



Universidad
Carlos III de Madrid

ANÁLISIS MECÁNICO DE UN EJE FERROVIARIO MEDIANTE ABAQUS/CAE

DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA.
Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica.

Autor: Hernán Trevejo Quarcoopome.
h.trevejo@gmail.com.

Tutor: Juan Carlos García Prada.

Resumen.

El presente proyecto tiene como objetivo el análisis mecánico de un eje ferroviario. Se pretende calcular las tensiones a las que está sometido el eje así como su vida a fatiga en diferentes condiciones de funcionamiento, esto es, analizar la respuesta de éste ante ciclos de cargas fijas y variables como precedente al estudio de su comportamiento ante la presencia de fisuras.

Para realizar los análisis emplearemos para el diseño Tridimensional del eje y la parte analítica Abaqus/CAE, un software de gran capacidad que aplica el Método de los Elementos Finitos eXtendido para realizar cálculos estructurales estáticos lineales y no lineales, dinámicos incluyendo simulación de impactos, problemas de contacto de sólidos, térmicos, acoplamientos acústico-estructurales, mecánica de fluidos, piezoeléctricos y otros.

Palabras clave: eje ferroviario, elementos finitos, diseño 3D, ciclo, carga, grieta.

Abstract.

The following project aims to analyze the mechanic behavior of a train axle. It is intended to calculate the stresses onto it and its fatigue life under a variety of operation conditions as well, namely, analyze the response to cycles with constant or variable loads in it as a precedent study to fatigue with cracks within future projects.

For this analysis it will be used the Three-Dimensional design and analysis software Abaqus/CAE, a powerful software that uses eXtended Finite Elements Method as a numerical technique for finding approximate solutions to linear and non-linear static structural calculations, dynamics including impact simulations, contacts between solids, thermal, coupled acoustic-structural, piezoelectric, structural-pore capabilities fluid mechanics, piezoelectric and others.

Key words: train axle, finite elements, 3D design, cycle, load, and crack.

Índice.

Resumen.	1
Abstract.	2
Índice.	4
CAPÍTULO 1	8
1. Objetivos y contenido	8
1.1. Objetivos.	9
1.2. Contenido.	10
1.3. Estado del arte.	11
CAPÍTULO 2	12
2. Eje Ferroviario	12
2.1. Introducción.	13
2.2. Eje Ferroviario.	14
2.2.1. Definición y tipos.	14
2.2.2. Ejes montados o calados.	18
2.2.3. Diseño del eje calado.	19
CAPÍTULO 3	20
3. Fatiga	20
3.1. Introducción.	21
3.2. Historia.	23
3.3. Fatiga Metálica.	27
3.3.1. Concepto de Fatiga.	27
3.3.2. Rotura por Fatiga.	28
3.3.3. Diagramas S-N.	29
3.3.4. Factores Modificativos del Límite de Fatiga.	31
3.3.4.1. Factor de Acabado Superficial K_a .	32
3.3.4.2. Factor de Tamaño K_b .	32
3.3.4.3. Factor de Confiabilidad K_c .	34
3.3.4.4. Factor de temperatura K_d .	34
3.3.4.5. Factor de Concentración de Tensiones K_e .	35
3.3.4.6. Factor de efectos diversos K_f .	38
3.3.5. Esfuerzos fluctuantes.	40

3.3.5.1. Métodos de Análisis Con Esfuerzo Medio No Nulo.	42
3.3.5.2. Línea de carga.	44
3.3.6 Factores que Afectan a la Fatiga.	46
3.3.6.1 Influencia del ambiente sobre la fatiga.	47
3.4. Inicio, Propagación y Detección de Grietas.	48
3.4.1. Inicio de grietas.	49
3.4.2. Propagación de grietas.	50
3.4.3. Factores que influyen en la velocidad del crecimiento de las grietas.	52
3.4.3.1. Sobrecarga.	53
3.4.3.2. Efecto de la razón de tensiones, R.	56
3.4.3.3. Otros factores.	57
CAPÍTULO 4	58
4. Ensayos No Destructivos	58
1. Introducción a los END y Definición.	59
4.2. Historia.	60
4.3. Tipos de ensayos comunes.	61
4.3.1. Pruebas no destructivas superficiales.	61
4.3.1.1. Inspección Visual.	61
4.3.1.2. Líquidos Penetrantes.	61
4.3.1.3. Partículas Magnéticas.	62
4.3.1.4. Electromagnetismo.	62
4.3.2. Pruebas no destructivas volumétricas.	63
4.3.2.1. Análisis Acústico y Ultrasonido Industrial.	63
4.3.2.2. Radiografía Industrial de Rayos γ y Rayos X.	63
CAPÍTULO 5	65
5. Software ABAQUS	65
5.1. Introducción a ABAQUS.	66
5.2. Análisis Numérico:	67
Método de Elementos Finitos Extendido [XFEM].	67
5.2.1. Introducción.	67
5.2.2. Historia.	68
5.2.3. Principios.	69
5.2.4. Método.	70

5.2.5. Análisis de fatiga de ciclo bajo en Abaqus/Standard.	72
5.2.5. Algoritmo.	75
CAPÍTULO 6	77
6. Planteamiento y Resolución del Problema	77
6.1. Descripción.	78
6.2. Cálculos Previos.	79
6.2.1. Características del eje: Geometría.	79
6.2.2. Características del eje: Material.	80
6.2.3. Consideraciones y simplificaciones previas.	80
6.2.4. Restricciones y Cargas.	81
6.3. Modelo.	82
6.3.1. Módulo Part: Modelado en Abaqus.	82
6.3.1.1. Perfil de revolución.	82
6.3.1.2. Vaciado.	82
6.3.1.3. Simetría.	83
6.3.2. Módulo Property: Propiedades.	83
6.3.3. Módulo Mesh: Mallado.	85
6.3.4. Módulo Assembly.	86
6.3.5. Módulo Step.	87
6.3.6. Modulo Load.	88
6.3.6.1. Aplicación de Cargas y Precargas.	88
6.3.6.2. Precarga.	88
6.3.6.3. Carga de diseño.	88
6.3.6.4. Cálculo de la Precarga.	89
6.4. Análisis de fatiga.	92
CAPÍTULO 7	101
7. Conclusiones	101
7.1. Conclusión.	102
7.2. Trabajos Futuros.	104
Referencias	105
Bibliografía	108
Glosario	110
Anexos	112

CAPÍTULO 1

1. Objetivos y contenido

1.1. Objetivos.

El objetivo de este trabajo es afinar y aportar nuevos datos sobre el crecimiento y la tipología de propagación de grietas en un eje ferroviario sometido en su uso a cargas de fatiga de diferentes y variables amplitudes para determinar así, de forma más precisa la influencia de estas grietas en el tiempo de vida de este. Para ello, se realizará un análisis completo mediante el software de análisis por elementos finitos 'Abaqus' además de la influencia en la vida útil de las fisuras, grietas y demás amorfismos provocados por el uso continuado de dicho eje. Se cumplirán para ello las siguientes etapas y objetivos parciales:

- Diseñar un modelado real de un eje ferroviario a partir de los planos de la pieza industrial usando para ello el software de CAD CATIA v5
- Implementar diferentes modelos de grietas sobre el diseño para obtener el mayor número de datos posibles.
- Realizar estudio de Elementos Finitos mediante el software específico ABAQUS/CAE donde se simularán las diferentes cargas y grietas a las que es sometido un eje durante su vida útil.
- Aportar datos experimentales proporcionados por ABAQUS para investigar sobre la variación en la vida útil y su relación con las propiedades del material.
- Agrupar y almacenar los datos obtenidos en los análisis para ser procesada en tablas de Excel donde proseguirán los cálculos con el objetivo de facilitar cálculos posteriores.
- Análisis y comparación de los modelos para definir más precisamente la vida útil en condiciones de seguridad y en el caso de que haya una relación entre las tipologías de grieta y el fallo por fatiga.
- Establecer parámetros de inspección y detección de grietas para que dichos ejes trabajen durante su vida útil en las condiciones de seguridad que requiere un uso tan exigente como al que se ven sometidos los ejes ferroviarios.
- Conclusiones finales con los resultados de interés significativo y futuros trabajos posibles siguiendo la línea de investigación establecida.

1.2. Contenido.

El proyecto se ha dividido en siete capítulos, siendo el primero el detalle de los objetivos, estado del arte y el planteamiento del trabajo.

El segundo capítulo presenta una introducción al eje ferroviario motivo principal de este estudio.

