

Power System Transmission Calculator

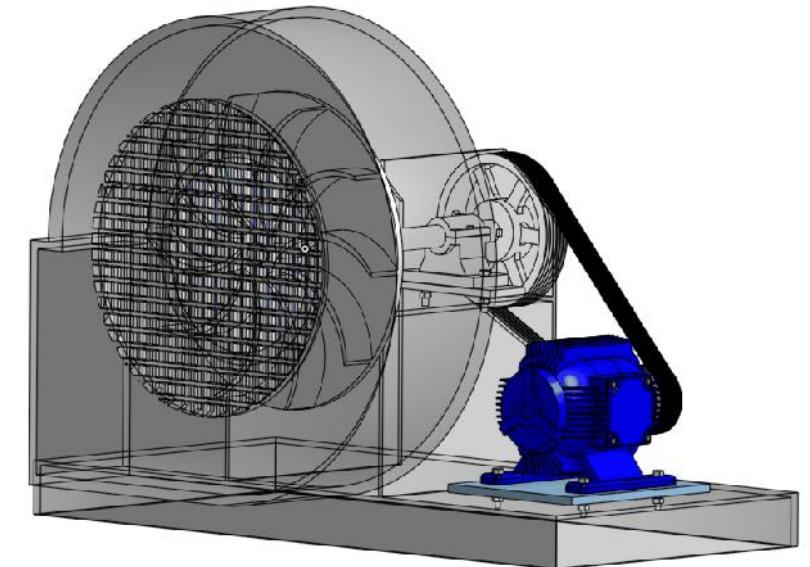
Proyecto de tesis para obtener el grado de Ingeniero Mecánico

Universidad Nacional de San Agustín

Arequipa - 2023

1. Resumen

El presente proyecto de investigación se realizó con la finalidad de optimizar el proceso de diseño de un sistema de transmisión de potencia como el que se muestra en la imagen. Para ello se analizaron los componentes principales de dichos sistemas, siendo estos: las correas planas, las correas trapezoidales, las cadenas, los engranajes y los ejes de transmisión, en base a las distintas metodologías, criterios y normativas que existen en la actualidad. Una vez establecido el proceso de cálculo para cada uno de ellos, se programaron los algoritmos respectivos y se desarrolló una interfaz gráfica para que el usuario pueda mejorar su diseño mediante la variación de los parámetros iniciales del sistema. Posteriormente, gracias a la integración entre Matlab y GitHub, se cargó el código y la documentación a un repositorio virtual en la nube. Como resultado de todo este proceso, se creó Power System Transmission Calculator, una aplicación informática amigable, accesible, actualizable y gratuita, que permite calcular y diseñar los componentes previamente mencionados, de manera rápida, precisa y óptima, cumpliendo así con el propósito establecido en el proyecto de investigación.



2. Introducción

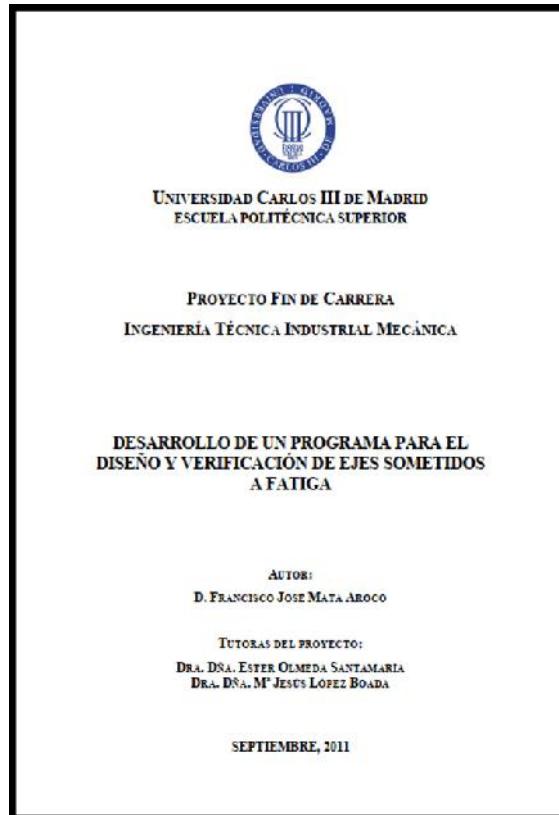
2.1 Problemática

En general, los sistemas industrializados disponen de motores eléctricos o de combustión interna para alimentarlos con la potencia necesaria para su funcionamiento, lo cual significa que, el cálculo y diseño de un sistema de transmisión de potencia es un proceso frecuente a nivel industrial, y que, si se realiza adecuadamente, permite reducir costos y mejorar el rendimiento general del sistema. El cálculo y diseño óptimo de estos sistemas está en función a los requerimientos de las máquinas que lo conforman, y a las condiciones de trabajo de las mismas, lo cual se traduce en un proceso largo e iterativo que demandará una considerable cantidad de tiempo y esfuerzo humano. En la actualidad existen soluciones que abordan este problema, siendo este el caso de los programas de ingeniería asistida por computadora desarrollados por grandes empresas o de manera individual, sin embargo, en el primero de estos casos, la solución resulta muy compleja y costosa, mientras que, en el segundo, la solución suele ser muy específica y de difícil acceso. En base a lo expuesto, desarrollar una aplicación computacional que permita el cálculo de los componentes principales de un sistema de transmisión de potencia, haciendo uso de distintas metodologías

que permitan abarcar mayores casuísticas de diseño y que, además, sea gratuita, sencilla y de fácil acceso para cualquier tipo de usuario, supone una solución óptima para la problemática descrita, en comparación con las ya existentes.

2.2 Antecedentes

Tesis I [Tesis II](#) [Tesis III](#) [Tesis IV](#) [Tesis V](#) [Tesis VI](#) [Tesis VII](#) [Tesis VIII](#) [Tesis IX](#) [Tesis X](#) Artículo I Artículo II Artículo III



Título: Desarrollo de un programa para el diseño y verificación de ejes sometidos a fatiga

Autor(es): Francisco Jose Mata Aroco

Universidad y año: Universidad Carlos III de Madrid - 2011

Objetivo: Desarrollar un programa que permita calcular y diseñar ejes sometidos a esfuerzos estáticos y dinámicos. El tesista logró el objetivo planteado mediante el desarrollo del programa DICAVE.

Puntos a favor:

- Permite la selección de las unidades métricas a utilizar.
- Considera mayores teorías de cálculo en el diseño estático.

Puntos en contra:

- No permite analizar el eje de transmisión en cuanto a las deformaciones y vibraciones.
- Ignora a los esfuerzos generados por las fuerzas axiales y cortantes.
- No considera el modelo de Timoshenko para el diseño de ejes cortos.
- Limitada a analizar únicamente configuraciones de ejes con dos apoyos.



2.3 Objetivos

2.3.1 General

- Desarrollar una aplicación computacional que permita el cálculo y diseño óptimo de los componentes principales de un sistema de transmisión de potencia, haciendo uso de distintas metodologías que permitan abarcar una gran cantidad de casuísticas y que, además, sea gratuita, sencilla y de fácil acceso para cualquier tipo de usuario

2.3.2 Específicos

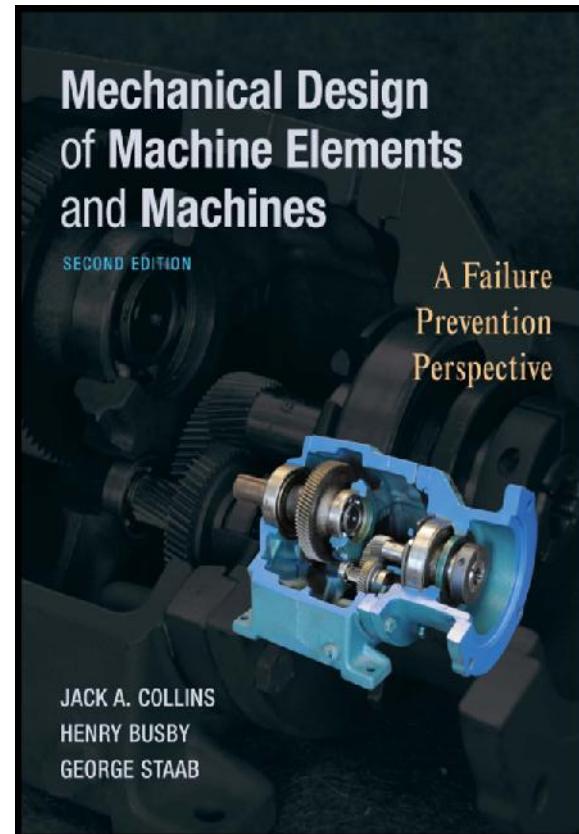
- Desarrollar el algoritmo para el cálculo de los factores necesarios para el diseño de los componentes de transmisión de potencia, haciendo uso del procesamiento de

imagenes.

- Desarrollar los algoritmos para el cálculo y diseño de transmisiones de potencia por medio de correas planas, correas trapezoidales, cadenas y engranajes (cilíndricos rectos, cilíndricos helicoidales, cilíndricos bihelicoidales y cónicos rectos).
- Desarrollar el algoritmo para el cálculo de las reacciones y deformaciones presentes en los ejes de transmisión bajo cualquier configuración geométrica o mecánica, considerando las teorías de Euler-Bernoulli y Timoshenko.
- Desarrollar el algoritmo para el cálculo y diseño de ejes de transmisión bajo un enfoque estático, dinámico, vibracional, de vida y de rigidez, considerando a los efectos de las cargas axiales y cortantes.
- Desarrollar el algoritmo para cálculo de los esfuerzos y deformaciones en elementos de espesor constante, mediante el método de los elementos finitos.
- Implementar los algoritmos desarrollados en una interfaz gráfica amigable con el usuario final.
- Validar los resultados obtenidos a través de la aplicación desarrollada.
- Ejemplificar el uso de la aplicación desarrollada.
- Hacer accesible la aplicación desarrollada para cualquier usuario.
- Elaborar la documentación y tutoriales de uso de la aplicación desarrollada.

3. Marco Teórico

[Correas planas](#) [Correas trapezoidales](#) [Cadenas](#) [Engranajes](#) [Ejes de transmisión](#) [Elementos finitos](#) [Chavetas y rodamientos](#)



Teorías

- Euler-Bernoulli: No toma en cuenta los efectos de las fuerzas cortantes en la deformación del eje, por lo que resulta adecuada para ejes largos ($L/D > 10$).
- Timoshenko: Toma en cuenta los efectos de las fuerzas cortantes en la deformación del eje, por lo que resulta adecuada para ejes cortos ($L/D < 10$).

[Análisis estático](#) [Análisis dinámico](#) [Análisis vibracional](#) [Análisis de rigidez](#) [Análisis de vida](#)

Von Misses

Soderberg

Dunkerley

Pendientes

Wohler

Tresca

Goodman

Rayleigh

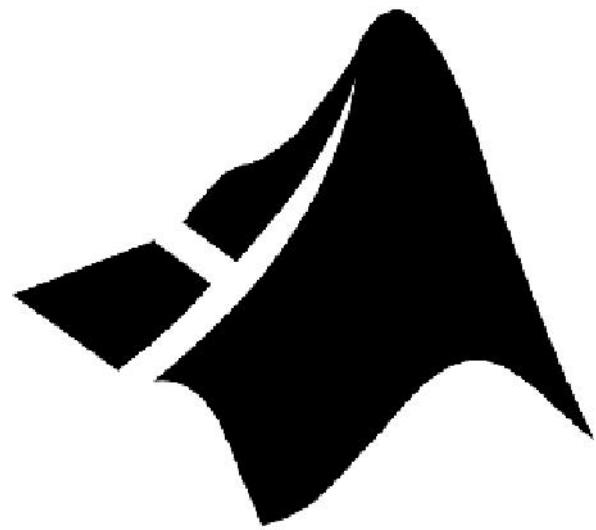
Deflexiones

Rankine

ASME

Diagrama

Matlab - App Designer



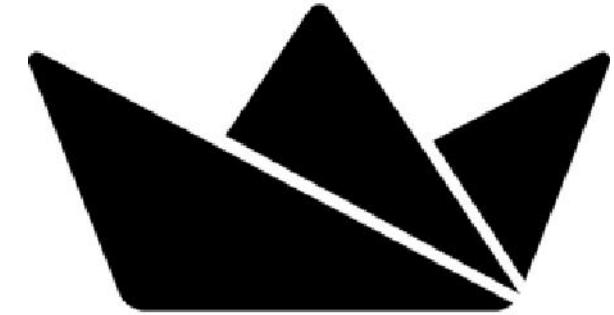
Matlab es un entorno de programación y software de alto rendimiento utilizado en matemáticas y ciencias de la ingeniería. Ofrece una amplia gama de herramientas para análisis numérico, visualización de datos y desarrollo de algoritmos. Los usuarios pueden resolver ecuaciones, realizar análisis estadísticos, crear gráficos personalizados y desarrollar aplicaciones interactivas.

GitHub



GitHub es una plataforma de desarrollo colaborativo que ofrece control de versiones, seguimiento de problemas, entorno de programación y alojamiento de proyectos de software. Facilita la colaboración entre programadores y equipos de desarrollo, permitiendo el seguimiento de cambios, la gestión de problemas y el alojamiento de repositorios de código.

Python - Streamlit



Streamlit es una biblioteca de Python que simplifica la creación de aplicaciones web interactivas para visualización de datos y prototipado rápido. Permite a los desarrolladores convertir fácilmente scripts de datos en aplicaciones web dinámicas con widgets interactivos para gráficos, tablas y más. Es una herramienta valiosa para la creación rápida de aplicaciones basadas en datos.

