.85	0.95	0.94	0.82
SAE 1020	470	390	125.36	62.68	0.99	1.12	1.11	0.97
SAE 1045	630	530	132.58	66.29	1.26	1.42	1.40	1.23
SAE 4130	680	580	128.23	64.12	1.40	1.58	1.57	1.37
SAE 4140	758	655	104.12	52.06	1.93	2.17	2.15	1.89
SAE 4145	860	780	95.37	47.68	2.39	2.69	2.68	2.35
SAE 4330	965	855	91.88	45.94	2.78	3.13	3.11	2.73

Los ciclos de vida fueron hallados utilizando el esfuerzo alternante equivalente; se puede apreciar que a partir del acero SAE 1020 la vida es infinita; sin embargo, para asegurar que el eje no fallará se tomará en cuenta los ciclos a partir de 1.07E+07 en adelante.

Tabla 9 Ciclos de vida del eje que conforma el cilindro secundario de trillado

Material	Su [Mpa]	Su [kpsi]	Sy [Mpa]	σ'_a [N.m]	τ'_a [N.m]	f	a [Mpa]	b	N (ciclos)
SAE 1010	370	53.66	300	115.66	57.83	0.90	982.87	-0.16	8.53E+05
SAE 1020	470	68.17	390	125.36	62.68	0.90	1248.52	-0.16	2.35E+06
SAE 1045	630	91.37	530	132.58	66.29	0.90	1673.54	-0.16	1.07E+07
SAE 4130	680	98.63	580	128.23	64.12	0.90	1806.36	-0.16	2.15E+07
SAE 4140	758	109.94	655	104.12	52.06	0.90	2013.57	-0.16	1.62E+08
SAE 4145	860	124.73	780	95.37	47.68	0.90	2284.52	-0.16	6.36E+08
SAE 4330	965	139.96	855	91.88	45.94	0.90	2563.44	-0.16	1.68E+09

Para asegurar que no existirá falla por fatiga en el eje del cilindro secundario de trillado se debe cumplir lo siguiente: $S_y > S_e > \sigma'_a$; se puede observar que para el acero SAE 1010 no se cumplen, es en este caso que fallará por fatiga; sin embargo, mediante la siguiente formula, se calculó la duración del eje basado en la velocidad de giro de 205 rpm = 21.4675497995 rad/s:

$$\text{Duración (horas)} = N \sqrt{f} * 3600 \quad \text{Ecuación 14}$$

$$f = 2\pi\omega \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde: N es el número de ciclos a falla, f es la frecuencia de operación en ciclos por segundo (Hz), ω es la velocidad angular (rad/s), 3600 es el número de segundos en una hora.

Tabla 10 Duración de la funcionalidad del eje

	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)	112.82	143.31	192.10	207.35	231.13	262.23	294.25
σ'_a [N.m]	115.66	125.36	132.58	128.23	104.12	95.37	91.88
Soderberg [n]	0.82	0.97	1.23	1.37	1.89	2.35	2.73
Godman Modificado [n]	0.85	0.99	1.26	1.40	1.93	2.39	2.78
N (ciclos)	8.53E+05	2.35E+06	1.07E+07	2.15E+07	1.62E+08	6.36E+08	1.68E+09
Duración (hr)	69.30	190.82	865.86	1744.30	13182.72	51671.10	136763.26
Duración día para jornada 24hr/día	2.89	7.95	36.08	72.68	549.28	2152.96	5698.47
Duración año	0.008	0.022	0.100	0.202	1.526	5.980	15.829

La tabla 10 muestra la duración del eje en años siendo los valores conservadores 5.98 y 15.829 años para que el eje no falle por fatiga sin incrementar las cargas externas consideradas para su funcionamiento.

3.3. Realizar un análisis modal y estructural del eje principal, utilizando el método de elementos finitos (FEM) para evaluar su comportamiento bajo diferentes escenarios de operación

Para realizar el análisis estático mediante el método de Von Mises, análisis de fatiga mediante el método de Goodman Modificado y el análisis de frecuencia, se tomará en cuenta el detalle del eje a modelar con diámetro de 70mm y material SAE 4145 que es el más crítico.

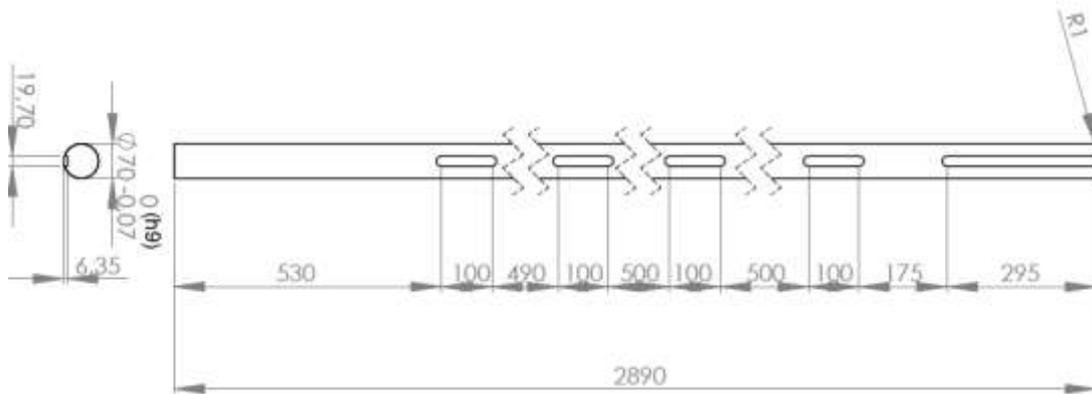


Fig. 8 Dimensiones del eje en mm.