El tercer capítulo está dedicado al fenómeno de fatiga y a la aparición de grietas.

El cuarto capítulo se centra en los ensayos no destructivos y en los diferentes métodos de detección temprana de grietas.

En el quinto capítulo se introduce el software empleado *Abaqus/CAE* así como algunos de los criterios que utiliza

En el sexto capítulo se lleva a cabo toda la parte práctica de planteamiento y resolución del problema.

En el séptimo capítulo consta de una reflexión sobre el trabajo realizado y futuros trabajos que se abren con este proyecto.

1.3. Estado del arte.

Como componentes de contacto y desgaste los ejes de un tren ferroviario son piezas de un alto componente crítico y por lo tanto piezas que deben ser inspeccionadas con regularidad ya que un fallo en una pieza tiene consecuencias devastadoras. Debido a su configuración se ven sometidos a un alto número de cargas aleatorias y oscilantes lo que dificulta enormemente la previsión de fallos. Aún así es raro que se produzca un fallo en estos componentes debido a las rigurosas medidas de seguridad a las que son sometidos y a los intervalos y técnicas de inspección regulares.

Los métodos de inspección utilizados son los Ensayos No Destructivos ya que permiten inspeccionar el eje sin provocar ningún cambio en su estructura mecánica continuando este, siempre y cuando no se hay detectado nada, su uso de la misma forma que antes de la inspección.

La metodología usada para determinar la frecuencia de inspección implica el cálculo del tiempo transcurrido desde que se detecta una posible fisura hasta el fallo del componente. El intervalo de inspección debe ser menor que este y normalmente suele ser una fracción de este tiempo que permite en la siguiente inspección detectar la fisura que podía haber sido omitida en la inspección anterior. Debido a la naturaleza del problema, se pone especial cuidado en la manufactura, procesado y tratamiento de los ejes en todas las etapas de su vida útil.

CAPÍTULO 2

2. Eje Ferroviario

2.1. Introducción.

Desde su invención, el ferrocarril ha formado parte fundamental en la industria, debido, en gran medida, a su velocidad, fiabilidad, capacidad de carga rentabilidad y bajo coste además de estar considerado el más respetuoso con el medio ambiente. La infraestructura ferroviaria en Europa, sea de mercancías o pasajeros, crece al ritmo que demanda el exigente mundo del transporte propiciado en gran parte por el avance de otras tecnologías y otros medios de transporte. Se aumenta la velocidad, la distancia, la carga, el confort, las prestaciones, etc., lo que precisa de un aumento de la seguridad y fiabilidad antes mencionadas en sus infraestructuras y motrices. Para poder mantener estas características es imprescindible garantizar la seguridad del transporte, ya que cualquier mínimo fallo puede conllevar consecuencias catastróficas. Para ello, se establecen estrictas directrices y normativas relacionadas con la seguridad, en especial, de ruedas, como partes en contacto con el rail y ejes como piezas estructurales críticas sometidas a diferentes cargas así como transmisores de movimiento. Este último elemento, el eje, y su comportamiento frente a fatiga motivan este estudio.

Se calcula que hoy en día hay en circulación alrededor de 250 000



Ilustración 1. Tren de mercancías

vagones de pasajeros y más de 1,2 millones de vagones de mercancías en circulación que sumarán aproximadamente 3,5 millones de ejes. Un eje ferroviario estará sometido a diferentes cargas que en sí mismas no son peligrosas para este pero que en el caso de existir una grieta o algún otro tipo de daño en el eje pueden desencadenar en fallo y provocar cuantiosos daños personales y materiales. Los resultados del proyecto pueden mejorar la seguridad y la eficacia de este transporte de forma considerable, con lo que se contribuirá a promover su uso para seguir disfrutando de un ferrocarril eficaz, ecológico y más seguro.

2.2. Eje Ferroviario.

2.2.1. Definición y tipos.

Se llama eje al elemento mecánico cuya finalidad es la de transmitir un movimiento de rotación al conjunto de elementos a los que va ensamblado.

Su definición más común según la RAE es la siguiente: Barra cilíndrica que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve como centro para girar.

Como dice, generalmente, es un elemento cilíndrico aunque también hay ejes con tipología cónica que atraviesa o va acoplado a un cuerpo al que sirve como centro para girar, según este criterio consideraremos dos tipos de ejes: el eje fijo, por ejemplo, aquel que atraviesa el cuerpo giratorio pero que se mantiene en la misma posición y en contrapunto, el eje solidario, que será aquel que gira con la pieza a la que va acoplada.



Ilustración 2. Eje ferroviario

Prácticamente cualquier vehículo montará una transmisión con ejes, que son los encargados de mantener la distancia entre los elementos rodantes y entre éstas y el chasis del vehículo. Los ejes soportarán tanto el peso propio del vehículo como el de la carga que esté transportando, por lo tanto, el eje es un elemento de una relevancia muy importante, que además debe cumplir alguna o todas de las siguientes funciones:

- Transmisión: El eje provoca, mediante una reacción producida en sus apoyos, un momento de fuerzas que transfiere a las ruedas para la aceleración del vehículo. Por ello, toda transmisión debe formarse por uno o más ejes.
- Guía: El eje junto con el sistema de dirección controlan el ángulo de las ruedas (normalmente en el eje delantero) induciendo el movimiento en la dirección correcta. Además el eje no permite el desplazamiento axial de las ruedas.
- Frenado: la fuerza descentrada producida por los frenos junto con la ayuda de la reacción en contra del apoyo del eje provocan la generación de un momento de fuerzas en sentido contrario a la de rotación de la rueda que provoca la deceleración del coche y la consiguiente disminución de velocidad. Otra posibilidad, generalmente con más efecto para vehículos pesados, es el freno motor a través de la transmisión.



Ilustración 3. Conformado de eje

Existen dos tipos de diferenciaciones a la hora de clasificar los ejes: según la sujeción con las ruedas y en función los trabajos que realizan.

Según la sujeción con las ruedas se clasifican en:

- Rígidos cuando están formados por barras rígidas que conectan dos ruedas a cada lado del vehículo y que pueden girar a velocidades distintas gracias al diferencial, evitando desplazamientos en las curvas.
- Eje independiente, caracterizado porque cada rueda está conectada a un eje diferente, consiguiendo mayor confort y maniobrabilidad ya que cada rueda presenta una amortiguación por separado.

Según el trabajo que realizan los ejes se pueden clasificar en:

- Libres, cuando no forman parte del sistema de transmisión y giran libremente, como los ejes traseros de automóviles con tracción delantera.
- Motrices, si el eje transmite el movimiento procedente del motor.

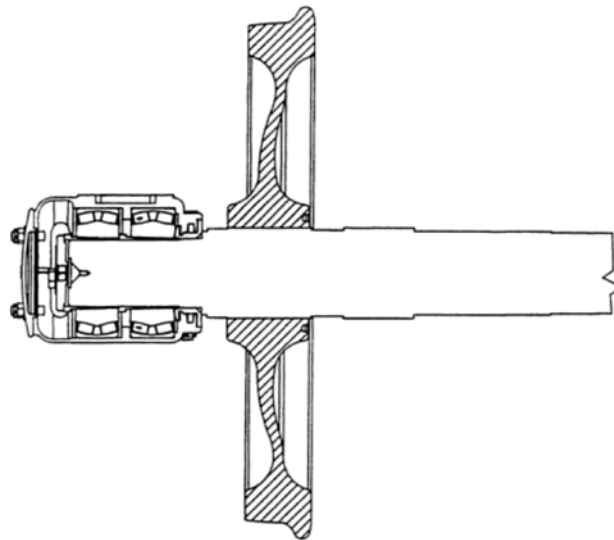


Ilustración 4. Montaje eje-rueda

Un eje ferroviario se compone de tres partes esenciales:

- Fuste, que es la parte del eje que queda entre las ruedas.
- Sección de calaje sobre las que van montadas las ruedas.
- Manguetas que sería la parte del eje sobre la que reposan los cojinetes de las cajas de grasa las cuales soportan el peso del vehículo.