4. Marco Metodológico

4.1 Correas planas, correas trapezoidales, cadenas y engranajes

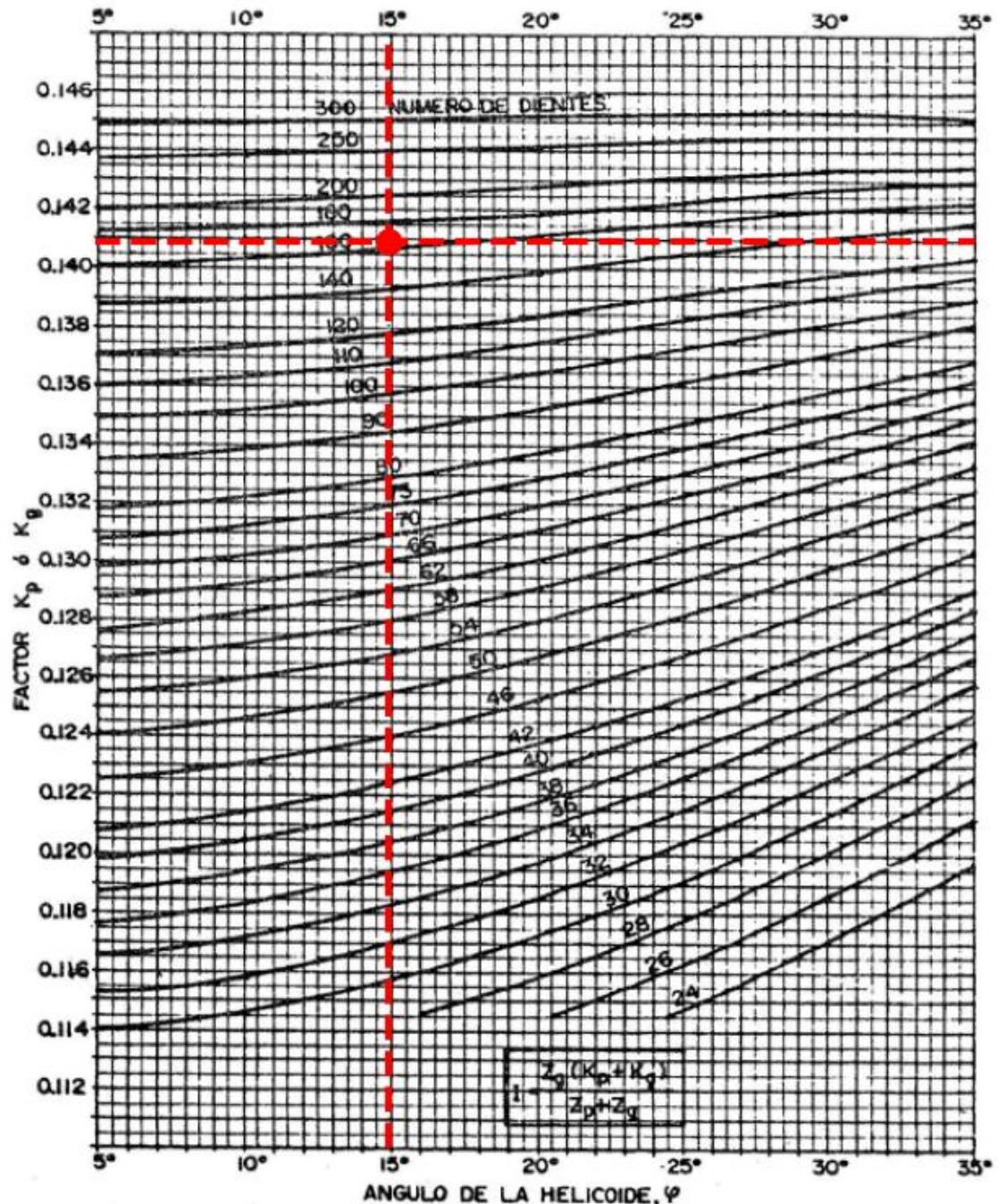
En el proceso de cálculo de estos componentes resulta indispensable hacer uso de parámetros numéricos exclusivos de cada uno de estos, los cuales por lo general, se representan y determinan mediante el uso de gráficos y tablas. En línea con lo anterior, cabe señalar que, mediante el procesamiento de imágenes se han extraído los datos de las gráficas correspondientes a cada uno de estos parámetros numéricos, para poder representarlos mediante tablas y, posteriormente, mediante interpolaciones (unidimensionales o bidimensionales), poder calcular el parámetro numérico deseado de manera rápida y precisa. Para el citado procesamiento, se hacen uso de las siguientes ecuaciones

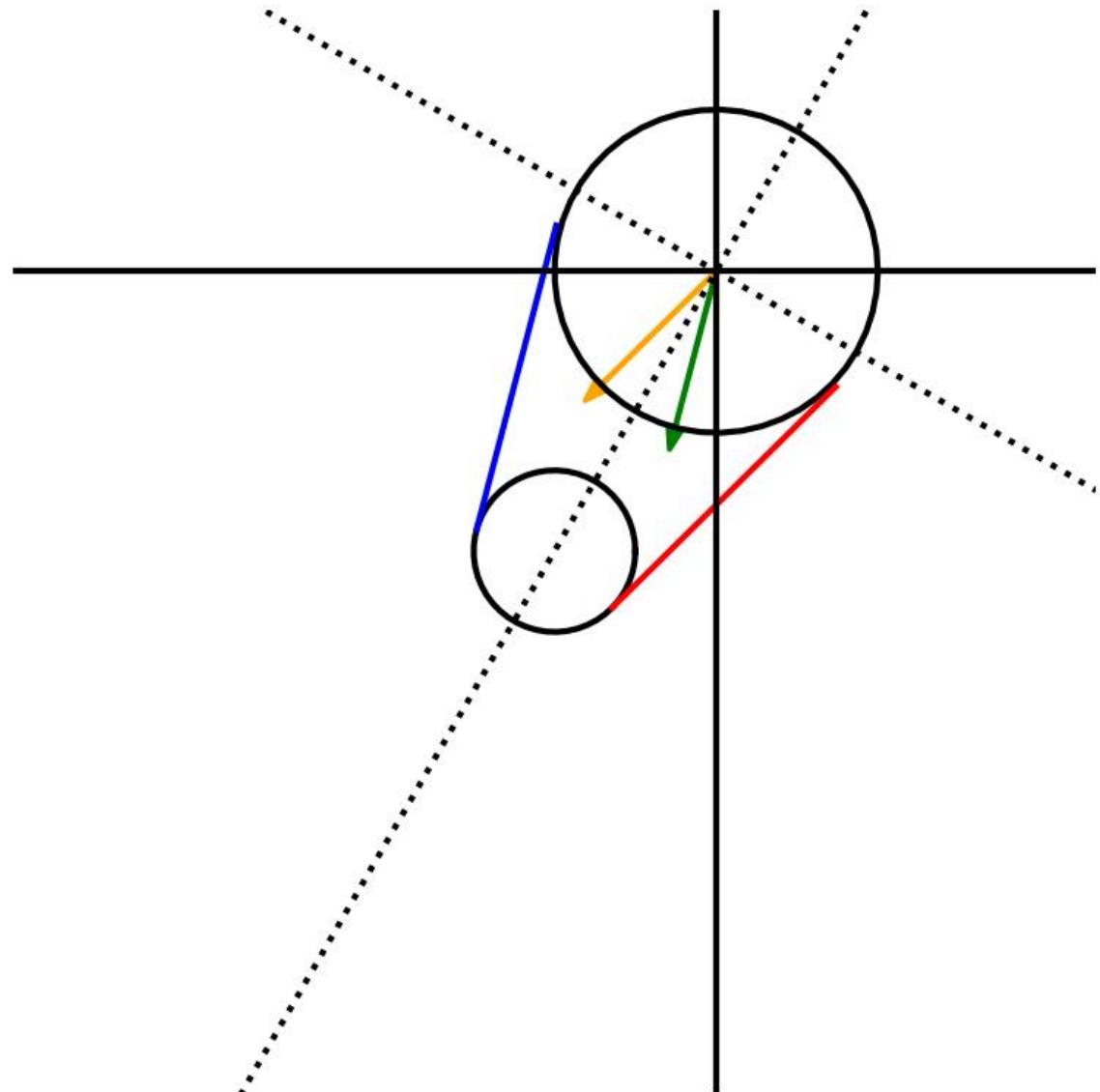
$$x_{n_{a,b}} = \frac{x_{n_{b,a}} - x_{1_{b,a}}}{x_{2_{b,a}} - x_{1_{b,a}}} (x_{2_{a,b}} - x_{1_{a,b}}) + x_{1_{a,b}}$$

$$y_{n_{a,b}} = \frac{y_{n_{b,a}} - y_{1_{b,a}}}{y_{2_{b,a}} - y_{1_{b,a}}} (y_{2_{a,b}} - y_{1_{a,b}}) + y_{1_{a,b}}$$

Con los parámetros numéricos ya tabulados, el cálculo se efectúa como sigue:

Ángulo	Dientes	
15	160	
5	35 20	300
		Calcular factor geométrico
El factor geométrico es: 0.14106		





$$\beta = 75.33 \quad \alpha = 44.67 \quad F_+ = 65 \quad F_- = 35$$

$$F_x = F_- \cos \beta + F_+ \cos \alpha = (8.86) + (46.23) = 55.09 \rightarrow 55.09$$

$$F_y = F_- \sin \beta + F_+ \sin \alpha = (33.86) + (45.7) = 79.56 \rightarrow 79.56$$

Por otra parte, en la mayoría de casos, la trasmisión de potencia hacia el eje se dará de manera indirecta, es decir, por medio de correas o cadenas, las cuales podrían ubicarse en distintas configuraciones geométricas. En consecuencia, para efectos de un análisis más realista, las fuerzas que actúan en el eje producto de la transmisión de potencia, deben de descomponerse en ejes alineados en las direcciones paralela y perpendicular a la gravedad. Los ángulos de descomposición de las fuerzas de transmisión son:

$$\beta = 90 + \varphi - \phi \quad \text{y} \quad \alpha = 2\varphi - \beta$$

donde $\phi = \cos^{-1} \left(\frac{R - r}{a} \right)$

Radio menor (r)

0.10

Distancia entre centros (a)

- + 0.40

- +

Radio mayor (R)

0.20

Angulo de desfase (φ)

- + 60

- +

Calcular ángulos

Al momento de efectuar la descomposición de las fuerzas sobre el eje debe de tenerse en cuenta el sentido de giro del motor.

Giro horario

Giro antihorario

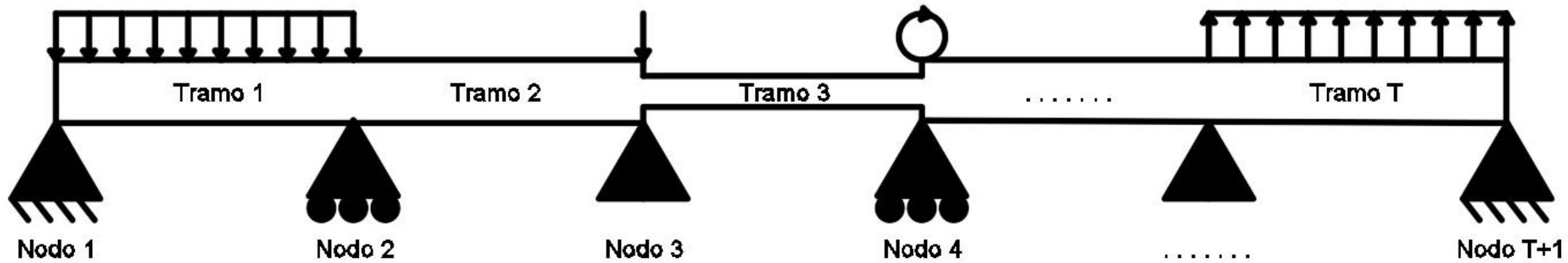
Giro horario

4.2 Ejes de transmisión

El sistema de coordenadas establecido para el análisis en general, presenta a sus ejes X, Y y Z positivos tal y como se muestra en la figura de la derecha, por lo que tanto las fuerzas y momentos que presenten dicha dirección se considerarán como positivos. En el caso de los momentos, el sentido de rotación del mismo, se obtiene aplicando la regla de la mano derecha.