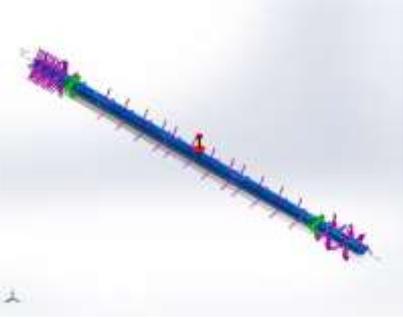
La ubicación y cargas se asignarán según las figuras 6 y 7 en la que se muestra el DCL en los planos y-x y z-x.

Análisis estático:

Para realizar el análisis estático se proporcionará las propiedades físicas del elemento estudiado y éstas se muestran en la tabla 11 y tabla 12.

Tabla 11 Propiedades físicas del elemento:

Tabla 12 Propiedades mecánicas del elemento

Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: SAE 4145
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
	Criterio de error: Tensión de von Mises
	predeterminado: máx.
	Límite elástico: 3.6e+08 N/m²
	Límite de tracción: 5.8e+08 N/m²
	Módulo elástico: 1.9e+11 N/m²
	Coefficiente de Poisson: 0.29
	Densidad: 78,000 kg/m³
	Módulo cortante: 3.189e+08 N/m²

La siguiente tabla muestra los resultados de las fuerzas de reacción y momentos a los que se encuentra sometido el eje.

Tabla 13 Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-2.13477	21,741.4	657.247	21,751.3

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-17.3697	6,712.96	-20.9293	6,713.01

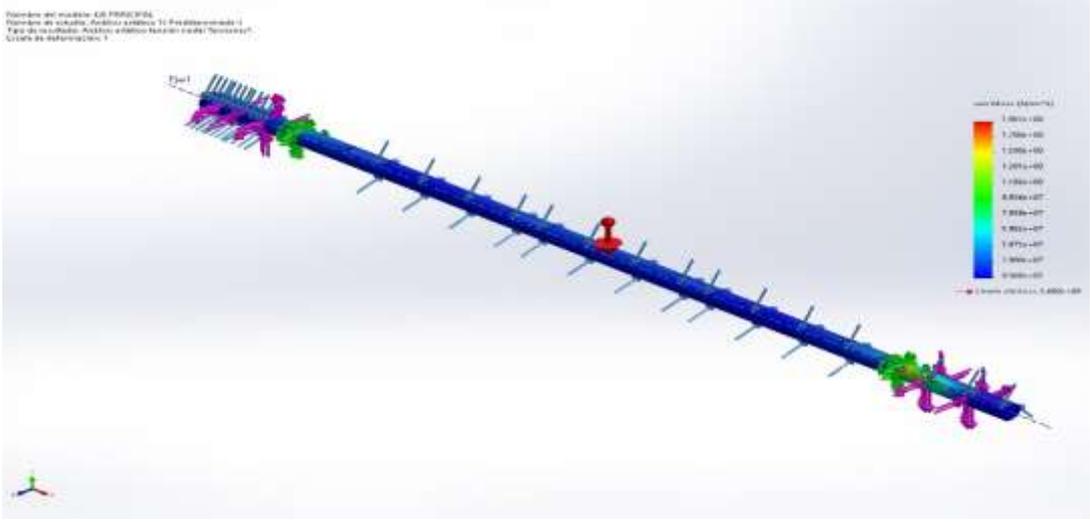
Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

La siguiente tabla muestra los resultados de las tensiones calculadas con el criterio de Von Mises, siendo el valor máximo 198.7 MPa, ubicado en los soportes; este valor se encuentra por debajo de límite elástico que es de 360 MPa para el acero SAE 4145 por lo que se puede concluir que no hay fallo por carga estática.