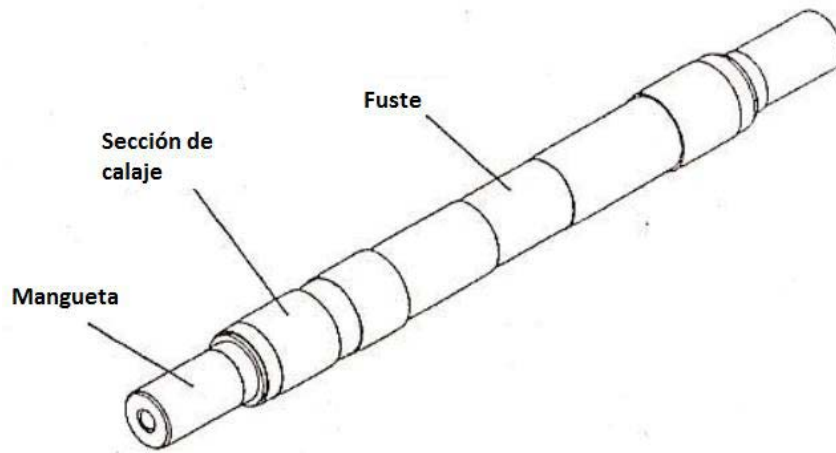


Ilustración 5. partes del eje

Se observa en la figura el cambio de secciones entre las diferentes partes del eje, debido a que el diseño de este se realiza en función de la carga a la que se está sometido por lo que constará de diferente sección en ciertos puntos.

El eje está sometido tanto a esfuerzo cortante en el apoyo de la rueda como a flexión en la sección del empotramiento. Por este motivo, existen normas específicas para el diseño del mismo, con un proceso que va desde identificar las fuerzas y momentos en las secciones, diseñar en consecuencia las dimensiones de cada sección con su respectivo diámetro y comparar la tensión calculada con la máxima admisible en función del material, acero con el que se ha construido el eje.

2.2.2. Ejes montados o calados.

Se llama eje montado o calado al conjunto formado por el eje y las dos ruedas caladas en el mismo. El proceso de calado se debe ajustar a las normas habilitadas para ello y a las especificaciones que están en vigor. Un punto importante es que el centro de gravedad del eje montado debe coincidir exactamente con el teórico, ya que de no ser así, la fuerza resultante provocaría un par que curvaría el eje y doblaría las pestañas contra el carril.

Los ejes calados tienen como funciones principales:

- Conservar la distancia entre ruedas y entre vehículo y vía.
- Transmisión, tracción y fuerzas de frenado a los raíles.
- La dirección determinada por el movimiento dentro de la vía.

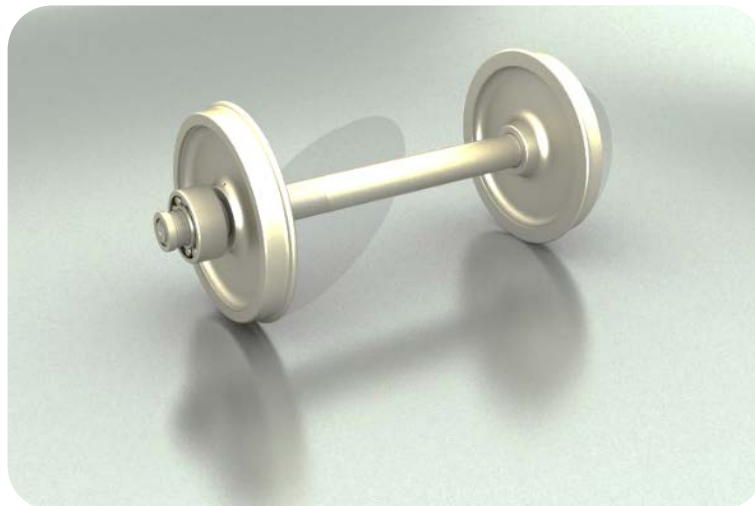


Ilustración 6 Render eje-rueda

2.2.3. Diseño del eje calado.

El diseño del eje calado depende de:

- El tipo de vehículo con el que tratemos (tracción o arrastre).
- El tipo de frenos utilizados (zapata, disco en árbol o disco en rueda).
- La posición de los cojinetes respecto al árbol (interior o afuera).
- La construcción del centro de la rueda.

Existen gran variedad de diseños de calado de rueda, teniendo dos características comunes: la conexión rígida rueda-árbol y el perfil transversal de la superficie de balanceo de la rueda, llamado perfil de rueda. Éstos son algunos de los principales tipos de diseño de grupos de rueda:

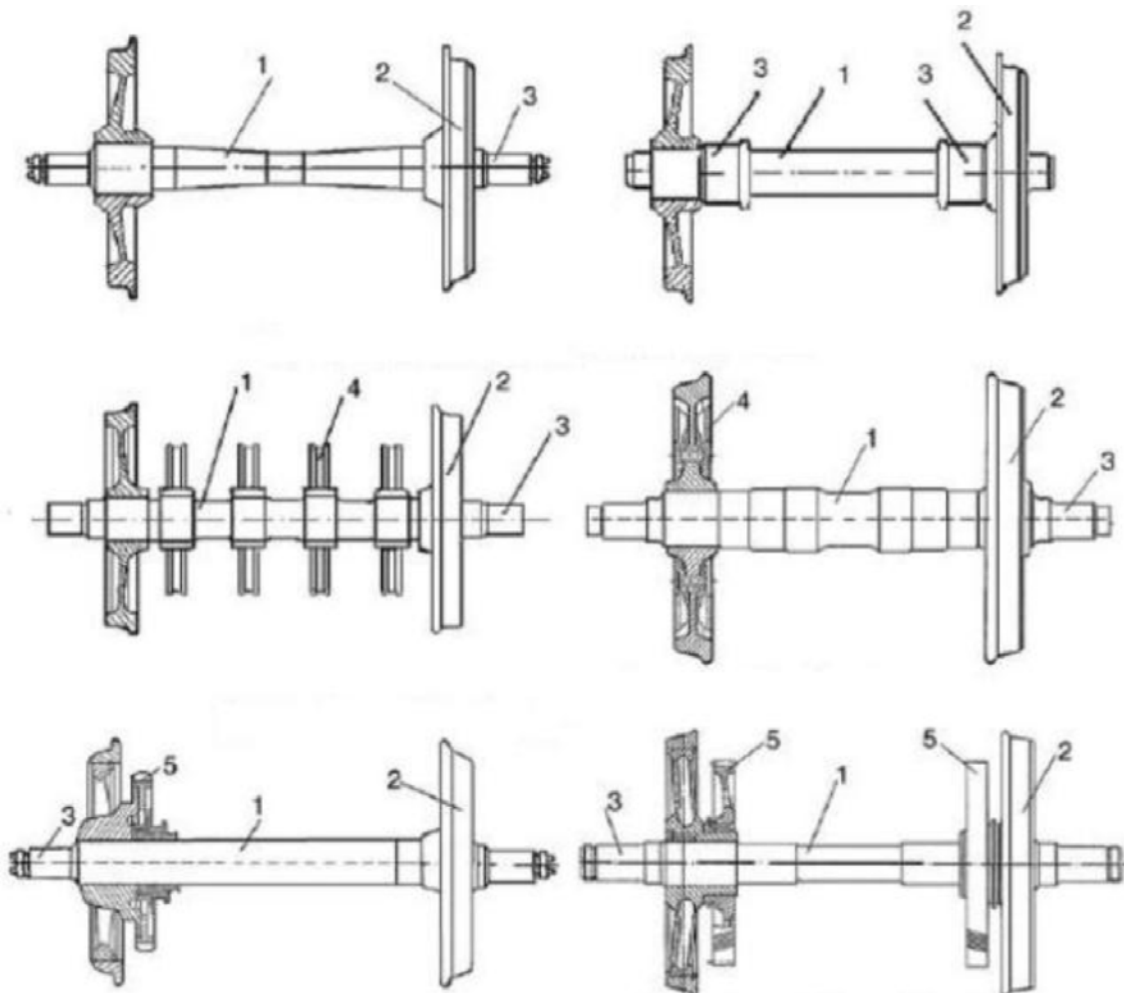


Ilustración 7. Diferentes tipos de diseño de grupos de rueda. Con las cajas de grasa externas e internas (fila 1), con los discos de freno en el árbol y en la rueda (fila 2) y con la posición asimétrica y simétrica de los contactos de rodadura (fila 3). 1-árbol, 2-rueda

CAPÍTULO 3

3. Fatiga

3.1. Introducción.

Se define la fatiga como el fenómeno de rotura de un material debido a la acción repetida de tensiones o deformaciones por debajo de su límite de rotura. Muchos de los sistemas mecánicos se ven sometidos a cargas variables en el tiempo durante su vida y funcionamiento, la aplicación de estas cargas de forma continuada conlleva a la aparición de grietas en la superficie del material que progresan a través de él viéndose reducida su capacidad portante hasta producir el fallo, generalmente, de forma catastrófica. Este fenómeno, conocido desde el año pasado, se denomina fallo por fatiga y es responsable de más de la mitad de los fallos de componentes mecánicos y se produce de diferentes formas:

- Fatiga mecánica: Debido a fluctuaciones de la carga a la que está sometido
- Creep-Fatiga: Debido a altas temperaturas de trabajo.
- Fatiga Termo-mecánica: debido a la combinación de cargas cíclicas y temperaturas fluctuantes.
- Corrosión Fatiga: debido a ambientes químicos agresivos.
- Fatiga Fretting: debido a rozamiento por contacto entre materiales.