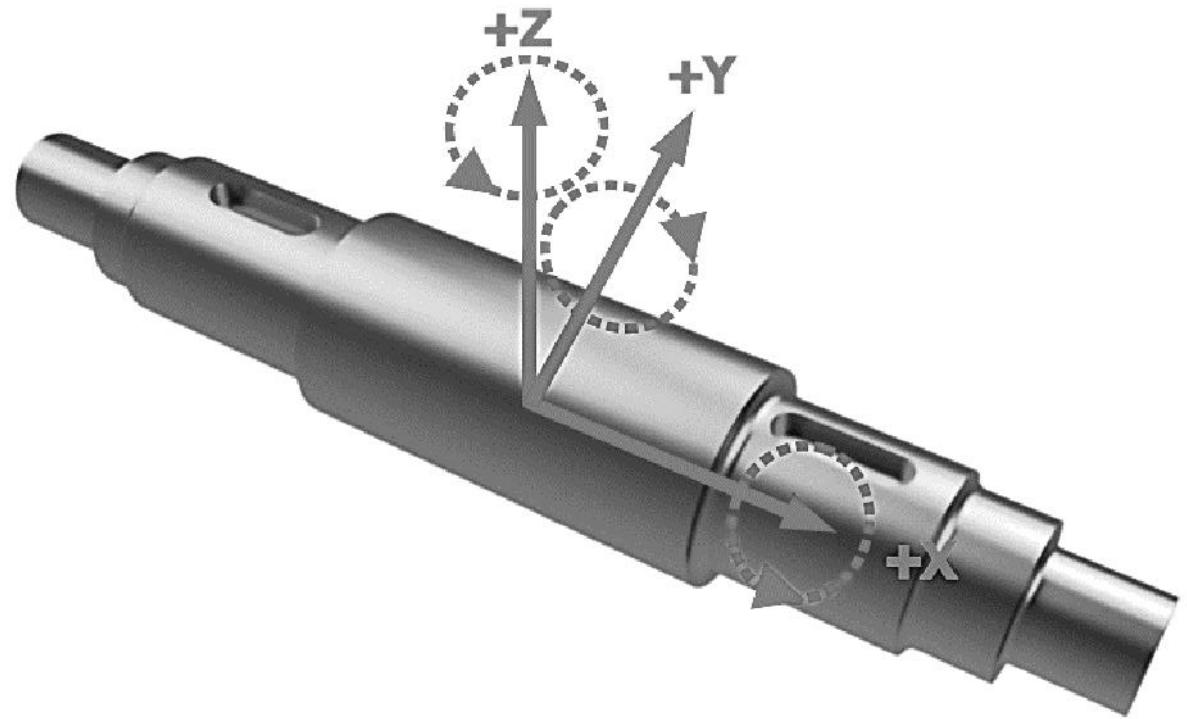
Ahora bien, para el análisis de ejes, es necesario definir el concepto de nodos y tramos. Los nodos se establecen bajo la presencia de un apoyo, una carga, un cambio en la sección geométrica del eje y un cambio en el material que lo compone. Por otra parte, los extremos inicial y final de un eje en su totalidad, se consideran también nodos. Así mismo, un tramo está delimitado por dos nodos, por lo que es posible definir el número de tramos a partir del número de nodos bajo la siguiente relación:

$$T = N - 1$$



4.2.1 Cálculo general de las reacciones y desplazamientos mediante ecuaciones analíticas (Euler - Bernoulli)

Mediante el uso del método de las integraciones consecutivas se pueden calcular las reacciones y desplazamientos correspondientes a un eje con propiedades geométricas y mecánicas no constantes, sometido a cualquier cantidad de fuerzas, momentos y apoyos. El procedimiento de cálculo inicia con la formulación de la ecuación analítica de las fuerzas cortantes (fuerzas puntuales y distribuidas en el diagrama de cuerpo libre), para posteriormente realizar integraciones consecutivas de dicha ecuación, con lo cual se obtienen las siguientes ecuaciones:



Ecuación	Representativa	Aplicativa: para $k = 1 \rightarrow T$ donde T es el numero de tramos del eje
Cortantes	$V_T = \int_{x_T}^{x_{T+1}} W_T(x)dx$	$V_k(x) = -\sum_{i=1}^k F_i - w_k(x - x_k) - \sum_{i=1}^k w_{i-1}(x_i - x_{i-1})$
Momentos	$M_T = \int_{x_T}^{x_{T+1}} V_T(x)dx$	$M_k(x) = -x \sum_{i=1}^k F_i - \frac{1}{2}w_k(x - x_k)^2 - x \sum_{i=1}^k w_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + C_{1_k} + M_k$
Pendientes	$\theta_T = \frac{\int_{x_T}^{x_{T+1}} M_T(x)dx}{E_T I_T}$	$E_k I_k \theta_k(x) = -\frac{x^2}{2} \sum_{i=1}^k F_i - \frac{1}{6}w_k(x - x_k)^3 - \frac{x^2}{2} \sum_{i=1}^k w_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + C_{1_k} x + M_k x + C_{2_k}$
Deflexiones	$y_T = \int_{x_T}^{x_{T+1}} \theta_T(x)dx$	$E_k I_k y_k(x) = -\frac{x^3}{6} \sum_{i=1}^k F_i - \frac{1}{24}w_k(x - x_k)^4 - \frac{x^3}{6} \sum_{i=1}^k w_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + \frac{C_{1_k} x^2}{2} + \frac{M_k x^2}{2} + C_{2_k} x + C_{3_k}$

Tramo	Cortantes	Momentos	Sustitucion	Resultados
$x_1 \rightarrow x_2$	$V_1(x) = \int w_1(x)$	$M_0(x_1) = \int V_1(x) + C_{1_1} + M_1$ $M_1(x) = \int V_1(x) + C_{1_1} + M_1$	$x = x_1$ $x = x_2$	C_{1_1} $M_1(x_2)$
$x_2 \rightarrow x_3$	$V_2(x) = \int w_2(x)$	$M_1(x_2) = \int V_2(x) + C_{1_2} + M_2$ $M_2(x) = \int V_2(x) + C_{1_2} + M_2$	$x = x_2$ $x = x_3$	C_{1_2} $M_2(x_3)$
\vdots $x_T \rightarrow x_{T+1}$	\vdots $V_T(x) = \int w_T(x)$	\vdots $M_{T-1}(x_T) = \int V_T(x) + C_{1_T} + M_T$ $M_T(x) = \int V_T(x) + C_{1_T} + M_T$	\vdots $x = x_T$ $x = x_{T+1}$	\vdots C_{1_T} $M_T(x_{T+1})$

En las ecuaciones planteadas se observa que existen tres constantes de integración, las cuales junto con las reacciones en los apoyos, actuan como incognitas a despejar; no obstante, la primera de estas constantes de integración, se computa de manera simultanea con la integración de la ecuación de cortantes para el cálculo de la ecuación de momentos, seguiendo el procedimiento que se describe en el cuadro de la izquierda. En consecuencia, el valor de dicha constante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$C_{1_k} = M_{k-1}(x_k) - \int V_k(x_k) - M_k$$

Dado que las reacciones a calcular dependen del tipo de apoyos presentes en el eje, se puede definir el número de incógnitas por reacciones, en función al número y tipo de apoyos; mientras que el número de constantes de integración a calcular se puede definir a partir del número de tramos del eje. Entonces, si [AS] representa el número de apoyos simples, [AE] representa el número de apoyos elásticos, [AF] representa el número de apoyos fijos y [T] representa el número de tramos del eje, se concluye que:

- Número de reacciones a calcular: $2AS + 3AE + 6AF$
- Número de constantes de integración a calcular: $4T$
- Número total de incognitas a calcular: $4T + 2AS + 3AE + 6AF$

Apoyo	Simple	Elastico	Fijo
F_z	✓	✓	✓
F_y	✓	✓	✓
F_x	✗	✓	✓
M_z	✗	✗	✓
M_y	✗	✗	✓
M_x	✗	✗	✓
δ_z	✗	✗	✗
δ_y	✗	✗	✗
δ_x	✓	✗	✗
θ_z	✓	✓	✗
θ_y	✓	✓	✗
θ_x	✓	✓	✗

En línea con lo anterior, es necesario establecer un sistema de ecuaciones con dimensión igual al numero de incognitas calculado. Las ecuaciones para dicho sistema, se formulan a partir de las condiciones de frontera presentes en cada uno de los apoyos, de las condiciones de continuidad en las ecuaciones analíticas de pendientes y deflexiones, y de las condiciones que establece el equilibrio estático para las fuerzas y momentos. El sistema de ecuaciones es el siguiente:

Condición	Ecuación	Número de ecuaciones
$\delta_x = 0$	$\sum_{i=1}^T \frac{F_{x_i}(x_{i+1}-x_i)}{E_i A_i} = 0$	$AE + AF - 1$
$\delta_y = 0$	$y_{(x)_T} = 0$	$AS + AE + AF$
$\delta_z = 0$	$z_{(x)_T} = 0$	$AS + AE + AF$
$\theta_x = 0$	$\sum_{i=1}^T \frac{M_{x_i}(x_{i+1}-x_i)}{J_i G_i} = 0$	$AF - 1$
$\theta_y = 0$	$\alpha_{(x)_T} = 0$	AF
$\theta_z = 0$	$\beta_{(x)_T} = 0$	AF
$\delta_{T_2} = \delta_{T+1_1}$	$y_{(x_2)_T} = y_{(x_1)_{T+1}}$ $z_{(x_2)_T} = z_{(x_1)_{T+1}}$	$T - 1$ $T - 1$
$\theta_{T_2} = \theta_{T+1_1}$	$\alpha_{(x_2)_T} = \alpha_{(x_1)_{T+1}}$ $\beta_{(x_2)_T} = \beta_{(x_1)_{T+1}}$	$T - 1$ $T - 1$
$\sum F_x = 0$	$\sum_{i=1}^T F_{x_i} = 0$	1
$\sum F_y = 0$	$\sum_{i=1}^{T+1} F_{y_i} + \sum_{i=1}^T w_{y_i}(x_{i+1} - x_i) = 0$	1

$\sum F_z = 0$	$\sum_{i=1}^{T+1} F_{z_i} + \sum_{i=1}^T w_{z_i}(x_{i+1} - x_i) = 0$	1
$\sum M_x = 0$	$\sum_{i=1}^T M_{x_i} = 0$	1
$\sum M_y = 0$	$\sum_{i=1}^{T+1} M_{y_i} + \sum_{i=1}^T x_{i+1} F_{y_{i+1}} + \sum_{i=1}^T \frac{w_{y_i}(x_{i+1} - x_i)(x_{i+1} + x_i)}{2} = 0$	1
$\sum M_z = 0$	$\sum_{i=1}^{T+1} M_{z_i} + \sum_{i=1}^T x_{i+1} F_{z_{i+1}} + \sum_{i=1}^T \frac{w_{z_i}(x_{i+1} - x_i)(x_{i+1} + x_i)}{2} = 0$	1
	Número total de ecuaciones	$4T + 2AS + 3AE + 6AF$

Dado que el número de ecuaciones que se pueden establecer es igual al número de incógnitas que se deben de calcular, se infiere que, sin importar el tipo o la cantidad de apoyos y cargas presentes, o que las propiedades geométricas y mecánicas varíen, siempre será posible calcular todas las reacciones y desplazamientos a los que se encuentre sometido un eje de transmisión de potencia, lo cual valida la metodología de cálculo general de ejes, desarrollada para el modelo de Euler y Bernoulli.

4.2.2 Cálculo general de las reacciones y desplazamientos mediante elementos finitos (Timoshenko)

Mediante el uso de matrices se pueden calcular las reacciones y desplazamientos correspondientes a un eje con propiedades geométricas y mecánicas no constantes, sometido a cualquier cantidad de fuerzas, momentos y apoyos. El procedimiento de cálculo inicia con la formulación de la matriz de rigidez local para cada elemento del eje, para posteriormente ensamblarlas y establecer la matriz de rigidez global, la cual junto con las matrices de cargas y deformaciones, permiten calcular todas las incógnitas, siempre y cuando se hayan pre establecido las condiciones de frontera de manera apropiada, en cada una de las matrices previamente mencionadas.

Matriz de f y m

$$\begin{bmatrix} F_{1X} \\ F_{2X} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} M_{1X} \\ M_{2X} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

Matriz de rigidez local k

$$\frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\frac{JG}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\frac{EI}{L^3(1+\varphi)} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & (4+\varphi)L^2 & -6L & (2-\varphi)L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & (2-\varphi)L^2 & -6L & (4+\varphi)L^2 \end{bmatrix}$$

Matriz de δ y θ

$$\begin{bmatrix} \delta_{1X} \\ \delta_{2X} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \theta_{1X} \\ \theta_{2X} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \delta_1 \\ \theta_1 \\ \delta_2 \\ \theta_2 \\ \vdots \end{bmatrix}$$

A diferencia de la teoría de Euler y Bernoulli, la teoría de Timoshenko toma en cuenta los efectos de las cargas cortantes por medio del coeficiente φ , el cual se calcula con:

$$\varphi = \frac{12EI}{K_s AGL^2}$$

En esta ecuación aparece un nuevo término conocido como factor de área, el cual depende del área de la sección del eje de transmisión y se computa mediante la siguiente expresión:

$$K_s = \frac{6(1+\nu)(1+m^2)^2}{(7+6\nu)(1+m^2)^2 + (20+12\nu)m^2}$$

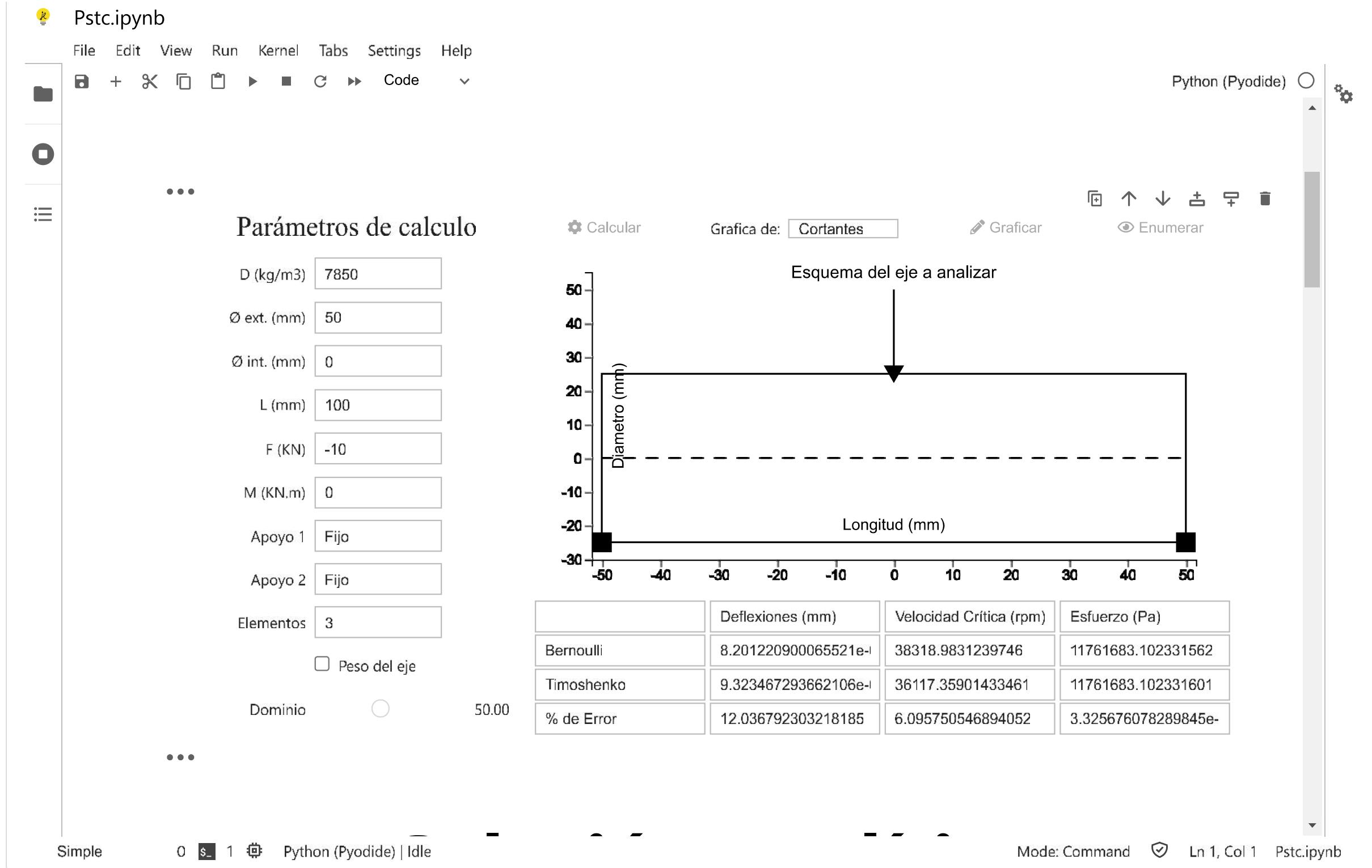
Donde:

$$m = \frac{r}{R} \quad v = \text{Coeficiente de Poisson (0.3)}$$



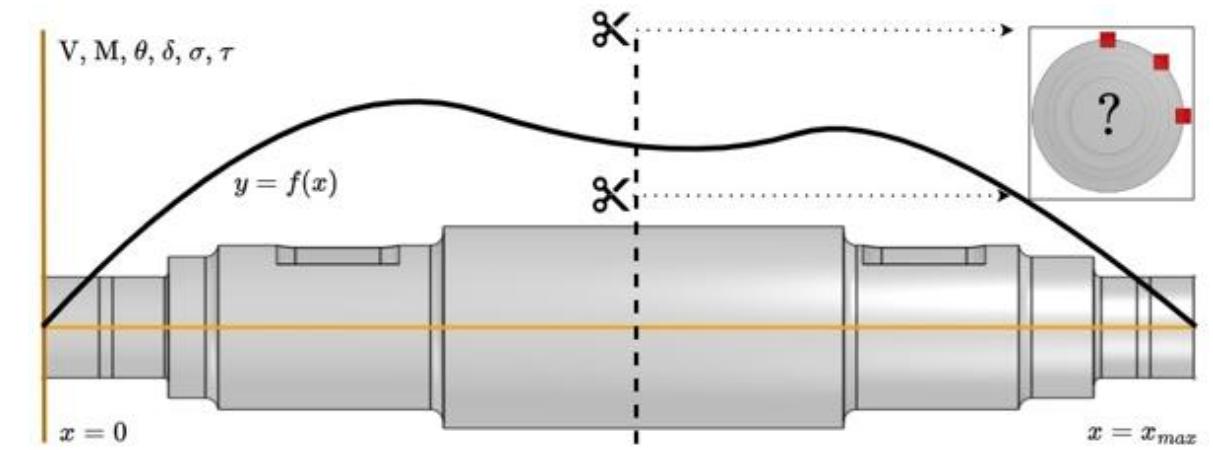
Demostración práctica: Euler-Bernoulli vs Timoshenko

^



4.2.3 Análisis estático

El módulo de ejes tiene como objetivo calcular los resultados más críticos en todo el dominio del eje, por lo que resulta necesario, establecer un elemento en específico para cada punto de análisis, en el cual estén presentes dichos resultados. A priori, teniendo en cuenta las ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos, se infiere que tal elemento se encontrara en el contorno de la sección que se analice, no obstante, analizar todos los elementos del contorno de la sección para determinar cual es el más crítico, se traduce en un elevado costo computacional y tiempo; por lo que es imprescindible definir con antelación cual será el elemento a analizar, lo cual no implica necesariamente que se deba conocer su posición exacta.



Los esfuerzos que se analizan en dicho elemento son:

$$\sigma_x = \frac{F_x}{A} \quad \sigma_y = \frac{M_y c}{I} \quad \sigma_z = \frac{M_z c}{I} \quad \tau_x = \frac{M_x c}{J} \quad \tau_y = \frac{F_y Q}{It} \quad \tau_z = \frac{F_z Q}{It}$$

Las propiedades geométricas para un eje de transmisión hueco se calculan con:

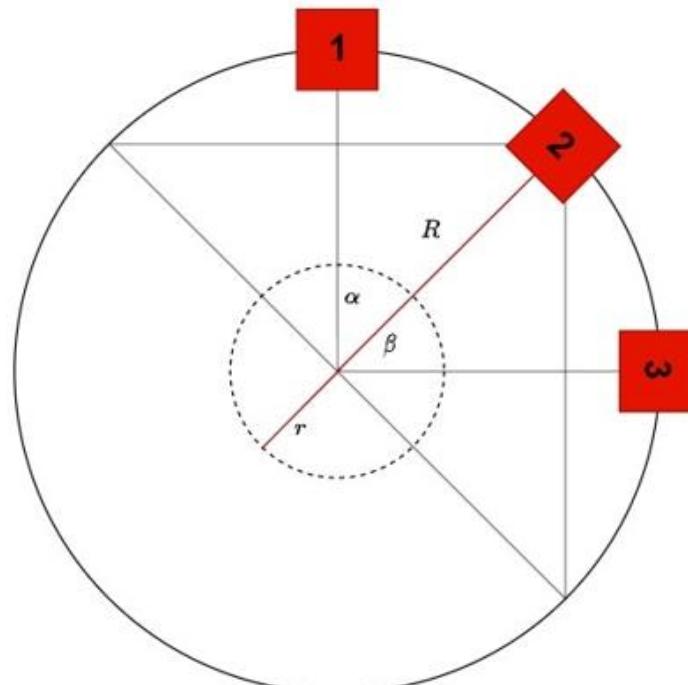
$$A = \pi(R^2 - r^2) \quad J = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{2} \quad I = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{4} \quad Q = \frac{2(R^3 - r^3) \sin^3 \alpha}{3} \quad t = 2(R - r) \sin \alpha$$

Particularmente, los esfuerzos flexionantes correspondientes a un elemento en el contorno de la sección se computan con:

$$\sigma_y = \frac{4M_y R \cos \alpha}{\pi(R^4 - r^4)} \quad \sigma_z = \frac{4M_z R \cos \beta}{\pi(R^4 - r^4)} \quad \sigma_{yz} = \frac{4R(M_y \sin \beta + M_z \cos \beta)}{\pi(R^4 - r^4)}$$

Así mismo, los esfuerzos cortantes correspondientes a un elemento en el contorno de la sección se computan con:

$$\tau_y = \frac{4F_y(R^2 + Rr + r^2) \sin^2 \beta}{3\pi(R^4 - r^4)} \quad \tau_z = \frac{4F_z(R^2 + Rr + r^2) \sin^2 \alpha}{3\pi(R^4 - r^4)} \quad \tau_{yz} = \frac{4(R^2 + Rr + r^2)(F_y \sin^2 \beta + F_z \cos^2 \beta)}{3\pi(R^4 - r^4)}$$



Si bien, en el presente proyecto de investigación no se esta ignorando a los esfuerzos cortantes, esto no altera el hecho de que no sean tan relevantes en comparación con los otros esfuerzos, por lo que para determinar la ubicación del elemento a analizar, se hará mayor énfasis en los esfuerzos flectores. En consecuencia, el elemento a analizar sera aquel en el cual este presente el esfuerzo flector máximo:

$$\frac{d\sigma_{yz}}{d\beta} = 0 \quad M_y \cos \beta - M_z \sin \beta = 0 \quad \beta = \arctan \frac{M_y}{M_z}$$

Finalmente, los esfuerzos que se analizaran en dicho elemento se establecen como:

$$\sigma_{\text{flexionante}} = \sigma_{yz} \quad \tau_{\text{cortante}} = \tau_{yz} \quad \sigma_{\text{axial}} = \sigma_x \quad \tau_{\text{torsional}} = \tau_x$$

Ahora bien, para determinar el valor del esfuerzo máximo al cual estará sometido el elemento seleccionado, es necesario tomar en cuenta el sentido de los esfuerzos previamente establecidos de manera conjunta. Al respecto, se puede afirmar que, siempre existirá un caso en el cual los esfuerzos normales y transversales tendrán la misma orientación, aunque no necesariamente de manera simultánea.

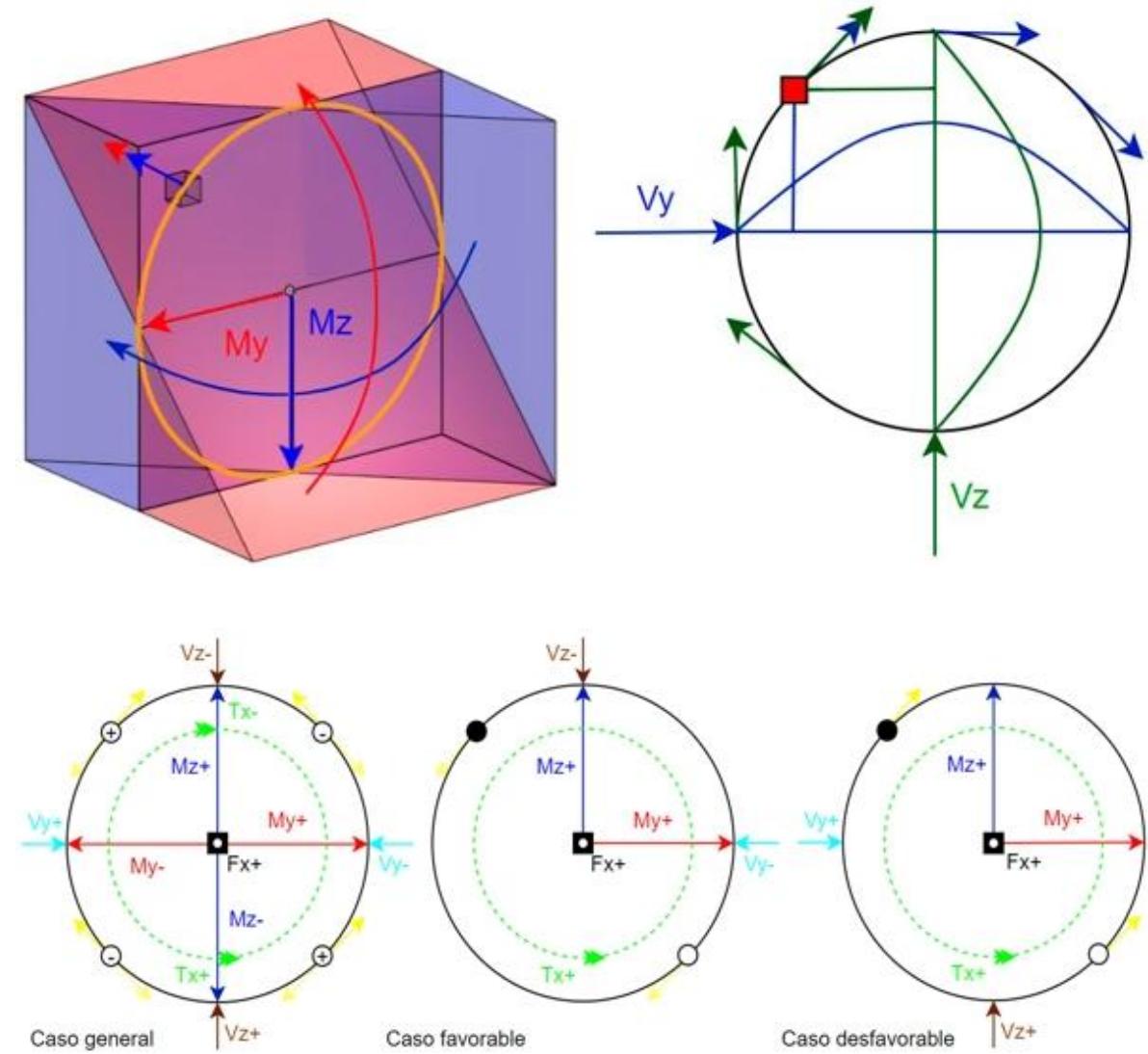
$$\begin{aligned} \sigma_n &= \sigma_{\text{flexionante}} + \sigma_{\text{axial}} & \sigma_n &= \sigma_{\text{flexionante}} \pm \sigma_{\text{axial}} \\ \tau_t &= \tau_{\text{torsional}} \pm \tau_{\text{cortante}} & \tau_t &= \tau_{\text{torsional}} + \tau_{\text{cortante}} \end{aligned}$$

Considerando un enfoque conservador, los esfuerzos normales y transversales combinados se calcularán con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_n = \sigma_{\text{flexionante}} + \sigma_{\text{axial}} \quad \tau_t = \tau_{\text{torsional}} + \tau_{\text{cortante}}$$

Dado que se está incurriendo en un error voluntario, se ha comparado el error de considerar al esfuerzo cortante con el error de ignorarlo, en el cálculo de los esfuerzos combinados bajo el criterio de Von Mises, al ser dicho criterio el más usado para el diseño de ejes. De las gráficas de la derecha, se aprecia que, en promedio, para ambos casos previamente descritos, el error es muy similar, es decir, que a pesar de estar considerando a los esfuerzos cortantes en el cálculo del esfuerzo de Von Mises, esto no ha significado un incremento considerable en el error en el que se incurría al ignorarlos para dicho cálculo. Por otra parte, se advierte que cuando la relación entre el esfuerzo torsional y el esfuerzo cortante es mayor a 20 (lo cual sucede casi siempre), el error en el cálculo del esfuerzo de Von Mises disminuye por debajo del 10% a medida que dicha relación se incrementa.

