



Evaluación paramétrica para el diseño estructural optimizado de ejes de transmisión sometidos a criterios de resistencia a fatiga infinita

Parametric Evaluation for the Optimized Structural Design of Drive Shafts Subjected to Infinite Fatigue Resistance Criteria

Jorge Andrés Rodas-Buenafío
ua.jorgerb85@uniandes.edu.ec

Universidad Regional Autónoma de los Andes, Ambato, Tungurahua, Ecuador
<https://orcid.org/0009-0004-7323-6281>

Giovanny Vinicio Pineda-Silva
ua.giovannypineda@uniandes.edu.ec

Universidad Regional Autónoma de los Andes, Ambato, Tungurahua, Ecuador
<https://orcid.org/0000-0002-2785-1249>

Andrés Sebastián Villacrés-Quintana
ua.andresvq05@uniandes.edu.ec

Universidad Regional Autónoma de los Andes, Ambato, Tungurahua, Ecuador
<https://orcid.org/0009-0004-4200-0348>

Javier Renato Moyano-Arévalo
ua.javierma42@uniandes.edu.ec

Universidad Regional Autónoma de los Andes, Ambato, Tungurahua, Ecuador
<https://orcid.org/0000-0002-7992-7444>

RESUMEN

Esta investigación sugiere un enfoque estructurado para la creación y mejora de ejes de transmisión empleados en sistemas de automoción, con la finalidad de asegurar una resistencia a fatiga indefinida bajo condiciones de carga cíclica combinada. Se utilizó un método iterativo que incorpora el estudio de áreas clave, como chaveteros y transiciones geométricas, usando la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo como indicador principal de fallo debido al agotamiento. El diseño inicial, fundamentado en criterios de resistencia estática, mostró niveles de esfuerzo que excedían los límites de cansancio en el llavetero de salida (237.8 MPa). Mediante un procedimiento de optimización paramétrica centrado en la alteración de diámetros y radios de filete, se consiguió disminuir el esfuerzo equivalente a 125.12 MPa, incrementando notablemente la durabilidad sin poner en riesgo la integridad funcional. Las mejoras conllevaron un incremento del 12% en el peso total. Se implementó una herramienta visual llamada "diagrama de semáforo" para simplificar la comprobación visual del diseño, fortaleciendo la propuesta como un instrumento eficiente para elementos esenciales de transmisión.

Descriptor: fatiga, transmisión, optimización, chavetero, automoción. (Fuente: Tesauro UNESCO).

ABSTRACT

This research proposes a structured approach for the design and improvement of transmission shafts used in automotive systems, aiming to ensure infinite fatigue resistance under combined cyclic loading conditions. An iterative method was employed, incorporating the analysis of critical areas such as keyways and geometric transitions, utilizing the Maximum Shear Stress Theory as the primary indicator of failure due to fatigue. The initial design, based on static strength criteria, exhibited stress levels exceeding fatigue limits at the output keyway (237.8 MPa). Through a parametric optimization process focused on modifying diameters and fillet radii, the equivalent stress was reduced to 125.12 MPa, significantly enhancing durability without compromising functional integrity. These improvements resulted in a 12% increase in total weight. A visual tool called the "traffic light diagram" was implemented to simplify the visual verification of the design, reinforcing the proposal as an effective instrument for critical transmission components.

Descriptors: fatigue, transmission, optimization, keyway, automotive. (Source: UNESCO Thesaurus).

Recibido: 05/07/2025. Revisado: 19/07/2025. Aprobado: 27/07/2025. Publicado: 08/08/2025.

Sección artículos de Tecnología



INTRODUCCIÓN

Los ejes de transmisión constituyen componentes fundamentales en sistemas mecánicos, especialmente en aplicaciones automotrices donde están sometidos a cargas fluctuantes durante toda su vida operativa (Norton, 2006). El diseño adecuado de estos elementos resulta crucial para asegurar la integridad estructural y la seguridad del sistema completo (Shigley y Mischke, 2008).