El principal inconveniente de la fatiga, es que los fallos en componentes estructurales o mecánicos se producen por la acción de cargas cíclicas cuyos valores máximos están muy por debajo de las cargas calculadas en análisis estáticos de seguridad. Asimismo, debido a los numerosos parámetros que influyen en el proceso, muchos de ellos desconocidos de forma precisa, los métodos para calcular la vida a fatiga de un componente están basados en estimaciones estadísticas en continuo desarrollo donde se busca aumentar la precisión de detección prematura.

Las principales incertidumbres que afectan al proceso de crecimiento de grietas son las propiedades del material y la carga. La naturaleza aleatoria del material provoca resultados en la vida útil de elementos del mismo material y sometidos a cargas idénticas significativamente diferentes. Hay que añadir, además, que las cargas rara vez serán o podrán ser consideradas de amplitud constante siendo normal que sean de amplitud y características variables, aleatorias o semialeatorias.

La importancia de desarrollar métodos de análisis fiables se debe al alto coste en tiempo y dinero de las determinaciones experimentales. Normalmente, los análisis de crecimiento de grietas se realizan sobre datos obtenidos en ensayos con cargas de amplitud constante y la extrapolación a

los casos reales se convierte en una dificultad. Si a esto le unimos el desconocimiento de la secuencia real de la aplicación de las cargas nos encontraremos con el efecto de secuencia o de interacción de cargas debido a la irregularidad de estas. El aumento de la longitud de la grieta en cada variación de carga estará condicionado, además de por la longitud de la grieta en cada momento, por el historial previo de cargas y los valores máximos y mínimos de tensión en cada uno de los ciclos. Los análisis de vida de crecimiento mediante simulación ciclo a ciclo, permiten estudiar el comportamiento de una grieta bajo cargas de amplitud variable manteniendo el efecto de secuencia, y analizar la variabilidad en la vida que se produce al utilizar distintas historias de carga representativas de un mismo proceso. La mayoría de estos modelos de simulación han sido contrastados mediante ensayos con cargas de amplitud constante, y en algunos casos con cargas de amplitud variable.

3.2. Historia.

Los primeros trabajos relacionados con el fenómeno de fatiga datan del siglo XIX coincidiendo con el avance de la maquinaria y los vehículos de transporte. Se atribuye el comienzo al ingeniero de minas alemán Wilhem Albert [1] que realizó ensayos con cadenas de elevadores sometidas a cargas y descargas sucesivas aunque el término de fatiga de materiales será introducido diez años más tarde por Jean-Victor Poncelet.

Con el aumento de uso del ferrocarril y las estructuras necesarias para su uso como los puentes se hizo necesario estudiar este fenómeno. Concretamente en 1842 y a raíz de un accidente ocurrido en Versalles (Francia) en el que hubo más de 1500 fallecidos se comenzó a tener muy en cuenta, siendo así en 1843 William John Macquorn Rankine [2], ingeniero escocés, reconoció las características distintivas de la fractura por fatiga e hizo notar la presencia y el peligro de los concentradores de tensión en piezas y componentes mecánicos.

La British Institution of Mechanical Engineers comenzó a estudiar la llamada teoría de cristalización, que atribuía la rotura por fatiga a que se producía una cristalización de los metales debido a las vibraciones de los elementos en servicio. Esta primera notación surgió debido al aspecto cristalino de la superficie de fractura.

Los primeros estudios sistemáticos se debieron a August Wöhler [3], ingeniero de ferrocarriles alemán, quien realizó entre 1852 y 1870 gran cantidad de ensayos de flexión rotativa sobre ejes de ferrocarril. Observó que la resistencia de los ejes de acero sometidos a cargas cíclicas era apreciablemente menor que su resistencia estática.



Ilustración 8. Dibujo relativo al accidente de Versalles

Su trabajo permitió la caracterización del comportamiento a fatiga en base a las curvas de amplitud de tensiones frente a número de ciclos de carga hasta la rotura. También estableció el concepto de límite de fatiga al comprobar que las aleaciones de hierro parecían tener un límite de tensión por debajo del cual no se producía la rotura por muy grande que fuera el número de ciclos.

En 1874, el ingeniero alemán H. Gerber [4] comenzó a desarrollar métodos para el diseño a fatiga, su contribución incluyó el desarrollo de métodos para el cálculo de la vida a fatiga para diferentes niveles medios de la tensión cíclica. Problemas similares fueron abordados por Goodman y Soderberg [5], [6], [7].

La idea de que el límite elástico de los metales con cargas cíclicas podía ser diferente a la observada en la deformación monotónica fue popularizada por Bauschinger, quien confirmó muchos de los resultados anteriores de Wöhler [3].

A principios de siglo Ewing y Humfrey utilizaron el microscopio óptico y observaron la formación de líneas y bandas de deslizamiento que desembocaban en la formación de microgrietas en el material. Se descartó entonces la vieja teoría de la cristalización del material.

Durante la primera mitad del siglo XX se obtuvieron gran cantidad de datos experimentales relacionando la resistencia a fatiga con factores tales como la geometría y tamaño de las piezas, condiciones ambientales, acabado superficial, estructura metalográfica, etc. Las investigaciones de Palmgren y Miner [8], [9] en este periodo permitieron el desarrollo de los modelos de daño acumulado para predecir el fallo por fatiga.



Ilustración 9. Sección de fallo por mecanismo de fatiga

La idea de que las deformaciones plásticas son las responsables del daño en el material fue establecida por Coffin y Manson [10], [11], [12], [13],

[14], quienes en la década de los 60 propusieron una relación empírica entre el número de inversiones de carga hasta rotura y la amplitud de la deformación plástica. La denominada relación Coffin-Manson es el método de caracterización de fatiga basado en las deformaciones más ampliamente utilizado.

A pesar de que desde principios de siglo se conocía que el fenómeno se debía a la formación y crecimiento lento de grietas, no estaba suficientemente desarrollada la herramienta matemática necesaria para cuantificar modelos de fallo por fatiga. El análisis de tensiones de Inglis [15] y el concepto energético de Griffith [16] aportaron el tratamiento cuantitativo de la fractura frágil. No obstante, estas ideas no pudieron ser aplicadas directamente para caracterizar el fallo por fatiga en los materiales metálicos. Un avance en esta dirección vino con los estudios de Irwin [17], quien mostró que la amplitud de la singularidad en tensiones delante de una grieta podía ser expresada en términos de una cantidad conocida como factor de intensidad de tensiones, K . Con el desarrollo de la mecánica de la fractura elástica lineal se intentó caracterizar el crecimiento de las grietas de fatiga también en términos del factor de intensidad de tensiones. Paris y Erdogan [18], [19] fueron los primeros en sugerir que el incremento de longitud de grieta por ciclo, da/dN , podía relacionarse con el rango del factor de intensidad de tensiones, ΔK , bajo cargas de amplitud constante. La mayor aportación de la mecánica de la fractura elástica lineal es que el factor de intensidad de tensiones, determinado por las tensiones remotas aplicadas y las dimensiones geométricas del componente agrietado, basta para caracterizar la propagación de la grieta. Este método no requiere un detallado conocimiento de los mecanismos de fractura por fatiga.

Con la aplicación de los conceptos de mecánica de fractura al fallo por fatiga, tomaron un interés creciente el estudio de los mecanismos decrecimiento subcrítico de grieta. Modelos conceptuales y cuantitativos fueron desarrollados para obtener la resistencia de los materiales al crecimiento de grietas. Junto con estos estudios, creció el interés por comprender el proceso por el que el factor de intensidad de tensiones podía verse alterado con el avance de la grieta. Una importante contribución en esta dirección vino de los resultados experimentales de Elber [20], [21] que mostraron que la grieta puede permanecer cerrada incluso cuando está sometida a tensiones cíclicas de tracción debido a la plastificación producida en el borde de la grieta. Este resultado también implica que la velocidad de crecimiento de grieta debería venir determinada no por el valor nominal del rango del factor de intensidad de tensiones sino por un valor efectivo que tuviese en cuenta el cierre. Investigaciones adicionales sugieren que el cierre de grieta puede ser inducido por otros factores mecánicos, microestructurales y ambientales.

