

Trabajo de fin de grado

Calculo de contacto rueda-carril y calado de ejes de
ferrocarril

Memoria

Autor/es:

Javier Pérez Ruiz

Director/es:

Luis Castejón Herrer

Grado en Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza

2024

1 Índice:

1	Índice:	2
2	Resumen:	4
	1. Abstracto e introducción al tema en cuestión.	4
	2. Análisis calado de eje de ferrocarril:.....	4
	3. Cálculos relacionados con el contacto rueda-carril:.....	4
	4. Conclusiones.....	4
	5. Referencias / Anexos.	4
3	Problemas abordados:.....	4
	3.1. Desgaste y fatiga en sistemas de contacto rueda-carril:	4
	3.2. Optimización del diseño de ejes de ferrocarril:	4
4	Metodología:.....	5
	4.1. Modelado y simulación:.....	5
	4.2. Selección de materiales y análisis de tolerancias:.....	5
	4.3. Validación experimental:	6
5	Abstracto e introducción:	6
	5.1. Abstracto.....	6
	5.2. Introducción	6
6	Análisis calado de eje de ferrocarril:	9
	6.1. Análisis teórico del calado de eje:	9
	6.2. Cálculos de esfuerzos en la rueda y el eje	11
	6.3. Materiales usados e introducción al modelado:.....	15
	6.4. Material usado.	15
	6.5. Tolerancias.	16
	6.6. Calculo de elementos finitos.	16
	6.7. Discusión de resultados	22
	6.8. Conclusiones:	28
7	Aspectos relacionados con el contacto rueda carril:	30
	7.1. -Solicitudes debidas al contacto rueda-rail.....	30
	7.1.1 Introducción y condiciones de contorno.	30
	7.1.2 Carga vertical centrada:	32
	7.1.3 Carga vertical Descentralizada.....	33

Trabajo de fin de grado	TFG Ingeniería Mecánica	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	Javier Pérez Ruiz 776327
-------------------------	----------------------------	--	-----------------------------

	7.1.4. Combinación de carga vertical y lateral sobre la pestaña.....	33
	7.1.5. Combinación de carga vertical y lateral sobre la cara interna de la rueda.....	33
8	Cálculos:.....	34
	8.1. Carga vertical centrada.....	36
	8.2. Carga vertical Descentralizada.....	39
	8.3. Combinación de carga vertical y lateral sobre la pestaña.....	42
	8.4. Combinación de carga vertical y lateral sobre la cara interna de la rueda.....	46
9	Conclusiones.....	49
	9.1. Comparación de resultados con datos conocidos.	49
	9.2. Conclusión del análisis.....	50
10	Referencias	52
11	Anexos	53
	11.1. Anexo A	53
	11.2. Anexo B	54
	11.3. Anexo C	56
	11.4. Anexo D	57
	11.5. Anexo E	64

Trabajo de fin de grado	TFG Ingeniería Mecánica	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	Javier Pérez Ruiz 776327
-------------------------	----------------------------	---	-----------------------------

2 Resumen:

1. Abstracto e introducción al tema en cuestión.
2. Análisis calado de eje de ferrocarril:
 - Análisis teórico del calado de eje:
 - o Cálculos de esfuerzos en la rueda.
 - o Cálculos de esfuerzos en el eje.
 - Materiales usados e introducción al modelado:
 - o Material usado.
 - o Tolerancias.
 - o Calculo de elementos finitos.
 - Discusión de los resultados.
 - Conclusiones.
3. Cálculos relacionados con el contacto rueda-carril:
 - Solicitaciones debidas al contacto rueda-rail.
 - o Carga vertical centrada
 - o Carga vertical Descentrada
 - o Combinación de carga vertical y lateral sobre la pestaña
 - o Combinación de carga vertical y lateral sobre la cara interna de la rueda
 - Resultados para las distintas combinaciones de carga.
 - o Cálculos.
 - o Para cada caso, gráficas y tablas de datos.
4. Conclusiones.
 - o Comparación de resultados con datos conocidos.
 - o Conclusión del análisis
5. Referencias / Anexos.

3 Problemas abordados:

3.1. Desgaste y fatiga en sistemas de contacto rueda-carril:

Discutir cómo las interacciones rueda-carril afectan la vida útil de estos componentes, considerando las cargas centradas y descentradas, así como las combinaciones de cargas verticales y laterales.

3.2. Optimización del diseño de ejes de ferrocarril:

Enfocar en la necesidad de mejorar la comprensión de los esfuerzos en los ejes bajo diferentes condiciones de carga para optimizar su diseño y materiales, aumentando su durabilidad y reduciendo los costos de mantenimiento.

4 Metodología:

4.1. Modelado y simulación:

Se ha utilizado software de análisis de elementos finitos (Solid Works Simulation) para modelar las interacciones rueda-carril y los esfuerzos en los ejes bajo diversas condiciones de carga.

Se ha utilizado el programa de cálculo Engineering Equation Solver EES para resolver los casos de cálculo teóricos.

Por último, se ha utilizado Microsoft Excel para juntar toda la información de este TFG y poder exponerla de forma



4.2. Selección de materiales y análisis de tolerancias:

Se eligieron los siguientes materiales para las ruedas y ejes:

Para la rueda se sugería usar el R7T y para el eje el A1N (**Tabla 1**). (D. Nikas)

Nombre	Grado	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Cu	V	Ni
Rueda	R7T	0.52	0.4	0.8	0.04	0.04	0.3	0.05	0.3	0.05	0.3
Eje	A1N	0.37	0.46	1.12	0.04	0.04	0.3	0.05	0.3	0.05	0.3

Nombre	Límite elástico (MPa)	Resistencia a tracción máxima (MPa)	Elongación (%)
Rueda	560	820-940	14
Eje	320	520-650	22

Tabla: 1: Muestra las composiciones de ambos aceros y sus propiedades mecánicas.

Ya que estos materiales no estaban disponibles en la biblioteca de SolidWorks se utilizaron materiales con propiedades mecánicas muy similares tanto para las simulaciones como para el cálculo teórico.

Para la rueda el acero C45 y para el eje el acero EN 1.4305

Se ha hecho un análisis de las tolerancias que puedan afectar al rendimiento y la seguridad.

Nombre	Límite Inferior (mm)	Límite Superior (mm)	Intervalo (mm)
Rueda	200.0000	200.0724	200.0000 - 200.0724
Eje	200.1800	200.2263	200.1800 - 200.2263

Tabla 2: Tolerancias de partida para los primeros cálculos de calado.

Estas tolerancias se han ajustado a posteriori para ser compatibles con normativa actual.

4.3. Validación experimental:

Todos los resultados se han contrastado con datos reales para validar los resultados de la simulación y del calado teórico. Se han usado resultados de pruebas experimentales y artículos científicos.

5 Abstracto e introducción:

5.1. Abstracto

Este TFG se centra en el análisis del contacto rueda-carril y el proceso de calado de ejes, dos aspectos fundamentales en el sector ferroviario. Se aborda el comportamiento mecánico de la interacción rueda-carril, analizando las tensiones, deformaciones y zonas de contacto mediante simulaciones y su validación comparando los resultados con artículos científicos. Para el calado de ejes, se estudian las posibles distintas tolerancias utilizadas en la transmisión de esfuerzos, evaluando su fiabilidad bajo diferentes condiciones operativas.

El enfoque metodológico combina cálculos teóricos detallados con simulaciones realizadas en software especializado (SolidWorks), lo que permite identificar las variables críticas que afectan a los materiales de ambos sistemas. Los resultados obtenidos ofrecen un análisis comparativo entre los modelos predictivos y las condiciones reales.

Este trabajo contribuye al diseño optimizado de los sistemas rueda-carril y ejes, mejorando la comprensión de los fenómenos físicos involucrados.

Palabras clave: Contacto rueda-carril, calado de ejes, simulación numérica, cálculo teórico, ingeniería ferroviaria, tensiones mecánicas.

5.2. Introducción

El calado de ejes es una de las operaciones fundamentales en la construcción y mantenimiento de sistemas ferroviarios.

Este proceso se refiere al montaje de ruedas sobre los ejes del tren, uniendo ambas piezas de manera que soporten las altas exigencias de carga, velocidad y dinámica que enfrentan los trenes.

Es un procedimiento crítico para garantizar la seguridad, la eficiencia y la longevidad de los trenes, así como para minimizar los riesgos asociados a fallos en servicio.

Definición del Calado de Ejes:

El calado consiste en el montaje mecánico de una rueda sobre un eje mediante una interferencia ajustada.

Esta interferencia se logra diseñando el diámetro del agujero en el cubo de la rueda ligeramente más pequeño que el diámetro del eje en la zona de montaje.

Al ensamblar la rueda en el eje, se genera una unión por ajuste a presión que asegura la inmovilidad relativa entre ambos componentes bajo condiciones normales de operación.

Este tipo de unión, conocido como ajuste por interferencia, utiliza las propiedades de deformación elástica y, en menor medida, plástica de los materiales para generar fuerzas de sujeción extremadamente altas. Estas fuerzas impiden el movimiento relativo entre la rueda y el eje, evitando deslizamientos que podrían comprometer la integridad estructural y el comportamiento dinámico del tren.

Importancia del Calado de Ejes:

En el mundo ferroviario, el calado de ejes es un aspecto crítico por varias razones:

- **Transmisión de esfuerzos:**
El montaje garantiza la transferencia de cargas axiales, radiales y momentos torsionales desde la rueda hacia el eje y viceversa, especialmente en sistemas de frenado y tracción.
- **Seguridad:**
Un calado defectuoso puede llevar a deslizamientos, pérdidas de tracción o, en casos extremos, desprendimiento de las ruedas, lo cual pone en riesgo la seguridad del tren y de los pasajeros.
- **Durabilidad:**
Un calado bien diseñado y ejecutado minimiza el desgaste y las fallas por fatiga en la interfaz entre la rueda y el eje, prolongando la vida útil de ambos componentes.
- **Eficiencia dinámica:**
La estabilidad del montaje afecta directamente la dinámica del tren y su interacción con la vía, impactando la calidad del servicio y el mantenimiento de la infraestructura.

Fenómenos Físicos en la Zona de Interferencia:

El calado de ejes involucra varios fenómenos físicos en la zona de interferencia que deben considerarse para garantizar la integridad del montaje:

- **Deformación elástica y plástica:**
Durante el montaje, tanto el agujero del cubo de la rueda como la superficie del eje experimentan deformaciones elásticas para adaptarse mutuamente. En algunos casos, pueden ocurrir deformaciones plásticas locales, especialmente si las tolerancias no se controlan adecuadamente o si se exceden los límites de elasticidad del material.
- **Presión de contacto:**
La interferencia genera una presión de contacto elevada en la interfaz rueda-eje. Esta presión es esencial para mantener la unión, pero debe diseñarse cuidadosamente para evitar el sobrepaso del límite elástico del material, lo que podría llevar a fallos prematuros.
- **Fricción:**

La fuerza de fricción en la interfaz actúa como la principal resistencia contra el deslizamiento relativo entre la rueda y el eje. La magnitud de esta fuerza depende de la presión de contacto y el coeficiente de fricción entre los materiales.

- Tensiones residuales:
El proceso de calado genera tensiones residuales tanto en la rueda como en el eje. Estas tensiones pueden ser beneficiosas, al contribuir a la estabilidad del montaje, o perjudiciales si se concentran en zonas críticas donde pueden iniciar grietas.
- Fenómenos tribológicos:
La interacción de las superficies en contacto puede generar desgaste y adhesión, especialmente durante las operaciones de desmontaje o en presencia de contaminantes como humedad o partículas.
- Fatiga por contacto:
En la interfaz, las cargas dinámicas repetitivas durante la operación del tren pueden inducir fatiga en el material, lo que puede dar lugar a grietas o desprendimientos locales.

Métodos de Calado:

El calado de ejes se puede realizar mediante diferentes métodos, dependiendo de las especificaciones técnicas y operativas del vehículo ferroviario. Los métodos más comunes incluyen:

- Prensado en frío:
Se utiliza una prensa hidráulica para forzar la rueda sobre el eje mediante la aplicación de una carga axial controlada. Este método es común debido a su simplicidad y control preciso del proceso. **Figura 1**



Figura 1: Prensa de calado y decalado. (ACYGS, s.f.)

- Calado térmico (ajuste por contracción):
Se calienta el cubo de la rueda para expandir su diámetro antes de montarlo en el eje. Una vez enfriado, el ajuste se asegura por contracción térmica, generando la interferencia deseada. (**Figura 2**)



Figura 2: Ajuste por contracción.

- Combinación térmica y mecánica:

En este método, se combinan los efectos del prensado mecánico y el calentamiento térmico para facilitar el montaje, especialmente en casos donde las tolerancias son muy estrictas.

El calado de ejes es un proceso esencial en la industria ferroviaria.

En este TFG se pretende comprender los fundamentos teóricos y prácticos del calado de ejes y el contacto rueda-carril, con el objetivo de adquirir un conocimiento sólido sobre los fenómenos físicos involucrados y los métodos utilizados en la industria ferroviaria. Este trabajo se enfoca en analizar y aprender de los procesos existentes, estableciendo una base técnica que permita aplicarlos con precisión y eficacia en el contexto profesional.

(Renfe, 2010)

6 Análisis calado de eje de ferrocarril:

En esta sección se presenta un análisis del proceso de calado, el cual se desarrolla a partir de tres enfoques complementarios: una simulación teórica basada en modelos matemáticos, una simulación mediante el método de elementos finitos para evaluar las tensiones y deformaciones en la interfaz rueda-eje, y una comparación crítica de los resultados obtenidos con los expuestos en un artículo científico relevante.

6.1. Análisis teórico del calado de eje:

La interferencia se define como la diferencia entre el diámetro interior de la rueda y el diámetro exterior del eje en la región de contacto. Dicha diferencia es negativa, ya que el diámetro de la rueda es más pequeño que el del eje antes del montaje. Al ensamblar, se genera una deformación elástica, creando una presión de contacto que asegura la unión entre la rueda y el eje. Esta presión depende de parámetros como el módulo elástico, la magnitud de la interferencia, y los radios internos y externos involucrados.

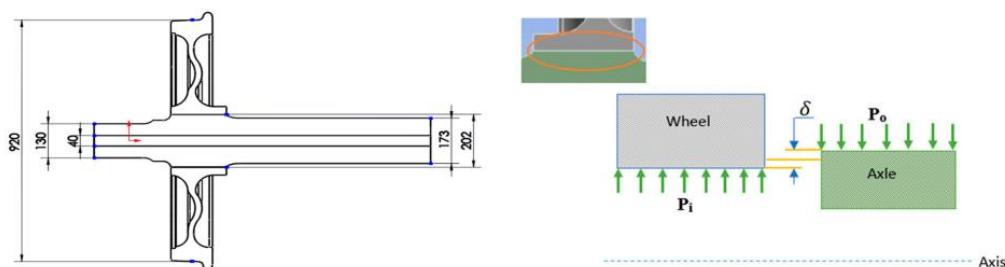


Figura 3: Representación de la interferencia.

Para el análisis teórico se han usado las siguientes formulas:

$$P = \frac{E\delta}{2r_a^3} \left[\frac{(r_w^2 - r_a^2)(r_a^2 - r_{ia}^2)}{r_w^2 - r_{ia}^2} \right]$$

Ecuación 1: Fórmula utilizada para materiales homogéneos (misma composición para la rueda y eje).

Utilizada para comprobaciones en las primeras iteraciones del cálculo teórico.

$$P = \frac{\delta}{r_a \left[\frac{1}{E_w} \left(\frac{(r_w^2 + r_a^2)}{(r_w^2 - r_a^2)} + v_w \right) + \frac{1}{E_a} \left(\frac{(r_a^2 + r_{ia}^2)}{(r_a^2 - r_{ia}^2)} - v_a \right) \right]}$$

Ecuación 2: Fórmula para materiales diferentes o ejes huecos.

Utilizada para todos los casos una vez se habían afinado los parámetros de cálculo.

Parámetros utilizados en las ecuaciones definidos en el Anexo A.

Una vez obtenemos la presión de contacto, podemos calcular las fuerzas internas en la rueda y el eje.

Conociendo las dimensiones de nuestro ensamblaje podemos calcular las tensiones tangenciales, radiales y de von mises en cada punto del radio tanto del eje como de la rueda.

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i - r_w^2 p_o}{r_w^2 - r_i^2} - \frac{(p_i - p_o) r_i^2 r_o^2}{(r_w^2 - r_i^2) r_a^2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{r_i^2 p_i - r_w^2 p_o}{r_w^2 - r_i^2} + \frac{(p_i - p_o) r_i^2 r_o^2}{(r_w^2 - r_i^2) r_a^2}$$

Ecuación 3: Ecuaciones para calcular tensiones radiales (3) y tangenciales (4)

Estas tensiones dependen de:

Presión interna aplicada (p_i).

Presión externa aplicada (p_o).

Radio interior del cubo y exterior del eje (r_o).

Radio exterior del cubo (r_w).

Radio interior del eje (r_i)

Distancia radial desde el centro del cilindro hacia el punto de interés (r).

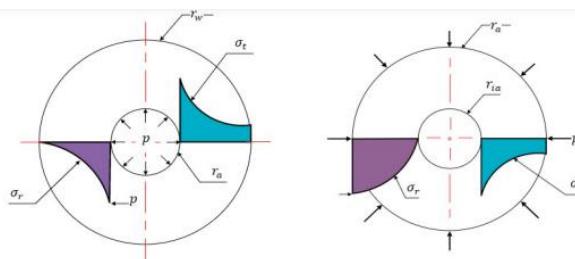


Figura 4: Resultados esperados de tensión en eje (derecha) y cubo (izquierda).

$$\sigma_r = \frac{r_a^2 p_i}{r_w^2 - r_a^2} \left(1 - \frac{r_w^2}{x^2}\right)$$

$$\sigma_t = \frac{r_a^2 p_i}{r_w^2 - r_a^2} \left(1 + \frac{r_w^2}{x^2}\right)$$

Ecuación 4: Ecuaciones simplificadas

Ecuaciones utilizadas para obtener los valores de tensión en cada punto del radio del eje y de la rueda.

Por último, se ha usado la fórmula de Von Mises para obtener las tensiones totales en cada punto del radio.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]}$$

Ecuación 5: Ecuación de Von Mises con tensiones axiales tangenciales y radiales.

Para nuestro caso de cálculo despreciamos la tensión axial (σ_z) ya que el esfuerzo principal ocurre en los planos radial y tangencial. (Jotawar, 2014)

6.2. Cálculos de esfuerzos en la rueda y el eje

Utilizamos el programa EES primero para calcular la presión de contacto de las diferentes interferencias y luego para obtener las tensiones tangenciales y radiales de cada una de ellas.

Los valores de interferencia son 100, 160, 200, 240, 280, 320, 360 y 400 μm .

Es el rango de valores en el que suele estar la interferencia en el calado de ejes.

Utilizando la fórmula de la **Ecuación 2** obtenemos los siguientes valores.

Se trata de presiones de contacto teóricas que se suponen constantes en toda la zona de interferencia.

Interferencia:	$\delta_{100\mu\text{m}}$	$\delta_{160\mu\text{m}}$	$\delta_{200\mu\text{m}}$	$\delta_{240\mu\text{m}}$	$\delta_{280\mu\text{m}}$	$\delta_{320\mu\text{m}}$	$\delta_{360\mu\text{m}}$	$\delta_{400\mu\text{m}}$
Tensión:	53,15MPa	75,16MPa	93,95MPa	112,7MPa	131,5MPa	150,3MPa	169,1MPa	187,9MPa

Tabla 3: Presiones constantes asociadas a distintos valores de interferencia obtenidas con EES

A continuación, procedemos al cálculo de las tensiones tangenciales y radiales para cada uno de los valores de interferencia utilizando las formulas de la **Ecuación 4**.

Utilizando Excel podemos representar gráficamente estas tensiones.

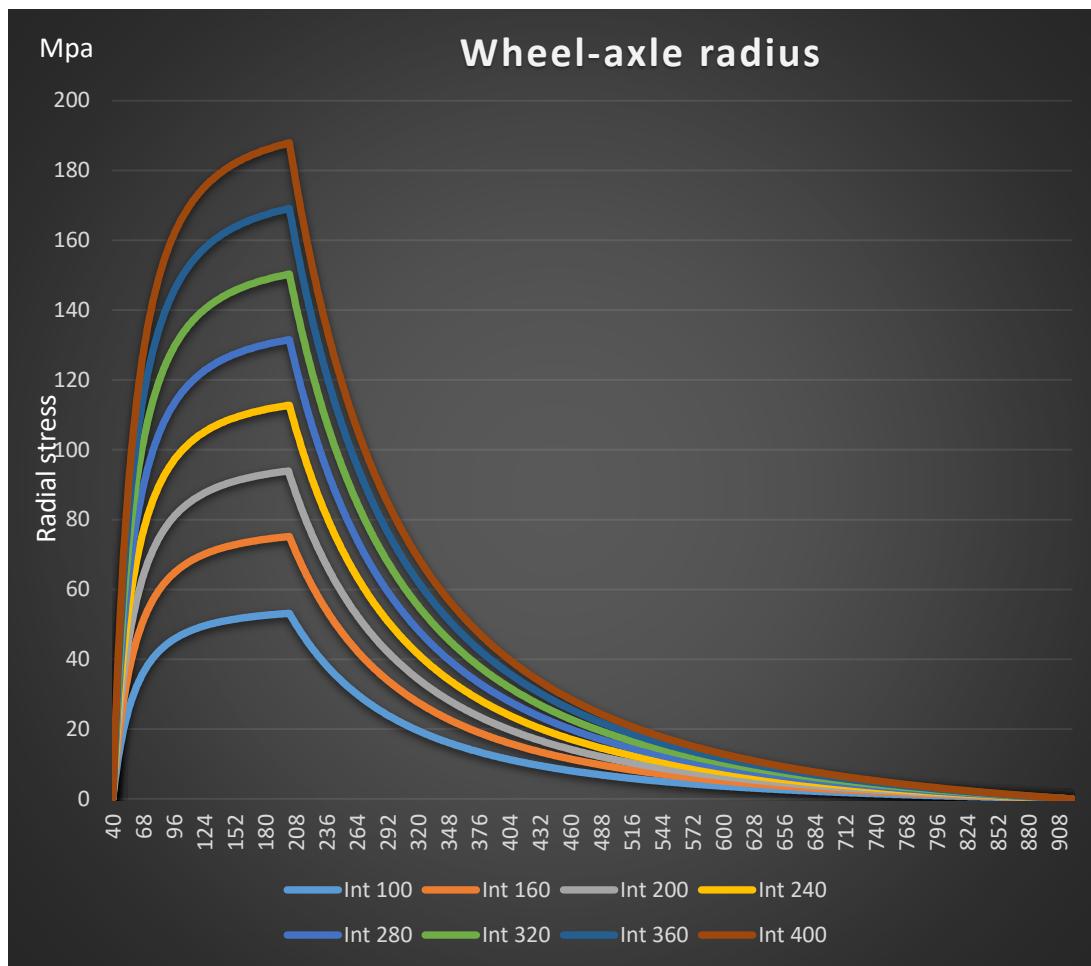


Figura 5: Tensiones radiales a lo largo del eje y la rueda (Su valor real es negativo).

En esta grafica (**Figura 5**) se muestran las tensiones radiales a lo largo del eje y la rueda, los valores reales son de carácter negativo puesto que son de compresión, sin embargo, se representan positivos para facilitar su interpretación.

El eje va desde los 40mm correspondiente al diámetro interior hasta los 202mm de diámetro exterior. El cubo va desde los 202mm en su diámetro interior hasta los 920mm de diámetro exterior. Ambas tensiones son máximas en la zona de contacto (202mm) y 0 en sus correspondientes extremos (diámetro interno del eje 40mm y diámetro externo de la rueda 920mm).

Las tensiones radiales son fuerzas perpendiculares a la superficie cilíndrica (actúan hacia adentro o hacia afuera desde el eje radial del cilindro).

Estas tensiones son generadas por la fuerza de contacto entre las superficies de la rueda y el eje, que busca mantener la interferencia.

En la zona de contacto entre el eje y la rueda, la interferencia genera una compresión directa, que induce una presión de contacto en esta interfaz.

Fuera de la zona de interferencia (hacia el interior del eje o hacia el exterior de la rueda), las tensiones radiales se distribuyen y disminuyen rápidamente debido a la falta de contacto directo.