Tabla 14 Análisis de tensiones – criterio Von Mises

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones	VON: Tensión de Von Mises	9.364e+03N/m ² Nodo: 1298	1.987e+08N/m ² Nodo: 11788

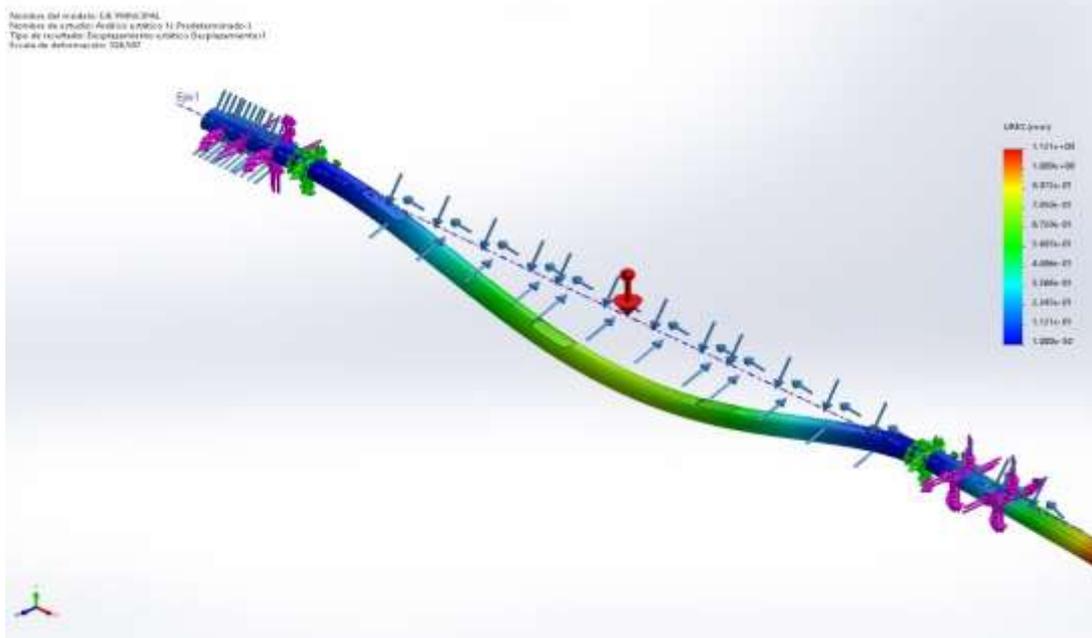


Análisis estático -Tensiones

La siguiente tabla muestra los resultados de los desplazamientos máximos y mínimos; siendo el valor máximo 1.121 mm valor que se encuentra por debajo del límite permitido según: $\delta_{máx} = 500L$, donde L es la longitud del eje en milímetros. Esto corresponde a un límite de deflexión típico de 1/500 de la longitud del eje, por tanto, para el eje de 2890 mm de longitud, $\delta_{máx} = 5.78 \text{ mm}$.

Tabla 15 Análisis de desplazamientos resultantes

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	URES:	0.000e+00mm	1.121e+00mm
	Desplazamientos resultantes	Nodo: 149	Nodo: 4950



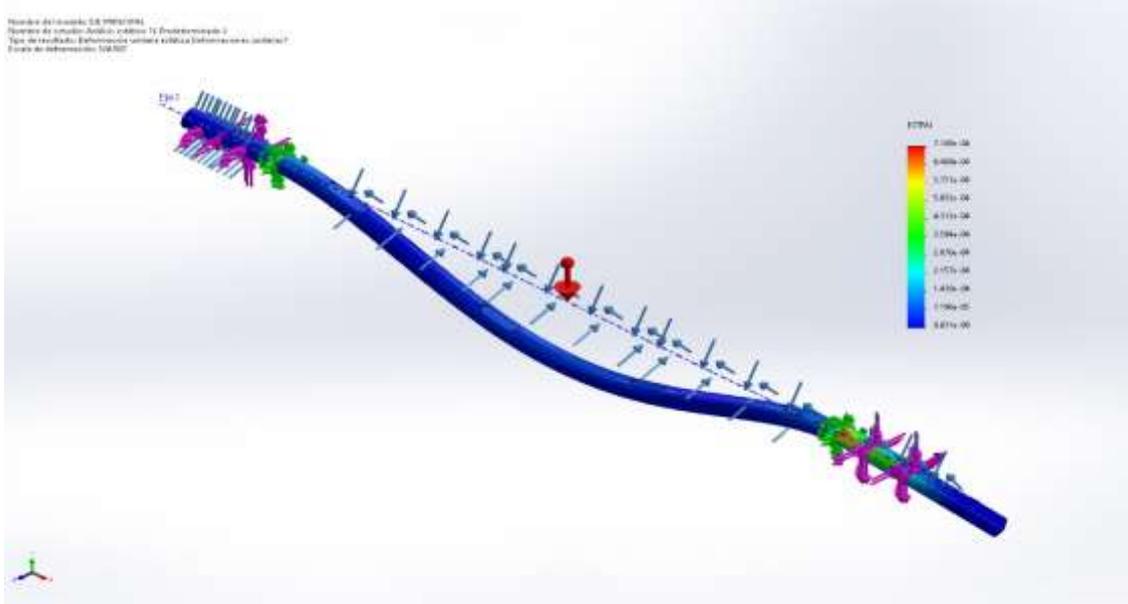
Análisis estático -Desplazamientos

El resultado de las deformaciones se muestra en la siguiente tabla, siendo el máximo valor 0.0007188 valor que se encuentra por debajo del rango permitido calculado de la siguiente manera: $\epsilon_{máx} = L\delta_{máx}$; donde: $\delta_{máx}$ es el desplazamiento máximo permitido

(5.78 mm), L es la longitud del eje (2890 mm), por tanto, la máxima deformación para el eje es 0.002, o 0.2% de la longitud total del eje.