La falla por fatiga representa el mecanismo de fallo predominante en ejes de transmisión, siendo responsable de aproximadamente el 90% de las fallas en servicio de componentes mecánicos (Budynas y Nisbett, 2011). Este tipo de fallo resulta particularmente peligroso debido a su naturaleza repentina y catastrófica, ocurriendo frecuentemente sin indicios previos detectables mediante inspección visual convencional (Stephens et al., 2000).

La complejidad en el diseño para vida infinita radica en la interacción de múltiples factores que afectan la resistencia a la fatiga, como las discontinuidades geométricas, acabados superficiales, tamaño del componente y condiciones ambientales (Lee et al., 2005). Los ejes de transmisión típicamente presentan múltiples cambios de sección, chaveteros, ranuras y otros elementos que actúan como concentradores de esfuerzos, incrementando significativamente la probabilidad de nucleación y propagación de grietas por fatiga (Pilkey y Pilkey, 2008).

El presente trabajo se centra en el desarrollo y validación de una metodología de diseño para ejes de transmisión sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión, con el objetivo primordial de garantizar una vida infinita bajo condiciones operativas especificadas. La investigación aborda específicamente: la implementación de un proceso sistemático para la identificación y análisis de zonas críticas en ejes con geometría compleja; la evaluación del efecto de concentradores de esfuerzos, particularmente chaveteros y cambios de sección; la optimización paramétrica de dimensiones críticas para satisfacer criterios de vida infinita; y el desarrollo de herramientas visuales para facilitar la evaluación de diseños complejos.

Las investigaciones recientes en este campo han mostrado avances significativos en la aplicación de métodos computacionales para optimización. Kang et al. (2014) aplicaron técnicas de optimización multidisciplinaria mediante algoritmos de enjambre de partículas, mientras que Ranjan et al. (2018) utilizaron análisis de elementos finitos para evaluar ejes de transmisión automotrices.

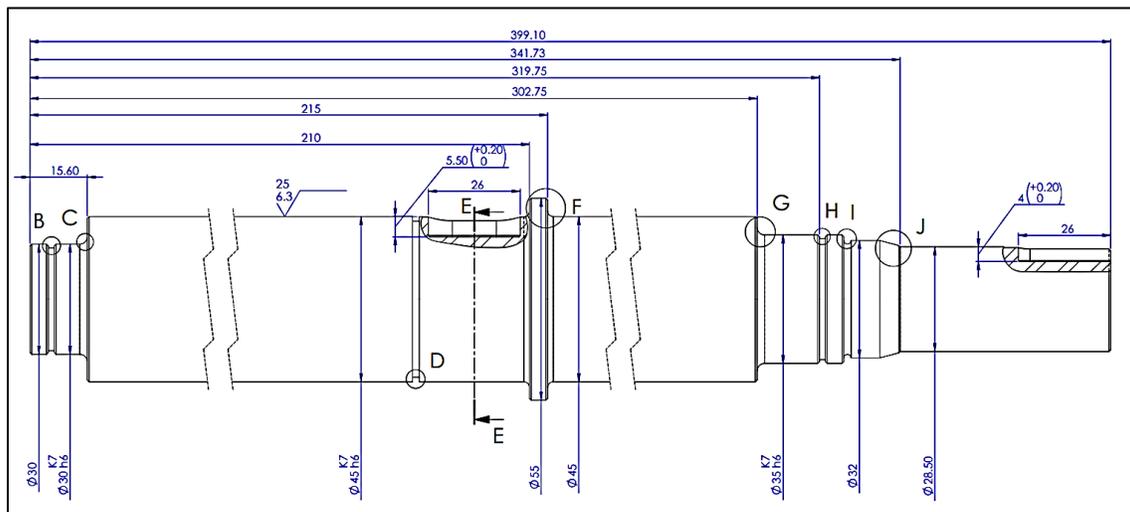


Sin embargo, existe una carencia de metodologías integrales que combinen el análisis analítico tradicional con herramientas visuales eficientes para la toma de decisiones en el proceso de diseño.