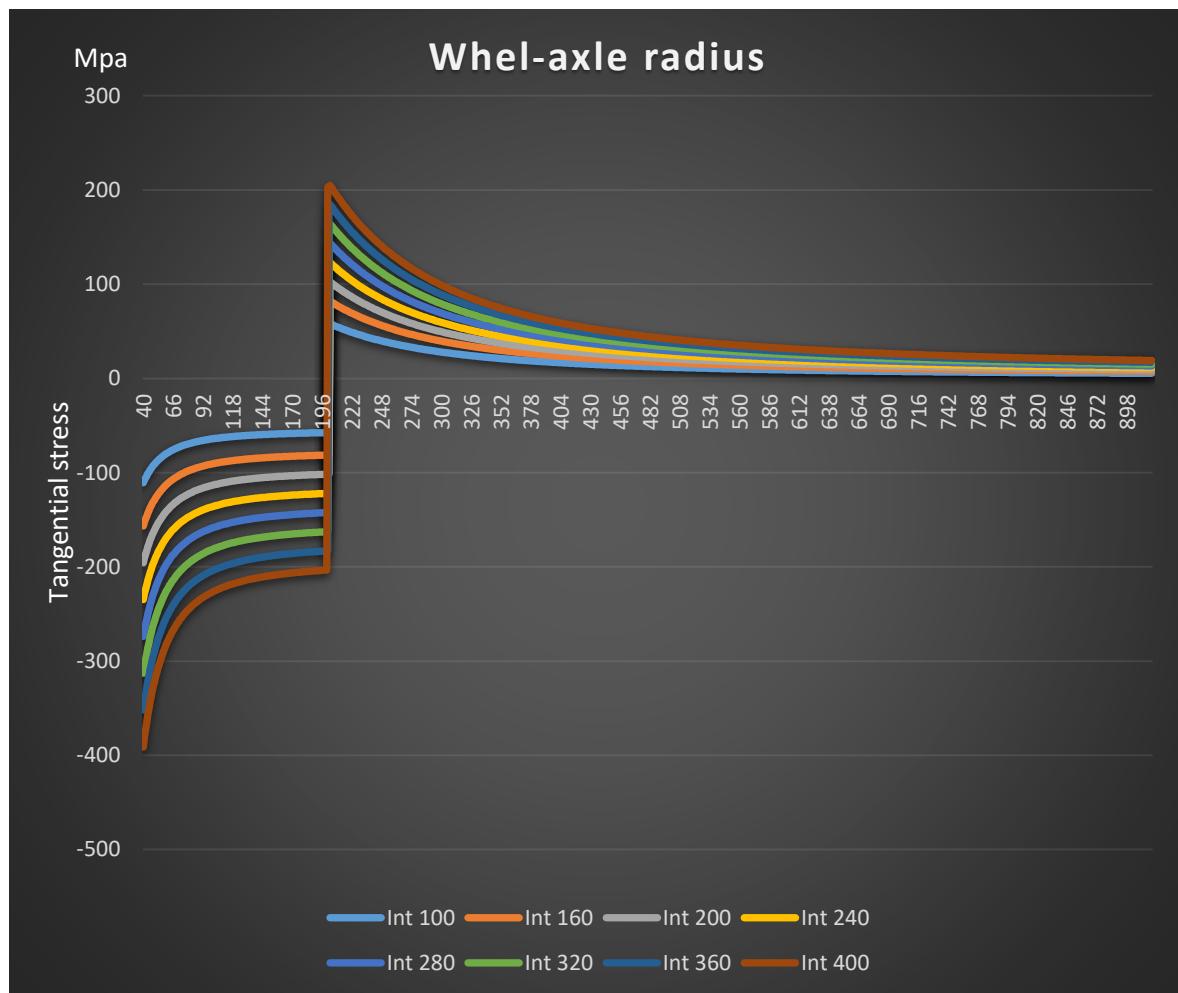


Figura 6: Tensiones tangenciales a lo largo del eje y la rueda

Esta grafica (**Figura 6**) muestra la distribución de tensiones tangenciales a lo largo del eje y la rueda.

El eje va desde los 40mm correspondiente al diámetro interior hasta los 202mm de diámetro exterior. El cubo va desde los 202mm en su diámetro interior hasta los 920mm de diámetro exterior.

Tanto el eje como la rueda tienen sus valores máximos de tensión tangencial en los diámetros internos.

Las tensiones tangenciales son fuerzas que actúan en dirección circunferencial alrededor del eje del cilindro.

Estas tensiones son generadas por la compresión circunferencial cuando la rueda o el eje, experimenta un ajuste por interferencia.

Al ensamblar la rueda en el eje, el material de la rueda intenta expandirse (en su diámetro interior) mientras que el eje intenta contraerse.

La compresión máxima ocurre en la zona más interna de la rueda (o en el exterior del eje en contacto), donde la deformación inducida es mayor debido a la interferencia directa.

Conforme nos alejamos de la zona de contacto hacia el exterior del cilindro, el material circundante resiste la expansión, distribuyendo las tensiones de forma gradual hacia el exterior. Por ello, la tensión tangencial disminuye con la distancia desde la zona interna hacia la externa.

El material en la región más interna del eje tiene menos volumen que las regiones externas, por lo que debe resistir proporcionalmente más de la carga inducida por la presión externa.

Al estar más cerca del centro geométrico, las fuerzas tangenciales circunferenciales se concentran en esta zona, generando mayores tensiones.

El material en el diámetro interno soporta la acumulación de todas las tensiones generadas por la deformación del material circundante hacia el interior. Esto hace que las tensiones tangenciales alcancen su máximo en esta región.

Según la teoría de cilindros de pared gruesa (y como se describe en las ecuaciones de tensiones radiales y tangenciales), las tensiones tangenciales tienden a ser máximas en las superficies internas (diámetro interno) de los cilindros sometidos a presión externa.

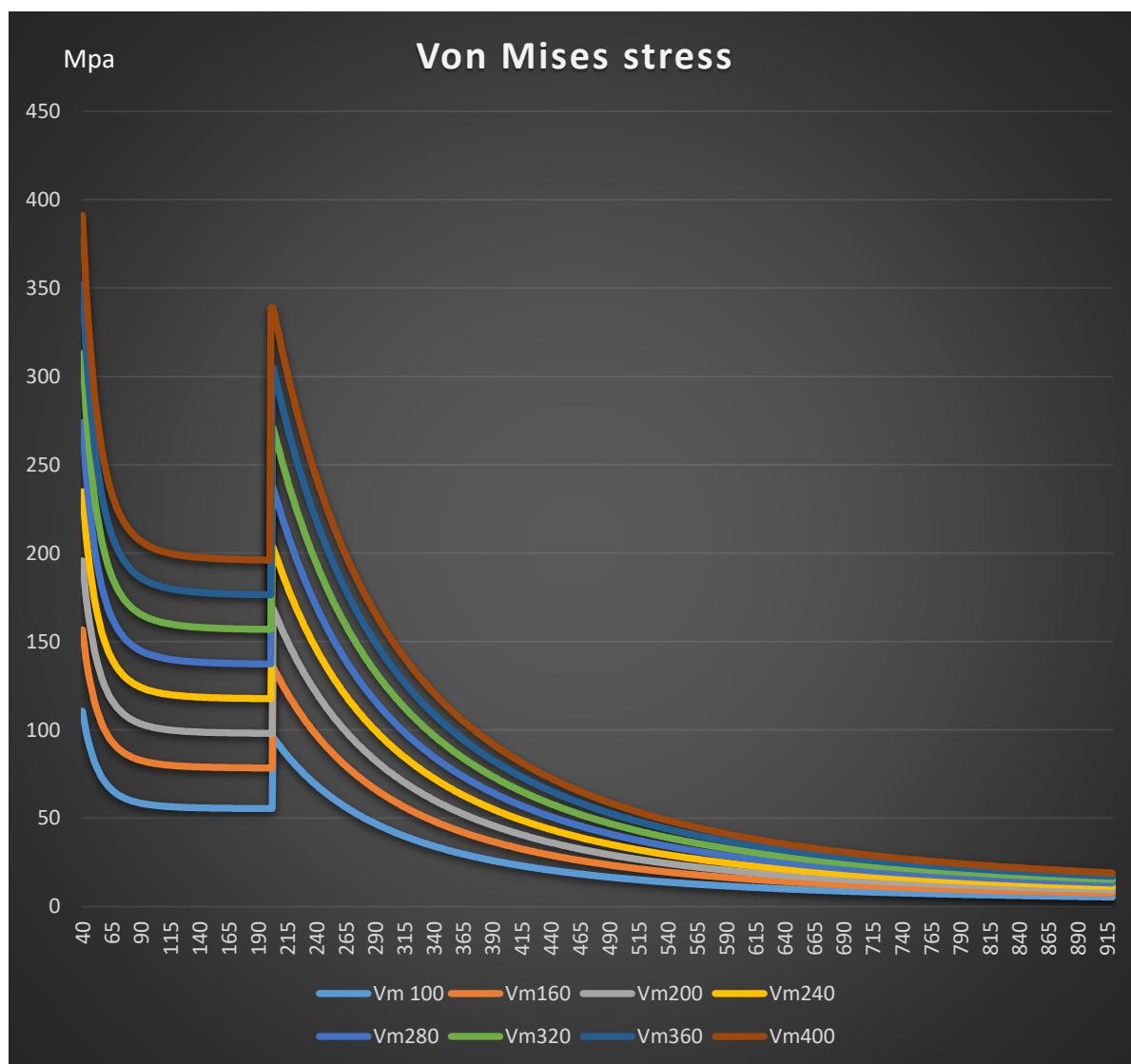


Figura 7: Tensiones de Von Mises a lo largo del eje y cubo

Mediante la **Ecuación 5** obtenemos los siguientes resultados.

Esta grafica (**Figura 7**) muestra la distribución de tensiones de Von Mises a lo largo del eje y la rueda.

El eje va desde los 40mm correspondiente al diámetro interior hasta los 202mm de diámetro exterior. El cubo va desde los 202mm en su diámetro interior hasta los 920mm de diámetro exterior.

Al analizar las tensiones combinadas (radial + tangencial), sus máximos se localizan en puntos específicos debido a su distribución y superposición:

En la interfaz cubo-eje (zona de interferencia):

Aquí se encuentra el máximo de tensión radial, debido a la presión directa de contacto generada por la interferencia.

Aunque la tensión tangencial no es máxima aquí, su contribución es significativa. Como resultado, la combinación de tensiones da un valor elevado en esta región.

En el diámetro interno del eje o de la rueda:

En el interior del eje o de la rueda, la tensión tangencial es máxima porque el material más interno debe soportar la acumulación de todas las tensiones inducidas en el cilindro. En esta región, la tensión radial ya ha disminuido o es cercana a 0, pero el máximo de tensión tangencial domina, dando lugar a tensiones combinadas elevadas.

6.3. Materiales usados e introducción al modelado:

Para analizar el comportamiento del calado de ejes, he utilizado SolidWorks como herramienta de simulación mediante el método de elementos finitos. El objetivo principal del modelado es complementar los cálculos teóricos realizados previamente y analizar las tensiones inducidas en el sistema rueda-eje, para evaluar posibles discrepancias entre los resultados teóricos y los obtenidos mediante simulación.

6.4. Material usado.

Como ya he comentado en el apartado de metodología, los materiales utilizados han sido, para el cubo, el acero C45 (**Tabla 4**) y para el eje, el acero EN 1.4305 (**Tabla 5**). (Ing. Vratislav Mareš, 2017)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000.0031	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	750	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	580	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)
Coeficiente de amortiguamiento del material	-	N/D

Tabla 4: Propiedades del acero C45.

Los datos más relevantes de cara al análisis de los resultados son el límite elástico y el de tracción puesto que estos determinan deformaciones plásticas o posibles fallos en el material. En este caso **580MPa** el límite elástico y **750MPa** el límite de tracción.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7700	kg/m ³
Límite de tracción	723.8256	N/mm ²

Límite de compresión	-	N/mm²
Límite elástico	620.422	N/mm²
Coeficiente de expansión térmica	1.3e-05	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)
Coeficiente de amortiguamiento del material	-	N/D

Tabla 5: Propiedades del acero EN 1.4305.

Los datos más relevantes son nuevamente el límite elástico y el de tracción puesto que estos determinan deformaciones plásticas o posibles fallos en el material. En este caso **620MPa** el límite elástico y **723MPa** el límite de tracción.

6.5. Tolerancias.

La interferencia es la diferencia entre el diámetro del eje y el diámetro del cubo de la rueda antes del ensamblaje. Según la EN 13260, las tolerancias de interferencia dependen del diámetro nominal del eje y las condiciones operativas. Para un diámetro de eje de aproximadamente 202 mm, la norma especifica rangos de interferencia que suelen oscilar entre 50 μm y 300 μm . A continuación, muestro las tolerancias usadas, **Tabla 6.** (UNE, UNE, 2021)

Interferencia (I)	Tolerancia Eje (d_eje)	Tolerancia Cubo (d_cubo)
100 μm	202.10 mm / 202.05 mm	202.00 mm / 201.95 mm
160 μm	202.16 mm / 202.10 mm	202.00 mm / 201.95 mm
200 μm	202.20 mm / 202.15 mm	202.00 mm / 201.95 mm
240 μm	202.24 mm / 202.18 mm	202.00 mm / 201.95 mm
280 μm	202.28 mm / 202.22 mm	202.00 mm / 201.95 mm
320 μm	202.32 mm / 202.28 mm	202.00 mm / 201.95 mm
360 μm	202.36 mm / 202.28 mm	202.00 mm / 201.95 mm
400 μm	202.40 mm / 202.32 mm	202.00 mm / 201.95 mm

Tabla 6: Tolerancias para los distintos valores de interferencia.

De 100 μm a 300 μm , los valores se encuentran dentro de los límites especificados por la norma EN 13260 para ejes de este diámetro (202mm).

Las interferencias de 360 μm y 400 μm exceden los rangos típicos establecidos por la norma y podrían generar presiones de contacto elevadas, aumentando el riesgo de deformaciones plásticas o fallas en servicio. (UNE, UNE, 2021)

6.6. Calculo de elementos finitos.

Dimensiones:

Primero definimos los principales parámetros de rodadura. Acorde a los estándares de la UIC¹. (UIC, 2024)

Se observan las siguientes dimensiones para el eje y la rueda:

Diámetro de la rueda: Diámetro total de 920 mm.

Altura de la pestaña: es la distancia paralela a las caras de la rueda existente entre el vértice de la pestaña y su proyección sobre la horizontal que pasa por el círculo de rodadura, suponemos 30mm

¹ La Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC)

Círculo de rodadura: es el círculo sobre la superficie de rodadura ubicado a 75 mm de la cara interna de la rueda.

La zona de contacto entre la rueda y el eje se estimará de 180mm

Espesor de la pestaña: es la medida existente entre la cara interna de la rueda y el punto de la cara activa de la pestaña ubicado a 10 mm de círculo de rodadura, supondremos 35mm.

Diámetro del eje: La sección del asiento de la rueda tiene un diámetro de 202 mm, que también se ajusta a las dimensiones estándar especificadas por la UIC.

Ancho de banda: supondremos 140mm típico de trenes de pasajeros.

Espesor del alma: Tomaremos como referencia el valor típico de 40mm.

Cubo de la rueda: Supondremos un 30% del diámetro de la rueda, es decir unos 60mm.

Espesor del aro: Tomaremos el valor de 40mm para trenes de pasajeros. (CEN, 2006)

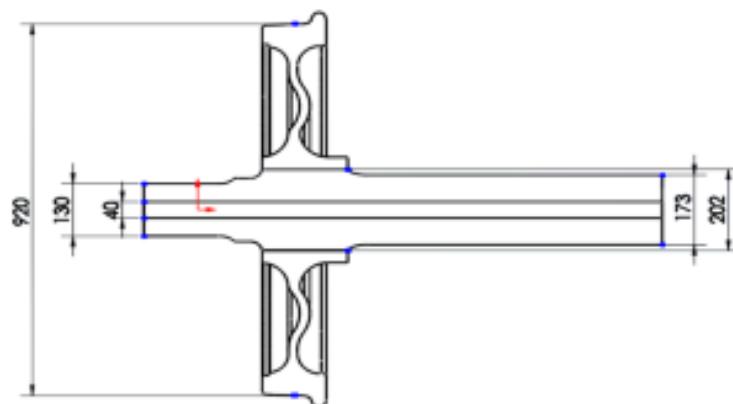


Figura 8: Dimensiones de la rueda.

Para la simulación aplicamos una condición de contorno, fijamos el eje, de esta forma no hay desplazamientos ni giros posibles en el conjunto. **Figura 9.**

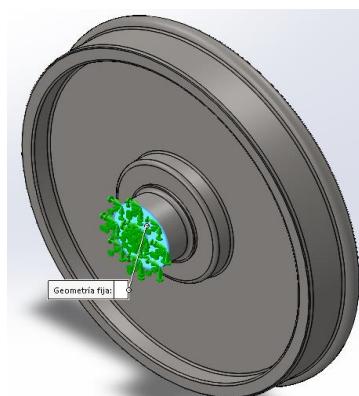


Figura 9: Condiciones de contorno del ensamblaje.

A continuación, nos aseguramos que se tienen en cuenta las superficies que están interfiriendo. **Figura 10.**

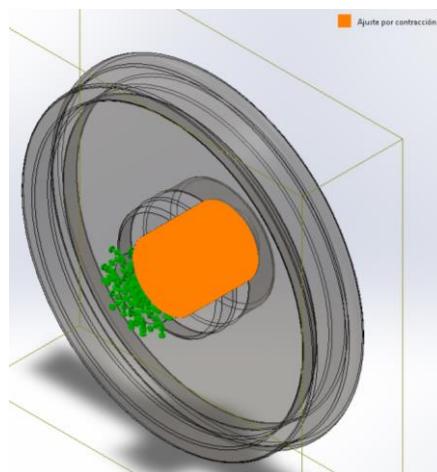


Figura 10: Comprobación de interferencia

Luego procedemos al mallado del ensamblaje. **Figura 11.** Utilizamos un mallado promedio, ni muy grueso ni muy fino puesto que las capacidades de mi ordenador son limitadas.

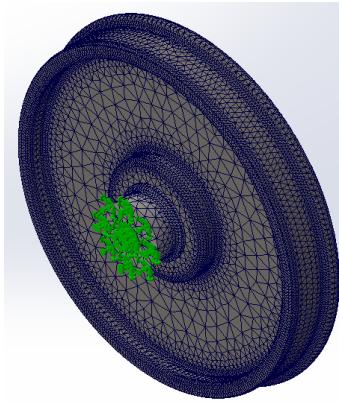


Figura 11: Mallado del ensamblaje.

Finalmente ejecutamos el estudio, este proceso hay que repetirlo para cada uno de los ensamblajes con distintos valores de tolerancia, es decir, 8 veces.

De cada estudio obtenemos todas las tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias en cualquier punto del espacio. Mediante una leyenda, la opción de cortar en cualquier lugar y una opción de obtener valores en el punto que deseemos podemos obtener todos los datos necesarios.

A continuación, muestro un ejemplo de una simulación exitosa. **Figura 12.**

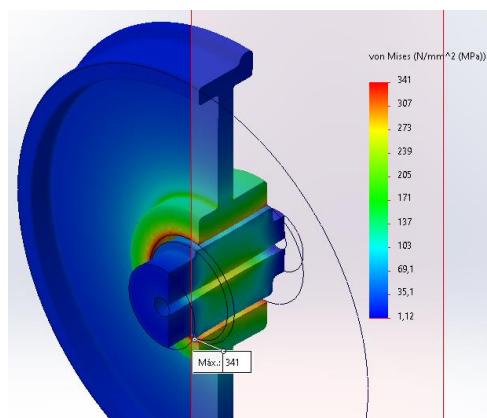


Figura 12: Ejemplo de resultados de simulación 160um.

Para poder comparar los resultados teóricos con los de simulación hemos tomado 20 puntos a lo largo del radio del ensamblaje para compararlos directamente con las gráficas de von mises obtenidas de forma analítica. **Figura 13**

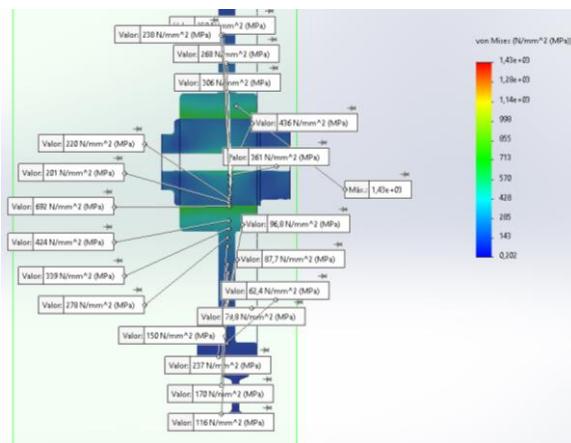


Figura 13: Ejemplo de análisis de resultados 160um.

A continuación (**Figura 14 ,15, 16**), muestro las diferentes tensiones radiales, tangenciales y de von mises obtenidas de forma numérica para las distintas interferencias.

El eje va desde los 40mm correspondiente al diámetro interior hasta los 202mm de diámetro exterior. El cubo va desde los 202mm en su diámetro interior hasta los 920mm de diámetro exterior.

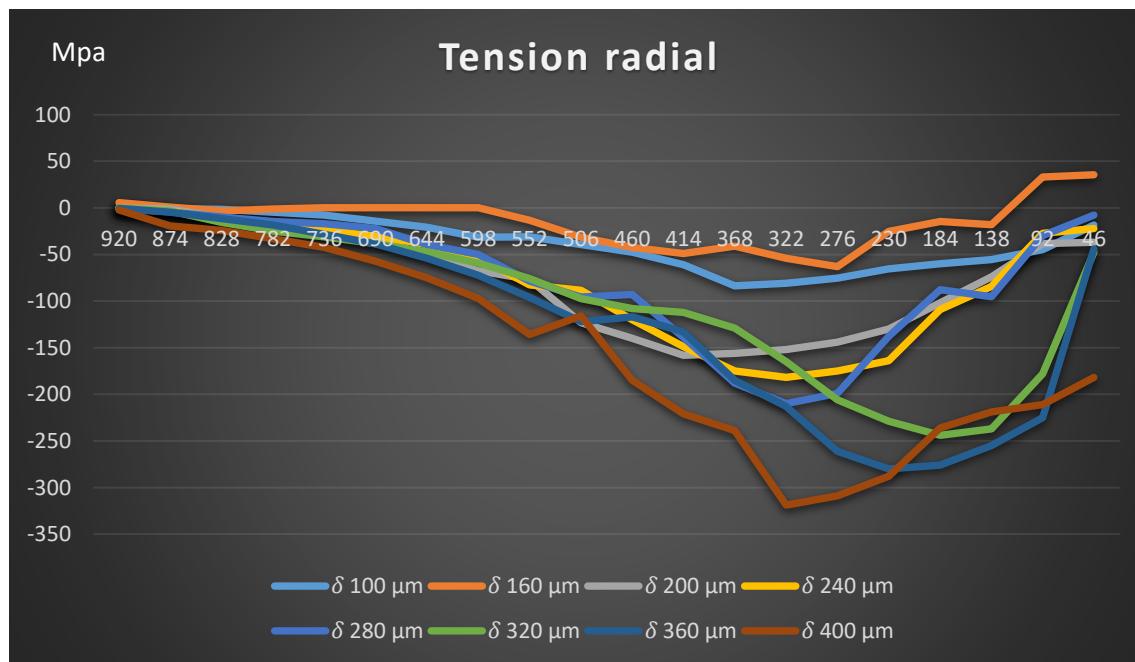


Figura 14: Tensiones radiales a lo largo del eje y cubo (simulado)

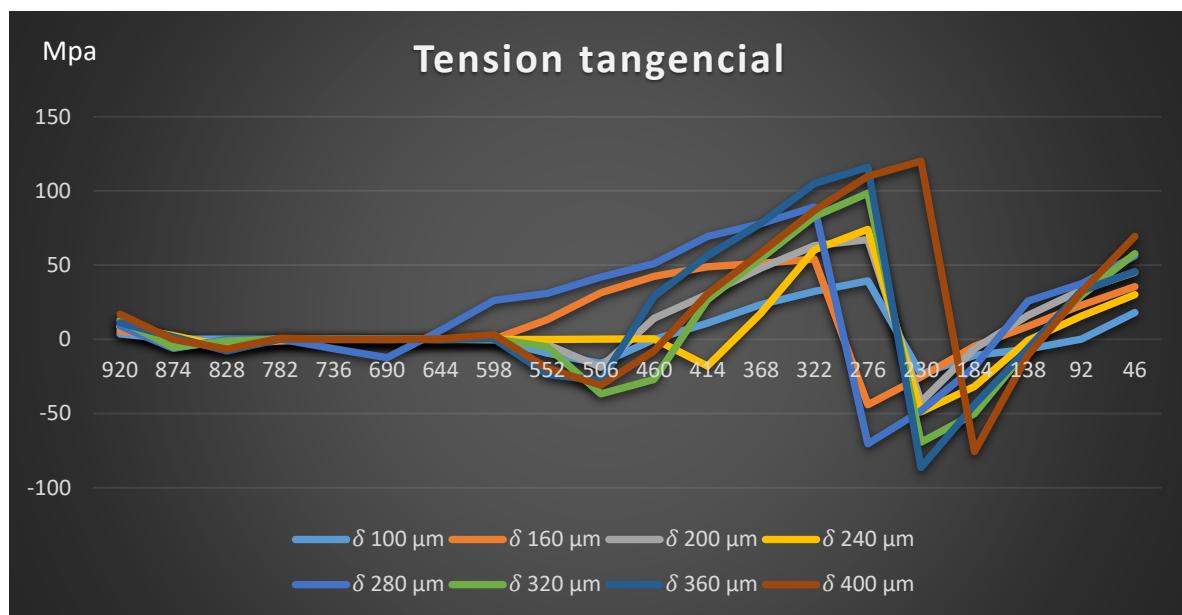


Figura 15: Tensiones tangenciales a lo largo del eje y cubo (simulado)

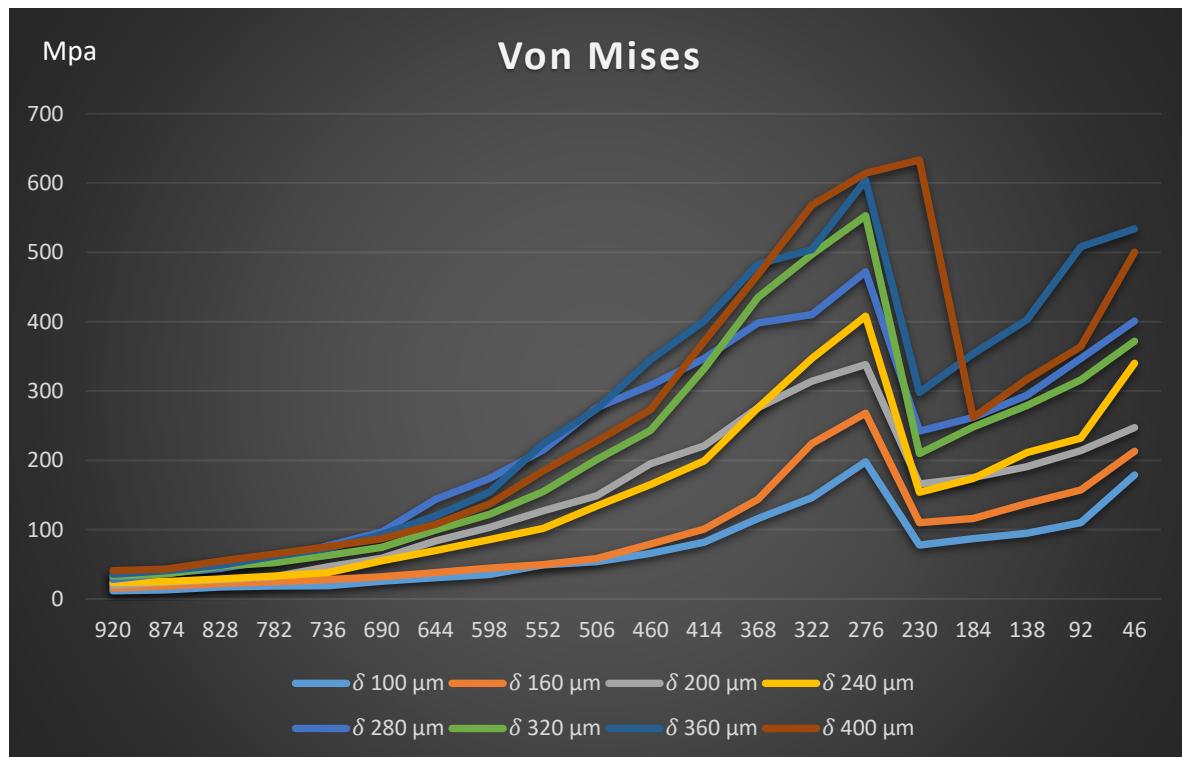


Figura 16: Tensiones de Von Mises a lo largo del eje y cubo (simulado)

Para la obtención de la gráfica de la **Figura 14, 15 y 16** se han tomado una serie de puntos como se muestra en la **Figura 13**, esos valores se han almacenado en un Excel y se han representado gráficamente.