En las últimas décadas, con el desarrollo y creación de máquinas más sofisticadas, comienza la realización de ensayos con cargas complejas (amplitud variable). Durante el crecimiento de una grieta con cargas de amplitud variable se produce lo que se denomina efecto de secuencia o de interacción debido a la irregularidad de la carga. Dicho efecto fue puesto de manifiesto en la década de los 60. Diversos trabajos demostraron que la aplicación de una sobrecarga origina una velocidad de crecimiento en los ciclos posteriores a ella mucho menor que la producida sino existe sobrecarga. Numerosos modelos analíticos que tienen en cuenta dicho efecto se encuentran en la bibliografía actualmente, destacando, sobre todo por ser los más utilizados y haber servido de base para otros muchos, los propuestos por Wheeler y Willemborg [24], [25].

Hasta hoy en día las investigaciones realizadas son muy numerosas, la disponibilidad de máquinas cada vez más complejas, de técnicas de medición y detección de grietas cada vez más pequeñas, la aplicación de la Mecánica de Fractura, tanto elástica lineal como elasto-plástica, así como un mejor conocimiento del gradiente de tensiones y deformaciones en el fondo de la entalla, entre otros, han permitido un gran desarrollo en el cálculo de la vida a fatiga de elementos mecánicos y un aumento de la fiabilidad de los mismos.

3.3. Fatiga Metálica.

3.3.1. Concepto de Fatiga.

Si aplicamos una carga con un crecimiento gradual a una pieza cualquiera provocaremos en algún momento la rotura de esta pieza siendo la carga con la que rompió la carga de rotura estática. Sin embargo, si a la misma pieza le aplicáramos una fracción de dicha carga de rotura la pieza sufriría alguna deformación en consonancia con la carga aplicada pero sin llegar a romper. En este mismo caso, si durante la aplicación de esta fracción de carga no ha habido deformación plástica al remitir la carga la pieza retornara a su forma inicial antes de la aplicación de dicha carga sin aparente cambio. Sin embargo, si repetimos este ciclo de cargas un número de veces la pieza termina por agrietarse y acto seguido romperse por crecimiento de la grieta.

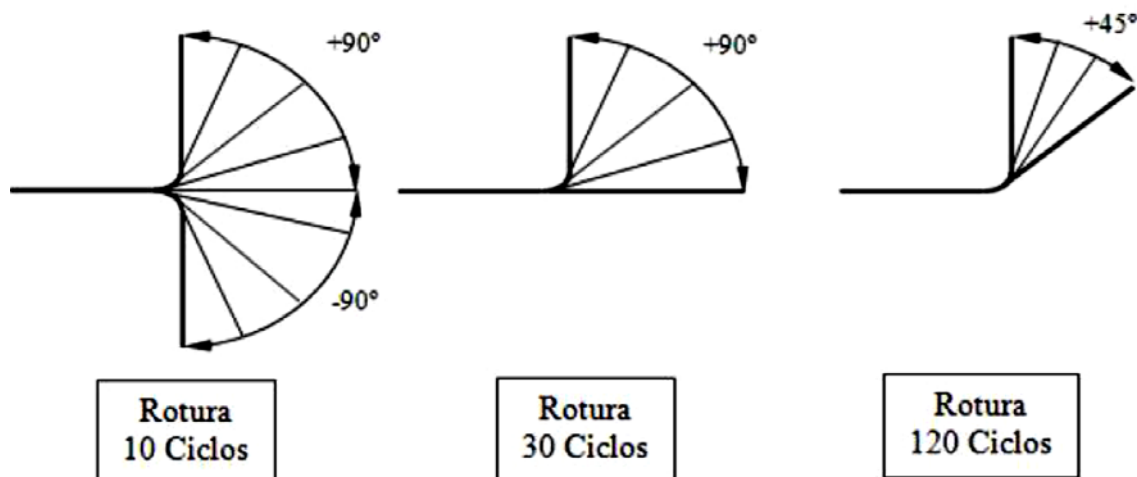


Ilustración 10. Fatiga cíclica

Como se observa en la figura no solo es importante el número de ciclos en la pieza si no también la forma en la que son aplicadas dichas fuerzas y la forma de los ciclos

3.3.2. Rotura por Fatiga.

La apariencia de la superficie seccionada de un elemento mediante el fenómeno de fractura por fatiga nos aportará información sobre las causas de la fractura y las condiciones de trabajo.

El proceso de fatiga consiste en tres etapas: nucleación o iniciación de la grieta, propagación de la grieta y rotura.

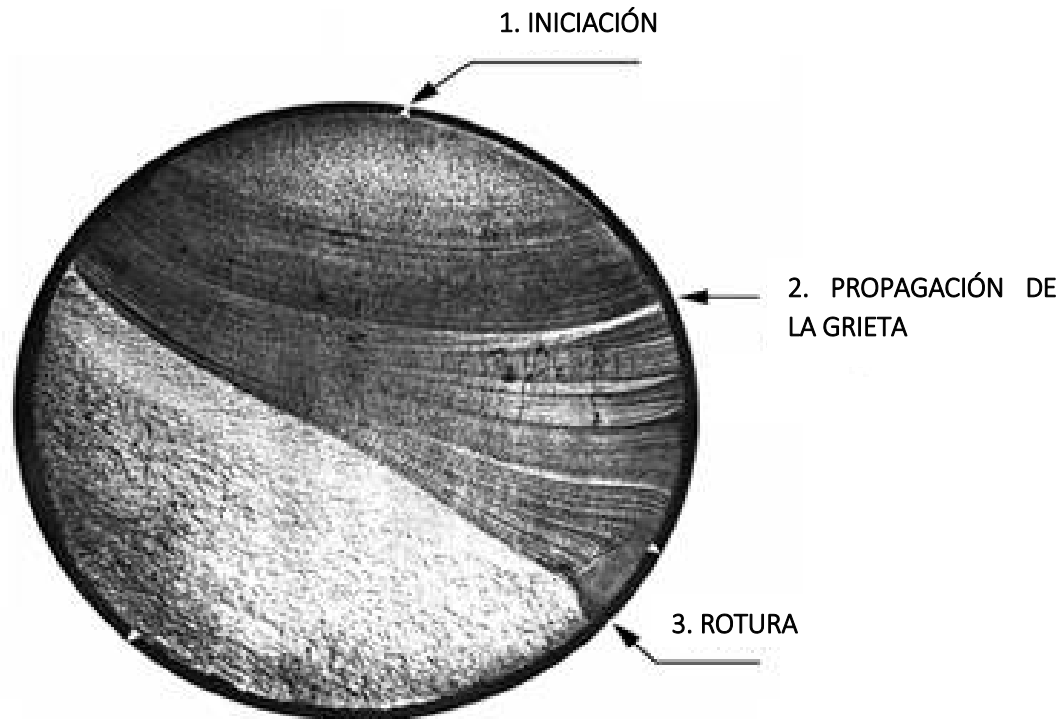


Ilustración 11. Representación de la superficie de fractura de un material sometido a fatiga

La iniciación de las grietas de fatiga está ligada a la acumulación de deformación plástica, en general en la superficie del material, mediante deslizamiento de los planos cristalográficos. Las grietas pueden iniciarse en defectos o inclusiones en el material, o sea, en puntos de concentración de tensiones, en lugares no homogéneos o puntos de variación abrupta de la geometría de la estructura.

En la segunda etapa, las grietas generalmente se propagan perpendicularmente a la dirección de las tensiones principales de un modo estable, hasta cierta extensión, generalmente con el desarrollo de las llamadas a "marcas de playa".

En la tercera y última etapa del proceso de fatiga se caracteriza por la propagación de la grieta de modo inestable, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde el punto de vista estático resultando en el colapso mecánico de la estructura.