Tabla 16 Análisis de deformaciones

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	8.631e-08 Elemento: 3620	7.188e-04 Elemento: 2284



Análisis estático -Deformaciones unitarias

El factor de seguridad estático fue calculado bajo el criterio de tensión de Von Mises siendo el mínimo valor de 1.812 y para este tipo de elementos se recomienda un factor de seguridad $n \geq 1.5$; por lo que se puede concluir que el eje no fallará por carga estática.

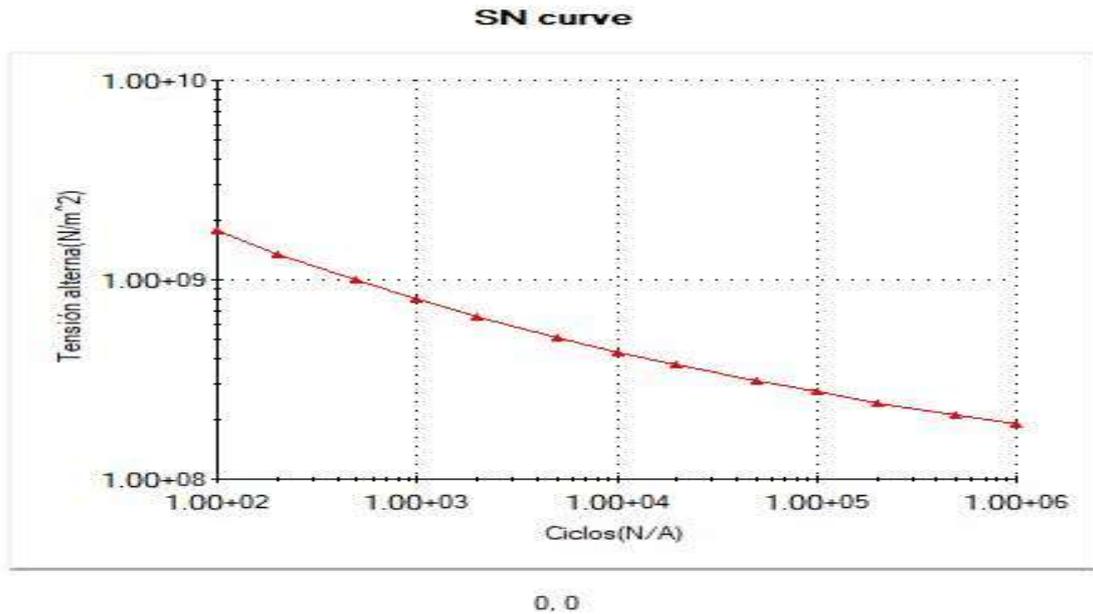


Fig. 9 Gráfica esfuerzo. vida del acero SAE 4145

Según el criterio de Miner, el daño acumulado máximo antes de la falla es $D=1$. Esto significa que cuando $D=1$, el eje ha alcanzado su límite de vida útil en términos de ciclos de carga.

El daño acumulado mínimo es $D=0$, que corresponde a un eje completamente nuevo o no sometido a cargas cíclicas.