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 240 um.

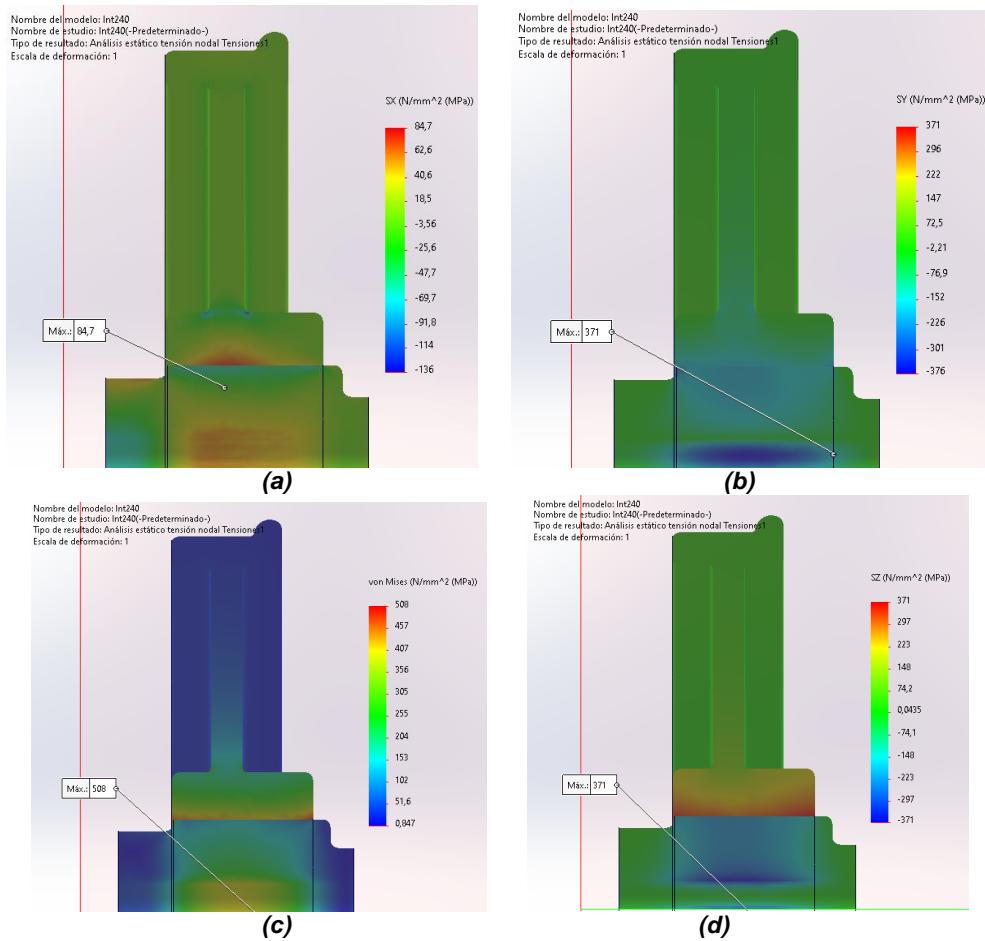


Figura 17: Distribución de tensiones para 240 μm de interferencia: (a) tensión tangencial, (b) tensión radial, (c) Tensión de Von Mises, y (d) Tensión axial.

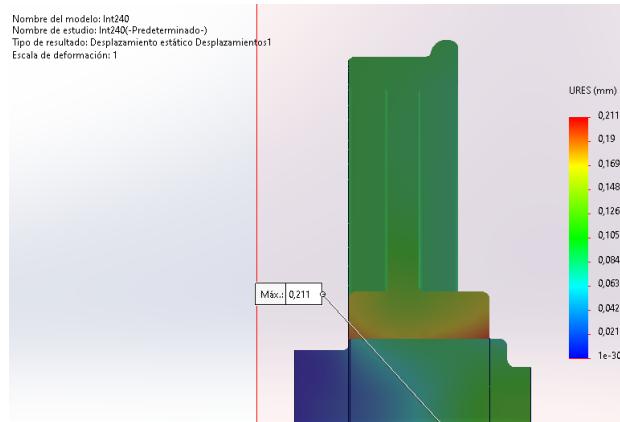


Figura 18: Distribución de desplazamientos para 240 μm de interferencia

Es interesante destacar que el esfuerzo radial obtenido mediante el análisis numérico no es lineal (**Figura 19**), debido al cambio en el ancho de la rueda a una distancia de 140 mm desde el cubo de la rueda hasta la placa de la rueda. Por otro lado, el resultado analítico es lineal para la rueda, ya que el cálculo analítico no considera los cambios en el ancho y lo trata como un cilindro uniforme en el radio dado. Como resultado, el esfuerzo radial obtenido mediante el análisis numérico se desvía significativamente de los resultados analíticos.

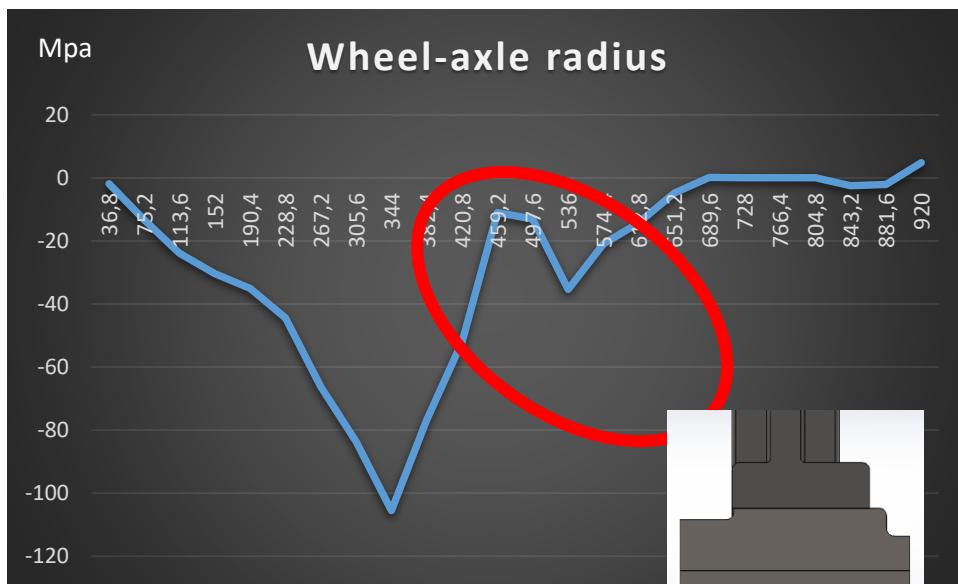


Figura 19: Distribución de tensiones radiales obtenidas por simulación para 240 μm de interferencia. (Mallado muy fino)

6.7. Discusión de resultados

Comparación entre análisis teórico y simulaciones:

Presión de contacto:

Los valores de presión de contacto obtenidos teóricamente y mediante simulación muestran una excelente correlación para todas las interferencias en el rango de 100 a 400 μm . Las diferencias observadas se deben principalmente a las aproximaciones inherentes al modelo teórico, que asume geometrías ideales y distribuciones uniformes de tensiones.

He entrado en profundidad para analizar la distribución de la presión a lo largo de la zona de contacto, en la superficie de 180mm donde descansa el cubo sobre el eje.

A continuación, muestro una gráfica con las distintas formas de obtener la presión de contacto para una de las interferencias seleccionadas, el resto se encuentra en los anexos.

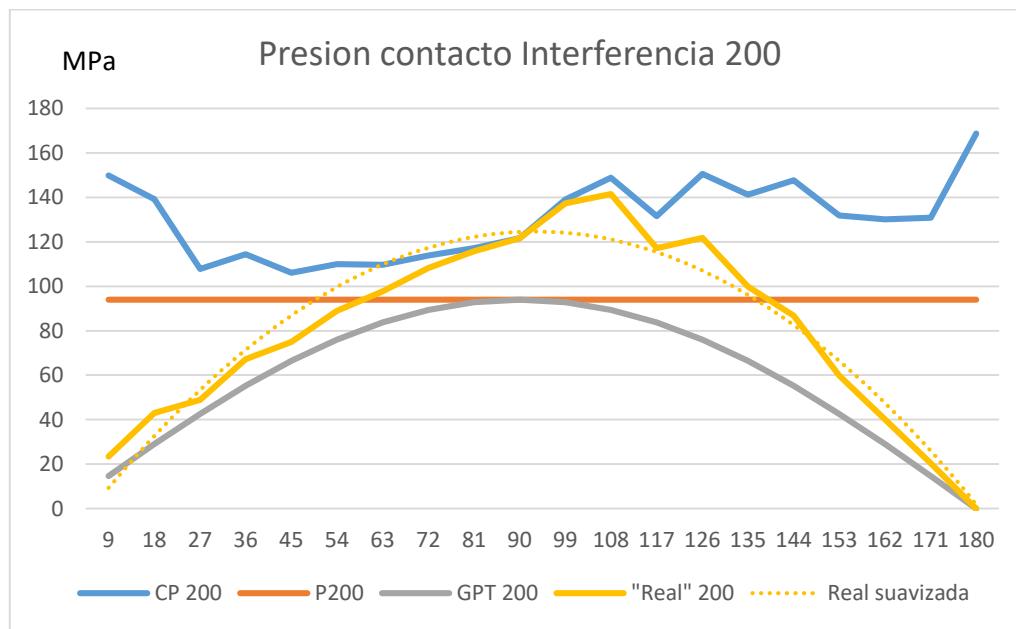


Figura 20: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 200um.

En la **Figura 20**, se muestran una serie de curvas, cada una se corresponde con una forma distinta de calcular la presión de contacto.

La primera, “CP 200”, se corresponde con la presión de contacto proporcionada por el programa de simulación de SolidWorks. Son 20 puntos a lo largo de la superficie de 180mm en los que nos da un valor de presión de contacto en MPa.

La segunda, “P200”, es la suposición teórica de presión constante en toda la zona de interferencia.

La tercera, “GPT 200”, es la propuesta de “Chat Gpt” para obtener la presión de contacto partiendo de la presión teórica y mediante una serie de senos obtener una aproximación más real.

(OpenAI, s.f.)

La cuarta, “Real 200”, es combinar la propuesta de “Chat Gpt” de usar una aproximación mediante senos utilizando esta vez la presión obtenida por solid Works, es decir la “CP 200”.

La quinta “Real suavizada”, es aproximar la última curva “Real 200” con una ecuación de tercer grado para obtener una distribución más uniforme.

En el artículo científico utilizado para contrastar todos los resultados (**Figura 21**), obtenían las siguientes curvas:

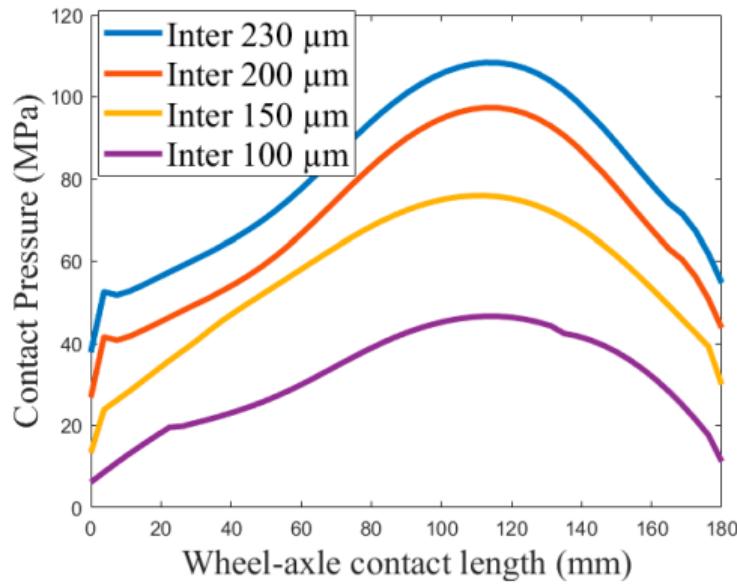


Figura 21: Curvas obtenidas en un artículo científico validado. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

Tensiones tangenciales y radiales:

Los resultados obtenidos mediante simulación confirman las distribuciones esperadas de tensiones radiales y tangenciales a lo largo del eje y la rueda. Las tensiones radiales son máximas en la zona de contacto (202 mm) y disminuyen hacia los extremos. Las tensiones tangenciales alcanzan su máximo en los diámetros internos del eje y la rueda debido a la acumulación de tensiones inducidas en estas regiones críticas, podemos deducirlo ya que conocemos como se comportan y la tensión de Von Mises tiene la forma esperada.

Además, podemos comparar también los resultados obtenidos en las **figuras 14, 15 y 16** con resultados de un artículo científico validado. (**Figura 22 y 23**)

Aunque este no abarca valores de interferencia mayores a 230 μm podemos observar que los datos obtenidos se corresponden a la perfección con los de este estudio.

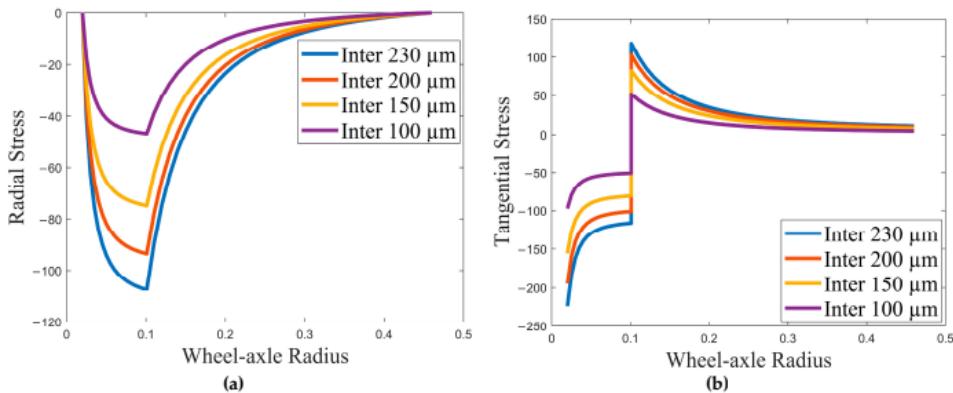


Figura 22: Tensiones radiales y tangenciales obtenidas en un artículo científico. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

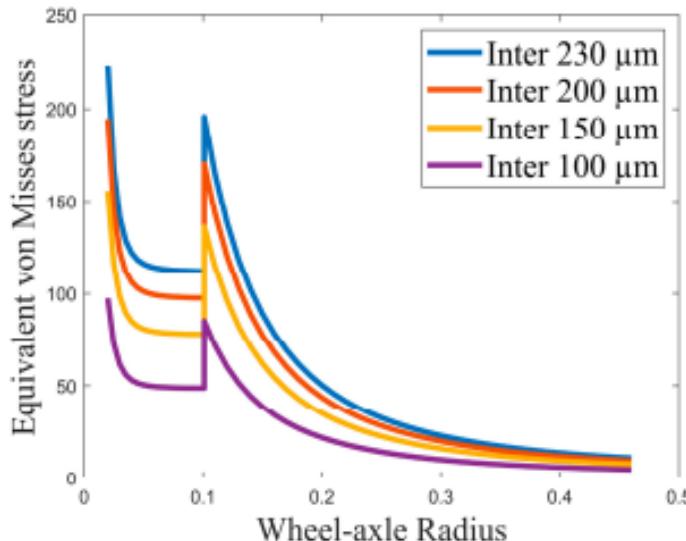


Figura 23: Tensiones radiales y tangenciales obtenidas en un artículo científico. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

Como se puede apreciar no solo coinciden las formas de las curvas, sino que además los resultados son prácticamente idénticos, esto nos indica que el cálculo teórico ha sido el adecuado.

Además, en el artículo llegan a la misma conclusión sobre la discrepancia de resultados en el cálculo teórico y simulado para las tensiones radiales. (Figura 24).

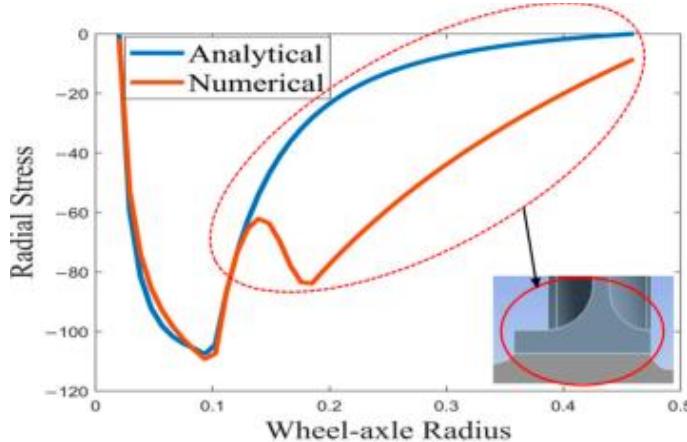


Figura 24: Distribución de tensiones radiales obtenidas por simulación para 230 μm de interferencia. Obtenido de un artículo científico. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

Análisis de tensiones de Von Mises:

Los valores de tensiones de Von Mises obtenidos para diferentes interferencias muestran que las máximas tensiones combinadas se localizan en la:

- Zona de contacto (202 mm): Donde las tensiones radiales alcanzan su máximo, aunque la contribución de las tensiones tangenciales no es despreciable.
- Diámetros internos del eje y la rueda: Donde las tensiones tangenciales son dominantes debido a la compresión circunferencial generada por la interferencia.

Para interferencias de 360 μm y 400 μm , las tensiones combinadas superan los límites elásticos de los materiales empleados (580 MPa para ambos), indicando

que estas configuraciones podrían inducir deformaciones plásticas o fallos en servicio, en línea con las observaciones teóricas.

En las siguientes imágenes se muestra la zona de contacto entre eje y cubo, las zonas de color se corresponden a las tensiones en las paredes internas del cubo.

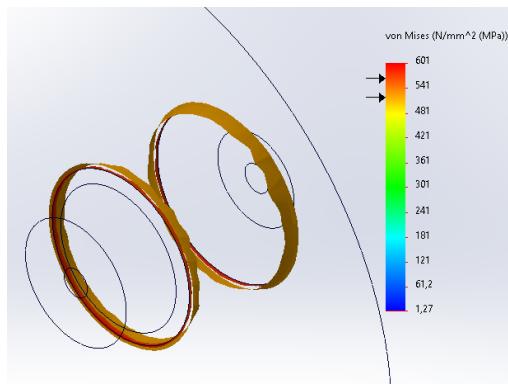


Figura 25: Plasticidad con interferencia 320 μm

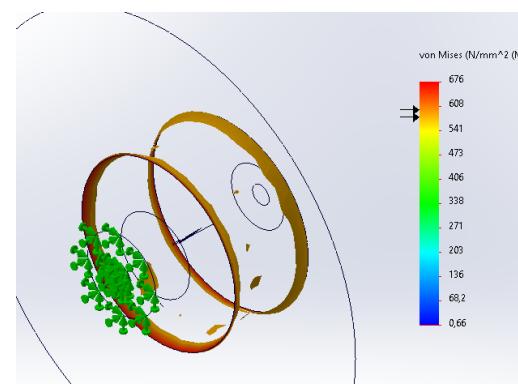


Figura 26: Plasticidad con interferencia 360 μm

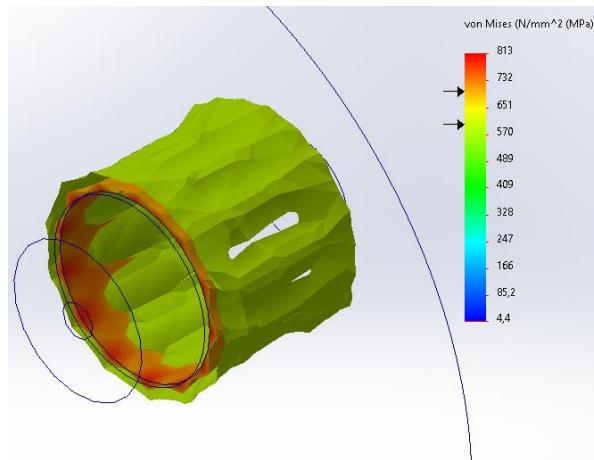


Figura 27: Plasticidad con interferencia 400 μm

Como se puede apreciar, en la **Figura 25**, la tensión máxima ya supera el límite elástico, tendríamos una región muy pequeña que sufriría deformación plástica y otra región más grande que estaría muy cerca de hacerlo.

En la **Figura 26**, esa zona de deformación plástica crece considerablemente.

Y, por último, en la **Figura 27**, la región que supera el límite elástico engloba toda la zona de contacto, aproximándose incluso en los bordes a la tensión de rotura del material.

Efectos beneficiosos de la deformación plástica:

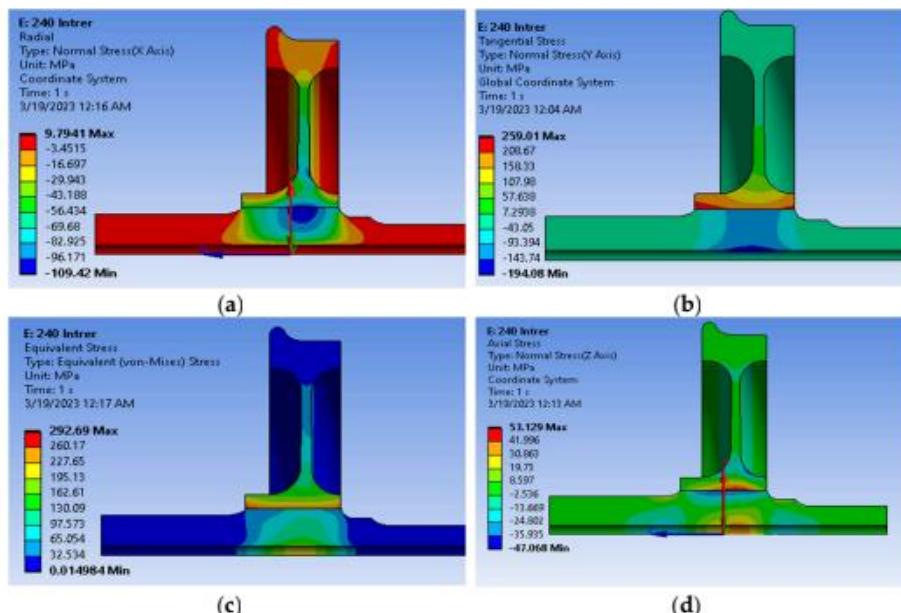
- Ajuste mejorado:
Una ligera deformación plástica puede ayudar a mejorar el ajuste entre el cubo de la rueda y el eje al reducir micro vacíos o irregularidades superficiales, generando un contacto más uniforme y una distribución más homogénea de la presión.
- Reducción de concentraciones de tensiones:
En algunos casos, las deformaciones plásticas puntuales pueden redistribuir las tensiones en la interfaz, mitigando concentraciones peligrosas que podrían iniciar grietas durante la operación.