3.3.3. Diagramas S-N.

El método más común para representar los datos obtenidos en un ensayo de fatiga es representarlo en una curva S-N denominada como Curva de Wöhler, donde se representan cuantos ciclos (N) de una determinada forma y esfuerzo (S) son necesarios para la aparición de una grieta de fatiga en una pieza material y geometría determinados. La curva dependerá del factor de concentración de esfuerzos K que se explica más adelante. Para obtener estas curvas se necesita realizar numerosos ensayos utilizando probetas que serán equivalentes y representativas del material a estudiar con entallas en ellas que representaran las zonas de concentración de tensiones empleando las máquinas de flexión rotativa donde la tensión media es nula.

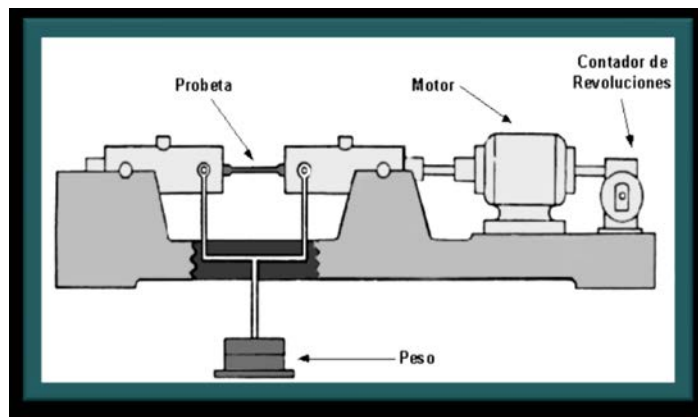


Ilustración 12. Esquema de una máquina de ensayo de viga rotatoria

Si representamos la curva S-N de forma logarítmica quedará de la siguiente forma:

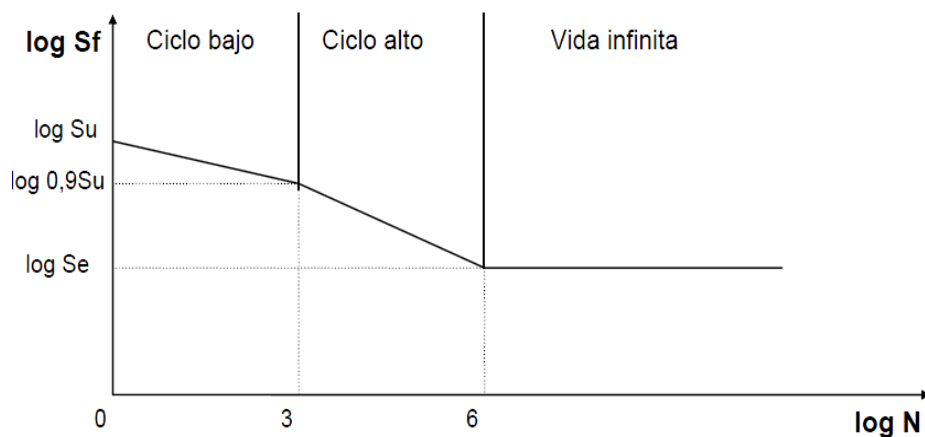


Ilustración 13. Diagrama S-N

El diagrama muestra la resistencia a fatiga de este para cada duración donde S_{ut} es la resistencia a rotura en tracción.

El valor de la tensión por debajo de la cual la duración de la probeta es infinita y por lo tanto no rompe se conoce como límite de fatiga sin corregir S'_e . Se considerará, además, vida infinita en la probeta a partir de los 10^6 ciclos.

En las zonas de ciclo bajo entre 1 y 10^3 ciclos el material se comporta similarmente a como lo hace frente a cargas estáticas aunque se ve reducida su resistencia.

En la zona de ciclo alto entre 10^3 y 10^6 la pendiente de $\log S_f$ muestra una reducción más brusca frente a la duración de la pieza lo que significa que el material se comporta de manera distinta a como lo hace por cargas estáticas.

Por regla general, la línea horizontal en el diagrama anterior se convierte en una asíntota para materiales no ferrosos y sus aleaciones, en los cuales aparecerá cierta pendiente negativa, lo que justifica que estos materiales no tenga un límite de fatiga.

En el caso de no disponer de datos experimentales como en el caso anterior para el límite de fatiga, podremos utilizar aproximaciones fruto de la relación de numerosos ensayos y correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta rotatoria (S'_e). Dependiendo del material utilizaremos:

Hierros y aceros forjados:

$$\begin{array}{ll} S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ S'_e = 700 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{array}$$

Aceros colados:

$$\begin{array}{ll} S'_e = 0,45 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \\ S'_e = 275 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 600 \text{ MPa} \end{array}$$

3.3.4. Factores Modificativos del Límite de Fatiga.

Los valores descritos hasta ahora de resistencia y límite de fatiga son fiables para los protocolos de ensayos normalizados. Las probetas son de menor tamaño, construidas para ello, pulidas y montadas en la máquina de ensayos con todo cuidado. Añadiendo además que las condiciones ambientales son controladas en todo momento y se asegura que no haya cargas o efectos no deseados como podría ser vibraciones debidas al motor o al soporte en sí mismo.

Por otro lado, cualquier pieza montada en una máquina tiene un tipo de construcción y unas condiciones de trabajo que pocas veces se parece a las de la probeta ensayada. Para corregir estos efectos se utilizan los coeficientes modificativos obtenidos de forma empírica para, adaptar los valores del comportamiento de la probeta acercándose a los reales.

La ecuación que relaciona el límite de fatiga (S_e'), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina ecuación de Marin.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

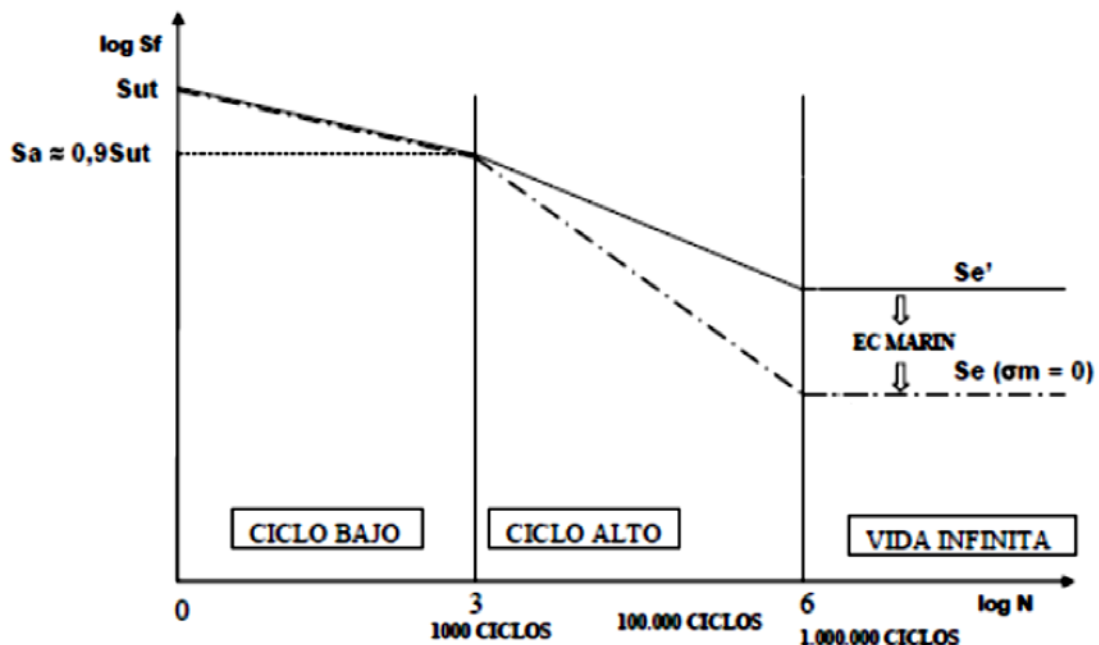


Ilustración 14. Diagrama S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula.

Experimentalmente se sabe que los factores que modifican el límite de fatiga son los siguientes:

- K_a : factor de acabado superficial.
- K_b : factor de tamaño.
- K_c : factor de confiabilidad.
- K_d : factor de temperatura.
- K_e : factor de concentración de tensiones.
- K_f : factor de efectos diversos

3.3.4.1. Factor de Acabado Superficial K_a

La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de tensiones en la misma.

El valor de K_a se obtiene de la siguiente expresión:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b se sacan de la tabla 1:

Tabla 1. Coeficientes a y b para la obtención del factor K_a

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

3.3.4.2. Factor de Tamaño K_b

Los diámetros de las probetas normalizadas de los ensayos son de 7.5 y 12.5 mm. Obviamente, los ejes que se quieran estudiar pueden tener valores de diámetros muy diferentes, presentándose la tendencia general que, cuanto mayor es el diámetro, menor es el límite de fatiga.