MÉTODOS

El estudio se enfocó en un eje de transmisión para aplicación automotriz con las siguientes características operativas: torque nominal transmitido de 182.30 Nm; configuración con eje soportado por dos rodamientos (B1 y B2) y un engranaje (G1); material de acero aleado con resistencia última a la tensión de 772 MPa; y un requisito de vida infinita ($>10^7$ ciclos sin falla).

La configuración geométrica inicial estableció las siguientes posiciones de elementos principales: rodamiento B1 a 11.1 mm desde el extremo izquierdo; engranaje G1 a 206.1 mm desde el extremo izquierdo; y rodamiento B2 a 311.1 mm desde el extremo izquierdo. El eje presentaba siete secciones de diámetro diferente y dos chaveteros ubicados en las posiciones de transmisión de potencia.



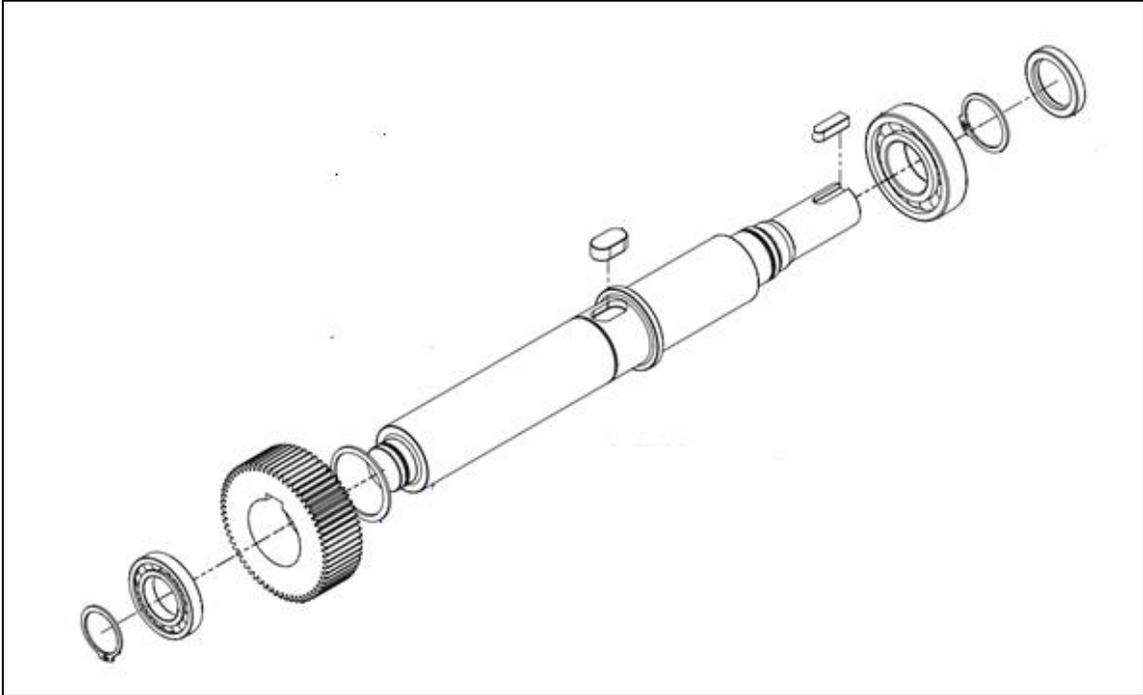


Figura 1 Configuración geométrica del eje de transmisión

El análisis de cargas y esfuerzos se desarrolló siguiendo la metodología propuesta por Norton (2006) y Budynas y Nisbett (2011), implementando los siguientes pasos:

1. Se determinaron las cargas transmitidas en cada punto de aplicación, considerando componentes horizontales y verticales derivadas de las fuerzas tangenciales, radiales y axiales en el engranaje.
2. Se establecieron ecuaciones de equilibrio estático para determinar las reacciones en los apoyos.
3. Se calcularon distribuciones de momento flector en los planos XZ y XY, así como el diagrama de torque a lo largo del eje.
4. Se determinaron esfuerzos normales debido a flexión y esfuerzos cortantes debido a torsión mediante las ecuaciones:



Evaluación paramétrica para el diseño estructural optimizado de ejes de transmisión sometidos a criterios de resistencia a fatiga infinita

Parametric Evaluation for the Optimized Structural Design of Drive Shafts Subjected to Infinite Fatigue Resistance Criteria
Jorge Andrés Rodas-Buenaño
Giovanny Vinicio Pineda-Silva
Andrés Sebastián Villacrés-Quintana
Javier Renato Moyano-Arévalo

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d^3}$$

Donde:

- M representa el momento flector resultante
 - T el torque aplicado
 - d el diámetro del eje en la sección analizada
5. Se aplicaron factores de concentración para chaveteros ($K_t = 2.0$ para flexión, $K_{ts} = 1.6$ para torsión) y cambios de sección, calculados según las relaciones geométricas establecidas por Peterson (1974).
6. Se implementó el criterio de la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo para determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)}$$

El límite de resistencia a la fatiga modificado se calculó mediante la ecuación de Marin:

$$S_e = k_f k_s k_r k_t k_m S'_e$$

Donde los factores de la ecuación de Marin se definen como:

- $k_f =$ Factor de acabado superficial
 - Se emplearon dos valores de k_f para diferentes acabados superficiales: rectificado (0.9) y maquinado (0.75).
- $k_s =$ Factor de tamaño
 - Se determine Mediante:

$$k_s = 1.189d^{-0.112}$$



Mientras el diámetro aumenta el factor de tamaño disminuye y por ende menor la Resistencia a la fatiga, se utilizó el peor caso posible de 0.045m de diámetro con un factor de tamaño de 0.78.

- $k_r = \text{Factor de confiabilidad}$

Para una probabilidad de supervivencia del 99.9%, se estableció $k_r = 0.75$

- $k_t = \text{Factor de temperatura} = 1$ para temperatura ambiente

- $k_m = \text{Factor miscelaneo} = 1$ al no existir condiciones especiales adicionales.

- $S'_e = \text{Límite de resistencia a la fatiga del material}$

- Estimado para el acero utilizado en base a su resistencia última a la tensión.

-

El proceso de optimización siguió un enfoque iterativo que incluyó: evaluación del diseño inicial mediante comparación de esfuerzos equivalentes con límites de resistencia a la fatiga modificados; identificación de zonas críticas; modificación paramétrica de dimensiones priorizando aumento de diámetros en secciones críticas, optimización de radios de filete y ajuste de elementos asociados; y reevaluación del diseño modificado.

Para facilitar la visualización y evaluación de resultados, se desarrolló una herramienta gráfica denominada "diagrama de semáforo" que integró: esquema geométrico del eje, diagramas de momento flector y torque, distribución de esfuerzos de flexión y torsión factorizados, y comparativa con límites de resistencia a la fatiga modificados.

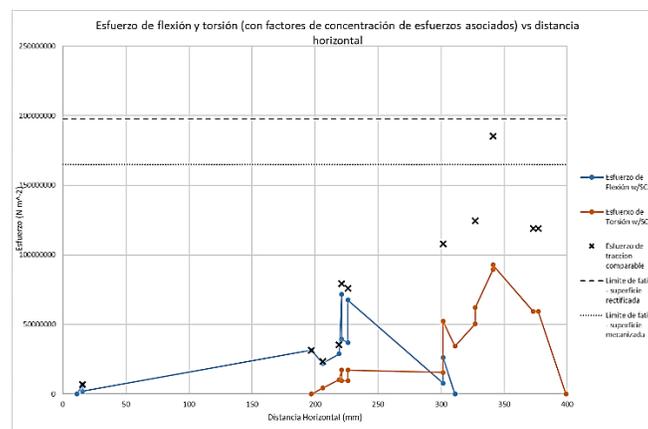


Figura 2 "Diagrama de semáforo" para análisis visual de zonas críticas



El "diagrama de semáforo" muestran esfuerzos por debajo del límite de fatiga con factor de seguridad adecuado, áreas de atención donde los esfuerzos se aproximan al límite, y se identifican puntos críticos donde los esfuerzos superan el límite de fatiga modificado, requiriendo modificaciones inmediatas.