En línea con lo anterior y considerando a los factores de concentración de esfuerzos, el cálculo del esfuerzo máximo combinado (esfuerzos normales y transversales), bajo tres



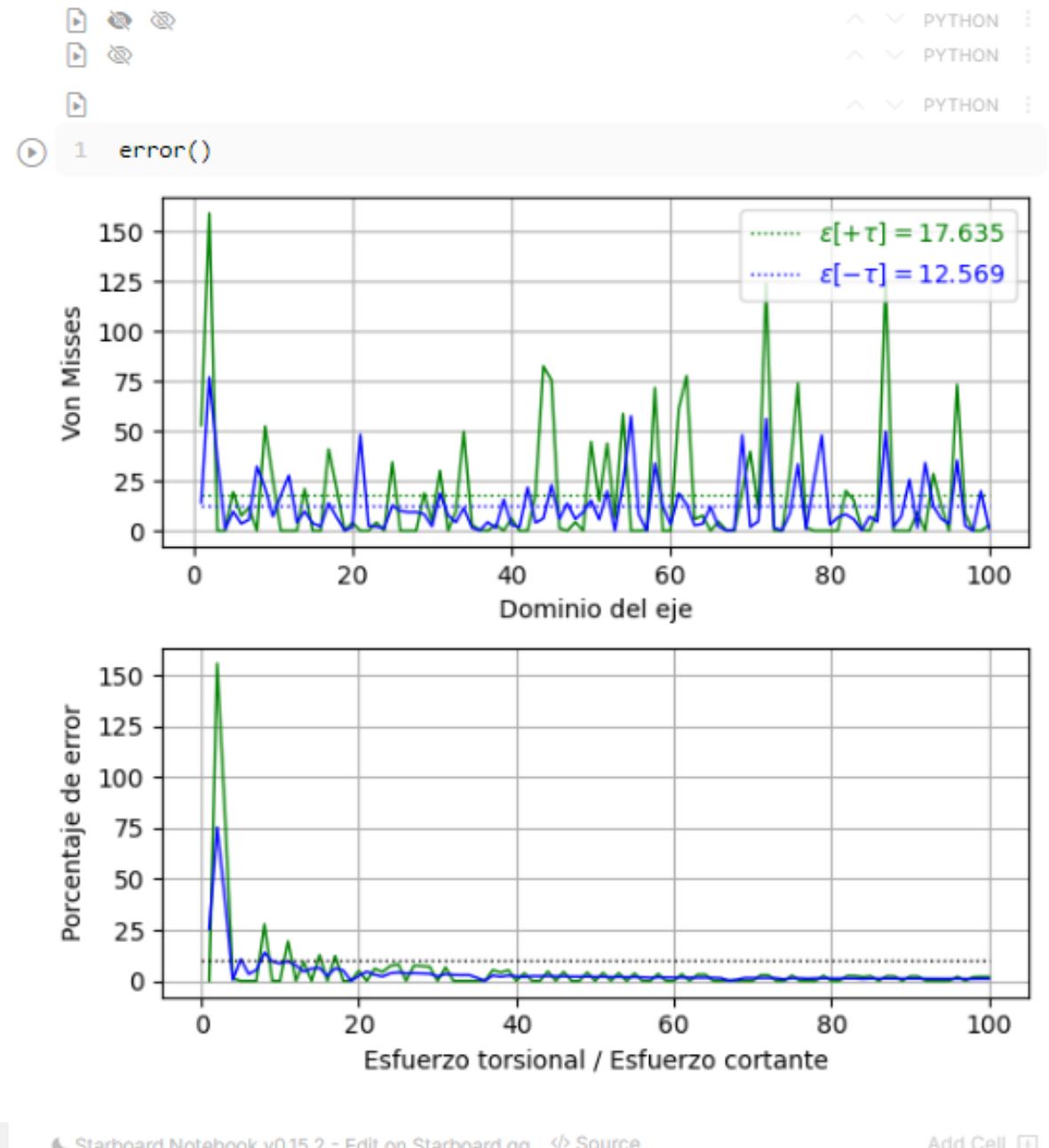
tipos de criterios de falla, se realizará mediante las siguientes expresiones:

$$\sigma_k = K_a \sigma_{\text{axial}} + K_f \sigma_{\text{flexionante}} \quad \tau_k = K_t \tau_{\text{torsional}} + \tau_{\text{cortante}}$$

Criterio de falla según Von Mises = $\sqrt{\sigma_k^2 + 3\tau_k^2}$

Criterio de falla según Tresca = $\sqrt{\sigma_k^2 + 4\tau_k^2}$

Criterio de falla según Rankine = $\frac{1}{2}(\sigma_k + \sqrt{\sigma_k^2 + 4\tau_k^2})$



4.2.4 Análisis dinámico

En los ejes de transmisión de potencia, algunos de los esfuerzos que actúan sobre este fluctúan en relación al tiempo, debido al comportamiento de las cargas que los generan. Si se analiza al elemento seleccionado, en su recorrido alrededor del contorno circular del eje, se entiende que, para el caso de los esfuerzos axiales y torsionales, estos presentan un comportamiento constante, es decir que, tanto su magnitud como sentido no se alteran a medida que el eje da un giro entero. En contraste, para el caso de los esfuerzos flexionantes y cortantes, estos presentan un comportamiento fluctuante, dado que tanto su magnitud como sentido se alteran a medida que el eje da un giro entero.

Considerando lo previamente expuesto, se establecen las siguientes ecuaciones en relación a los componentes medio y alternante de cada uno de los esfuerzos presentes en el eje:

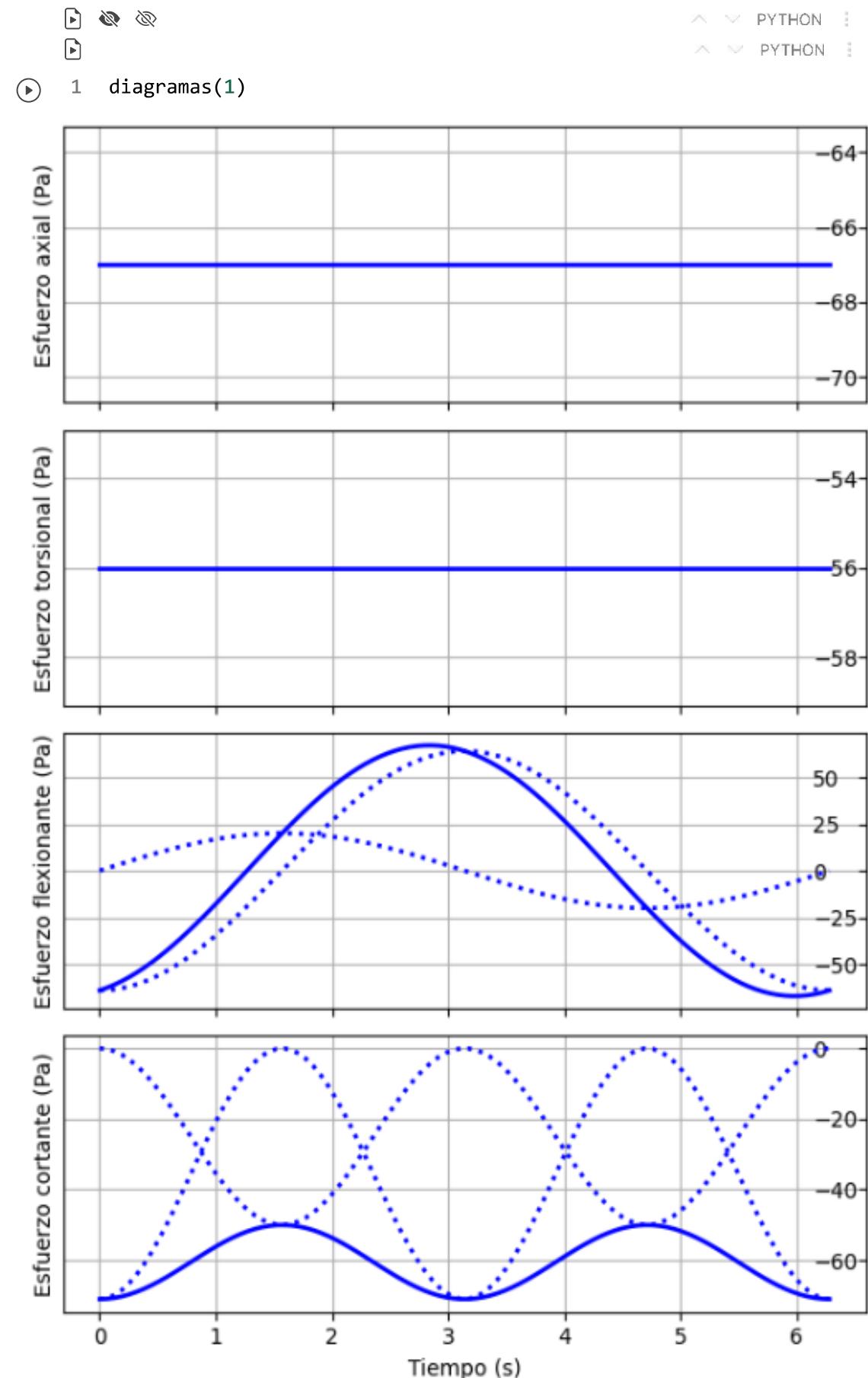
Esfuerzo	Medio	Alternante
Axial	σ_{axial}	0
Torsional	$\tau_{\text{torsional}}$	0
Flexionante	0	$\sigma_{\text{flexionante}}$
Cortante	$\frac{\tau_{\text{cortante m\'aximo}} + \tau_{\text{cortante m\'inimo}}}{2}$	$\left \frac{\tau_{\text{cortante m\'aximo}} - \tau_{\text{cortante m\'inimo}}}{2} \right $

A diferencia de los esfuerzos flexionantes, los esfuerzos cortantes no presentan un comportamiento sinusoidal completamente invertido, lo cual conlleva a que para este caso, se deban calcular los valores máximos y mínimos para dicha función:

$$\frac{d\tau_{yz}}{d\beta} = 0 \quad 2 \sin \beta \cos \beta (F_y - F_z) \quad \beta = \frac{k\pi}{2} \rightarrow k = \mathbb{N}$$

De conformidad con el resultado anterior, se obtiene que los valores máximo y mínimo de la función del esfuerzo cortante son:

$$\tau_{\text{cortante m\'aximo}} = \frac{4(R^2 + Rr + r^2) \max([F_y, F_z])}{3\pi(R^4 - r^4)}$$



$$\tau_{\text{cortante m\'aximo}} = \frac{4(R^2 + Rr + r^2) \min([F_y, F_z])}{3\pi(R^4 - r^4)}$$

En consecuencia, los componentes de los esfuerzos medio y alterante de los esfuerzos cortantes se establecen como:

$$\tau_{\text{medio cortante}} = \frac{2(R^2 + Rr + r^2)(F_y + F_z)}{3\pi(R^4 - r^4)}$$

$$\tau_{\text{alterante cortante}} = \frac{2(R^2 + Rr + r^2) |F_y - F_z|}{3\pi(R^4 - r^4)}$$

Por lo expuesto, los esfuerzos medio y alterante para cada uno de los esfuerzos analizados se definen mediante las siguientes expresiones:

Esfuerzo	Medio	Alternante
Axial	$\sigma_{m_a} = \sigma_{\text{axial}}$	$\sigma_{a_a} = 0$
Torsional	$\tau_{m_t} = \tau_{\text{torsional}}$	$\tau_{a_t} = 0$
Flexionante	$\sigma_{m_f} = 0$	$\sigma_{a_f} = \sigma_{\text{flexionante}}$
Cortante	$\tau_{m_c} = \tau_{\text{medio cortante}}$	$\tau_{a_c} = \tau_{\text{alterante cortante}}$

Con los valores de los esfuerzos medios y alterante ya calculados para cada uno de los esfuerzos presentes en el eje de manera individual, se pueden calcular los esfuerzos medio y alterante de los esfuerzos combinados bajo los criterios de falla utilizados en el análisis est\'atico. Considerando a los factores de concentraci\'on de los esfuerzos din\'amicos, dichos esfuerzos son:

$$\text{Von Mises} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_a = \left[(K_{ff} \sigma_{a_f})^2 + 3\tau_{a_c}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \sigma_m = \left[(K_{fa} \sigma_{m_a})^2 + 3(K_{ft} \tau_{m_t} + \tau_{m_c})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \end{array} \right.$$

$$\text{Tresca} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_a = \left[(K_{ff} \sigma_{a_f})^2 + 4\tau_{a_c}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \sigma_m = \left[(K_{fa} \sigma_{m_a})^2 + 4(K_{ft} \tau_{m_t} + \tau_{m_c})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \end{array} \right.$$

$$\text{Rankine} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_a = 0.5 \left\{ (K_{ff} \sigma_{a_f}) + \left[(K_{ff} \sigma_{a_f})^2 + 4\tau_{a_c}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \\ \sigma_m = 0.5 \left\{ (K_{fa} \sigma_{m_a}) + \left[(K_{fa} \sigma_{m_a})^2 + 4(K_{ft} \tau_{m_t} + \tau_{m_c})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \end{array} \right.$$

Finalmente, los esfuerzos din\'amicos se calculan en base al criterio de falla est\'atico que se considere conveniente y bajo los siguientes criterios de falla din\'amicos:

$$\text{Soderberg : } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\text{Goodman : } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