- Fijación adicional:
El fenómeno de efecto "llave mecánica"² ocurre cuando las deformaciones plásticas en puntos específicos encajan ambas piezas, mejorando la resistencia al deslizamiento en condiciones de alta carga torsional.

Efectos Perjudiciales:

- Pérdida de presión de contacto:
Si las deformaciones plásticas son excesivas, pueden reducir la presión de contacto en ciertas áreas de la interfaz. Esto puede comprometer la fricción y aumentar el riesgo de deslizamiento relativo entre la rueda y el eje.
- Iniciación de grietas:
Las deformaciones plásticas generan tensiones residuales y pueden inducir concentraciones de tensiones locales. Estas condiciones son propicias para la iniciación de grietas, especialmente bajo cargas dinámicas repetitivas durante la operación.
- Fatiga por contacto:
Las zonas donde se han producido deformaciones plásticas son más susceptibles a la fatiga por contacto, lo que puede llevar a un desgaste acelerado o desprendimientos superficiales en el material.
- Pérdida de la integridad dimensional:
La deformación plástica puede alterar las tolerancias originales del montaje, afectando el comportamiento dinámico del tren y complicando operaciones de desmontaje y mantenimiento.

Comparación con resultados obtenidos en un artículo científico. **Figuras 28 y 29.**



² "El fenómeno de llave mecánica es un concepto que describe el comportamiento de una unión mecánica donde las superficies en contacto no solo se mantienen unidas por fuerzas normales, sino que también generan resistencias adicionales debido a irregularidades superficiales o interacciones geométricas."

Figura 28: Distribucion de tensiones para 230 μm de interferencia: (a) tension radial, (b) tension tangencial, (c) Tension de Von Mises, and (d) Tension axial. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

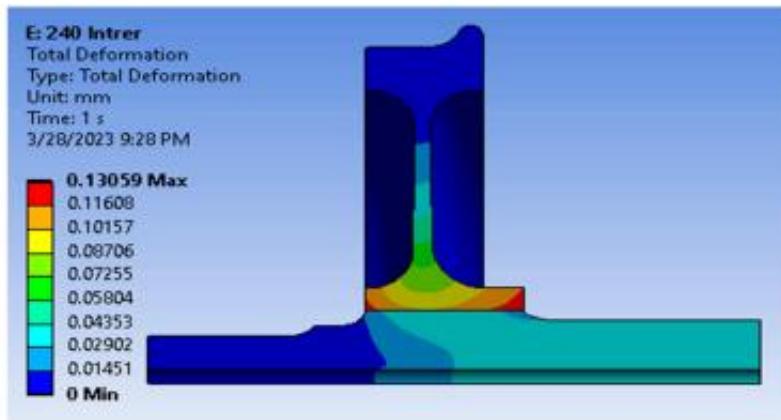


Figura 29: Distribucion de desplazamientos para 230 μm de interferencia. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

Aunque las escalas de color utilizadas son distintas y en nuestro calculo obtenemos valores pico de tensión mucho mayores podemos observar que las tendencias son muy similares para ambos modelos. Por lo tanto, podemos considerar nuestra aproximación por elementos finitos valida.

6.8. Conclusiones:

La buena concordancia entre ambas metodologías valida el enfoque teórico para estimaciones preliminares. Sin embargo, es imprescindible emplear simulaciones por elementos finitos como complemento para un diseño más fiable y una comprensión más detallada de los fenómenos mecánicos, especialmente en configuraciones con valores elevados de interferencia o geometrías complejas.

Efecto del material:

Los materiales seleccionados, acero C45 para el cubo y acero EN 1.4305 para el eje, presentan propiedades mecánicas adecuadas para las interferencias de hasta 300 μm , manteniendo las tensiones dentro del rango elástico. Sin embargo, para interferencias superiores, como 320 μm , 360 μm y 400 μm , el límite elástico se ve comprometido, especialmente en las zonas de contacto y los diámetros internos, lo que puede llevar a fallos por deformación plástica.

Importancia del ajuste por interferencia:

Los valores de interferencia de 100 μm a 300 μm se alinean con las especificaciones de la norma EN 13260. Las interferencias superiores (320 μm , 360 μm y 400 μm) generan tensiones excesivas que exceden los rangos elásticos y podrían ser críticas para la operación segura.

Esto genera una posible discusión puesto que existe información de que Renfe usa calados con interferencias superiores a 300 μm , la norma no prohíbe el uso de interferencias superiores a este valor, pero si advierte sobre sus posibles riesgos.

Trabajo de fin de grado	TFG Ingeniería Mecánica	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	Javier Pérez Ruiz 776327
-------------------------	----------------------------	--	-----------------------------

De acuerdo con la "INSTRUCCION SOBRE CALADO DE RUEDAS" de RENFE, DTDE.00.01.00, la interferencia de calado se sitúa entre los dos valores siguientes:

$$A_{\text{MIN}} = 0.001 D + 0.10 \text{ (mm)}$$

$$A_{\text{MAX}} = 0.001 D + 0.15 \text{ (mm)}$$

Siendo D = diámetro medio del cubo de rueda.

Para la rueda de acero de referencia se tiene:

$$D = 217.5 \text{ mm}$$

$$A_{\text{MIN}} = 0.3175 \text{ mm}$$

$$A_{\text{MAX}} = 0.3675 \text{ mm}$$

Según esto tomaremos como valor de cálculo la interferencia máxima, pues es la que provoca un estado tensional y de deformaciones mayores.

Figura 30: Información sobre calados máximos de Renfe (Herrer)

El calado con estos valores de interferencia (360 μm) presenta deformación plástica (**Figura 26**), aunque no es excesiva.

Estos valores se encuentran en el límite donde todavía se pueden aprovechar las ventajas de tener algo de deformación plástica sin arriesgarse a perder presión de contacto o generar otros fenómenos.

Cabe destacar que para valores ligeramente superiores de interferencia la deformación plástica ya comienza a ser excesiva incrementando los posibles riesgos.

(UNE, UNE, 2021)

Limitaciones y aportes de la simulación:

La simulación mediante SolidWorks permitió observar fenómenos no captados en el análisis teórico, como concentraciones de tensiones en zonas específicas y pequeñas variaciones debido a las condiciones de contorno y la geometría del modelo.

Las simulaciones también permitieron obtener resultados detallados en puntos específicos a lo largo del eje y la rueda, proporcionando una base sólida para validar los modelos teóricos y destacar las limitaciones de las aproximaciones analíticas.

Comparación con artículos científicos:

Cabe destacar que en artículos que han estudiado el calado de ejes (**Tabla 7**), obtenían resultados muy similares a los nuestros, en esos artículos se llegaba a la conclusión que el mayor grado de concordancia entre teoría y simulación se conseguía para valores más altos de interferencia

Interferencia (μm)	Resultado Analítico (MPa)	Resultado Numérico (MPa)	Error Relativo (%)
230	107	108.48	1.40
200	93.1	96.95	4.13
150	69.9	74.66	6.80
100	46.6	53.28	14.33

Tabla 7: Error en un artículo científico válido. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

En el caso estudiado, podemos concluir que la teoría nos da una visión general de lo que puede suceder y es válido para cálculos preliminares. Las simulaciones nos dan información más detallada de lo que sucede en cada punto y presentan una aproximación mucho más realista. Además el análisis nos ayuda a entender las limitaciones de la norma EN 13260, y por qué no es recomendable usar interferencias mayores a 300 µm. (UNE, UNE, 2021)

7 Aspectos relacionados con el contacto rueda-carril:

7.1. -Solicitudes debidas al contacto rueda-rail.

7.1.1 Introducción y condiciones de contorno.

Para el cálculo del contacto rueda-carril primero se ha definido cuál es el riel a utilizar. En España, Renfe utiliza principalmente los carriles tipo Vignole de perfiles 54E1 (UIC54) y 60E1 (UIC60) (**Figura 31**) en sus líneas ferroviarias. Estos perfiles están especificados en la norma europea EN 13674-1, que define las características de los carriles Vignole con una masa mayor o igual a 46 kg/m. (Mittal, Catálogo de carriles, 2024) (UNE, UNE-EN 13674-1:2012+A1:2018, 2018)

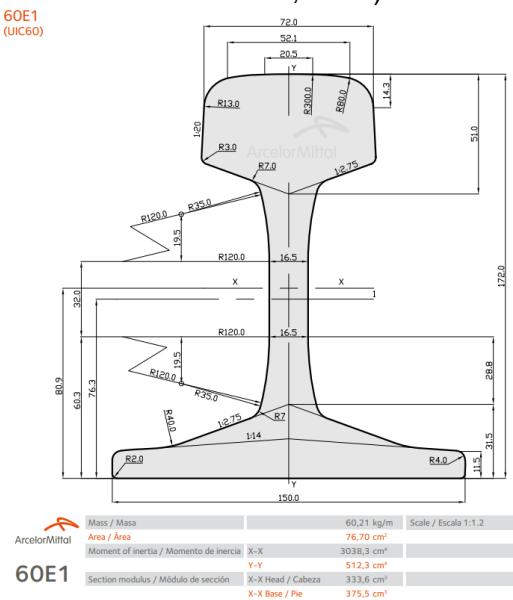


Figura 31: Carril tipo UIC 60 utilizado.

El carril de la **Figura 31** se ha modelado en SolidWorks y se le ha dado una longitud de 500mm para aproximar la longitud real entre traviesas. (A. Romero, 2012)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000.0031	N/mm²
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm²
Densidad de masa	7800	kg/m³
Límite de tracción	750	N/mm²
Límite de compresión	-	N/mm²
Límite elástico	565	N/mm²
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K

Conductividad térmica	14	$W/(m \cdot K)$
Tabla 8: Propiedades del acero R260.		

En el modelado del riel se ha utilizado el acero R260 acorde a la norma EN 13674-1 y según las especificaciones del fabricante AcelorMittal (**Tabla 8**). (Mittal, Propiedades mecánicas de los carriles, 2024)

Para aproximarse lo máximo posible a un caso real se han utilizado una serie de condiciones de contorno:

- **Soporte Fijo:** Se ha aplicado una restricción de tipo "fijo" en los extremos o en la base del carril (**Figura 32**), es decir, no se permiten desplazamientos en ninguna dirección. Esta condición simula el anclaje del carril al suelo, evitando cualquier desplazamiento en el área seleccionada. También se aplica a uno de los extremos del eje para los casos de carga lateral. Este tipo de restricción es fundamental para simular el contacto con el suelo o la conexión del eje con el resto del tren.

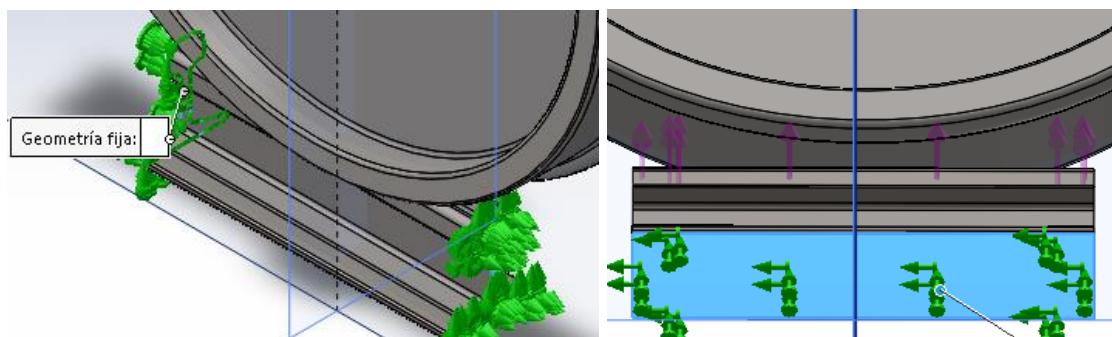


Figura 32: Condiciones de contorno en el carril

- **Rodillo/Control Deslizante:** Se ha implementado una restricción de tipo "rodillo" o "control deslizante" (**Figura 33**), que permite desplazamiento en todas salvo una dirección específica. En este caso, esta restricción está aplicada en las dos superficies laterales del eje para simular el contacto sin que se permita un desplazamiento en dirección perpendicular al eje. Esta condición es esencial en la interacción entre la rueda y el carril, permitiendo que la rueda se "mueva" en una dirección mientras mantiene la estabilidad lateral.

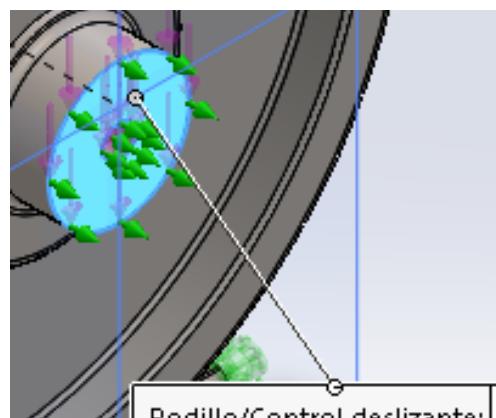


Figura 33: Condiciones de contorno en el eje

Para cada caso de carga se ha ido jugando con las condiciones de contorno para obtener los resultados más favorables y simular con mayor precisión la realidad.

Aplicación de Cargas Externas:

En la simulación se aplican dos cargas principales, que representan diferentes escenarios de solicitud para evaluar la respuesta de la rueda y el carril en diversas condiciones de operación:

- **Carga 4,5T (44,100 N):** Esta carga horizontal, aplicada en la zona central de la rueda o en la superficie lateral del rail (**Figura 34**), representa la carga principal debido al movimiento lateral del vehículo ferroviario (como en curvas o situaciones de desalineación). Es una carga centrada que se distribuye uniformemente sobre la superficie de contacto.

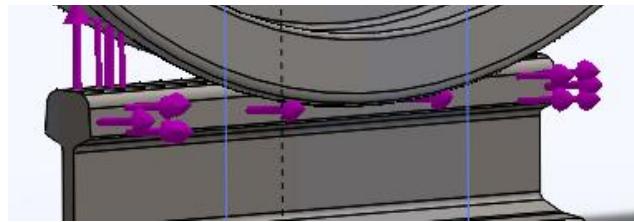


Figura 34: Fuerzas laterales aplicadas sobre el riel.

- **Carga 10,5T (102900N):** Este tipo de carga provoca tensiones de compresión en el carril y la rueda, distribuyéndose de manera simétrica a lo largo de la estructura. Se aplica en los extremos del eje o en la base del rail, en cada caso aplicada en el sentido correspondiente. (**Figura 35**)

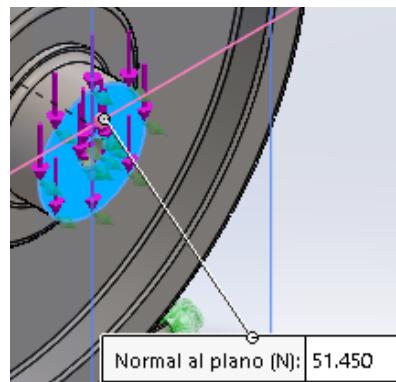


Figura 35: Fuerzas verticales aplicadas sobre el eje.

7.1.2 Carga vertical centrada:

- Fuerzas Aplicadas:
Carga vertical: 102,900 N (10.5 T).
Distribuida simétricamente sobre las superficies laterales del eje.
- Condiciones de Contorno:
Soporte fijo en los extremos del carril para simular el anclaje al suelo.
Restricción lateral de rodillo en el eje para evitar desplazamientos fuera del eje de simetría.
- Tipos de tensión generadas:
Tensiones de compresión en el punto de contacto y tensiones internas de soporte en el eje de la rueda.

7.1.3 Carga vertical Descentralizada

- **Fuerzas Aplicadas:**
Carga vertical: 102,900 N (10.5 T).
Distribuida simétricamente sobre las superficies laterales del eje.
- **Condiciones de Contorno:**
Soporte fijo en los extremos del carril para simular el anclaje al suelo.
Restricción lateral de rodillo en el eje para evitar desplazamientos fuera del eje de simetría.
- **Tipos de tensión generadas:**
Tensiones de compresión en el área de contacto, combinadas con tensiones de torsión en la rueda y en el eje debido al desbalance de la carga.

7.1.4 Combinación de carga vertical y lateral sobre la pestaña

- **Fuerzas Aplicadas:**
Carga vertical: 102,900 N (10.5 T).
Carga lateral: 44,100 N (4.5 T).
La carga lateral empuja la rueda hacia la pestaña, simulando condiciones en curvas o desalineaciones.
- **Condiciones de Contorno:**
Soporte fijo en la base del carril.
Restricción lateral fija aplicada al lado del eje que estaría conectado con el resto del tren.
- **Tipos de tensión generadas:**
Tensiones de compresión en el área de contacto con el carril, flexión en la pestaña de la rueda, y esfuerzos de corte en el contacto lateral con el carril.

7.1.5 Combinación de carga vertical y lateral sobre la cara interna de la rueda

- **Fuerzas Aplicadas:**
Carga vertical: 102,900 N (10.5 T).
Carga lateral: 44,100 N (4.5 T).
La carga lateral empuja la rueda hacia la cara interna, generando esfuerzos de compresión y flexión interna.
- **Condiciones de Contorno:**
Soporte fijo en la base del carril.
Restricción lateral fija aplicada al lado del eje que estaría conectado con el resto del tren.
- **Tipos de tensión generadas:**
Tensiones de compresión en el área de contacto con el carril y esfuerzos de corte en el contacto lateral con el carril.

(Revilla, 2019/2020)

8 Cálculos:

Para la simulación aplicamos las condiciones de contorno, para cada caso de carga estas varían. **Figura 36.**

A continuación muestro un ejemplo para el caso de carga vertical y lateral sobre la pestaña.

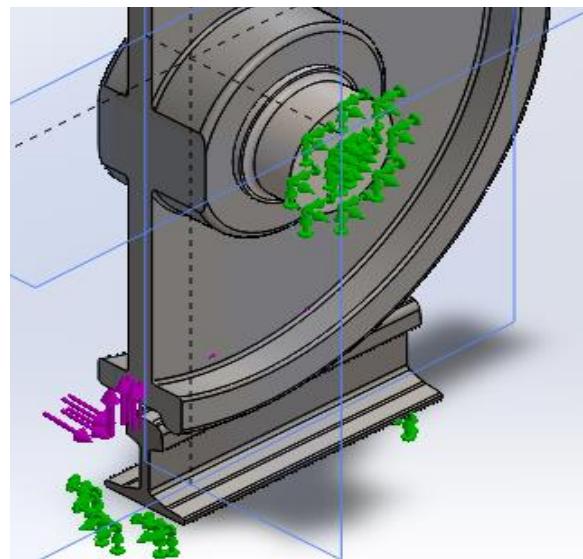


Figura 36: Fuerzas verticales aplicadas sobre el eje (Cortado para facilitar la visualización).

A continuación, nos aseguramos que se tienen en cuenta las superficies que están interfiriendo. **Figura 37**

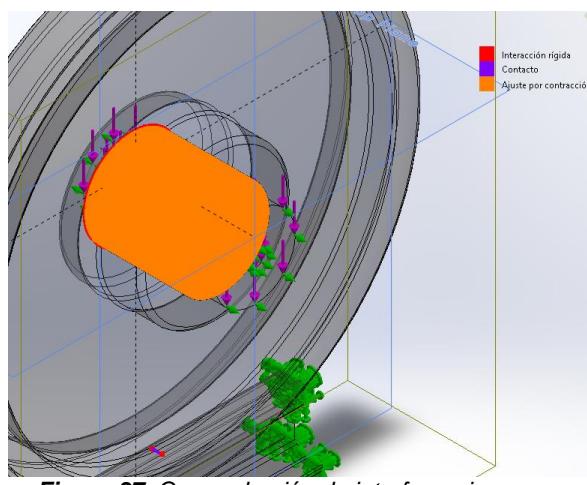


Figura 37: Comprobación de interferencia

Luego procedemos al mallado del ensamblaje. **Figura 38.** Nuevamente usamos una densidad de malla intermedia, limitados por las capacidades de mi ordenador y la complejidad del cálculo.

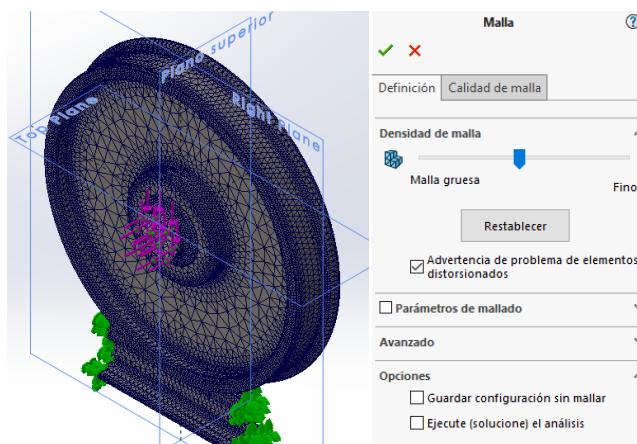


Figura 38: Mallado del ensamblaje.

Finalmente ejecutamos el estudio, este proceso hay que repetirlo para cada uno de los casos de carga con distintas condiciones de contorno, es decir, 4 veces. De cada estudio obtenemos todas las tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias en cualquier punto del espacio. Mediante una leyenda, la opción de cortar en cualquier lugar y una opción de obtener valores en el punto que deseemos podemos obtener todos los datos necesarios.

Para cada caso de carga se calcula el tamaño de la huella de contacto y la fuerza promedio que actúa en ella. Se supone que el contacto tiene forma elíptica y se calcula una elipse en todos los puntos donde la presión de contacto es distinta de 0.

Se toman 4 puntos para definir las dimensiones de la elipse y se calcula su área. $\pi r_1 r_2$. Donde $r_1 (x_1-x_4)$ y $r_2 (x_2-x_3)$ son la resta de los puntos correspondientes. Cada punto tiene coordenadas X, Y, Z, la componente z es siempre el mismo valor puesto que es el plano que estamos estudiando, y para un radio se resta la componente X y para el otro la componente Y.

Luego se toman una serie de medidas de presión de contacto dentro de la elipse y se hace la media.

Los puntos obtenidos se almacenan en un Excel con sus valores de tensión y sus coordenadas, desde ahí se calcula el área y la media de presión para cada caso.

A continuación, medimos los desplazamientos, estos se ven afectados por diferentes parámetros.

La forma de aplicar las tensiones, la zona donde se aplican, dirección o magnitud afectan directamente, también es importante considerar el calado puesto que las tensiones se acumulan en la misma dirección.

Y por último la deformación unitaria.

La deformación unitaria (volumétrica) mide el cambio relativo en el volumen de un material cuando se somete a una carga o presión externa. Es una magnitud adimensional que indica cómo varía el volumen de un cuerpo respecto a su volumen inicial. **Ecuación 6.**

Definición Matemática

Se define como:

$$\varepsilon_v = \frac{\Delta V}{V_0}$$

Ecuación 6: Deformación unitaria (OpenAI, s.f.)

Donde:

ε_v : Deformación volumétrica (sin unidades).

ΔV : Cambio en el volumen del material debido a la carga aplicada.

V_0 : Volumen inicial del material antes de aplicar la carga.

8.1. Carga vertical centrada

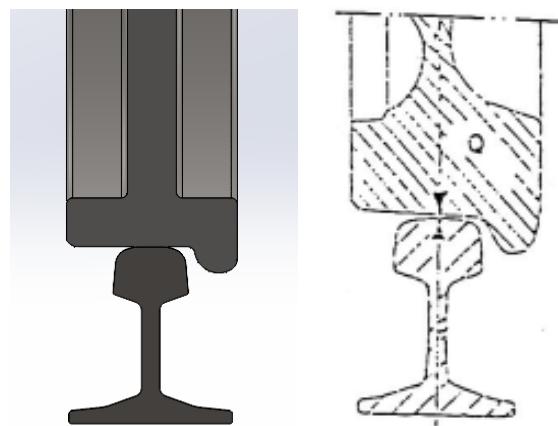


Figura 39: Carga vertical centrada

Posición del carril y la rueda para el caso de carga. Ejes de simetría alineados.