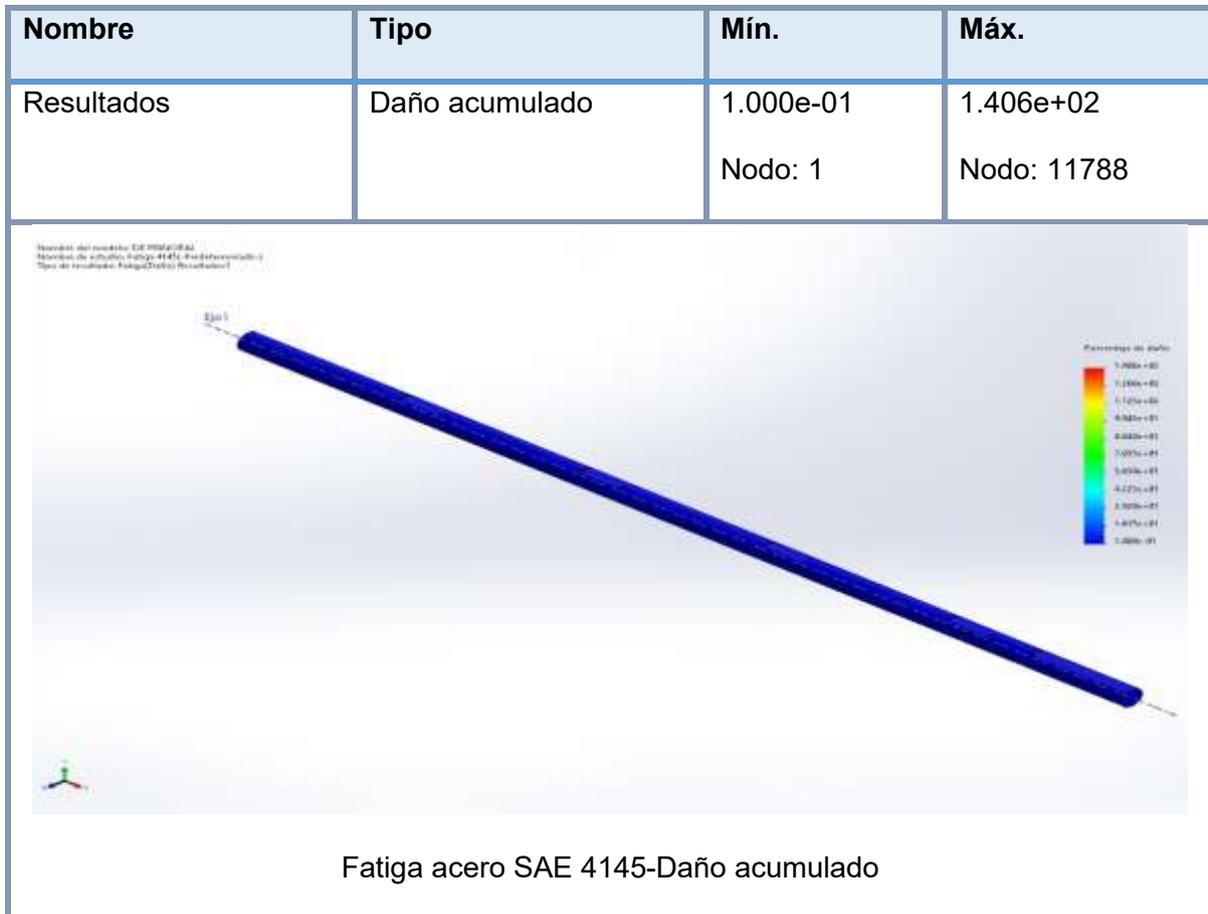
La siguiente tabla muestra los siguientes resultados:

Daño Acumulado (Mínimo): 1×10^{-1} , este valor indica que el daño acumulado mínimo en el modelo es 0.10, lo que representa el 10% de la vida útil esperada en ese punto específico del eje. En términos prácticos, este nodo está lejos de alcanzar la falla por fatiga.

Daño Acumulado (Máximo): 1.406×10^2 , este valor indica que el daño acumulado máximo es 140.6, lo que excede en gran medida el límite de falla ($D=1$). En este nodo, la fatiga ya habría causado una falla crítica, lo que sugiere que este

punto está experimentando tensiones cíclicas muy elevadas o es un área de alta concentración de esfuerzos.