RESULTADOS

El diseño inicial del eje se basó en cálculos de resistencia estática, resultando en una configuración con diámetros entre 25 mm (mínimo) y 55 mm (máximo). La evaluación de esfuerzos reveló que la sección más crítica correspondía al chavetero de salida (ubicado a 386.1-399.1 mm desde el extremo izquierdo), donde el esfuerzo cortante alcanzaba 237.8 MPa, excediendo significativamente los límites de resistencia a la fatiga modificados calculados tanto para acabados superficiales maquinados (168.55 MPa) como rectificados (202.26 MPa).

Este exceso de esfuerzo representa un 41.1% sobre el límite de resistencia a la fatiga para acabado maquinado (237.8 MPa vs. 168.55 MPa), y un 17.6% sobre el límite para acabado rectificado (237.8 MPa vs. 202.26 MPa), confirmando la insuficiencia del diseño inicial para garantizar vida infinita.

El análisis detallado mostró que la combinación del menor diámetro (25 mm) con el efecto concentrador del chavetero resultaba en un factor de seguridad insuficiente para garantizar vida infinita. Basado en estos resultados, se implementaron modificaciones paramétricas en las secciones críticas.

Tabla 1 Comparación de parámetros geométricos entre diseños

Sección	Posición (mm)	Diámetro Inicial (mm)	Diámetro Optimizado (mm)
1	15.6	30.0	30.0
2	221.1	45.0	45.0
3	226.1	55.0	55.0
4	302.6	45.0	45.0
5	326.2	30.0	35.0
6	340.2	28.0	32.0
7	399.1	25.0	28.5



Nota. Las modificaciones se centraron en las secciones 5, 6 y 7 que mostraron los mayores esfuerzos. Las secciones 1-4 no requirieron modificaciones ya que el análisis de esfuerzos demostró que se encontraban dentro de límites de fatiga aceptables en el diseño inicial, con factores de seguridad adecuados.

Las modificaciones principales incluyeron:

1. Aumento del diámetro en la sección 5 (posición 326.2 mm) de 30 mm a 35 mm, requiriendo la modificación del rodamiento B2 a un SKF 6207.
2. Incremento del diámetro en la sección 6 (posición 340.2 mm) de 28 mm a 32 mm, con la correspondiente adaptación del sello de aceite.
3. Optimización del radio de filete en la transición entre las secciones 6 y 7, aumentándolo de 0.15 mm a 0.35 mm para reducir la concentración de esfuerzos.
4. Modificación del diámetro en la sección 7 (posición 399.1 mm, que aloja el chavetero de salida) de 25 mm a 28.5 mm.

El análisis del diseño optimizado demostró una reducción significativa en los esfuerzos máximos. El esfuerzo cortante en el chavetero de salida disminuyó a 125.12 MPa, valor considerablemente inferior a los límites de resistencia a la fatiga modificados (168.55 MPa para acabado maquinado y 202.26 MPa para acabado rectificado).

La optimización logró reducir el esfuerzo máximo de 237.8 MPa a 125.12 MPa, lo que representa una disminución del 47.4%, proporcionando un factor de seguridad adecuado para garantizar vida infinita. Es importante destacar que las modificaciones implementadas mantuvieron la funcionalidad del componente mientras mejoraban significativamente su comportamiento a fatiga. El incremento en masa debido al aumento de diámetros fue de aproximadamente 12%, valor aceptable considerando la mejora sustancial en confiabilidad.

El "diagrama de semáforo" desarrollado permitió visualizar claramente que todos los esfuerzos equivalentes en el diseño optimizado se mantienen por debajo de los límites establecidos, facilitando la evaluación integral del componente y la toma de decisiones durante el proceso de diseño. Como se observa en la Figura 3, este diagrama integra la información geométrica del eje con la distribución de esfuerzos a lo largo del mismo, utilizando un código de colores que permite identificar rápidamente



las zonas críticas (rojo), las zonas de precaución (amarillo) y las zonas seguras (verde) en función de la comparación entre los esfuerzos calculados y los límites de resistencia a la fatiga modificados.

DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos muestran que el enfoque tradicional de diseño basado únicamente en consideraciones de resistencia estática resulta insuficiente para garantizar vida infinita en componentes sometidos a cargas cíclicas. El esfuerzo en el chavetero de salida excedía en un 41.1% el límite de resistencia a la fatiga modificado para acabado maquinado en el diseño inicial (237.8 MPa vs. 168.55 MPa), lo que confirma la necesidad de implementar metodologías específicas de análisis de fatiga.

La reducción del 47.4% en el esfuerzo máximo alcanzada mediante la optimización paramétrica coincide con los resultados reportados por Yildiz y Göksenli (2017), quienes identificaron que las reducciones de esfuerzos mediante optimización de geometría pueden alcanzar entre 40-50% en ejes de transmisión. Estos autores estudiaron fallas mecánicas en ejes de transmisión de vehículos de dos ruedas y concluyeron que la optimización de geometría, particularmente en zonas de concentración de esfuerzos, puede mejorar significativamente la vida a fatiga. Esta consistencia valida la efectividad de la metodología implementada en el presente estudio.

La importancia de los radios de filete en la reducción de concentraciones de esfuerzos observada en este estudio es coherente con los hallazgos de Kang et al. (2014). Estos investigadores aplicaron técnicas de optimización multidisciplinaria y determinaron que los radios de filete son parámetros críticos en la distribución de esfuerzos en ejes. El aumento relativamente pequeño en el radio de filete (de 0.15 mm a 0.35 mm) contribuyó significativamente a la reducción de esfuerzos localizados, confirmando que esta estrategia de diseño ofrece una relación costo-beneficio favorable.

A diferencia de estudios previos que utilizan exclusivamente métodos computacionales avanzados, como el análisis de elementos finitos empleado por Ranjan et al. (2018), este trabajo demuestra que un enfoque analítico combinado con herramientas visuales efectivas puede proporcionar resultados satisfactorios con una implementación relativamente sencilla. Ranjan y colaboradores utilizaron análisis de elementos finitos para evaluar ejes de transmisión automotrices, logrando optimizaciones similares pero requiriendo recursos computacionales significativamente mayores. El "diagrama de semáforo" desarrollado presenta ventajas significativas al integrar en un solo gráfico información



geométrica, distribución de esfuerzos y criterios de aceptación, facilitando la interpretación y toma de decisiones durante el proceso de diseño.

Las investigaciones de Sathishkumar et al. (2022) sobre el análisis y diseño de ejes de transmisión proporcionan un marco de referencia valioso para contrastar la metodología propuesta en este trabajo. Estos autores realizaron una investigación comprehensiva utilizando tanto métodos analíticos como computacionales, destacando la importancia de considerar múltiples factores de influencia en el diseño para fatiga. Los resultados obtenidos en el presente estudio son consistentes con sus conclusiones, particularmente en cuanto a la necesidad de evaluar detalladamente los concentradores de esfuerzos.

Una limitación del presente estudio es que no considera efectos dinámicos como vibraciones torsionales o resonancias, que podrían influir en el comportamiento real del componente. Adicionalmente, la metodología implementada asume condiciones de carga simplificadas, mientras que en aplicaciones reales los perfiles de carga pueden ser más complejos y variables.

CONCLUSIONES

El diseño de ejes de transmisión para vida infinita requiere un análisis específico de fatiga que considere los efectos de concentración de esfuerzos, siendo insuficiente el dimensionamiento basado únicamente en criterios de resistencia estática.

Los chaveteros representan la zona más crítica en términos de concentración de esfuerzos, requiriendo especial atención durante el proceso de diseño. En el caso estudiado, el esfuerzo en el chavetero excedía en un 41.1% el límite de resistencia a la fatiga modificado para acabado maquinado en el diseño inicial (237.8 MPa vs. 168.55 MPa).