Huella de contacto:

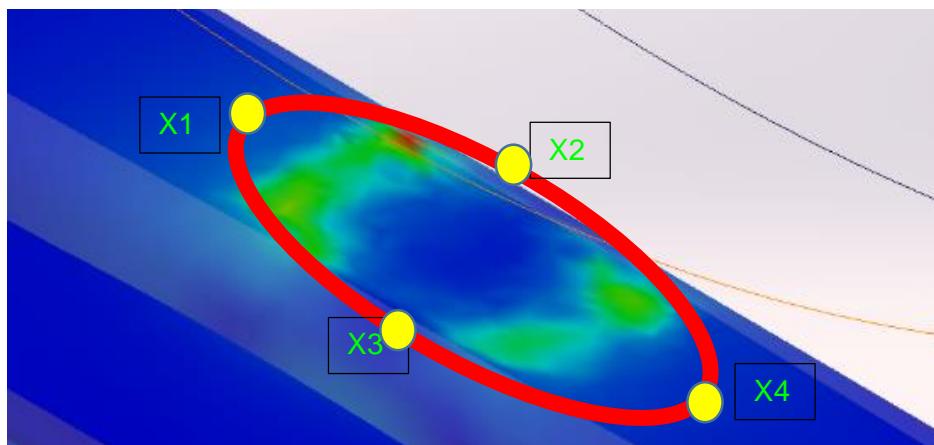


Figura 40: Huella de contacto para carga vertical centrada.

Tamaño de la huella: $\pi \times (30.8-3.23) / 2 \times (44.7-18.2) / 2 = 573.81 \text{ mm}^2$

Presión de contacto promedio	173 MPa
Presión máxima	330 MPa

Presión minima	1,47MPa
Valor RMS (media cuadratica)	173 MPa

Tabla 9: Presión de contacto promedio para carga vertical centrada

A continuación, para este caso, muestro la tensión de von mises en la zona de contacto para ver si los esfuerzos exceden el límite elástico o de rotura. (**Figura 40**). Tensión Von Mises en la superficie del rail. Rojo 330 MPa; Naranja 310Mpa; Amarillo 290Mpa.



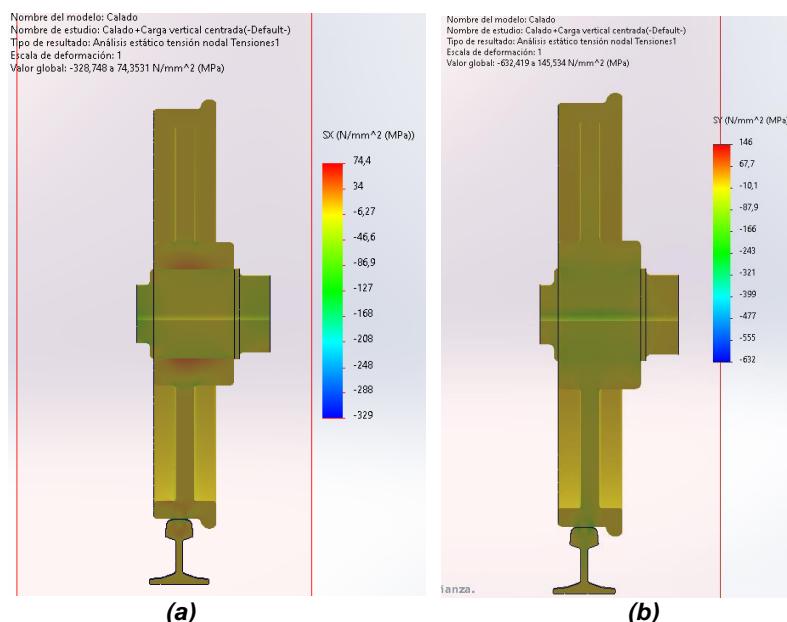
Figura 41: Tensión de Von Mises en la zona de contacto

Este es el caso donde este cálculo genera las mayores tensiones combinadas en la zona de contacto, puesto que no comprometen el límite elástico del material.

330 MPa < Límite elástico (565MPa Riel) o (580MPa Rueda).

Tensiones:

Distribución de tensiones obtenidas en análisis de elementos finitos para el caso de carga vertical centrada.



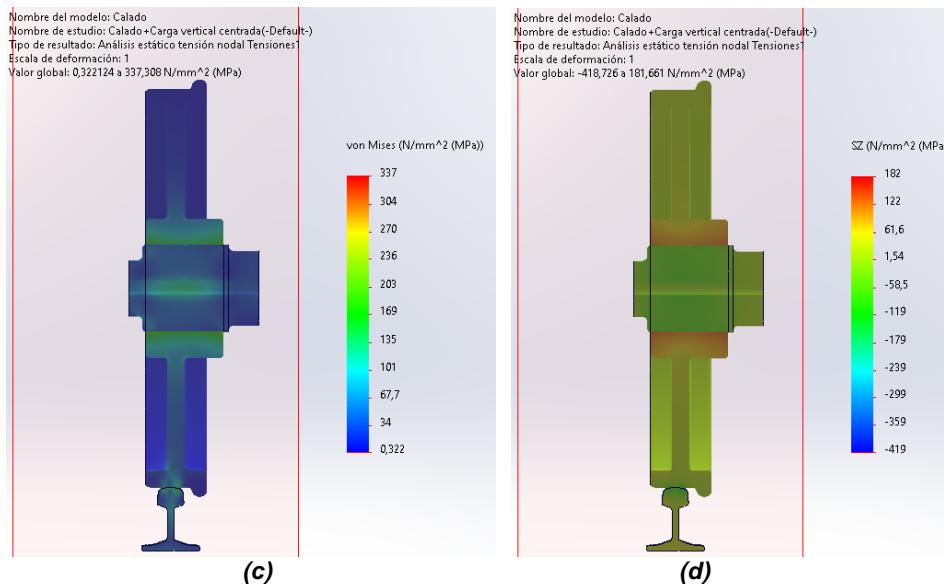


Figura 42: Distribución de tensiones para el caso de carga vertical centrada: (a) tensión tangencial, (b) tensión radial, (c) Tensión de Von Mises, y (d) Tensión axial.

Desplazamientos:

A continuación, muestro una imagen de la simulación (**Figura 43**) donde se pueden apreciar los desplazamientos. El desplazamiento máximo se encuentra en el cubo, en la parte que está justo debajo del eje, es la zona que primero recibe la carga y por lo tanto la que más se desplaza a medida que el material circundante termina de absorber el esfuerzo. Además, es una zona que también se ve afectada por la tensión generada durante el calado.

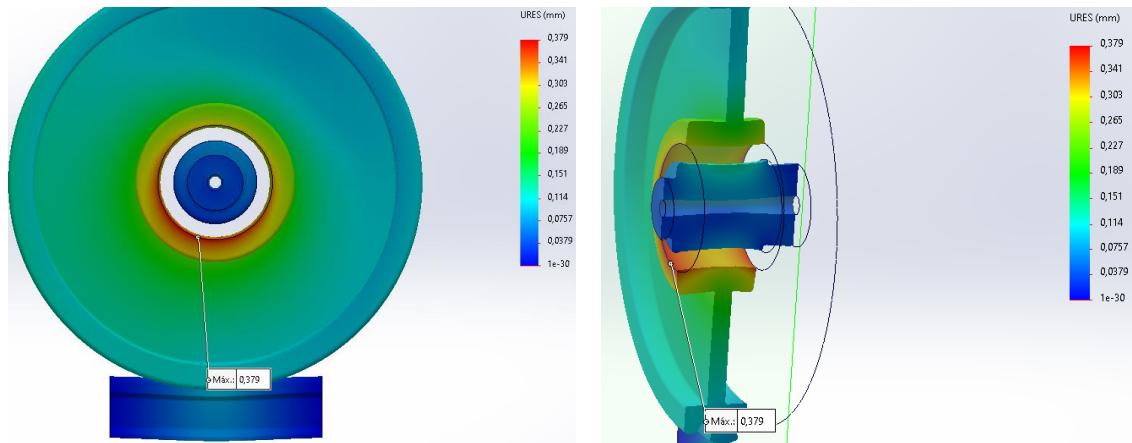


Figura 43: Vista lateral y cortada de los desplazamientos de la rueda en caso de carga vertical. Escala de deformación 100.

Deformaciones unitarias:

Para el primer caso de carga pese a que los desplazamientos máximos se localizan en la zona de interferencia entre eje y cubo la zona de máxima deformación unitaria se localiza en el contacto rueda rail. **Figura 44.**

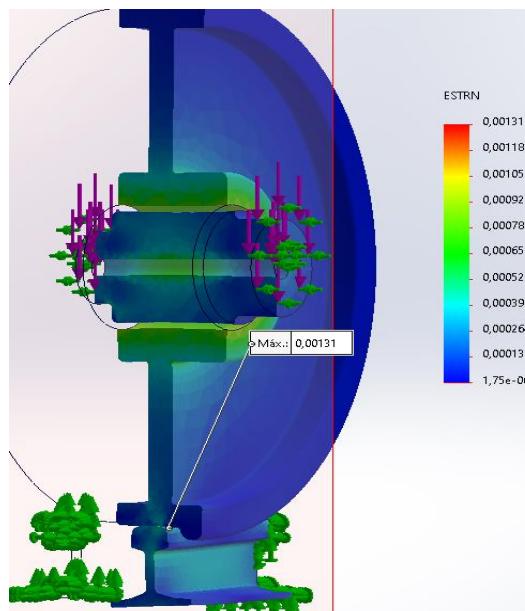


Figura 44: Deformación unitaria para carga vertical centrada. Escala deformación 100.

Las tensiones de von mises como ya he mostrado en la **Figura 41**, son de hasta 330 MPa y teniendo en cuenta que este estudio se está realizando para un calado de 100um es la mayor tensión del conjunto.

Las zonas en rojo y amarillo representan áreas con las mayores deformaciones unitarias, localizadas en la región de contacto entre el eje y el cubo o en la zona de calado.

Las zonas en azul muestran deformaciones mínimas o prácticamente nulas, indicando regiones con baja influencia de las cargas aplicadas.

La deformación unitaria máxima de 0.00131 indica que el material está operando dentro del rango elástico (2% 0,002), lo que asegura la capacidad de recuperar su forma original tras la eliminación de las cargas.

Esto se debe a la forma del rail, la rueda se modela como una superficie completamente plana y la superficie del rail como se puede ver en la **Figura 31** es ligeramente curvada. Al estar centrada el centro de rail actúa como concentrador de tensión. En el resto de casos de carga la rueda apoya en uno de los dos lados de la curva del riel y por tanto la superficie de contacto simulada es mayor y genera menores tensiones.

8.2. Carga vertical Descentralizada

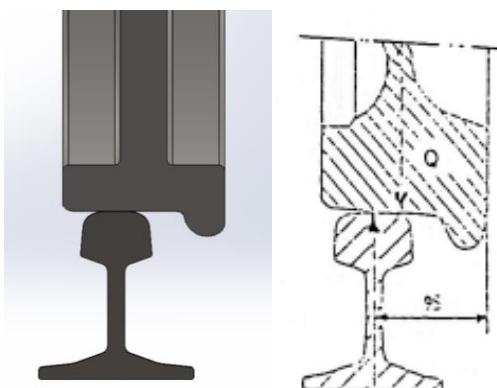


Figura 45: Carga vertical descentrada

Huella de contacto:

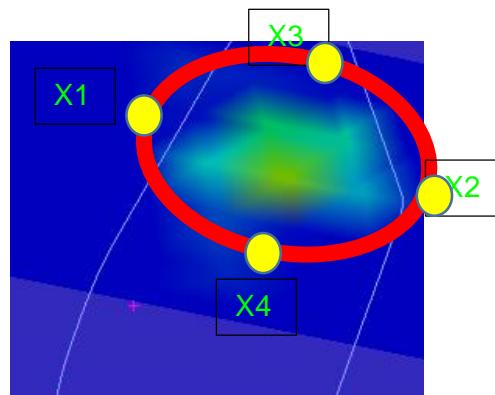


Figura 46: Huella de contacto para carga vertical descentrada.

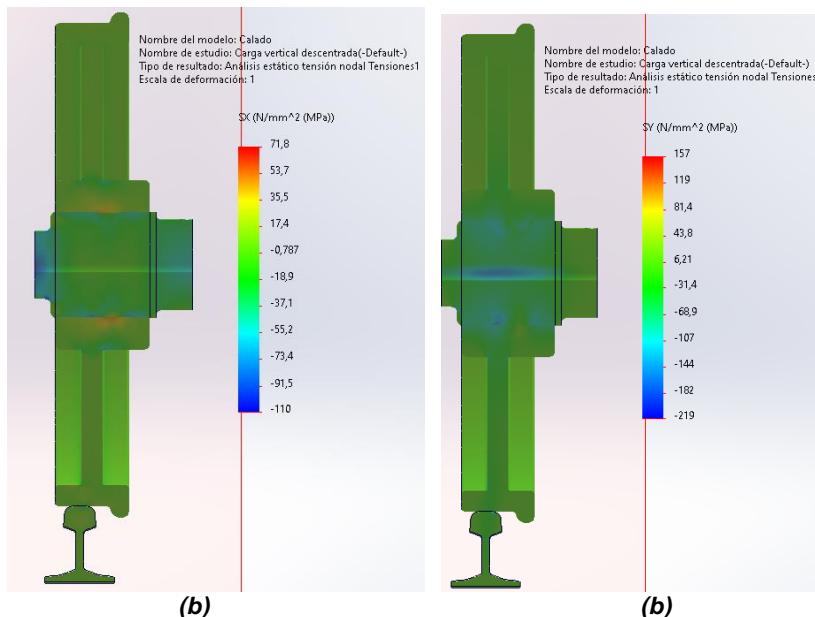
Tamaño de la huella: $\pi \times (48.9+27.3) / 2 \times (24.1-1.03) / 2 = 380.678 \text{ mm}^2$

Presión de contacto promedio	91,7 MPa
Presión máxima	226 MPa
Presión mínima	1,4 MPa
Valor RMS (media cuadrática)	100 MPa

Tabla 10: Presión de contacto promedio para carga vertical centrada.

Tensiones:

Distribución de tensiones obtenidas en análisis de elementos finitos para el caso de carga vertical descentrada.



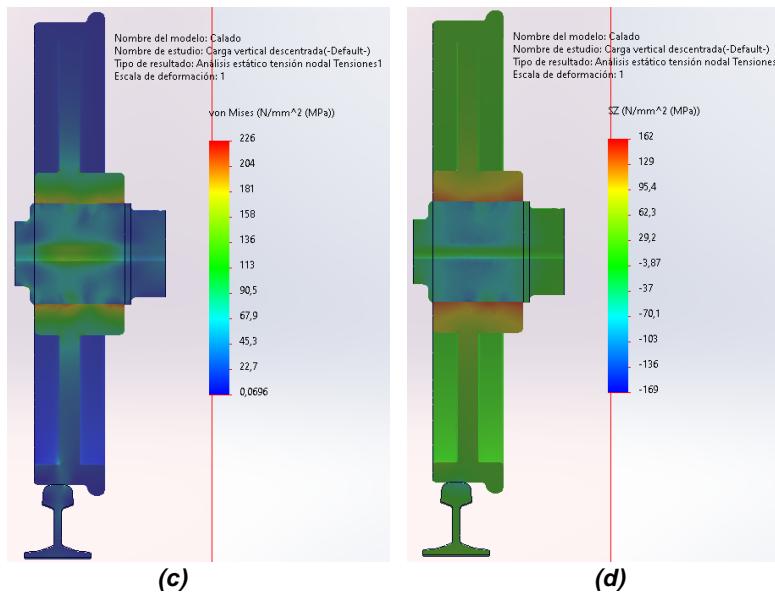


Figura 47: Distribucion de tensiones para el caso de carga vertical descentrada: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

Desplazamientos:

A continuacion muestro los desplazamientos obtenidos para el caso de carga vertical descentrada. **Figura 48.**

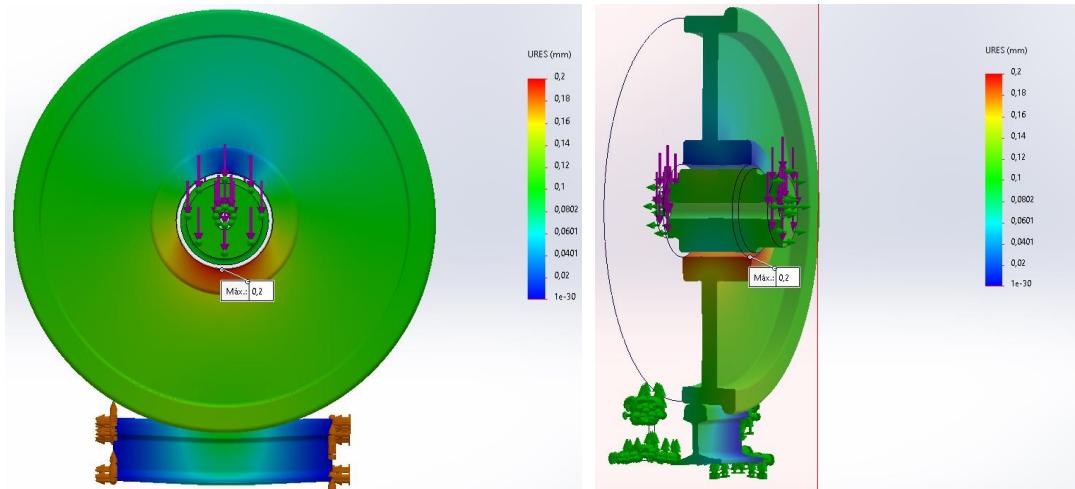


Figura 48: Vista lateral y cortada de los desplazamientos de la rueda en caso de carga vertical descentrada. Escala de deformación 100.

Se puede apreciar que la maxima deformacion respecto a la posicion original ocurre en la zona de contacto inferior entre rueda y eje, sin embargo la parte superior apenas sufre desplazamiento. Las tensiones de calado en esa zona se contrarestan con las de carga sin embargo en la parte inferior se acumulan por lo que el desplazamiento es mayor. Se observa en escala de deformacion 100 que la cabeza del rail y el alma tienden a combarse un poco respecto a su posicion original. Comportamiento que no sucede en el caso de carga vertical centrada.

Deformaciones unitarias:

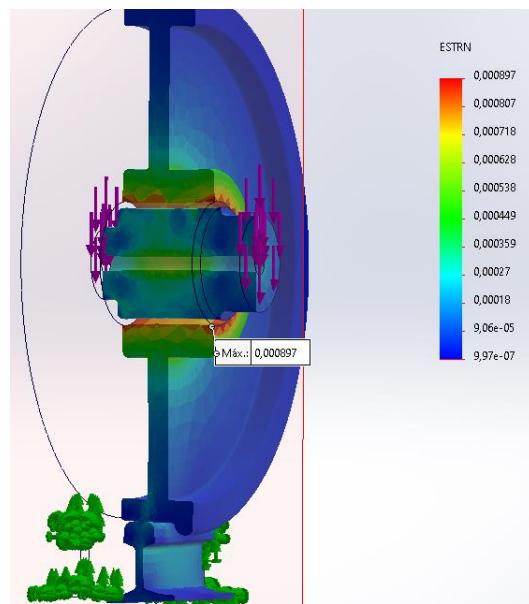


Figura 49: Deformación unitaria para carga vertical descentrada. Escala de deformación 100.

En este caso **Figura 49**, se observa que la deformación unitaria máxima ya no se da en el contacto rueda carril si no que se da en la zona de interferencia.

Las zonas en rojo y amarillo representan áreas con las mayores deformaciones unitarias, localizadas en la región de contacto entre el eje y el cubo o en la zona de calado.

Las zonas en azul muestran deformaciones mínimas o prácticamente nulas, indicando regiones con baja influencia de las cargas aplicadas.

La deformación unitaria máxima de 0.000897 indica que el material está operando dentro del rango elástico (2% 0,002), lo que asegura la capacidad de recuperar su forma original tras la eliminación de las cargas.

8.3. Combinación de carga vertical y lateral sobre la pestaña

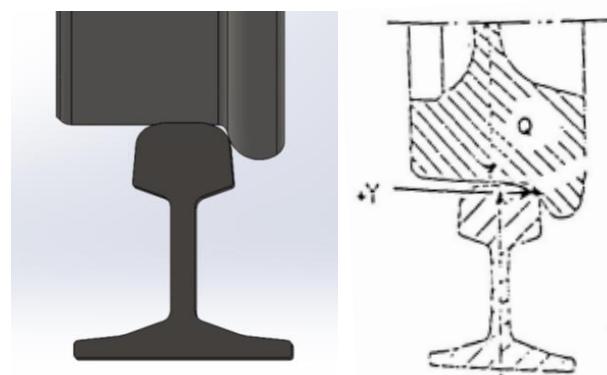


Figura 50: Carga vertical y lateral sobre la pestaña

Para el caso de carga lateral y vertical sobre la pestaña volvemos a hacer un análisis de contacto ya que aparece un nuevo punto de contacto. **Figura 51.**

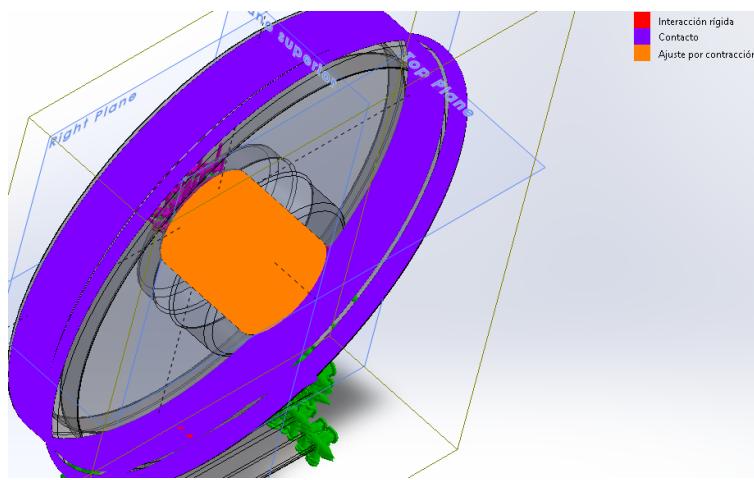


Figura 51: Nuevo cálculo de interferencia/contacto del ensamblaje

Huella de contacto:

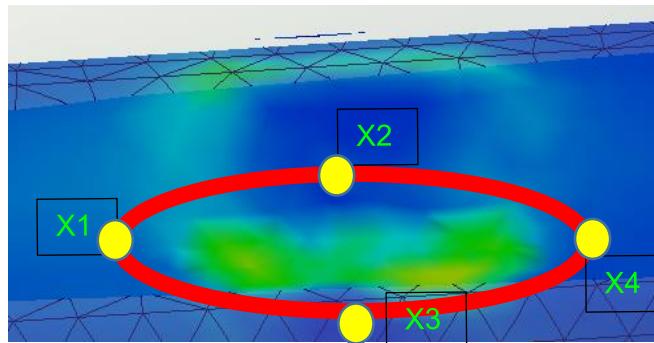


Figura 52: Huella de contacto para carga vertical y lateral sobre la pestaña.

Tamaño de la huella: $\pi \times (28,7-1) / 2 \times (66,4-44,9) / 2 = 484,63 \text{ mm}^2$

Presión de contacto promedio	77,12 MPa
Presión máxima	241,6 MPa
Presión mínima	6,72 MPa
Valor RMS (media cuadrática)	77,2 MPa

Tabla 11: Presión de contacto promedio para carga vertical y lateral sobre la pestaña.

Tensiones:

Distribución de tensiones obtenidas en análisis de elementos finitos para el caso de carga vertical y lateral sobre la pestaña.