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

4.2.5 An\'alisis de rigidez

Las deformaciones lineales y angulares resultantes, se calculan haciendo uso de las deflexiones y pendientes ya calculadas, por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\delta_R = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 + \delta_z^2} \quad \theta_R = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2 + \theta_z^2}$$

4.2.6 An\'alisis de vida

Para determinar si el eje de transmisión es de vida infinita o en su defecto, calcular el número de ciclos a los cuales este fallara, se hace uso de la Curva de Wöhler. Para este último caso, el tiempo de vida se calcula con:

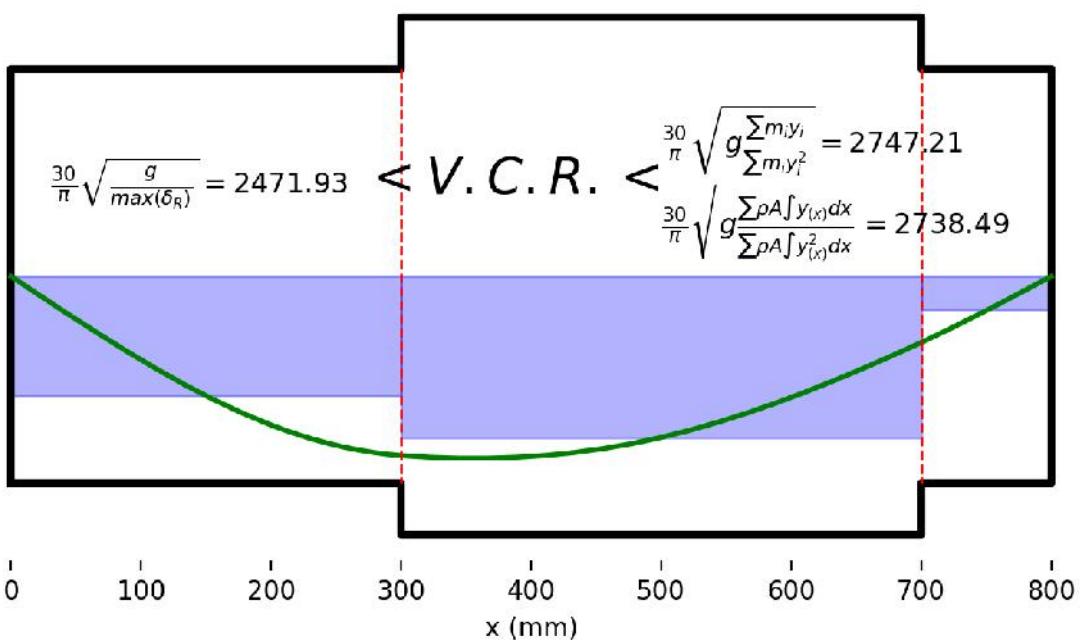
$$\text{Horas de vida} = \frac{N}{\text{Revoluciones por minuto} \times 60}$$

4.2.7 Análisis vibracional

El cálculo de los límites del rango de operación en el cual estará situada la velocidad crítica fundamental del eje de transmisión de potencia, se efectúa siguiendo las ecuaciones de Rayleigh y Ritz:

Límite inferior	Límite superior
$\text{RPM} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\max(\delta_R)}}$	$\text{RPM} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^T m_i y_i}{\sum_{i=1}^T m_i y_i^2}}$

Número de elementos en cada tramo: 1 Tipo de eje a analizar: Escalonado



$$N = \left\{ \frac{\sigma_{dinamico_{max}}}{10^{\left[\log(0.9S_u) - \frac{3}{3-\log(N_2)} \log\left(\frac{0.9S_u}{S_e}\right) \right]}}} \right\}^{\left[\frac{1}{3-\log(N_2)} \log\left(\frac{0.9S_u}{S_e}\right) \right]}$$

Para el cálculo del límite superior, resulta necesario primeramente dividir al eje en sectores, luego calcular la masa de cada uno de ellos y finalmente determinar la deflexión en el punto medio de cada uno de estos sectores. Una vez calculados estos valores, recién se puede hallar el valor deseado, sin embargo, la precisión de este resultado depende del número de divisiones del eje, lo cual significa que, a mayor número de divisiones, mayor precisión en el resultado, sin embargo, esto a su vez implica mayores cálculos debido a los pasos comentados previamente. Teniendo en cuenta lo anterior, se ha visto por conveniente modificar la ecuación en cuestión, de la siguiente manera:

$$\text{Límite superior: } \text{RPM} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^T \sum_{j=1}^n m_{i,j} y_{i,j}}{\sum_{i=1}^T \sum_{j=1}^n m_{i,j} y_{i,j}^2}}$$

Llevando al límite el número de divisiones del eje y reemplazando el valor de la masa correspondiente a cada una de estas divisiones:

$$\sum_{j=1}^n m_j y_j = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n \Delta m_j \cdot y_j = \rho A \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n \Delta x_j \cdot y_j = \rho_T A_T \int y_T dx$$

$$\sum_{j=1}^n m_j y_j^2 = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n \Delta m_j \cdot y_j^2 = \rho A \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n \Delta x_j \cdot y_j^2 = \rho_T A_T \int y_T^2 dx$$

Finalmente, reemplazando en la ecuación inicial, el límite superior se computa con:

$$\text{Límite superior: } \text{RPM} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^T \rho_i A_i \int y_i dx}{\sum_{i=1}^T \rho_i A_i \int y_i^2 dx}}$$

Centro de masa (mm)	Volumen (mm ³)	Peso (N)	Deflexión (mm)
150	2,356,194.4902	181.0077	-0.0961
500	4,908,738.5212	377.0993	-0.1296
750	785,398.1634	60.3359	-0.0275

Esta ecuación ofrece un resultado más preciso, dado que el número de divisiones se ha elevado al infinito, lo cual ha permitido convertir las sumatorias en integrales, y que, por otra parte, resulta conveniente en este caso, toda vez que las deflexiones en el eje han sido calculadas mediante funciones analíticas y numéricas que se pueden integrar de manera rápida y precisa.

4.3 Elementos bidimensionales

Se utilizan elementos triangulares de deformación constante (CST), donde cada uno de estos estará definido geométricamente por tres pares de coordenadas, a partir de los cuales se pueden establecer las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}\beta_i &= y_j - y_m & \beta_j &= y_m - y_i & \beta_m &= y_i - y_j \\ \gamma_i &= x_m - x_j & \gamma_j &= x_i - x_m & \gamma_m &= x_j - x_i\end{aligned}$$

Ahora bien, considerando estas expresiones junto con el área, el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson correspondientes a cada uno de los elementos, se describen las siguientes matrices:

$$[B] = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} \beta_i & 0 & \beta_j & 0 & \beta_m & 0 \\ 0 & \gamma_i & 0 & \gamma_j & 0 & \gamma_m \\ \gamma_i & \beta_i & \gamma_j & \beta_j & \gamma_m & \beta_m \end{bmatrix} \quad [D] = \frac{E}{1-v^2} \begin{bmatrix} 1 & v & 0 \\ v & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-v}{2} \end{bmatrix}$$

A partir de estas y considerando el espesor de cada elemento, se puede formular la matriz de rigidez respectiva mediante la siguiente ecuación:

$$[k] = tA[B]^T[D][B]$$

Con las matrices de rigidez individuales se plantea la matriz de rigidez global, la cual, junto con las matrices de fuerzas y desplazamientos, se redimensionan en base a las condiciones de frontera, para posteriormente resolver el sistema general y determinar así, las reacciones y desplazamientos en cada nodo de la malla, lo cual a su vez, permite calcular los esfuerzos en cada elemento de la malla, mediante las siguientes expresiones:

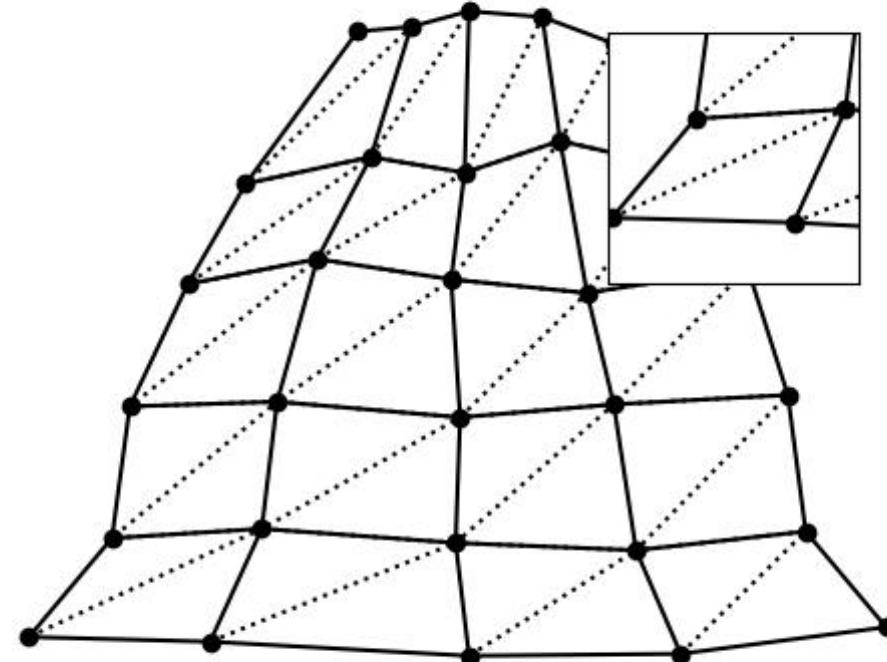
$$[F] = [K][d] \rightarrow [\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}] = [D][B][d]$$

▶ 🔍 🔍
◀ 🔍 🔍

▶ 🔍 🔍
◀ 🔍 🔍

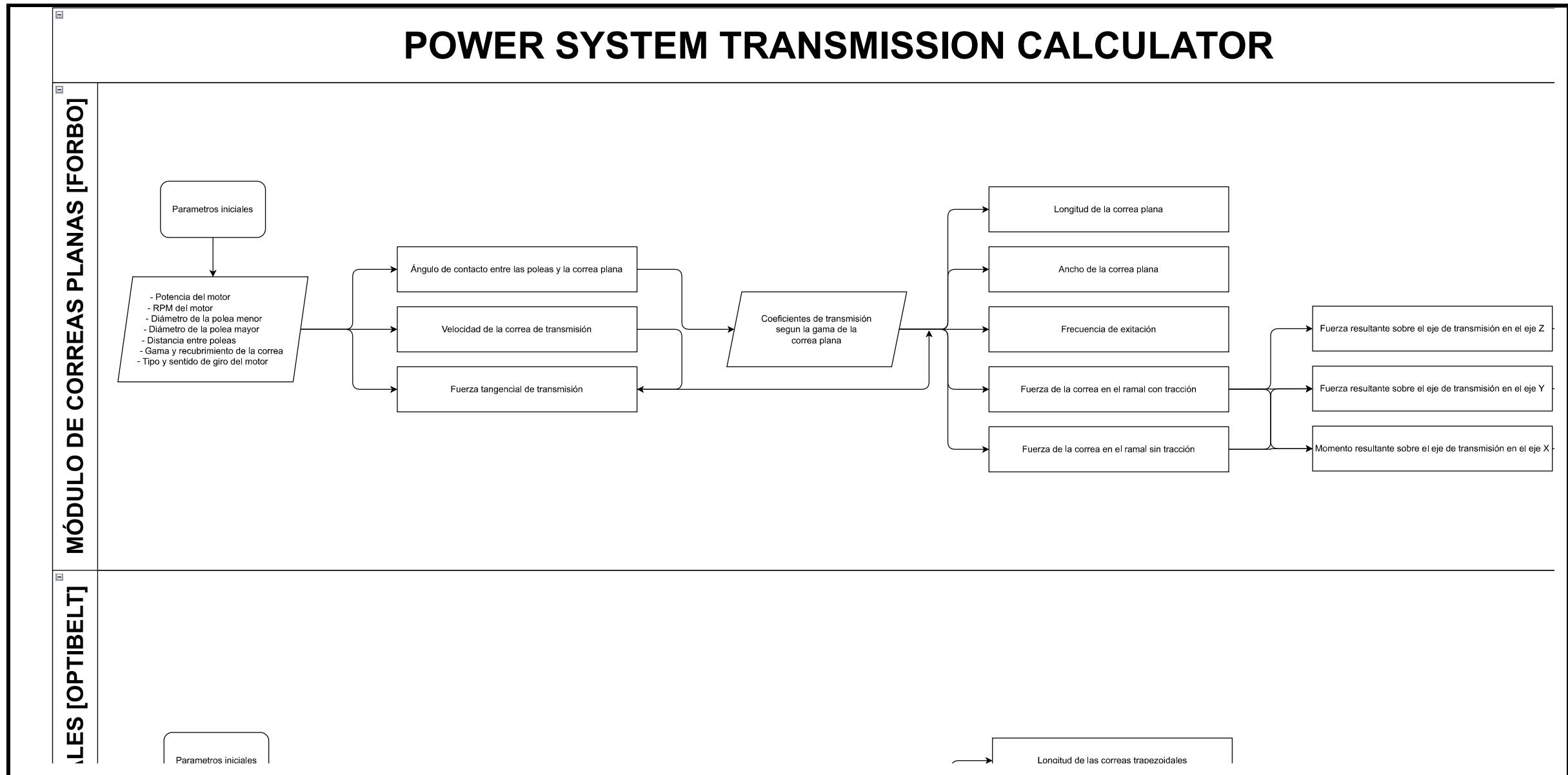
▶ 🔍 🔍
◀ 🔍 🔍

```
① 1 mallado(1, 1) # (refinamiento, 0 → cerrado y 1 → abierto)
```