Tabla 18 Daño acumulado acero SAE 4145

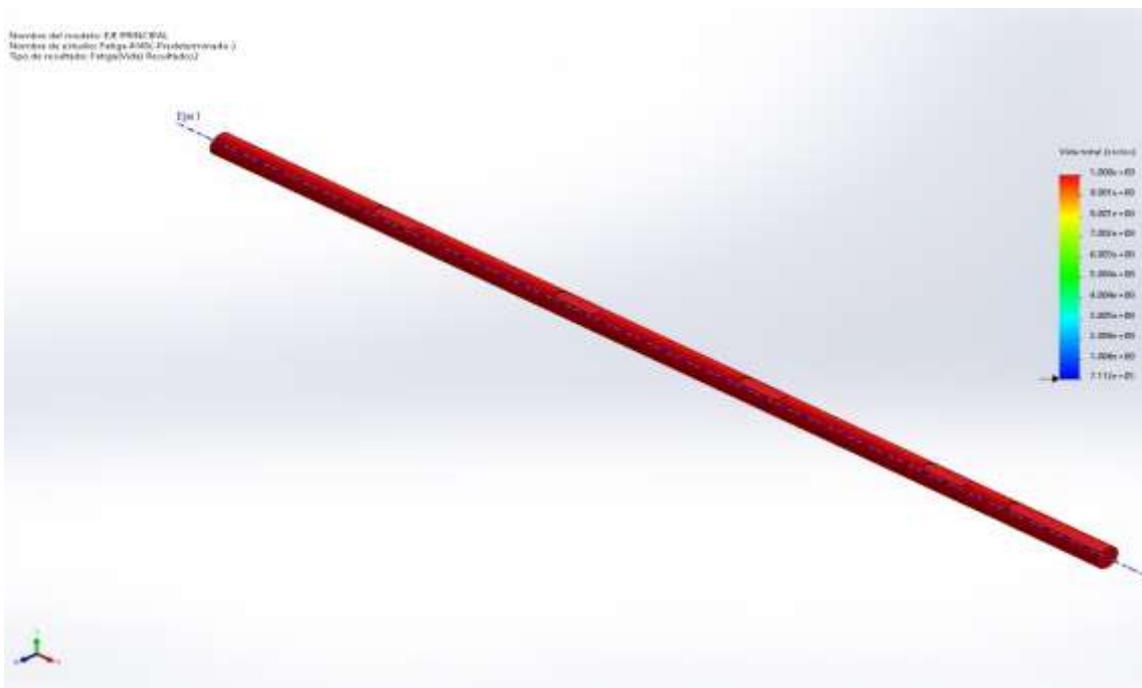


El análisis de vida a fatiga del eje fabricado en acero SAE 4145 muestra una vida mínima de 7.112×10^5 ciclos en el Nodo 11788, identificándolo como el punto crítico del diseño debido a las tensiones cíclicas significativas que experimenta, mientras que el Nodo 1, con una vida máxima de 1.000×10^9 ciclos, representa una región de bajo esfuerzo y alto margen de seguridad. La disparidad en la vida útil entre los nodos indica una distribución desigual de esfuerzos, lo que sugiere que el diseño podría mejorarse al optimizar la geometría, como suavizar transiciones o añadir radios, redistribuir cargas para reducir concentraciones de esfuerzo en el Nodo 11788, o implementar tratamientos térmicos o superficiales para aumentar la resistencia a la

fatiga. Este enfoque permitiría extender la vida útil del eje y mejorar su desempeño global al equilibrar las tensiones en las distintas regiones del diseño.

Tabla 19 Resultado del análisis de Vida para el acero SAE 4145

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Resultados	Vida total	7.112e+05ciclos	1.000e+09ciclos
		Nodo: 11788	Nodo: 1



Fatiga acero SAE 4145-Vida total

IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Discusión:

El análisis teórico y computacional del eje secundario del cilindro de trillado en el sistema cosechador ZUKAI-320 confirma que el acero SAE 4145 es una opción óptima para aplicaciones sometidas a cargas dinámicas y cíclicas severas. Los resultados obtenidos mediante simulaciones en SolidWorks y cálculos teóricos muestran que el límite elástico ($S_y=780$ MPa) y el límite de resistencia a fatiga ($S_e=262.23$ MPa) del SAE 4145 garantizan un desempeño seguro y confiable bajo las condiciones de operación evaluadas. Comparado con materiales de menor aleación, como el SAE 1010 ($S_y=300$, $S_e=112.82$ MPa), el SAE 4145 demuestra una resistencia significativamente mayor, reduciendo el riesgo de fallos prematuros.

En términos de durabilidad, los resultados teóricos indican que el eje fabricado con SAE 4145 tiene una vida útil mínima de 6.36×10^8 ciclos, equivalente a 5.98 años de operación continua, superando ampliamente los 8.53×10^5 ciclos (0.008 años) del SAE 1010 y los 2.35×10^6 ciclos (0.022 años) del SAE 1020. Estas simulaciones también revelan que el factor de seguridad obtenido con el criterio de Soderberg ($n=2.35$) y el criterio de Goodman modificado ($n=2.39$) para el SAE 4145 cumple con los estándares de diseño recomendados, incluso bajo las condiciones más críticas de carga cíclica.

El análisis modal realizado en SolidWorks asegura que las frecuencias naturales del eje no interfieren con las frecuencias de operación del sistema, eliminando el riesgo de resonancia. Además, los desplazamientos máximos registrados (1.121 mm) están muy por debajo del límite permitido (5.78 mm), lo que confirma la estabilidad estructural del eje. Estos resultados coinciden con estudios previos que destacan la importancia del análisis modal y estructural para garantizar el desempeño de componentes rotativos en sistemas agrícolas.

Finalmente, aunque el acero SAE 4330 presenta una durabilidad superior (1.68×10^9 ciclos, equivalente a 15.83 años), el SAE 4145 representa una solución más equilibrada entre resistencia, costo y disponibilidad para aplicaciones agrícolas, lo que lo posiciona como el material más adecuado para el diseño del eje secundario.

Conclusiones:

- El eje secundario del cilindro de trillado está diseñado para soportar cargas dinámicas significativas, como torques de hasta 21,311.32 kg\cm, manteniendo tensiones máximas de 198.7 MPa, un valor seguro respecto al límite elástico del acero SAE 4145 (360 MPa).
- La vida útil mínima del eje es de 7.112×10^5 ciclos en el nodo crítico, mientras que la vida máxima alcanza 1.000×10^9 ciclos, lo que asegura un tiempo de servicio estimado de hasta 5.985 años en condiciones normales de operación, cumpliendo con los factores de seguridad recomendados.
- Las frecuencias naturales identificadas en el análisis modal no interfieren con las frecuencias de operación del sistema, lo que evita problemas de resonancia. Además, los desplazamientos máximos (1.121 mm) y las deformaciones unitarias (0.0007188) se encuentran dentro de los límites permisibles, confirmando la estabilidad estructural del eje.
- Aunque el diseño actual cumple con los requisitos operativos, se recomienda realizar mejoras en el nodo crítico para prolongar aún más la vida útil del eje. Entre estas mejoras se incluyen suavizar las transiciones geométricas y aplicar tratamientos térmicos o superficiales que aumenten la resistencia a la fatiga.