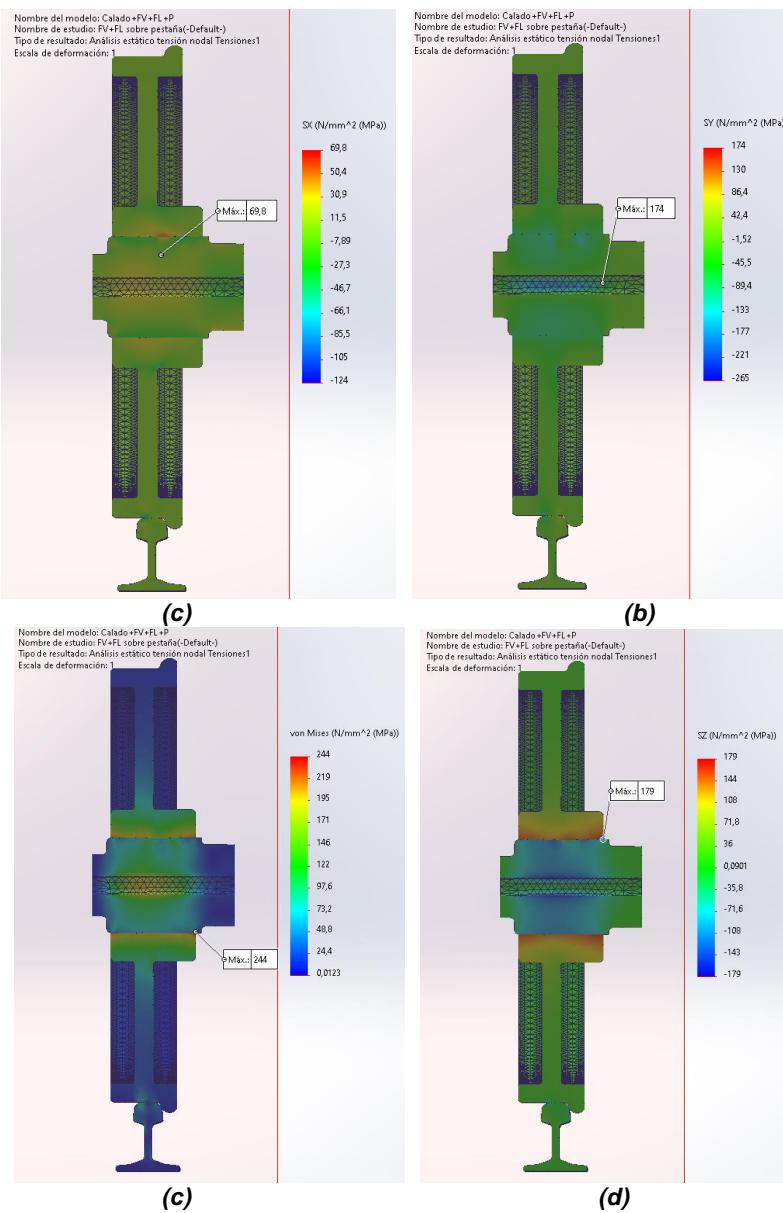


Figura 53: Distribucion de tensiones para el caso de carga vertical y lateral sobre la pestaña: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

Desplazamientos:

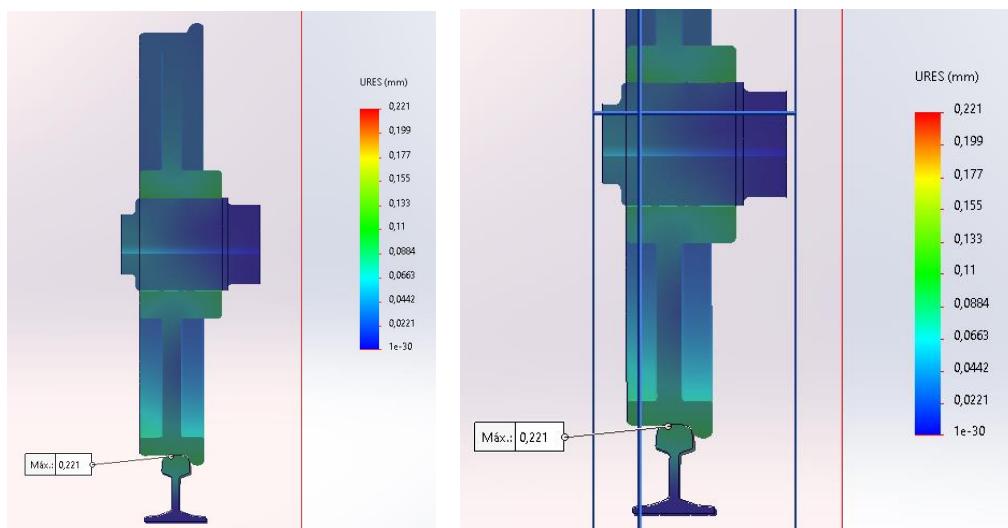


Figura 54: Vista cortada de los desplazamientos de la rueda en caso de carga vertical y lateral sobre la pestaña. **Escala de deformación 10.**

En la **Figura 54** se observan los desplazamientos para el caso de carga vertical y lateral sobre la pestaña. La carga lateral, que surge principalmente en curvas o situaciones de desalineación, introduce tensiones adicionales en la pestaña de la rueda y en el flanco del riel. Este tipo de carga puede generar desplazamientos laterales en la rueda, forzando la pestaña contra el riel y aumentando las tensiones tangenciales en la interfaz. Como resultado, la rueda experimenta deformaciones adicionales que afectan su estabilidad, y el riel puede sufrir desgaste acelerado debido a las altas concentraciones de tensiones y fricción. En este caso, los desplazamientos máximos se localizan en la zona próxima a la pestaña, la parte inferior de la rueda es la que absorbe el mayor desplazamiento.

Deformaciones unitarias:

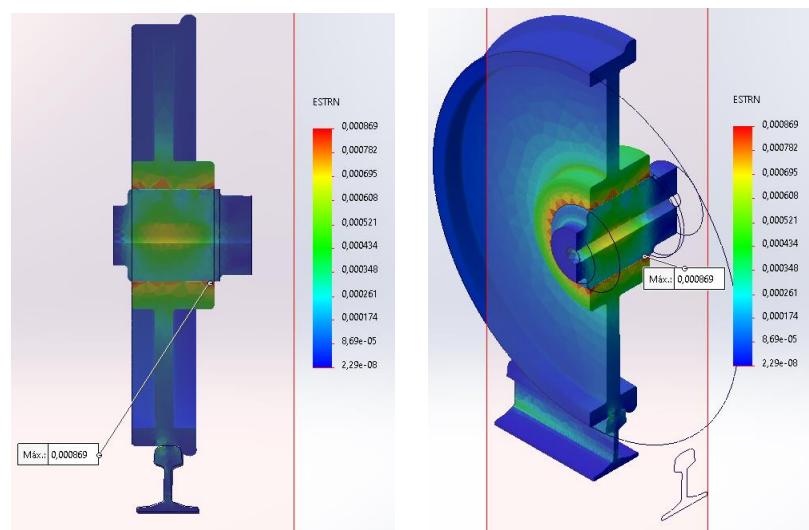


Figura 55: Deformación unitaria para carga vertical y lateral sobre la pestaña. **Escala de deformación 10.**

Nuevamente, la deformación unitaria máxima se da en la zona de interferencia generada durante el calado.

Las zonas en rojo y amarillo representan áreas con las mayores deformaciones unitarias, localizadas en la región de contacto entre el eje y el cubo o en la zona de calado.

Las zonas en azul muestran deformaciones mínimas o prácticamente nulas, indicando regiones con baja influencia de las cargas aplicadas.

La deformación unitaria máxima de 0.000869 indica que el material está operando dentro del rango elástico (2% 0,002), lo que asegura la capacidad de recuperar su forma original tras la eliminación de las cargas.

8.4. Combinación de carga vertical y lateral sobre la cara interna de la rueda

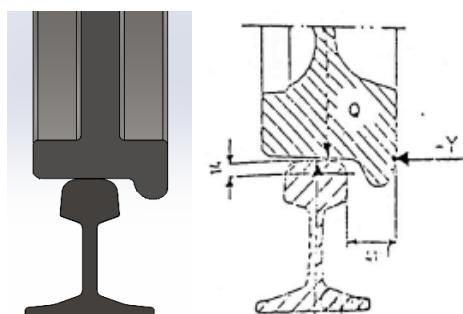


Figura 56: Carga vertical y lateral sobre la cara interna.

Huella de contacto:

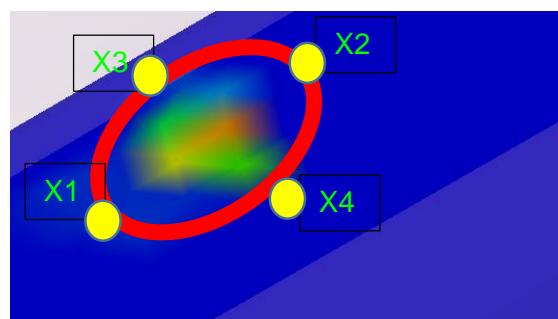


Figura 57: Huella de contacto para carga vertical y lateral sobre la cara interna.

Tamaño de la huella: $\pi \times (30.7-4.05) / 2 \times (25.6-1.67) / 2 = 500.87 \text{ mm}^2$

Presión de contacto promedio	59,3 MPa
Presión máxima	219 MPa
Presión mínima	4,62 MPa
Valor RMS (media cuadrática)	59,6 MPa

Tabla 12: Presión de contacto promedio para carga vertical y lateral sobre la cara interna.

Tensiones:

Distribución de tensiones obtenidas en análisis de elementos finitos para el caso de carga vertical y lateral sobre la cara interna.

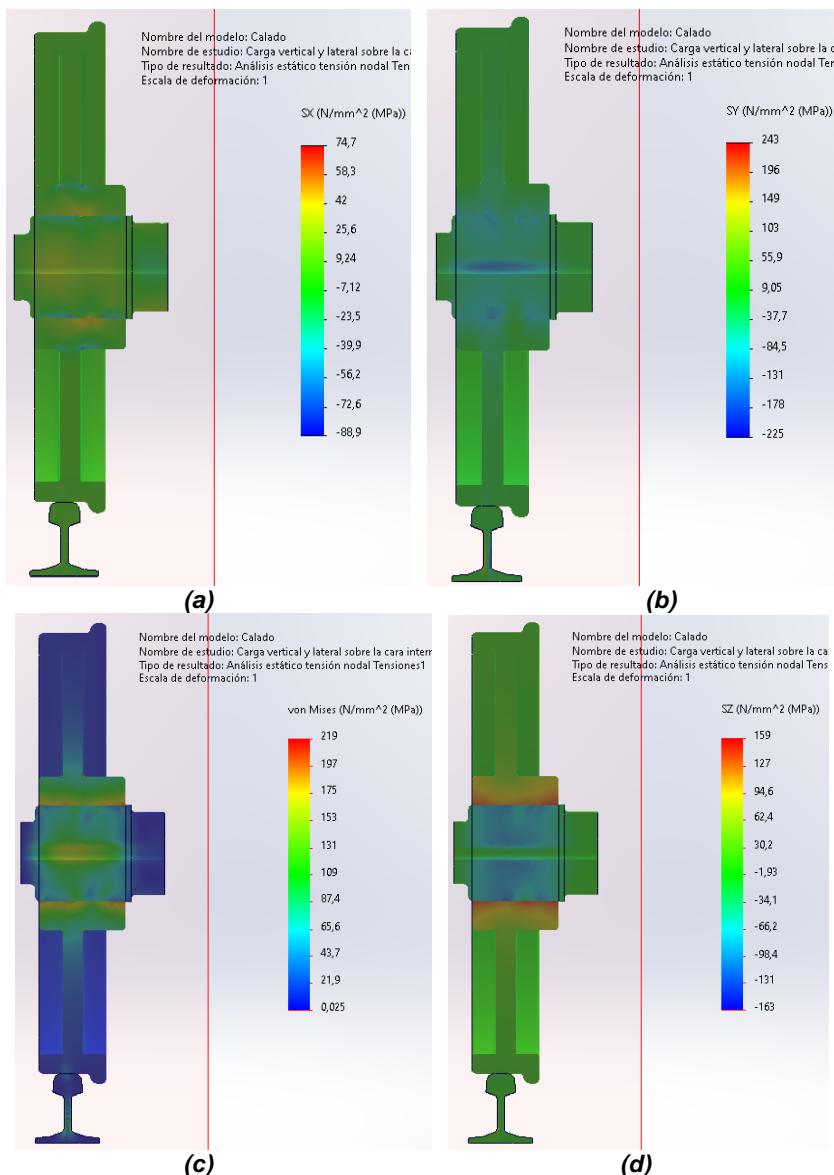


Figura 58: Distribucion de tensiones para el caso de carga vertical y lateral sobre la cara interna: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

Desplazamientos:

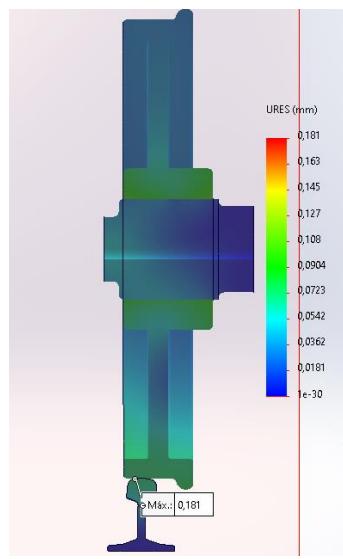


Figura 59: Vista cortada de los desplazamientos de la rueda en caso de carga vertical y lateral sobre la cara interna. **Escala de deformación 10.**

Este desplazamiento máximo de 0,181 mm está dentro del rango típico de los análisis teóricos y numéricos para este caso de carga. El sistema está diseñado adecuadamente para soportar las cargas aplicadas sin exceder los límites elásticos del material.

Deformaciones unitarias:

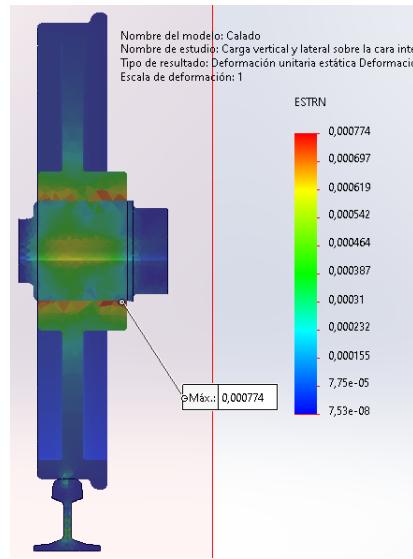


Figura 60: Deformación unitaria para carga vertical y lateral sobre la cara interna. **Escala de deformación 1.**

Las zonas en rojo y amarillo representan áreas con las mayores deformaciones unitarias, localizadas en la región de contacto entre el eje y el cubo o en la zona de calado.

Las zonas en azul muestran deformaciones mínimas o prácticamente nulas, indicando regiones con baja influencia de las cargas aplicadas.

La deformación unitaria máxima de 0.0009770 indica que el material está operando dentro del rango elástico (2% 0,002), lo que asegura la capacidad de recuperar su forma original tras la eliminación de las cargas.

9 Conclusiones.

9.1. Comparación de resultados con datos conocidos.

Para evaluar la validez de los resultados obtenidos, se realiza una comparación con valores típicos conocidos en estudios de contacto rueda-carril, considerando cargas aplicadas, desplazamientos y deformaciones unitarias.

Presión de contacto promedio

En casos similares documentados en estudios ferroviarios, la presión de contacto promedio en la interfaz rueda-carril para cargas centradas se encuentra entre 50 MPa y 300 MPa, dependiendo de la geometría del contacto y el tipo de carga.

En este análisis:

Caso de Carga	Presión Mínima (MPa)	Presión Promedio (MPa)	Presión Máxima (MPa)	Área de Contacto (mm ²)
Carga Vertical Centrada	1.47	173	330	573.81
Carga Vertical Descentralizada	1.4	91.7	226	380.68
Carga Vertical + Lateral Pestaña	6.72	77.12	241.6	484.63
Carga Vertical + Lateral Cara Interna	4.62	59.3	219	500.87

Tabla 13: Tabla de presiones y áreas para todos los casos de carga.

Todos los valores se encuentran en los rangos establecidos.

Tensiones en la zona de contacto

A continuación, muestro una tabla con las tensiones máximas asociadas al contacto rueda-carril, ordenadas por tipo y caso de carga.

Caso de Carga	Tensión Radial (MPa)	Tensión Tangencial (MPa)	Tensión von Mises (MPa)
Carga Vertical Centrada	-329	-612	337
Carga Vertical Descentralizada	-110	-219	226
Carga Vertical + Lateral Pestaña	-124	-265	244
Carga Vertical + Lateral Cara Interna	-92.8	-188	245

Tabla 14: Tabla de tensiones para todos los casos de carga.

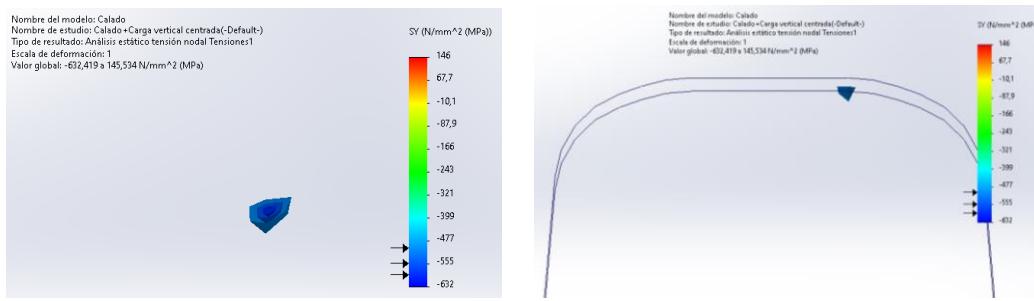


Figura 61: Comprobación de tensiones pico.

Vemos que la tensión tangencial extrema que excede el límite elástico es un punto muy pequeño, como decíamos antes, esto es un error de simulación en el que la tensión por la naturaleza del diseño se concentra. (**Figura 61**).

Esta tensión rápidamente desciende a valores normales por lo que podemos hacer un paréntesis e ignorarla.

Desplazamientos

Los desplazamientos máximos obtenidos, en el rango de 0.181 mm (181 micras) a 0,397 mm (397 micras), coinciden con los desplazamientos teóricos para sistemas elásticos en el rango de cargas analizadas (44,100 N y 102,900 N).

Comparando con literatura técnica, los desplazamientos elásticos en contactos rueda-carril generalmente oscilan entre 0.1 mm y 1 mm, dependiendo de las propiedades del material y las condiciones de carga. Los resultados obtenidos están dentro del rango aceptable.

Deformación unitaria

Los valores máximos de deformación unitaria obtenidos (entre 0.000869 y 0.00131) se encuentran dentro del rango elástico típico de los materiales ferroviarios como el acero R260, cuyo límite elástico se asocia con una deformación unitaria de aproximadamente 0.002 (0.2%).

Este resultado confirma que las tensiones y deformaciones están controladas, asegurando la recuperación elástica tras la eliminación de las cargas.

Caso de Carga	Desplazamiento Máximo (mm)	Deformación Unitaria Máxima
Carga Vertical Centrada	0.397	0.00131
Carga Vertical Descentralizada	0.2	0.000897
Carga Vertical + Lateral Pestaña	0.221	0.000869
Carga Vertical + Lateral Cara Interna	0.181	0.000774

Tabla 15: Tabla de desplazamientos y deformación unitaria para todos los casos de carga.

9.2. Conclusión del análisis

La simulación nos permite ver fenómenos que, de otra forma sería imposible, pudiendo así predecir comportamientos futuros.

Esta también tiene sus limitaciones, ya que en ciertas situaciones si la máquina que las ejecuta no es lo suficientemente potente podemos obtener resultados inconcluyentes, picos de presión o zonas de tensión que no están bien definidas.

Dejando las limitaciones y posibles errores a un lado, el estudio nos permite ver claramente la evolución de la zona de contacto con los diferentes casos de carga.

Huella de contacto:

Vemos como para cada caso se ajusta a lo que podemos predecir “a ojo”.

- En el caso de carga vertical centrada, la huella se distribuye de forma simétrica y uniforme por la superficie del riel.
- Para el caso de carga descentrada, la huella se localiza en un lateral del riel, concentrando la carga en un área más pequeña.
- Cuando el riel está en contacto con la pestaña la superficie de contacto se “estira” más a lo largo del eje del rail y se generan tensiones entre la pestaña y el flanco del riel.
Aunque la simulación no muestre cargas excesivas, es sin duda el caso más desfavorable puesto que las tensiones se concentran de forma desigual, aumentando el riesgo de desgaste irregular en el riel y la rueda.
Esto conlleva un desgaste localizado que, además, es más agresivo debido al deslizamiento relativo³ y a las altas concentraciones de presión en una zona pequeña.
- En el caso de carga sobre la cara interna la huella de contacto es una mezcla entre carga centrada y descentrada. Teniendo en cuenta las cargas laterales provocadas por posibles cambios de vía o curvas cerradas, este caso puede presentar desgaste localizado en la cara interna, aunque no es tan crítico como cuando la carga recae sobre la pestaña.

Todos los valores de tensión se encuentran dentro del límite elástico, aunque es importante destacar que solamente para el caso de carga vertical centrada los valores de presión multiplicados por la superficie de contacto igualan a las cargas aplicadas. En los demás casos la calidad de la simulación probablemente sea insuficiente. Bien el área de contacto o la presión de contacto es mayor (2-3 veces los valores obtenidos).

Tensiones, desplazamientos y deformaciones.

- A priori todos los valores de tensión en la zona de contacto, máxima y promedio se encuentran en los rangos de comportamiento normal. Es posible que los valores de tensión promedio se aproximen más a los de tensión máxima y que estos no se den en puntos si no en zonas algo más grandes. Exceptuando el pico de tensión en uno de los casos, todos los resultados parecen válidos.
- Los desplazamientos máximos se encuentran en los rangos establecidos y en las zonas donde es predecible que estén. Bien sea en la zona inferior del eje donde se acumulan las tensiones de calado más las de carga vertical o para los casos de carga lateral en la parte inferior de la rueda que está en contacto con el rail.
- La deformación unitaria máxima se localiza para la mayoría de los casos en la interferencia generada por el calado y exceptuando el primer caso la deformación en la zona de contacto es entre 5 y 10 veces menor que en la interferencia. Esto

³ En situaciones ideales, la rueda debería rodar sin deslizarse, lo que significa que la velocidad tangencial en el punto de contacto es la misma para la rueda y el riel.

Aunque en curvas, las ruedas externas recorren distancias mayores que las internas, lo que introduce un diferencial de velocidades, esto se transfiere a la pestaña.

Provocando deslizamientos en los puntos de contacto, ya que una superficie “intenta moverse más rápido” que la otra.

corrobora que no se producen deformaciones plásticas en ninguno de los casos y que el sistema trabaja dentro de la zona elástica (<2%).

Implicaciones para el diseño:

El análisis demuestra que las configuraciones actuales de carga y materiales son adecuadas para garantizar la seguridad y durabilidad del sistema.

Valida también la efectividad de los diseños actuales de ruedas, railes y diseño de vías.

(R. Lewis, 2010)

10 Referencias

- [1] A. Romero, P. G. (01 de 2012). *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*. Obtenido de Comportamiento dinámico de viaductos cortos considerando la interacción vehículo-vía-estructura-suelo: <https://www.elsevier.es/es-revista-revista-internacional-metodos-numericos-calcu-338-articulo-comportamiento-dinamico-viaductos-cortos-considerando-S0213131511000381>
- [2] ACYGS. (s.f.). *Prensa de calado y decalado*. Obtenido de <https://www.acygs.es/prensa-calado-decalado/>
- [3] CEN. (Febrero de 2006). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheels*. Obtenido de <https://srbcargo.rs/wp-content/uploads/2020/09/006.pdf>
- [4] D. Nikas, J. A. (s.f.). *THERMAL DETERIORATION OF RAILWAY WHEEL STEELS*. Obtenido de Chalmers University of Technology: <https://core.ac.uk/download/pdf/70613425.pdf>
- [5] Herrer, L. C. (s.f.). *TFG*. Zaragoza.
- [6] Ing. Vratislav Mareš, L. H. (2017). *Crack Growth Rate of R7T Steel under Uniaxial Loading*. Obtenido de <https://www.hutnickelisty.cz/wp-content/uploads/2019/10/HL5-2017Mares.pdf>
- [7] Jotawar, C. K. (4 de Octubre de 2014). *STRESS DISTRIBUTION IN INTERFERENCE*. Obtenido de Research Paper: Chalmers University of Technology, Department of Materials and
- [8] Kitesa Akewaq Irena, H. G. (22 de 10 de 2023). *MDPI*. Obtenido de Effect of Interference Size on Contact Pressure Distribution of Railway Wheel Axle Press Fitting: <https://www.mdpi.com/2411-9660/7/5/119>
- [9] Mittal, A. (2024). *Catalogo de carriles*. Obtenido de https://constructalia.arcelormittal.com/files/general_rail_catalog_-catalogo_general_carril_-arcelormittal--3d7a75d6fe6e3cf600e4f95e3215e814.pdf
- [10] Mittal, A. (2024). *Propiedades mecánicas de los carriles*. Obtenido de <https://rails.arcelormittal.com/es/productos/carril-de-transporte/propiedades-mecanicas/>
- [11] OpenAI. (s.f.). *Chat Gpt*. Obtenido de Chatgpt.com

- [12] R. Lewis, R. D. (29 de Enero de 2010). *Mapping railway wheel materialwear mechanisms and transitions*. Obtenido de https://www.researchgate.net/publication/239406961_Mapping_railway_wheel_material_wear_mechanisms_and_transitions#pf4
- [13] Renfe. (28 de Diciembre de 2010). *SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DOS PRENSAS DE CALADO Y DECALADO DE RUEDAS Y DISCOS DE FRENO*. Obtenido de https://valladoliddaltavelocidad.es/Pliegos/ANEXO_I_133.pdf
- [14] Revilla, A. R. (2019/2020). *Máster Universitario en Sistemas Ferroviarios*. Obtenido de https://repositorio.comillas.edu/jspui/bitstream/11531/47262/1/TFM-%20Ramirez%20Revilla%2C%20Aitor_signed.pdf
- [15] UIC. (2024). <https://uic.org/rail-system/article/europetrain>.
- [16] UNE. (7 de 02 de 2018). *UNE-EN 13674-1:2012+A1:2018*. Obtenido de <https://tienda.aenor.com/norma-une-en-13674-1-2012-a1-2018-n0059637>
- [17] UNE. (26 de 05 de 2021). *UNE*. Obtenido de <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma?c=N0065809>

11 Anexos

En este apartado se presentan los anexos que complementan y amplían la información desarrollada en el cuerpo principal del trabajo. Los anexos incluyen datos, cálculos, gráficos, y tablas que respaldan las conclusiones del estudio y ofrecen un mayor nivel de detalle técnico para aquellos lectores interesados.