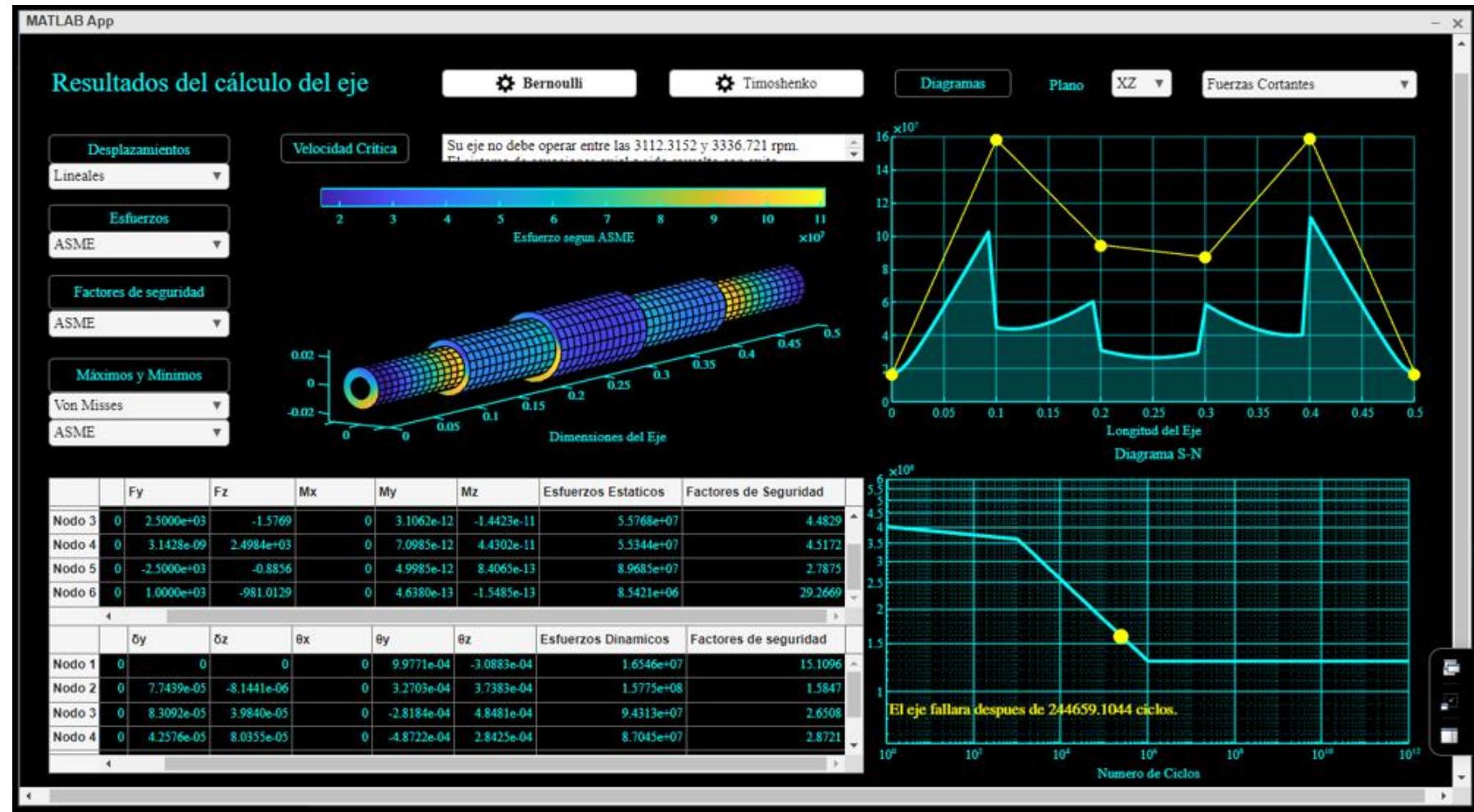
5. Resultados

5.1 Algoritmos desarrollados



5.2 Módulos desarrollados

[Módulo de correas planas](#) [Módulo de correas trapezoidales](#) [Módulo de cadenas](#) [Módulo de engranajes](#) [Módulo de parámetros del eje](#) [Módulo de factores de concentración de esfuerzos](#) [Módulo de resultado](#)



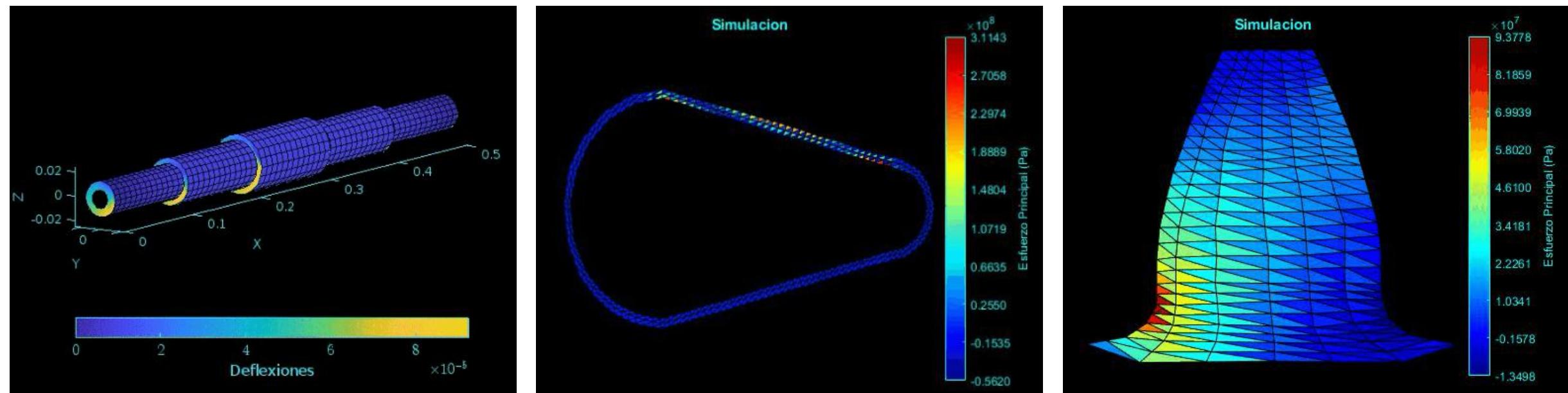
Main inputs:

- Módelo teórico de cálculo
- Resultado a analizar

Main outputs:

- Reacciones de fuerzas X Y Z
- Reacciones de momentos X Y Z
- Diagramas de axiales
- Diagramas de torques
- Diagramas de cortantes
- Diagramas de flectores
- Diagramas de pendientes
- Diagramas de deformaciones
- Diagramas de factores de seguridad
- Diagramas de esfuerzos
- Diagrama de velocidad critica
- Curva S-N y ciclos de vida
- Factores de seguridad
- Esquema tridimensional del eje para la representación de los resultados

La aplicación desarrollada ofrece una gran variedad de resultados, tanto numéricos como gráficos, a partir de los cuales el diseñador puede basarse para efectuar las optimizaciones correspondientes. No obstante, muchas veces resulta necesario una visualización mucho mas intuitiva de ciertos resultados, por lo que, adicionalmente la aplicación permite crear representaciones visuales mucho mas didacticas como las siguientes:



Todos los modulos desarrollados pueden ser utilizados directamente desde cualquier navegador web, como google chrome, microsoft edge, etc. Esto se debe a que el proyecto se integra con GitHub, la cual es una de las herramientas mas utilizadas por programadores para el desarrollo y distribución de software. Todo el proyecto se encuentra registrado en un repositorio publico, en el cual se explica de manera resumida la aplicación desarrollada, y se brinda los accesos directos a las aplicaciones junto con sus respectivos tutoriales. Ademas, gracias a la señalada integración, se puede ejecutar actualizaciones de la aplicación de manera global, en caso fuese necesario una.



Sitio web del proyecto: <https://junior19a2000.github.io/Bachillerato>

3.5 Módulo de ejes de transmisión → [Open in MATLAB Online](#)

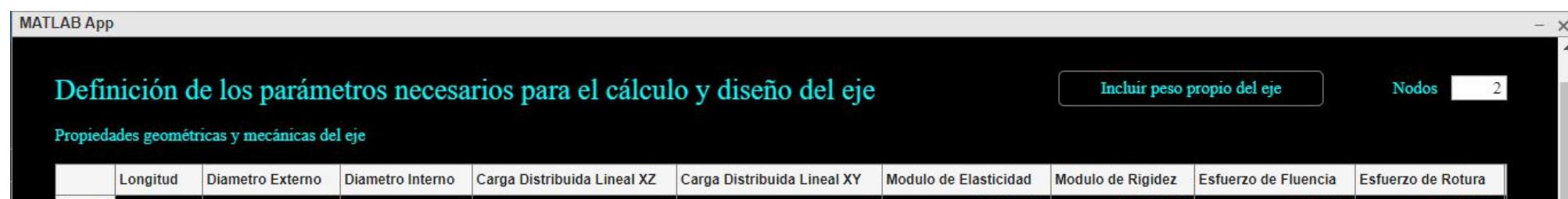
Se analizan bajo dos teorías:

- Euler-Bernoulli: No toma en cuenta los efectos de las fuerzas cortantes en la deformación del eje, por lo que resulta adecuada para ejes largos ($L/D>10$).
- Timoshenko: Toma en cuenta los efectos de las fuerzas cortantes en la deformación del eje, por lo que resulta adecuada para ejes cortos ($L/D<10$).

Independientemente de la teoría que se eliga para el cálculo, la aplicación permite los siguientes análisis:

Análisis estático	Análisis dinámico	Análisis vibracional	Análisis de rigidez
Según el criterio de von Misses	Según el criterio de Soderberg	Según el criterio de Dunkerley	Deformaciones lineales
Según el criterio de Tresca	Según el criterio de Goodman	Según el criterio de Rayleigh	Deformaciones angulares
Según el criterio de Rankine	Según el criterio de la ASME		

Adicionalmente, tambien es posible determinar el numero de ciclos de vida del eje de transmisión.



6. Validación

Para la validación teórica del módulo de ejes, se ha visto por conveniente utilizar el caso de estudio abordado en el libro: "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley". El planteamiento del problema y el proceso de validación se muestran a continuación:

EJEMPLO 7-2

Este problema de ejemplo es parte de un caso de estudio más grande. Para conocer todo el contexto, vea el capítulo 18.

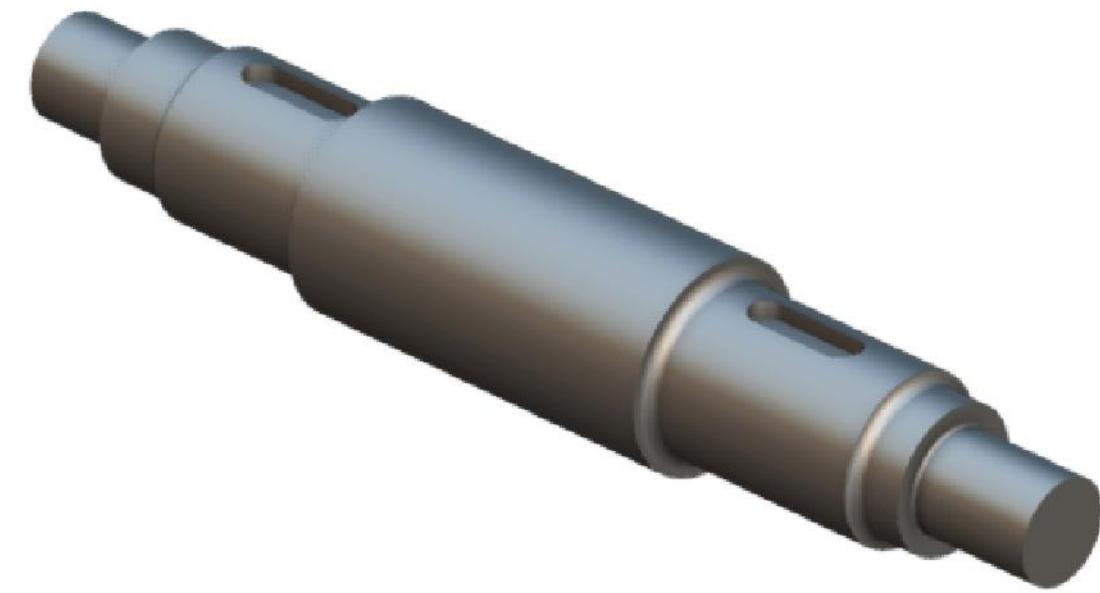
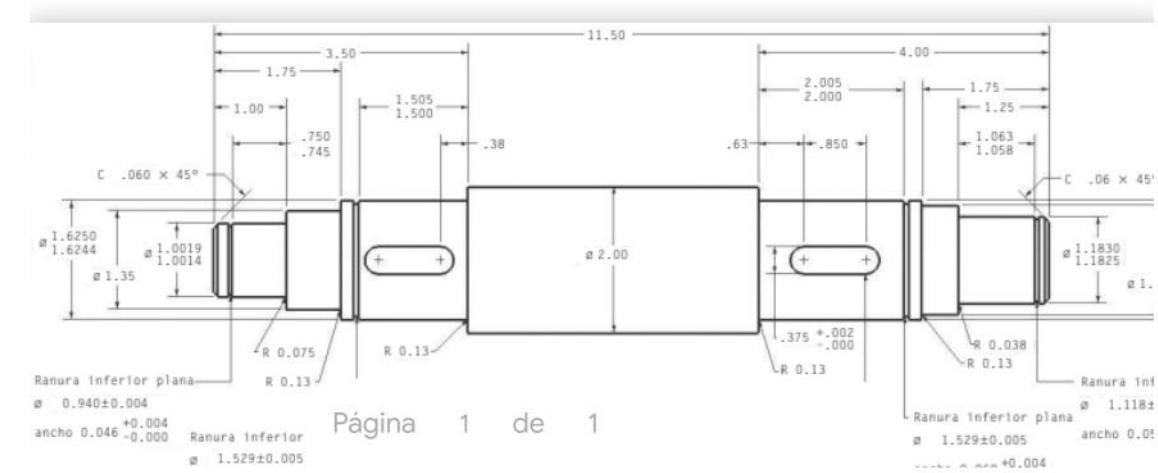
Un diseño de una caja de engranes con doble reducción se ha desarrollado hasta el punto en que se ha propuesto la configuración general y las dimensiones axiales del contraeje que carga dos engranes cónicos que se muestran en la figura 7-10. Los engranes y cojinetes están localizados y soportados mediante hombos y se mantienen en su lugar por medio de anillos de retención. Los engranes transmiten par de torsión a través de cuñas. Los engranes se han especificado como muestra en la figura, lo que permite que las fuerzas tangenciales y radiales que transmiten los engranes al eje puedan determinarse de la manera siguiente:

$$W_{23}^t = 540 \text{ lbf}$$
$$W_{54}^t = 2431 \text{ lbf}$$
$$W_{23}^r = 197 \text{ lbf}$$
$$W_{54}^r = 885 \text{ lbf}$$

donde los superíndices *t* y *r* representan las direcciones tangencial y radial, respectivamente, y los subíndices 23 y 54 las fuerzas ejercidas por los engranes 3 (que no se muestran) sobre los engranes 3 y 4, respectivamente.