Para el cálculo de este factor de tamaño se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- a) En el caso de carga axial, la mayoría de los autores da un valor $K_b = 1$ para cualquier diámetro.
- b) En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \quad d \text{ en mm}$$

$$K_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad 52 \leq d \leq 250 \quad d \text{ en mm}$$

- c) Por último, puede darse el caso de que el elemento mecánico sometido a estudio no tenga sección circular, en este caso se procede a calcular el diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se determina a partir del $A_{0.95}$, que se define como el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto. En el caso de una pieza con sección rectangular, tenemos la siguiente expresión para determinar el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076} \cdot h \cdot b} = 0.808\sqrt{h \cdot b}$$

Una vez calculado el diámetro efectivo se podrá calcular el factor de tamaño K_b con las correlaciones antes descritas

3.3.4.3. Factor de Confiabilidad K_c

Como ya se ha comentado, es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón, existe el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo. Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la tabla 2.

Tabla 2. Factor de confiabilidad

Confiabilidad	Factor de Confiabilidad (K_c)
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

3.3.4.4. Factor de temperatura K_d

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

La obtención del K_d resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo.

$$\begin{array}{ll} K_d = 1 & T \leq 450^\circ C \\ K_d = 1 \cdot 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) & 450^\circ C \leq T \leq 550^\circ \end{array}$$

3.3.4.5. Factor de Concentración de Tensiones K_e .

Un gran número de elementos mecánicos tienen agujeros, ranuras, chavetas u otra clase de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia de que puedan llegar a tener estas discontinuidades se evalúa mediante el factor de concentración de tensiones.

Es importante indicar que la naturaleza del material influye en la necesidad de tener en cuenta este factor, diferenciando así el estudio de un material dúctil de otro frágil.

Un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo, si este mismo material se encuentra sometido a cargas estáticas el efecto de la concentración de tensiones se considerará nulo.

Si el material es frágil, la concentración de tensión alcanza valores muy elevados alrededor de la entalla. El tipo de rotura es frágil, es decir, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas dinámicas como estáticas.

La forma de evaluar el factor K_e es a través de las siguientes expresiones y conceptos que pasamos a definir:

- R_f : factor de reducción de resistencia en caso de fatiga (límite de fatiga de probetas sin discontinuidad/límite de fatiga de probetas con discontinuidad)

- q : factor de sensibilidad a las ranuras (depende del material)

$$K_e = \frac{1}{R_f} \quad ; \quad q = \frac{R_f - 1}{K_{t-1}} \rightarrow R_f$$

El proceso de obtención del proceso de concentración de tensiones es el siguiente:

a) Cálculo de K_t por configuración geométrica o mediante tablas:

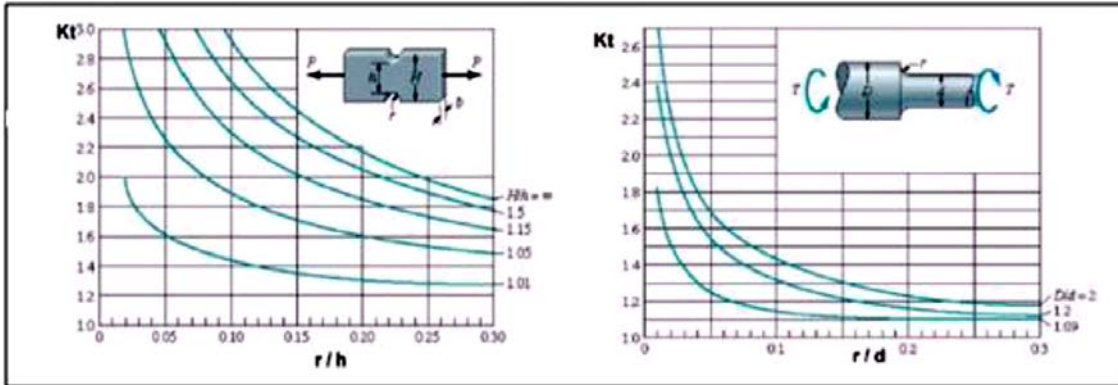


Ilustración 15. Gráficas para la obtención de K_t en barras sometidas a tracción y torsión, respectivamente.

b) Obtención de q a partir del material de la pieza y con la ayuda de las gráficas de las figuras 10 y 11.

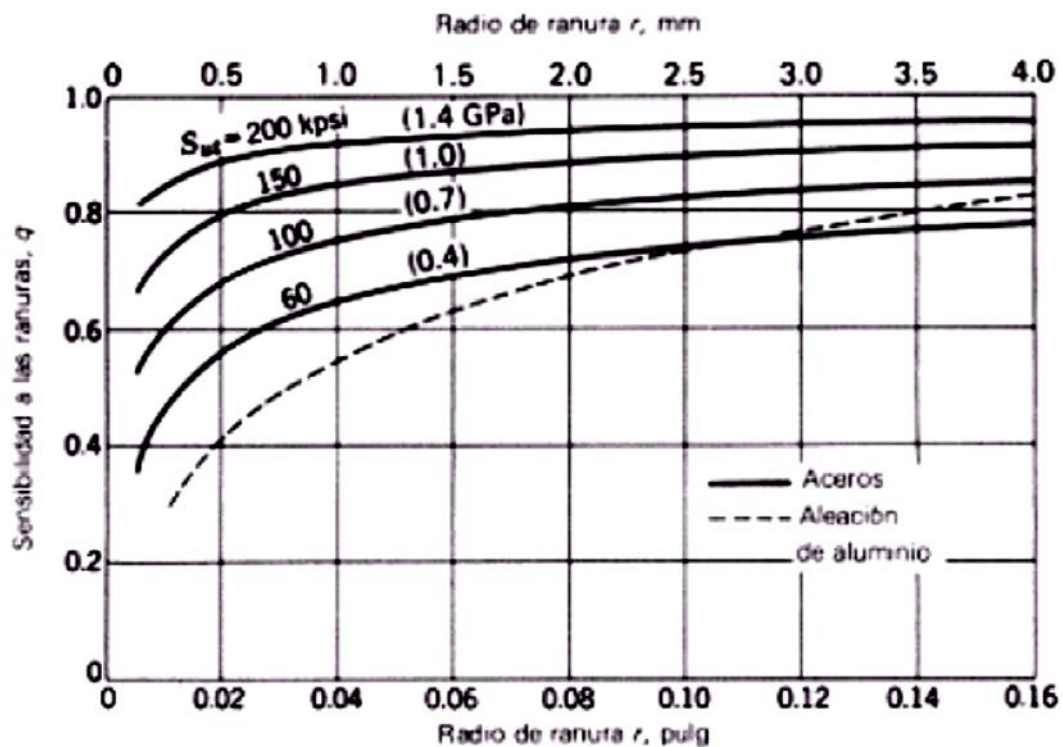


Ilustración 16. Sensibilidad a las ranuras para cargas para cargas de flexión y axiales alternantes