El contenido de los anexos está organizado de manera sistemática y corresponde a las referencias realizadas en el texto principal, facilitando su consulta. Entre ellos se encuentran resultados de simulaciones, cálculos teóricos, especificaciones de materiales, y fragmentos de normativas utilizadas en el análisis.

11.1. Anexo A

A continuación, muestro la explicación de los parámetros utilizados en las ecuaciones de calado teórico.

Parámetros de las ecuaciones figura 1 y 2:
Presión de contacto(P).
Representa la presión generada en la interfaz entre la rueda y el eje debido al ajuste por interferencia.
Módulo elástico o módulo de Young(E).
Indica la rigidez del material. Representa la relación entre el esfuerzo y la deformación elástica en el material de la rueda o el eje.
Interferencia(δ).
Diferencia entre el diámetro del agujero de la rueda y el diámetro exterior del antes del montaje.

Trabajo de fin de grado	TFG Ingeniería Mecánica	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	Javier Pérez Ruiz 776327
-------------------------	----------------------------	--	-----------------------------

Radio interior de la rueda(ra). Representa el radio del agujero de la rueda donde se encalará el eje.
Radio exterior de la rueda(rw) Representa la zona que estará en contacto con el riel
Radio exterior del eje(ra). Es el radio del eje en la zona de contacto con la rueda.
Radio interior del eje (ria) Parte interior del eje, ya que este es hueco
Coeficiente de Poisson de la rueda(vw). Define la relación entre la deformación transversal y longitudinal en el material de la rueda.
Coeficiente de Poisson del eje(va) Define la relación entre la deformación transversal y longitudinal en el material del eje.
Módulo elástico de la rueda(Ew). Específico del material de la rueda, indica la resistencia de la rueda a deformarse elásticamente.
Módulo elástico del eje(Ea). Específico del material del eje, indica la resistencia del eje a deformarse elásticamente.
Constante matemática(π). Representa la relación entre la circunferencia y el diámetro de un círculo ($\pi \approx 3.14159$).

11.2. Anexo B

Información adicional sobre el cálculo teórico de calado de ejes.
Este es el programa que se ha utilizado para el cálculo teórico. (**Figura 60**)

Trabajo de fin de grado	TFG Ingeniería Mecánica	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	Javier Pérez Ruiz 776327
-------------------------	----------------------------	--	-----------------------------



```

EES Professional: C:\Users\usuario\Desktop\TFG\TFG.EES - [Equations Window]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
| DATOS CALADO
"Modulos de young"
Ew=210000"MPa"
Ea=20000
1/Equiv = (1-va^2)/Ea + (1-vw^2)/Ew
"Dimensiones"
dejemax=202.2263"mm"
dejemin=202.18
dcubamax=202.0724
dcubomin=202
rw=920"mm"
ra=202
ria=40

"Interferencias"
2*Intmax=dejemax-dcubomin
2*Intmin=dejemin-dcubamax
Int160=0,16
Int200=0,2
Int240=0,24
Int280=0,28
Int320=0,32
Int360=0,36
Int400=0,4

"Presion de ajuste"
Pres=(Intmax)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
Ptrans=(Intmin)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P160=(Int160)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P200=(Int200)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P240=(Int240)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P280=(Int280)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P320=(Int320)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P360=(Int360)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))
P400=(Int400)/(ra*((1/Ew)*((rw^2+ra^2)/(rw^2-ra^2)+vw)+(1/Ea)*((ra^2+ria^2)/(ra^2-ria^2)-va)))

Mmax=Ptrans*0,08*3,1416*180*(920/2)

va=0,28
vw=0,27

Duplicate x=202 ; 920
SigmaCubot400[x]=(ra^2*P400)/(rw^2-ra^2)*(1+(rw^2 / x^2))
SigmaCubor400[x]=(ra^2*P400)/((rw^2-ra^2))^(1-rw^2/x^2)
End

Duplicate y=40 ; 202
"https://www.lacandaja.es/tensiones-en-una-carcasa-cilindrica-gruesa/"
SigmaEjet400[y]=(ra^2*P400)/((ra^2-ria^2))^(ria^2/y^2+1)
SigmaEjer400[y]=(ra^2*P400)/((ra^2-ria^2))^(ria^2/y^2-1)

"VM[y]=sqrt(((SigmaEjet[y]-SigmaEjer[y])*2+(SigmaEjet[y])*2+(SigmaEjer[y])*2)/2)
End

"Duplicate z=0 - 180

```

Figura 62: Programa de EES usado para el cálculo teórico.

Se han definido las variables, teniendo mucho cuidado con las unidades, se presentan las ecuaciones bien sea por separado o en bucles y se resuelve de forma iterativa.

El programa recopila los datos y calcula. (**Figura 63**)

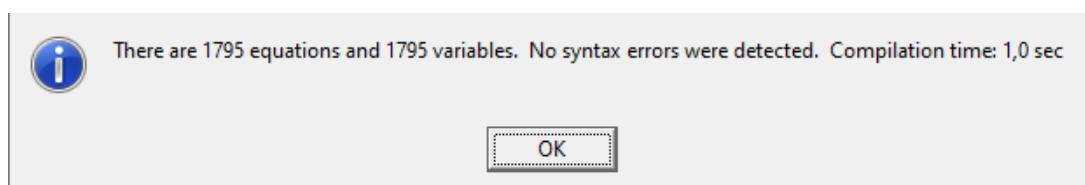


Figura 61: Programa de EES usado para el cálculo teórico.

El ultimo cálculo para interferencia 400um aislado eran más de 1500 ecuaciones. Los resultados se obtienen en forma de tablas donde fácilmente pueden ser trasladados a Excel.

EES Professional: C:\Users\usuario\Desktop\TFG\TFG.EES - [Arrays Table]				
	File	Edit	Search	Options
	Calculate	Tables	Plots	Windows
	Tables	Plots	Windows	Help
Main				
Sort				
	1 SigmaCubor40	2 SigmaCubot40	3 SigmaEjer400	4 SigmaEjet400
[179]			185,8	205,3
[180]			185,9	205,2
[181]			186	205,1
[182]			186,1	205
[183]			186,2	204,9
[184]			186,3	204,8
[185]			186,4	204,7
[186]			186,5	204,6
[187]			186,6	204,5
[188]			186,7	204,4
[189]			186,8	204,3
[190]			186,9	204,2
[191]			187	204,2
[192]			187,1	204,1
[193]			187,2	204
[194]			187,3	203,9
[195]			187,3	203,8
[196]			187,4	203,7
[197]			187,5	203,6
[198]			187,6	203,6
[199]			187,7	203,5
[200]			187,8	203,4
[201]			187,8	203,3
[202]	187,9	206,9	187,9	203,2
[203]	186	205		
[204]	184,1	203,1		
[205]	182,2	201,2		
[206]	180,3	199,4		
[207]	178,5	197,5		
[208]	176,7	195,7		
[209]	174,9	193,9		
[210]	173,2	192,2		
[211]	171,4	190,5		
[212]	169,7	188,8		
[213]	168	187,1		
[214]	166,4	185,4		
[215]	164,8	183,8		
[216]	163,1	182,2		
[217]	161,6	180,6		
[218]	160	179		
[219]	159,4	177,5		

Figura 63: Programa de EES usado para el cálculo teórico.

Todos los datos obtenidos se almacenan en 31940 celdas de Excel. Ahí ya los diferentes resultados se agrupan para dar forma a las gráficas que podéis ver en el cuerpo del documento.

11.3. Anexo C

Anexo complementario a la simulación del calado.

Información relevante a la hora de proceder al dimensionado de los componentes en la simulación.

La Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC), que establece estándares para los sistemas ferroviarios, incluye una amplia gama de dimensiones para ejes y ruedas en diferentes tipos de trenes.

Para trenes europeos, las dimensiones más comunes según las especificaciones de la UIC incluyen:

Diámetro del eje: Generalmente oscila entre 130 mm y 200 mm en la parte del asiento de la rueda.

Diámetro de la rueda: Para trenes de pasajeros, suele variar entre 920 mm y 1250 mm. Los trenes de carga pueden tener ruedas de hasta 840 mm.

Longitud del eje: Puede variar ampliamente según el tipo de tren, pero los ejes de los vagones de pasajeros suelen medir entre 2000 mm y 2500 mm.

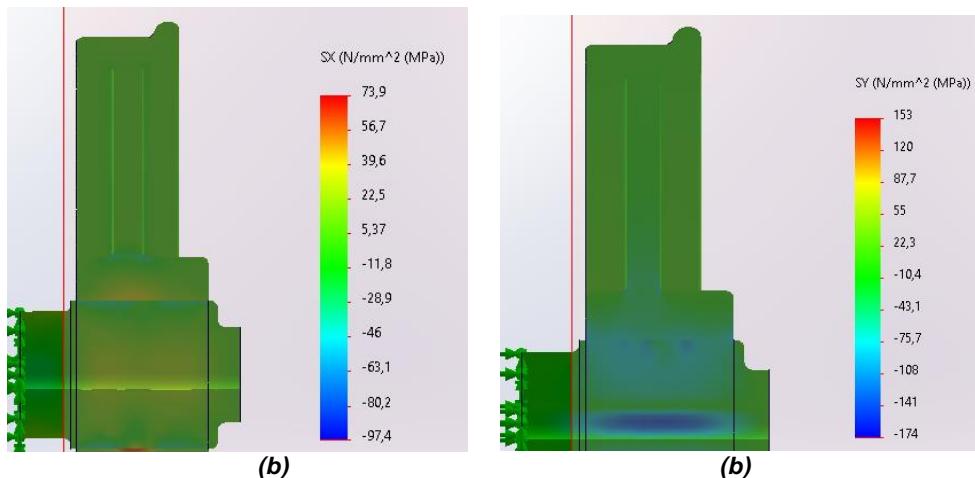
La Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC) es una organización que establece estándares para los sistemas ferroviarios a nivel mundial. Sus especificaciones técnicas, conocidas como fichas UIC, abarcan diversos aspectos del diseño y operación ferroviaria, incluyendo las dimensiones de ejes y ruedas.

En cuanto a las dimensiones de ejes y ruedas para trenes europeos, las fichas UIC proporcionan directrices detalladas. La ficha UIC 510-2 aborda las características geométricas de los ejes de ancho internacional, especificando dimensiones y tolerancias para garantizar la compatibilidad con la infraestructura ferroviaria existente. (UIC, 2024)

11.4. Anexo D

En este anexo muestro las distintas distribuciones de tensión para los múltiples valores de interferencia no mencionados en el cuerpo de la memoria.

Distribución de tensiones obtenidas en análisis de elementos finitos para una interferencia de 100 um.



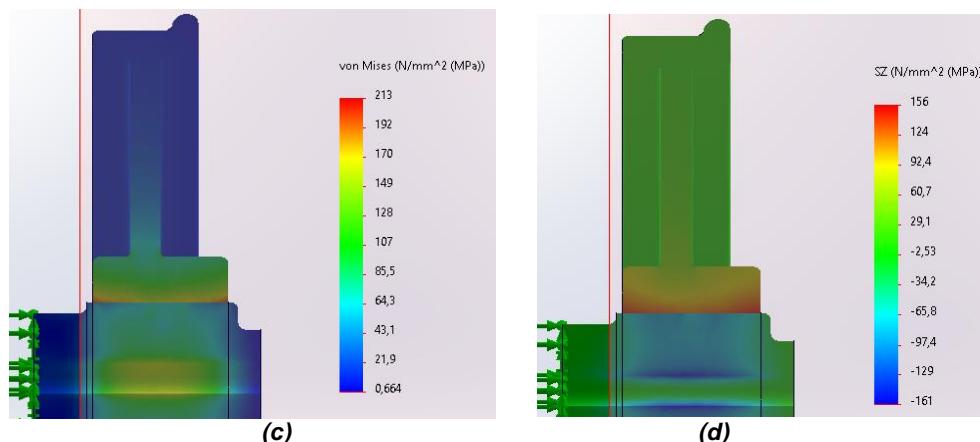


Figura 64: Distribucion de tensiones para 100 μm de interferencia: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

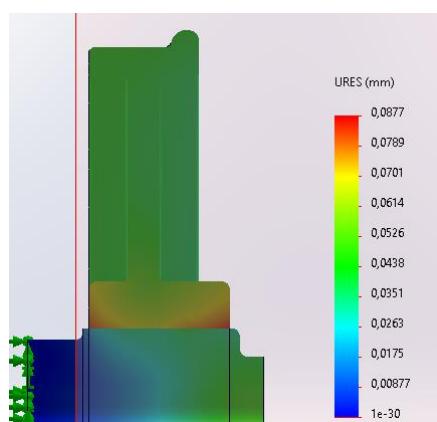
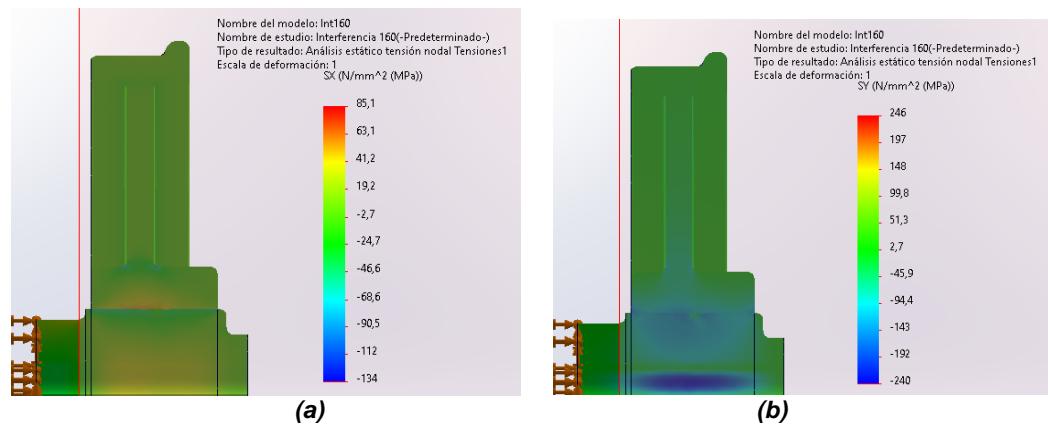


Figura 65: Distribucion de desplazamientos para 100 μm de interferencia

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 160 um.



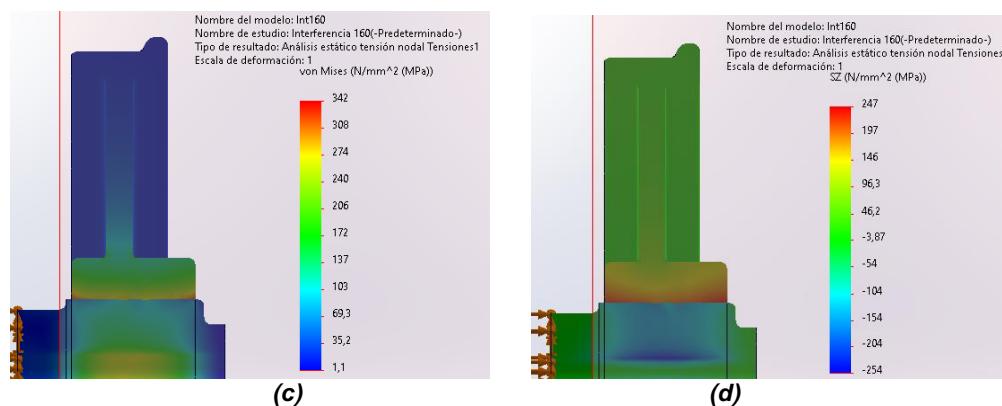


Figura 66: Distribucion de tensiones para 160 μm de interferencia: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

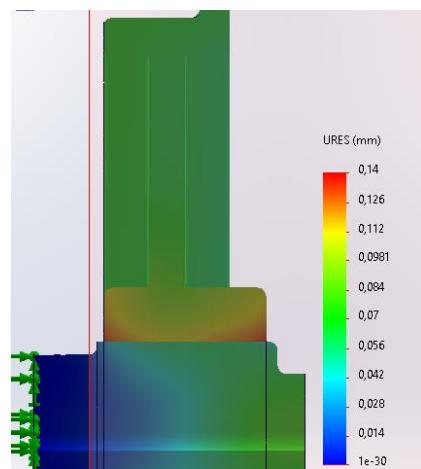
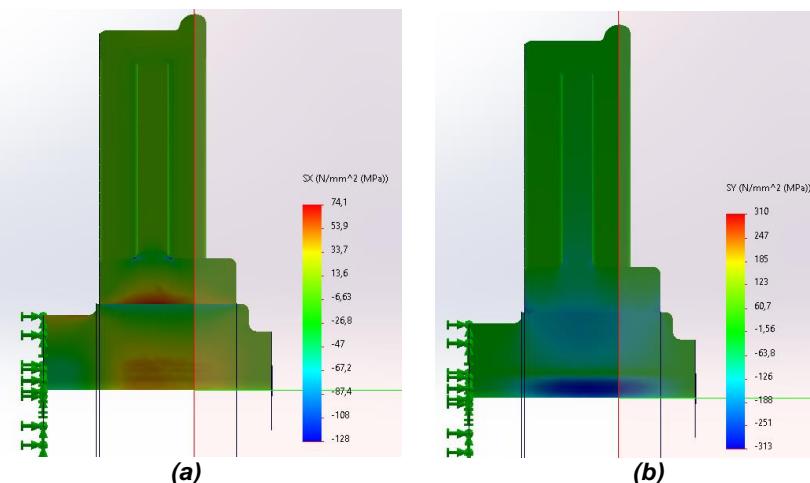


Figura 67: Distribucion de desplazamientos para 160 μm de interferencia

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 200 um.



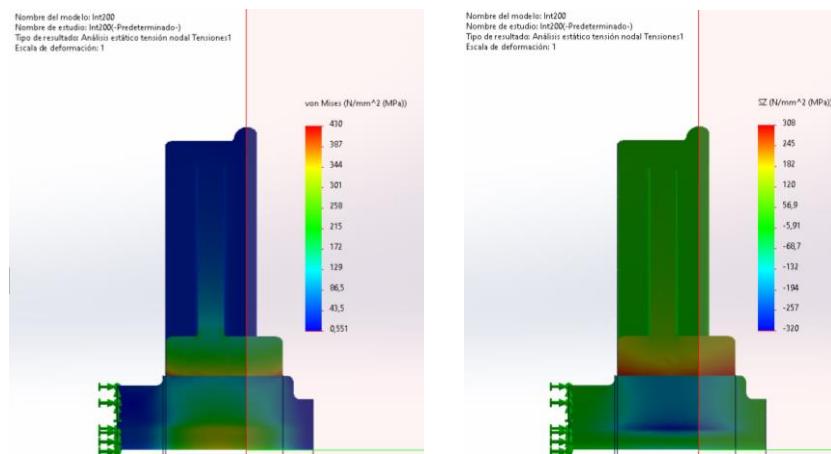


Figura 68: Distribucion de tensiones para 200 μm de interferencia: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

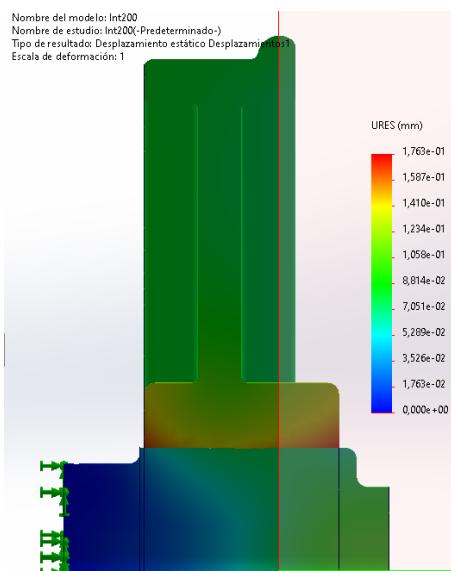
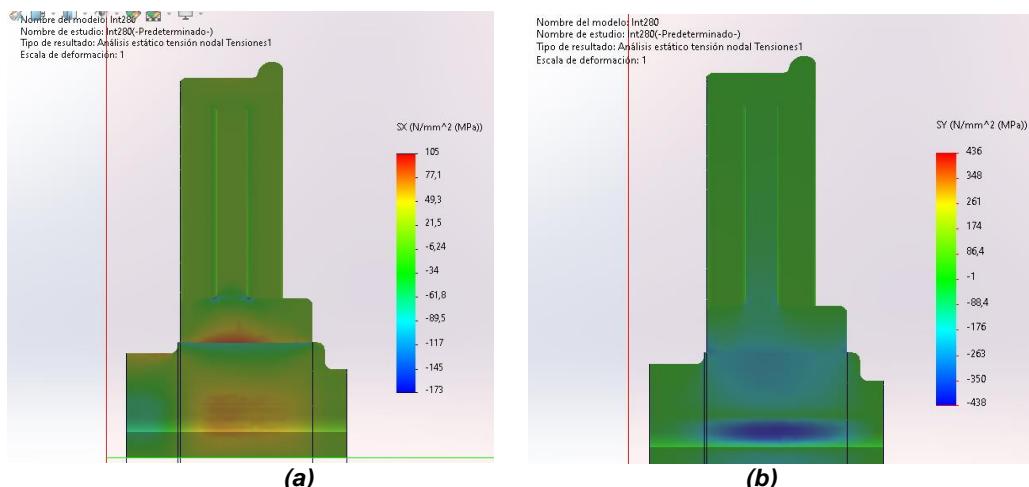


Figura 69: Distribucion de desplazamientos para 200 μm de interferencia

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 280 um.



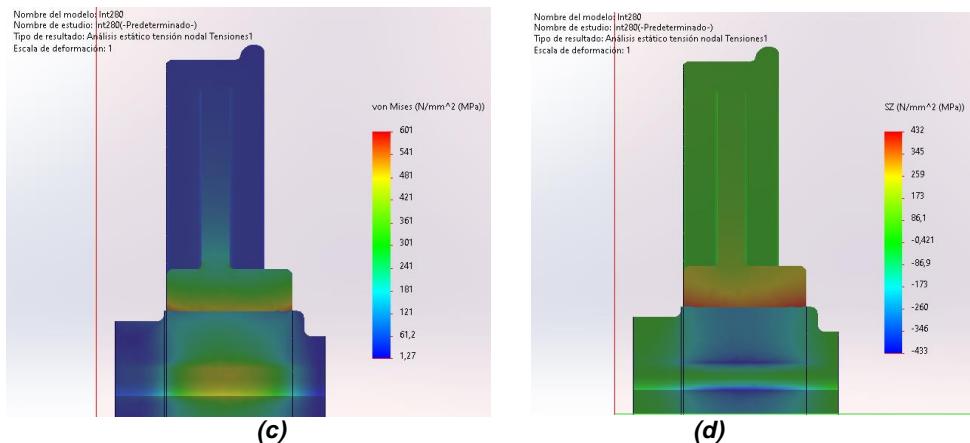


Figura 70: Distribucion de tensiones para 280 μm de interferencia: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

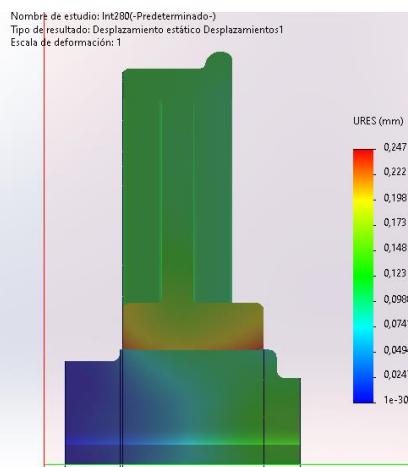
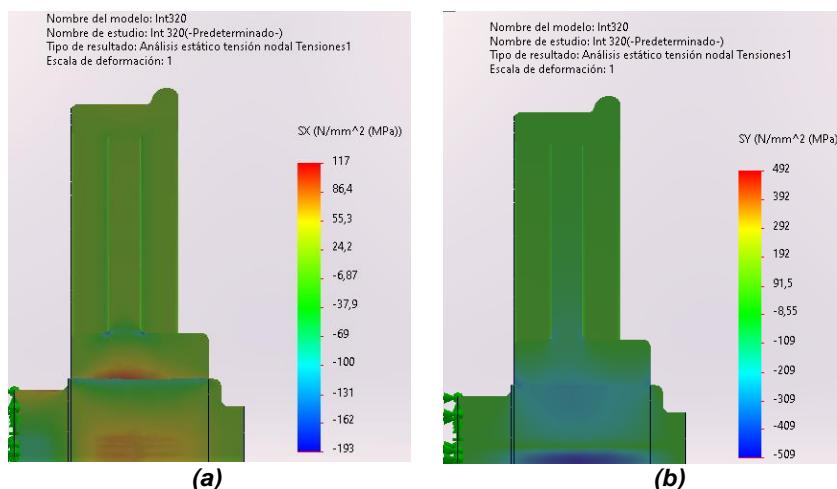


Figura 71: Distribucion de desplazamientos para 280 μm de interferencia

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 320 um.