La optimización paramétrica de diámetros y radios de filete permite reducir significativamente los esfuerzos máximos sin comprometer la funcionalidad del componente. En el presente estudio, la reducción alcanzada fue del 47.4% (de 237.8 MPa a 125.12 MPa), proporcionando un margen adecuado respecto a los límites de fatiga establecidos.

La metodología propuesta, que integra análisis detallado de esfuerzos con herramientas visuales como el "diagrama de semáforo", proporciona un enfoque efectivo para el diseño de componentes mecánicos de alta confiabilidad. Este diagrama facilita la identificación inmediata de zonas críticas



mediante un código de colores intuitivo que relaciona los niveles de esfuerzo con los límites de fatiga establecidos, permitiendo tomar decisiones fundamentadas durante el proceso de diseño.

La consideración de diferentes acabados superficiales en el cálculo de límites de fatiga modificados permite establecer especificaciones precisas para los procesos de manufactura, optimizando costos de producción.

Futuras investigaciones podrían enfocarse en la aplicación de métodos de optimización topológica como los explorados por Kang et al. (2014) y el desarrollo de modelos paramétricos que faciliten la automatización del proceso de diseño para diferentes configuraciones de ejes de transmisión. Asimismo, sería valioso explorar las metodologías avanzadas de análisis de fatiga propuestas por Sathishkumar et al. (2022) para una evaluación más precisa de la vida útil en condiciones de carga variable. Estos autores han desarrollado investigaciones comprehensivas sobre el diseño y análisis de ejes de transmisión, proporcionando marcos metodológicos que podrían complementar el enfoque propuesto en este trabajo.

REFERENCIAS

- Arora, J. S. (2004). *Introduction to optimum design* (2a ed.). Elsevier Academic Press.
- Budynas, R. G., y Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design* (9a ed.). McGraw-Hill.
- Kang, M. K., Kim, S. K., Kim, D. H., y Kim, Y. S. (2014). Multidisciplinary design optimization of a transmission shaft using a particle swarm optimization strategy. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 15(8), 1701-1706. [<https://doi.org/10.1007/s12541-014-0521-8>]{underline}
- Lee, Y. L., Pan, J., Hathaway, R., y Barkey, M. (2005). *Fatigue testing and analysis: Theory and practice*. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Norton, R. L. (2006). *Machine design: An integrated approach* (3a ed.). Prentice Hall.
- Peterson, R. E. (1974). *Stress concentration factors*. John Wiley & Sons.
- Pilkey, W. D., y Pilkey, D. F. (2008). *Peterson's stress concentration factors* (3a ed.). John Wiley & Sons.
- Ranjan, V., Rao, P. S., y Raju, N. V. (2018). Design and analysis of power transmission shaft for automobile applications using FEA. *Materials Today: Proceedings*, 5(9), 19667-19675. [<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.06.328>]{underline}
- Sathishkumar, P., Selvakumar, A. S., y Somanathan, D. (2022). A comprehensive investigation on design and analysis of transmission shaft. *Materials Today: Proceedings*, 62, 2380-2390. [<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.03.309>]{underline}



Evaluación paramétrica para el diseño estructural optimizado de ejes de transmisión sometidos a criterios de resistencia a fatiga infinita

Parametric Evaluation for the Optimized Structural Design of Drive Shafts Subjected to Infinite Fatigue Resistance Criteria
Jorge Andrés Rodas-Buenaño
Giovanny Vinicio Pineda-Silva
Andrés Sebastián Villacrés-Quintana
Javier Renato Moyano-Arévalo

- Shigley, J. E., y Mischke, C. R. (2008). Mechanical engineering design (8a ed.). McGraw-Hill.
- Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., y Fuchs, H. O. (2000). Metal fatigue in engineering (2a ed.). John Wiley & Sons.
- Yildiz, E. N., y Göksenli, A. (2017). Mechanical failure analysis of power transmission shaft of two-wheeled vehicle as a result of fatigue. Engineering Failure Analysis, 83, 47-56. [<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.09.009>]{.underline}

Derechos de autor: 2025 Por los autores. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0)

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>