Referencias

- [1] S. Delvecchio, S. Fiorati, B. Missotten y e. al., «Análisis de la firma vibroacústica del proceso de trilla en máquinas cosechadoras,» *Actas de ISMA2010 - Conferencia internacional sobre ingeniería de ruido y vibraciones*, pp. 2815-2829, 2010 .
- [2] P. Miu y H. Kutzbach, «Modelado y simulación de la trilla y separación de granos en unidades de trilla—parte I,» *Computadoras y electrónica en la agricultura*, pp. 96 - 104, 2008.
- [3] F. Xie, X. Luo y X. Lu, «Estudio experimental sobre la influencia de los parámetros estructurales del cilindro flexible en el efecto de trilla del arroz,» *Revista de Investigación en Mecanización Agrícola*, pp. 147 - 151, 2009.
- [4] V. S. A. Vejasit, «Estudios sobre parámetros máquina-cultivo de una trilladora de flujo axial para trilla de soja,» *Revista electrónica de la Comisión Internacional de Ingeniería Agrícola (CIGR, Commission Internationale du Genie Rural). Investigación científica. Desarrollo* , 2004.
- [5] Z. Qian, C. Jin y D. Zhang, «Multiple frictional impact dynamics of threshing process between flexible tooth and grain kernel,» *Computers and Electronics in Agriculture* , p. 141, 2017.
- [6] Z. Tang, M. Wang, H. Zhang, Y. Zhou y Y. Li, «Variation and modal characteristic of tangential threshing cylinder undergoing threshing dynamics,» *Mathematical Problems in Engineering*, pp. 1-15, 2020.
- [7] Z. Gao, L. Xu, Y. Li, Y. Wang y P. Sun, «Vibration measure and analysis of crawler-type rice and wheat combine harvester in field harvesting condition,» *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, pp. 48-55, 2017.
- [8] A. Kociolek, A. Lang, C. Trask, R. Vasiljev y S. Milosavljevic, «Exploring head and neck vibration exposure from quad bike use in agriculture,» *International Journal of Industrial Ergonomics*, pp. 63-69, 2018.
- [9] X. Li, Y. Du, J. Guo y e. al., «X. Li, Y. Du, J. Guo, et al.,» *Applied Sciences*, p. 4925, 2020.
- [10] A. Rawat, V. Matsagar, A. Nagpal y e. al., «Free vibration analysis of thin circular cylindrical shell with closure using finite element method,» *International Journal of Steel Structures*, pp. 175-193, 2020.
- [11] D. Huang, S. Zhou y G. Litak, «Theoretical analysis of multi-stable energy harvesters with high-order stiffness terms,» *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, pp. 270-286, 2019.
- [12] S. Chen, Y. Zhou, Z. Tang y S. Lu, «Modal vibration response of rice combine harvester frame under multi-source excitation,» *Biosystems Engineering*, pp. 177-195, 2020.

- [13] Z. Tang, H. Zhang y Y. Zhou, «Unbalanced vibration identification of tangential threshing cylinder induced by rice threshing process,» *Shock and Vibration* , pp. 1-14, 2018.
- [14] F. M. Z. Y. H. W. Z. Li, «An anthropometric study for the anthropomorphic design of tomato-harvesting robots,» *Computers and Electronics in Agriculture*, p. 104881, 2019.
- [15] X. Yang, M. Tian, L. Li, J. Song, L. Zhang y J. Wu, «Noise reduction method for vibration signal driven by mining belt conveyor,» *Industry Automatic*, pp. 66-70, 2019.
- [16] K. Li, «Analysis, diagnosis and prevention of common faults in agricultural machinery,» *Science Technology & Innovation*, pp. 140-141, 2019.
- [17] Z. Tang, H. Zhang, Y. Zhou y Y. Li, «Mutual interference and coupling response of multicylinder vibration among combine harvester co-frame,» *Shock and Vibration*, pp. 1-14, 2019.
- [18] S. Chuan-Udom, «Development of a cutter bar driver for reduction of vibration for a rice combine harvester,» *Asia-Pacific Journal of Science and Technology*, pp. 572-580, 2017.
- [19] H. Heidari y B. Monjezi, «Vibration control of imbalanced Jeffcott rotor by virtual passive dynamic absorber with optimal parameter values,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, pp. 4278-4288, 2018.
- [20] Q. Xu, J. Niu, H. Yao, L. Zhao y B. Wen, «Nonlinear dynamic behavior and stability of a rotor/seal system with the dynamic vibration absorber,» *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1-17, 2019.
- [21] G. Yao, Y. Qiu y T. Fang, «Experimental study of a multiple squeeze films electro-rheological damper for vibration control of rotor system,» *Acta Aeronautica et AstroNautica Sinica*, pp. 440-443, 1998.
- [22] I. Kovacic, M. Brennan, T. Waters y e. al., «A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic,» *Journal of Sound and Vibration*, pp. 700-711, 2008.
- [23] L. Meng, J. Sun y W. Wu, «Theoretical design and characteristics analysis of a quasi-zero stiffness isolator using a disk spring as negative stiffness element,» *Shock and Vibration*, pp. 1-19, 2015.
- [24] J. E. Shigley y C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, vol. 7th ed., McGraw-Hill, 2004.
- [25] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, vol. 6th ed., Pearson Education, 2017.
- [26] R. G. B. y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, vol. 9th ed., McGraw-Hill Education, 2014.
- [27] R. L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*, vol. 5th ed., Pearson, 2013.