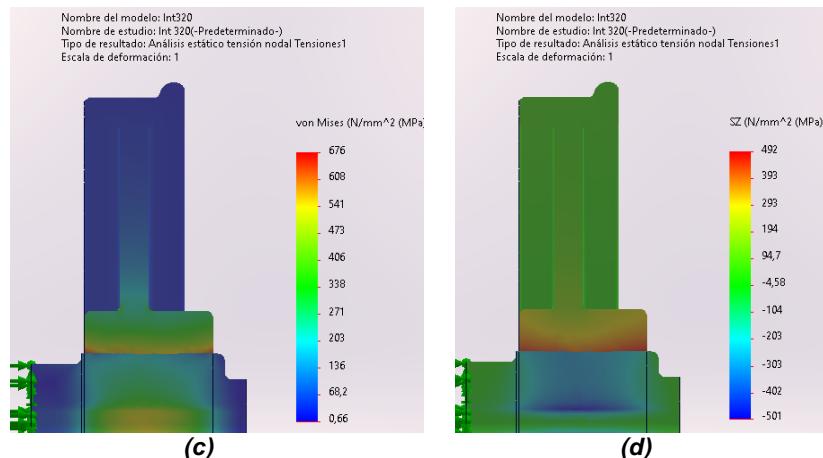


Figura 72: Distribucion de tensiones para 320 μm de interferencia: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

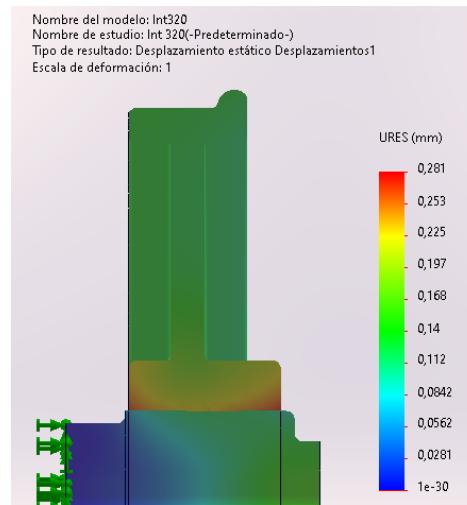
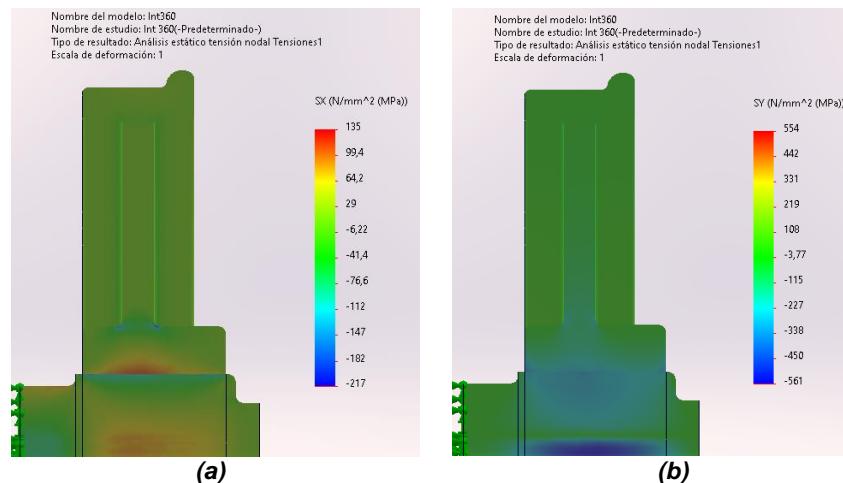


Figura 73: Distribucion de desplazamientos para 320 μm de interferencia

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 360 um.



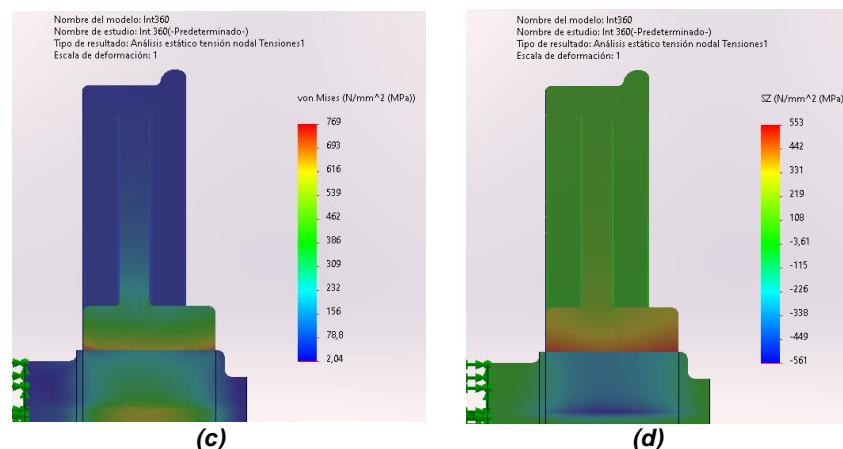


Figura 74: Distribucion de tensiones para 360 μm de interferencia: (a) tension tangencial, (b) tension radial, (c) Tension de Von Mises, y (d) Tension axial.

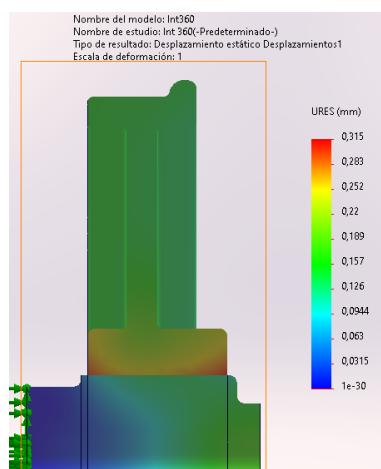
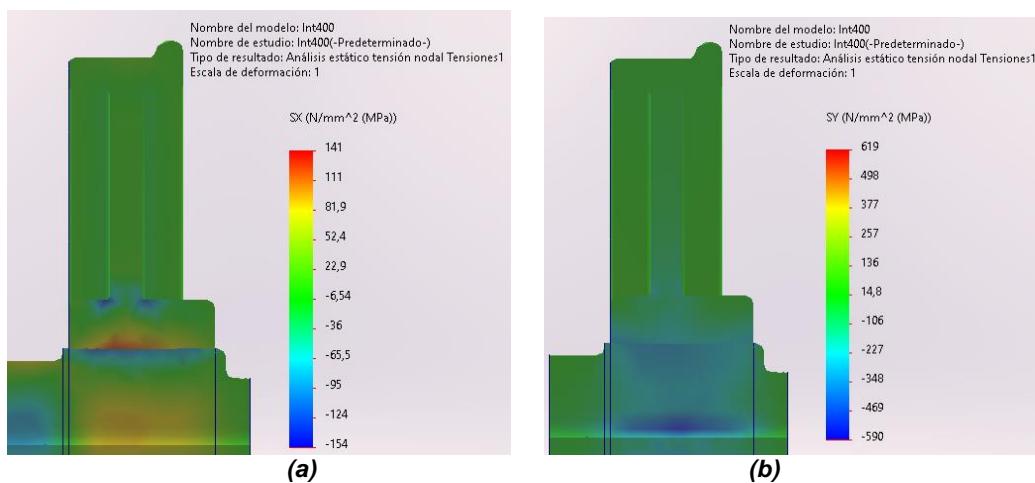


Figura 75: Distribucion de desplazamientos para 360 μm de interferencia

Distribucion de tensiones obtenidas en analisis de elementos finitos para una interferencia de 400 um.



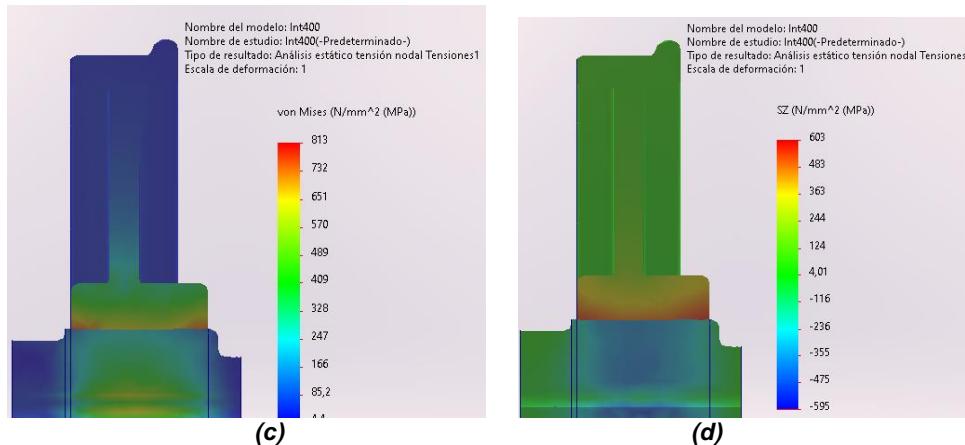


Figura 76: Distribución de tensiones para 400 μm de interferencia: (a) tensión tangencial, (b) tensión radial, (c) Tensión de Von Mises, y (d) Tensión axial.

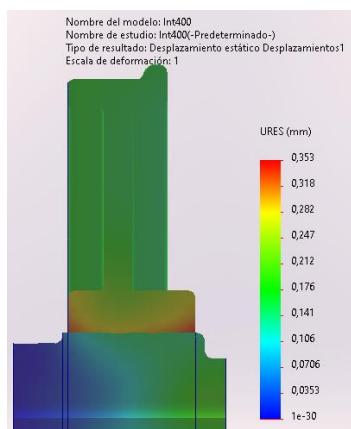


Figura 77: Distribución de desplazamientos para 400 μm de interferencia

11.5. Anexo E

Información complementaria a la discusión de resultados.

A continuación, presento todas las gráficas de presión de contacto para los diferentes valores de interferencia ya que en el cuerpo del documento solo se presenta para el valor de 200um.

Recuerdo brevemente a que se corresponde cada una de las líneas.

Se muestran una serie de curvas, cada una se corresponde con una forma distinta de calcular la presión de contacto.

La primera, "CP 200", se corresponde con la presión de contacto proporcionada por el programa de simulación de SolidWorks. Son 20 puntos a lo largo de la superficie de 180mm en los que nos da un valor de presión de contacto en MPa.

La segunda, "P200", es la suposición teórica de presión constante en toda la zona de interferencia.

La tercera, "GPT 200", es la propuesta de "Chat Gpt" para obtener la presión de contacto partiendo de la presión teórica y mediante una serie de senos obtener una aproximación más real.

La cuarta, “Real 200”, es combinar la propuesta de “Chat Gpt” de usar una aproximación mediante senos utilizando esta vez la presión obtenida por solid Works, es decir la “CP 200”.

La quinta “Real suavizada”, es aproximar la última curva “Real 200” con una ecuación de tercer grado para obtener una distribución más uniforme.

Es interesante resaltar las diferencias entre las suposiciones teóricas y los resultados de simulación, más aún cuando si comparamos con otros resultados conocidos en las simulaciones obtienen distribuciones de tensión mucho más parecidas a las obtenidas de forma teórica. (**Figura 90**)

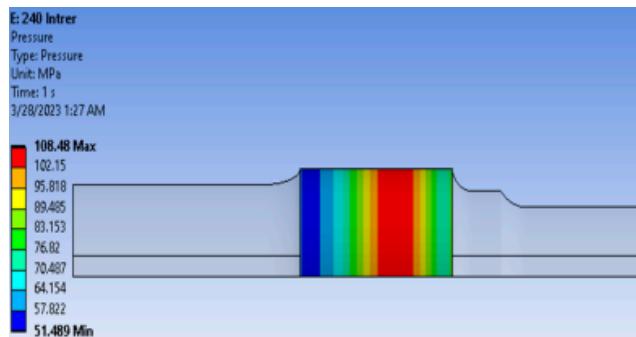


Figura 78: Presiones de contacto entre rueda y eje obtenidas en un artículo con ANSYS. (Kitesa Akewaq Irena, 2023)

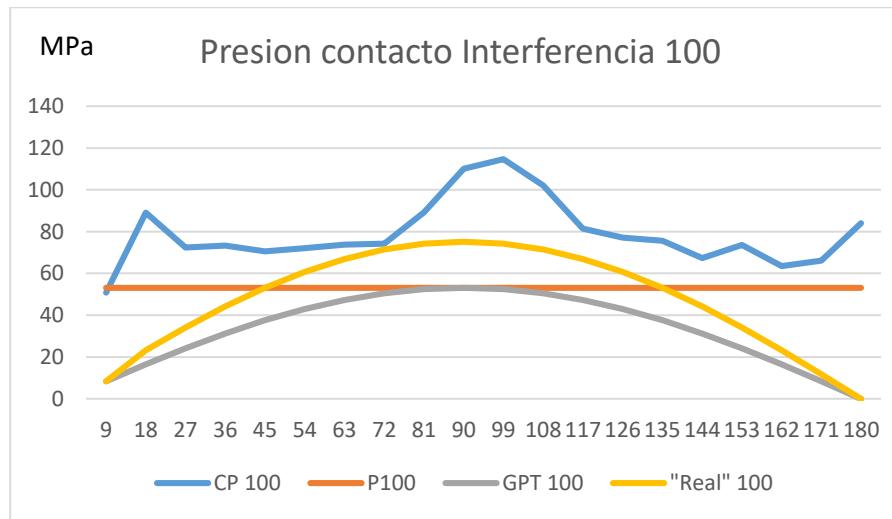


Figura 79: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 100um.

Para este primer caso no es necesario añadir la curva suavizada puesto que la Real ya es perfectamente uniforme.

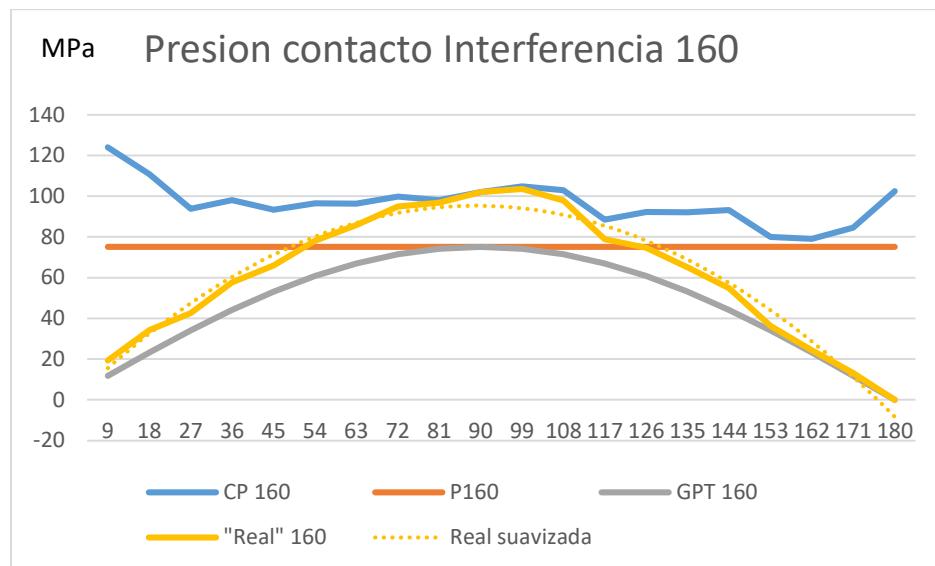


Figura 80: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 160um.

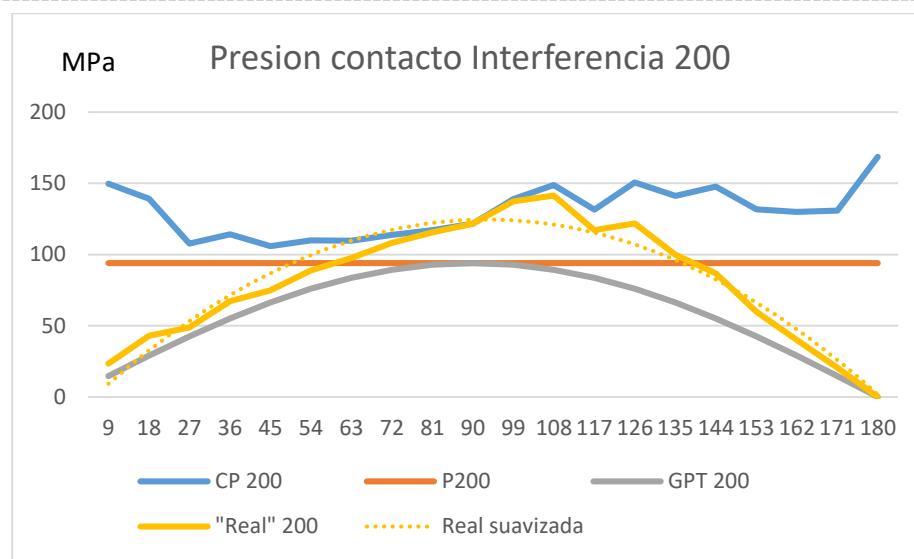


Figura 81: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 200um.

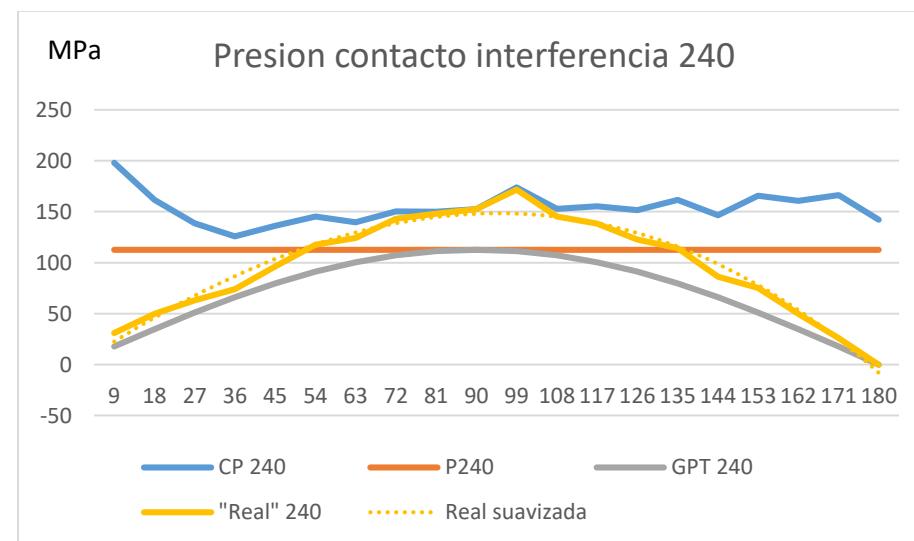


Figura 82: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 240um.

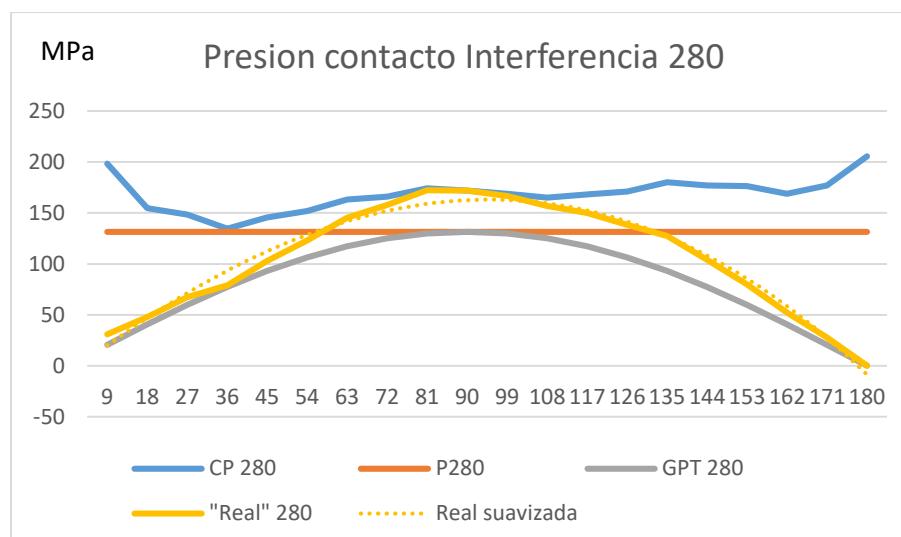


Figura 83: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 280μm.

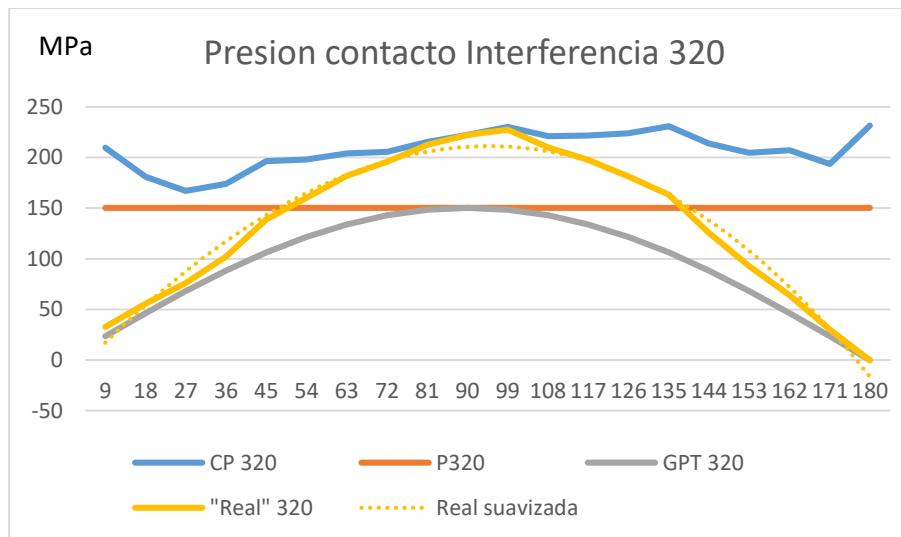


Figura 84: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 320μm.

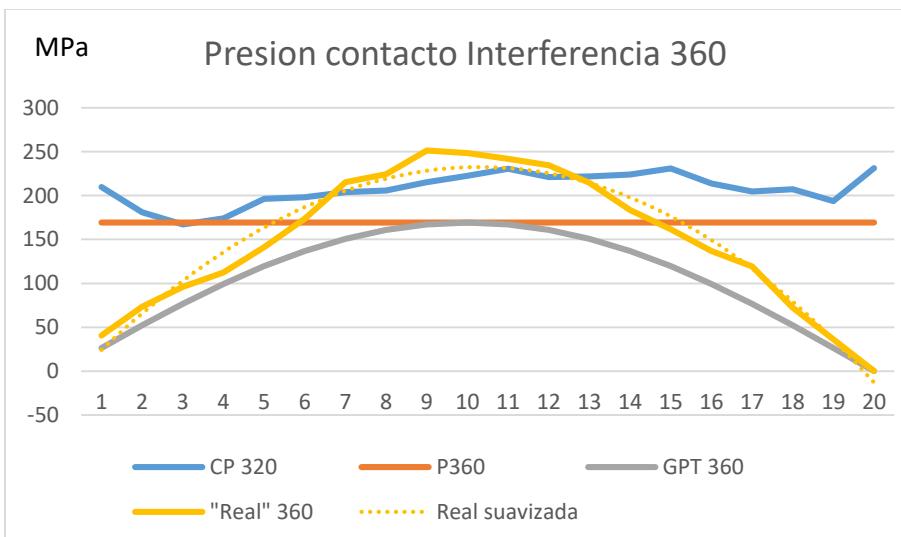


Figura 85: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 360μm.

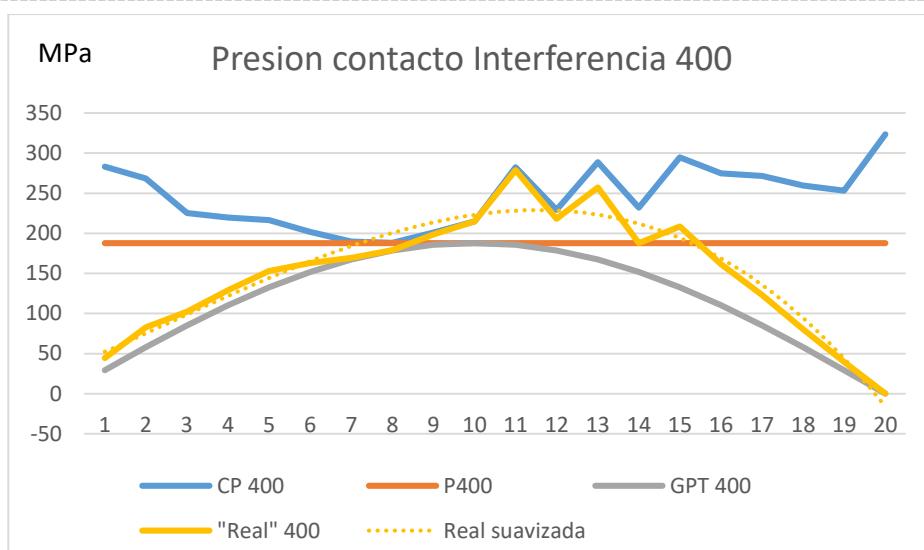


Figura 86: Presiones de contacto entre rueda y eje con una interferencia de 360um.