Proceda con la siguiente fase del diseño, en la que se selecciona un material apropiado y se estiman los diámetros adecuados para cada sección del eje, con base en la provisión de suficiente capacidad de esfuerzo estático y fatiga para una vida infinita del eje, con factores de seguridad mínima de 1.5.

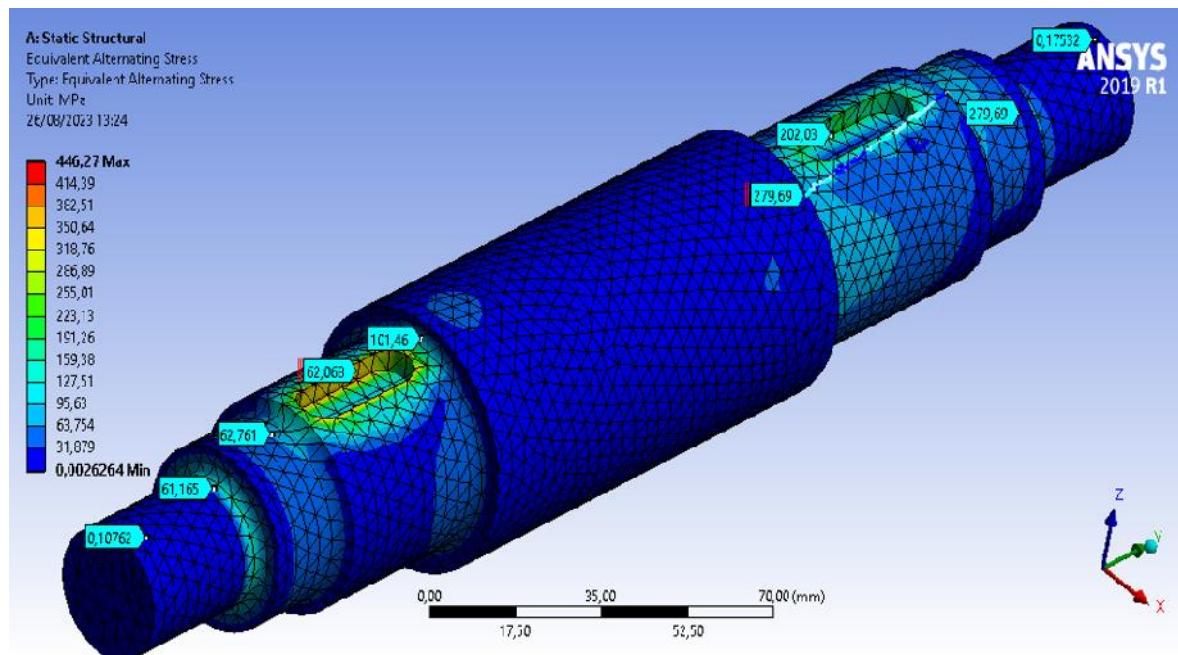
Página 1 de 7



En el caso de estudio, el autor calcula los diámetros en función a factores de seguridad establecidos y diversas iteraciones. No obstante, el proceso de cálculo del módulo de ejes de PSTC es similar a los software CAE actuales, es decir, primero se inicia con el dimensionamiento del eje y luego se modifica la geometría inicial hasta alcanzar el factor de seguridad buscado. En consecuencia, los resultados obtenidos por PSTC se compararán mejor con los obtenidos por programas CAE, los cuales en este caso son Ansys, Paraview y Simscale.

Resultado a validar

Otros



Power System Transmission Calculator

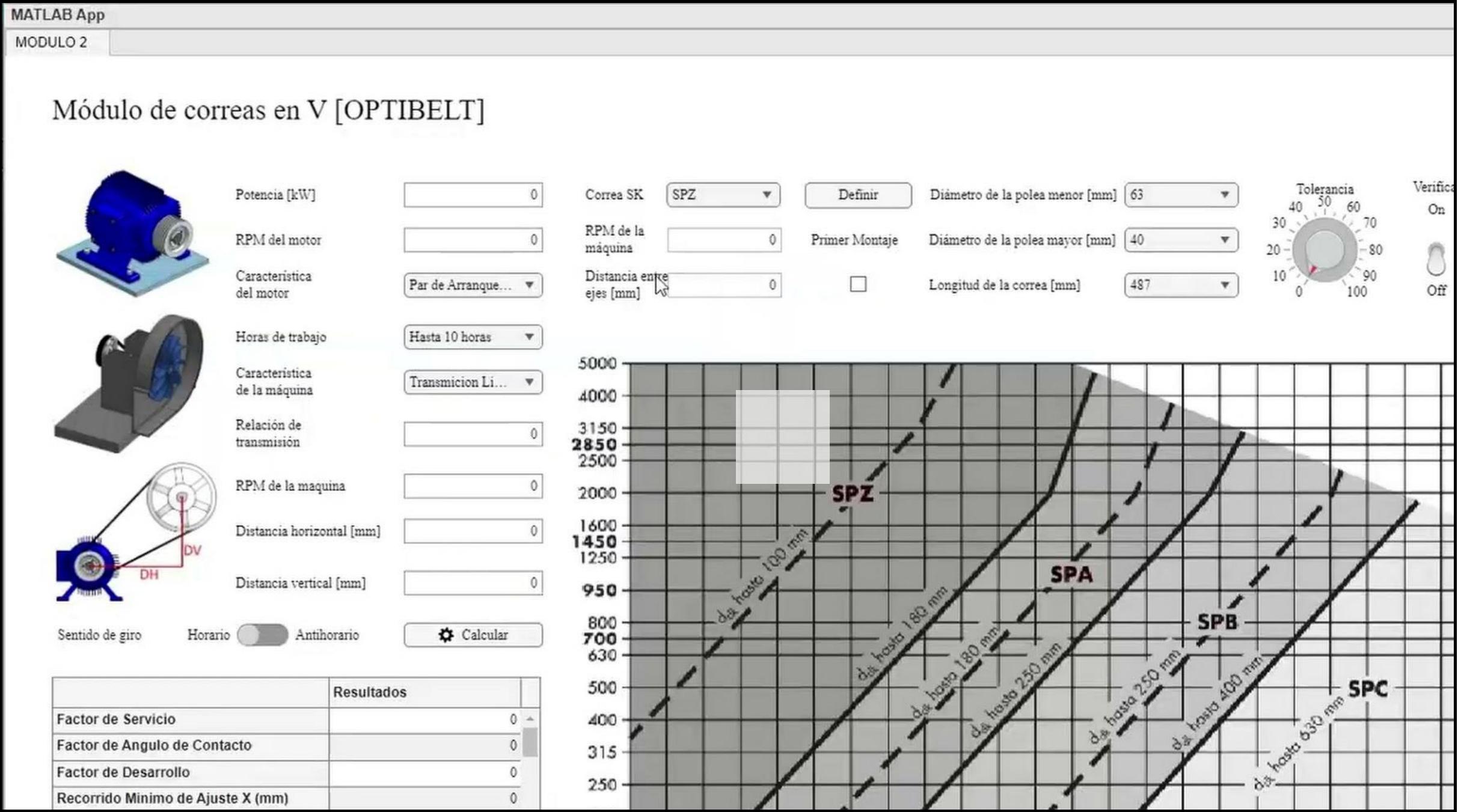


Todos los resultados obtenidos en el módulo de ejes se resumen en 6 valores: Pendiente máxima, deflexión máxima, factor de seguridad estático mínimo, factor de seguridad dinámico mínimo, velocidad crítica y horas de vida. A partir de estos, cualquier usuario sin importar su nivel de expertiz, debería ser capaz de diseñar un eje de transmisión de potencia eficiente. Se puede apreciar que, a partir de los resultados gráficos y numéricos, los resultados obtenidos por PSTC se validan con los resultados obtenidos por el autor en el caso de estudio y los software CAE utilizados en el análisis.

Resultado	P.S.T.C.	Otros
Pendiente (rad)	0.00056321	0.00000000
Deflexiones (m)	0.00003079	0.00003039
F.S. Von Misses	4.4933	4.4943
F.S. ASME	1.9993	1.9882
RPM crítico	5765.1	5164.8
Horas de vida	5.4750	5.4307

7. Aplicación

Durante el desarrollo del curso "Diseño de Maquinas" en la Universidad, se elaboró el proyecto denominado "ANALISIS DE INGENIERIA INVERSA DE UN MAQUINA TRITURADORA DE PET DE LA EMPRESA HYC INDUSTRIAS DEL PERU", en el cual se analizo el proceso de diseño de una maquina de trituración PET, con la finalidad de optimizar el diseño de sus componentes. Los cálculos para la mencionada optimización, en el caso de las correas en V y el eje a utilizar en la transmisión de potencia, fueron realizados de manera manual y con ayuda del programa Inventor respectivamente, obteniendo como resultado el uso de 3 correas tipo B en lugar de 5 correas tipo C, y un diametro del eje equivalente a 70 mm en vez de los 110 mm con el que este fue fabricado. Ahora bien, con el uso de PSTC para el mismo objetivo, se obtuvo como resultados el uso de 3 correas tipo SPZ y un diametro de eje 50 mm. Estos resultados obtenidos no solo validan los obtenidos en el desarrollo del proyecto, sino que significan una mejora, ya que en el caso de las correas, se utilizo la metodología de cálculo de un fabricante y, en el caso del eje, el diametro propuesto es menor y cumple con las condiciones establecidas para su diseño. Ademas, cabe señalar que el tiempo utilizado con PSTC resulta mucho menor que el empleado en el proyecto, entre otras consideraciones que resaltan a PSTC como una gran alternativa.



8. Conclusiones

- ➡ Debido a la digitalización de diagramas, los factores necesarios en el diseño, son determinados sin la necesidad de que el usuario intervenga en ello, lo cual se traduce en una reducción de tiempo considerable en el proceso de cálculo general.
- ➡ A diferencia de otros programas, el haber considerado la configuración geométrica de la transmisión de potencia y el sentido de giro del motor, permite que la descomposición y la determinación de las fuerzas sea mas realista y por lo tanto, un análisis mas preciso del eje de transmisión.
- ➡ Gracias al estudio e inclusión de diversas metodologías de cálculo, la aplicación esta en la capacidad de analizar, calcular y diseñar cualquier tipo de eje de transmisión de manera óptima.

👉 El no haber ignorado los efectos de las fuerzas cortantes en los análisis del eje de transmisión, no ha supuesto una diferencia significativa en los resultados, al menos cuando el eje es de proporciones genéricas.

👉 Si bien, la aplicación desarrollada se centra en el diseño de ejes de transmisión, no se deja de lado a los componentes que por lo general, permiten dicha transmisión, siendo en este caso: las correas planas, las correas trapezoidales, las cadenas y los engranajes, los cuales se analizan bajo la metodología de fabricantes y normativas reconocidas mundialmente.

👉 Se ha cumplido con los objetivos establecidos en el proyecto de investigación, ya que la aplicación desarrollada se caracteriza por su interfaz gráfica amigable, uso sencillo y acceso libre, lo cual sumado a que sus algoritmos poseen una lógica de programación eficiente, la convierte en una gran opción para el diseño de sistemas de transmisión de potencia de manera óptima.

9. Oportunidades de mejora

👉 La precisión de las interpolaciones, en el proceso de la digitalización de los diagramas, podría incrementarse si se añade una mayor cantidad de datos.

👉 Si bien se ha señalado que con la aplicación desarrollada se puede analizar cualquier tipo de eje de transmisión, es importante mencionar que, existen factores involucrados en el proceso, que dependen de ciertas propiedades, las cuales si son atípicas, podrían hacer que dichos factores difieran de los utilizados en la aplicación, por lo que, para estos casos, el usuario debe ser alguien con la capacidad de estimar la precisión de los resultados obtenidos con la aplicación. En consecuencia, los algoritmos desarrollados deben actualizarse para abarcar mayores casuísticas que aun no se han contemplado.

👉 Se han analizado los componentes principales de un sistema de transmisión de potencia, no obstante, existen otros que también deberían ser incluidos, como los motores, volantes de inercia, anillos de retención, etc.

👉 Así mismo, los componentes abarcados en la aplicación, se calculan según el fabricante respectivo, sin embargo, existen otros fabricantes de igual relevancia, que podrían ser incluidos.

👉 Este proyecto podría ser utilizado para el desarrollo de un laboratorio virtual para el análisis y diseño de sistemas de transmisión de potencia.