- [28] T. L. Anderson, *Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications*, CRC Press, 2017.
- [29] J. P. D. Hartog, *Strength of Materials*, Dover Publications, 2014.
- [30] A. H. Nayfeh y D. T. Mook, *Nonlinear Oscillations*, Wiley, 2008.
- [31] D. J. Inman, *Engineering Vibration*, vol. 4th ed., Pearson, 2013.
- [32] W. T. Thomson y M. D. Dahleh, *Theory of Vibration with Applications*, vol. 5th ed., Prentice Hall, 1998.
- [33] M. J. Griffin, *Handbook of Human Vibration*, Academic Press, 1990.

ANEXOS

Anexo 1: Instrumento de recolección de dato: Análisis Estructural mediante Simulación por Elementos Finitos

Objetivo: Recopilar los resultados obtenidos del análisis estructural realizado mediante simulación por elementos finitos para evaluar tensiones, deformaciones y factores de seguridad bajo diferentes condiciones de carga.

Instrucciones:

- Completar los campos de identificación del modelo y las condiciones de simulación.
- Registrar los valores obtenidos para cada parámetro de interés según los resultados de la simulación.
- Asegurarse de incluir las unidades correspondientes en cada entrada.
- Verificar que los datos registrados sean consistentes con los parámetros definidos previamente.

Identificación del Modelo	Condiciones de Carga Aplicadas	Tensión Máxima (MPa)	Deformación Máxima (mm)	Factor de Seguridad
Modelo 1	Axial: ___ N, Radial: ___ N			
Modelo 2	Axial: ___ N, Torsión: ___ Nm			
Modelo 3	Combinada: ___ N, ___ Nm			

Notas Adicionales:

- Registrar cualquier observación relevante sobre el comportamiento del material o los resultados del análisis.
- Indicar las propiedades del material utilizadas en la simulación (módulo de elasticidad, límite de fluencia, etc.).

Anexo 2: Instrumentos de recolección de datos: Análisis Modal del Eje Principal y Cilindro de Trilla

Objetivo: Registrar las frecuencias naturales, modos de vibración y factores de amortiguamiento obtenidos del análisis modal mediante simulación computacional.

Instrucciones:

- Completar los campos de identificación del modelo y las propiedades definidas para el análisis.
- Registrar las frecuencias naturales y modos de vibración obtenidos para cada caso simulado.
- Indicar cualquier observación sobre la convergencia del modelo o posibles resonancias.

Identificación del Modelo	Modo de Vibración	Frecuencia Natural (Hz)	Forma de Vibración (Descripción)	Factor de Amortiguamiento (%)
Modelo 1	1			
	2			
	3			
Modelo 2	1			
	2			

Notas Adicionales:

- Indicar las condiciones de soporte y restricciones aplicadas en la simulación.
- Describir brevemente los patrones de vibración observados para cada modo.
- Señalar cualquier frecuencia crítica que pueda coincidir con las frecuencias operativas del sistema.

DELFOR FERNANDEZ RIVERA

ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE VIDA PARA EL EJE SECUNDARIO DEL CILINDRO DE TRILLA DE UN SISTEMA

 Universidad Señor de Sipan

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::26396:428904873

Fecha de entrega

11 feb 2025, 12:21 a.m. GMT-5

Fecha de descarga

11 feb 2025, 12:22 a.m. GMT-5

Nombre de archivo

FERNANDEZ RIVERA DELFOR_TRABAJO INVESTIGACIÓN_TURNITIN.docx

Tamaño de archivo

1.9 MB

35 Páginas

5,738 Palabras

30,818 Caracteres

9% 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

- 7%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 7%  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 Gastiaturú 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 Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE VIDA PARA EL EJE SECUNDARIO DEL CILINDRO DE TRILLA DE UN SISTEMA COSECHADOR ZUKAI-320** elaborado por el (lo) egresado(s):

FERNANDEZ RIVERA DELFOR

Se deja constancia que la investigación antes indicada tiene un índice de similitud del **09%**, 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. Gastiaturú Morales Silvia Yvone

Coordinador de Investigación

DNI N° 16481433