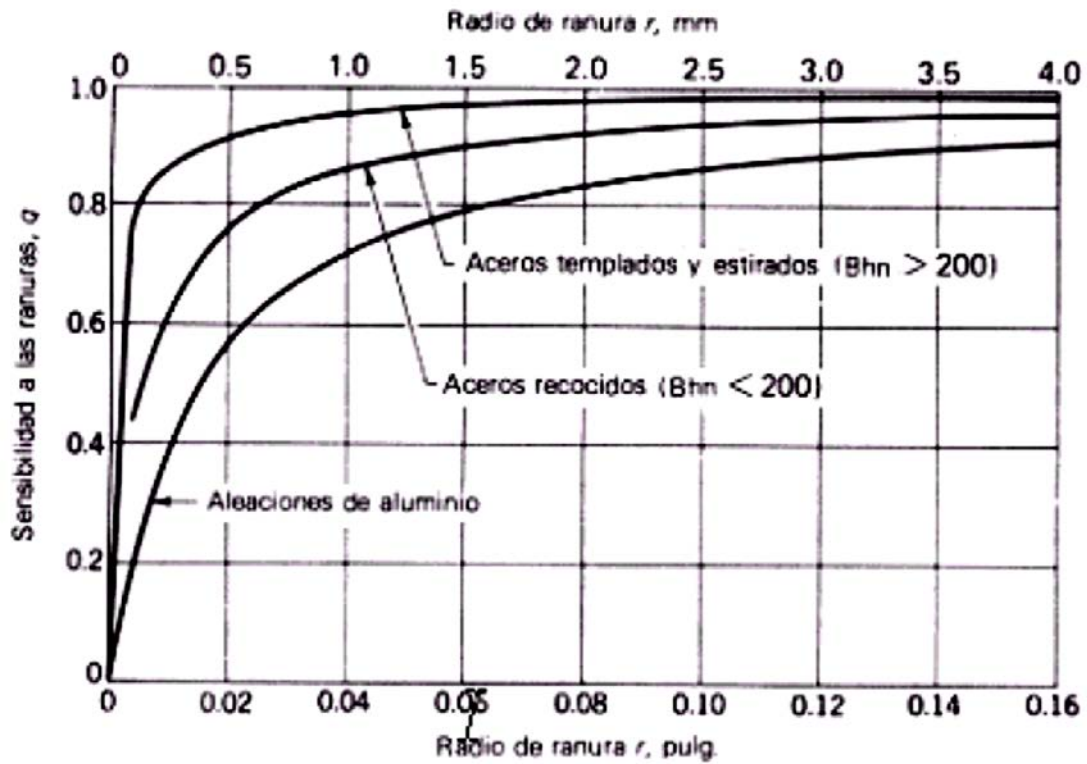


Ilustración 17. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes

- c) Obtención de R_f (factor de resistencia en casos de fatiga) mediante las expresiones indicadas anteriormente.
- d) Obtención de K_e .

3.3.4.6. Factor de efectos diversos H_F

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se comentan algunos de los más importantes.

Esfuerzos residuales o remanentes

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos.

Hay operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite a fatiga del componente al introducir tensiones residuales de compresión.

Características direccionales operacionales

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte deforma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.

Efectos del temple superficial

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo. La distribución de las tensiones de una barra sometida a flexión o torsión es normalmente triangular. En el caso de límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo, el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque el esfuerzo ' σ ' o ' τ ' (según corresponda) en el radio exterior del núcleo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

Efectos de corrosión

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

La fatiga por corrosión se ha convertido en uno de los principales problemas en el diseño de ejes de ferrocarril. Aunque no sólo es en este campo en el que dicho fenómeno toma importancia, sino que existen una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

Debido a esto, desde hace algún tiempo se está estudiando dicho fenómeno en profundidad, así como las consecuencias que acarrea, y concretamente, en el campo ferroviario, donde se ha comprobado que una gran parte de los fallos han sido producidos por el fenómeno de la corrosión. Con el crecimiento que está mostrando la alta velocidad en todo el mundo, se hace necesario controlar todos los parámetros de manera eficaz, ya que el mínimo fallo podría provocar accidentes fatales.

Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Así, por ejemplo en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de hasta el 50%. Sin embargo el galvanizado (recubrimiento con zinc) no afecta.

Corrosión por apriete (fretting)

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes... La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70% y su existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura, y eventualmente, fatiga.

3.3.5. Esfuerzos fluctuantes.

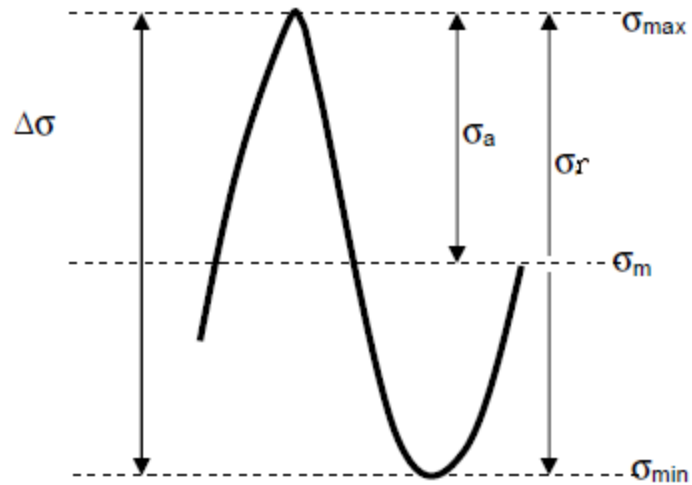


Ilustración 18. Esfuerzo fluctuante

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza.

Siendo $F_{m\acute{a}x}$ la fuerza mayor y F_{min} la fuerza menor, se definen las fuerzas medias (F_m) y alternantes (F_a) como:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|$$

Figura 12. Diagrama de esfuerzo fluctuante sinusoidal con sus componentes indicados.

Las componentes del esfuerzo, a partir de las fuerzas anteriores, se definen como:

- σ_{min} : Tensión mínima.
- $\sigma_{m\acute{a}x}$: Tensión máxima.
- σ_a : Tensión alternante, amplitud de la tensión.
- σ_m : Tensión media.
- σ_r : Intervalo total de tensión.
- σ_s : Tensión estática o estacionaria.

El procedimiento a seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante.

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

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media), y otro de carga alternante, es decir, con inversión completa (que será producido por la componente alternante).

El problema se tratará buscando una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de la tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia.

3.3.5.1. Métodos de Análisis Con Esfuerzo Medio No Nulo.

Muchos elementos de máquinas poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes. En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa ($\sigma_m = 0$), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

i. Criterio de Goodman:

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. El valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_a , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ut} . De esta manera la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

El criterio de Goodman constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

ii. Criterio de Soderberg:

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{yt}$. Para tensiones medias, la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a N ciclos se establece como:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

iii. Criterio de Gerber:

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

En el diagrama de la figura 13 podemos apreciar las diferencias entre los distintos criterios:

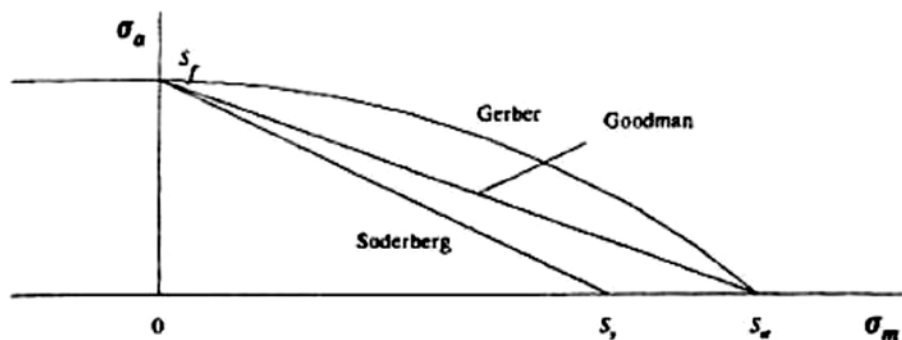


Ilustración 19. Diagrama de fatiga con los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber

Según la figura 13, cuando el punto representativo del estado tensional (σ_m, σ_a) está situado por debajo de las curvas, se tiene seguridad para la duración considerada. Si está sobre la curva correspondiente, cabe esperar el fallo tras esa duración. Y por último si está por encima, el fallo se producirá antes de la duración determinada.

El criterio de Soderberg previene contra el fallo por fluencia, en el sentido de que seguridad a fatiga conlleva seguridad a fluencia, es decir, asegura que la tensión máxima nunca superará el valor de la resistencia a fluencia. Sin embargo, esto no ocurre con las otras dos teorías.

3.3.5.2. Línea de carga.

En la mayor parte de los sistemas mecánicos, las propias características de funcionamiento hacen que las variaciones de la tensión alternante solo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Por ejemplo, en el caso de las tensiones sufridas por el diente de un engranaje. En la zona de engrane, la base del diente está sometida a un esfuerzo de flexión, mientras que en la zona de no engrane, el diente está libre de esfuerzos. Esto implica que el diente está sometido a unos esfuerzos fluctuantes entre un valor determinado y cero, lo que a su vez quiere decir que las tensiones medias y alternantes serán igual a la mitad de la tensión máxima. En caso de existir una sobrecarga, la tensión alternante aumentará, pero también lo hará la tensión media, y en este caso, manteniéndose ambas iguales. De esta forma, no es posible un aumento de la tensión alternante sin un aumento igual de la media.

Se llama línea de carga a la representación en un diagrama $\sigma_m - \sigma_a$ de los posibles estados tensionales del sistema que se analiza, cuando la carga externa experimenta variaciones, también físicamente posibles, de acuerdo con la naturaleza del sistema.

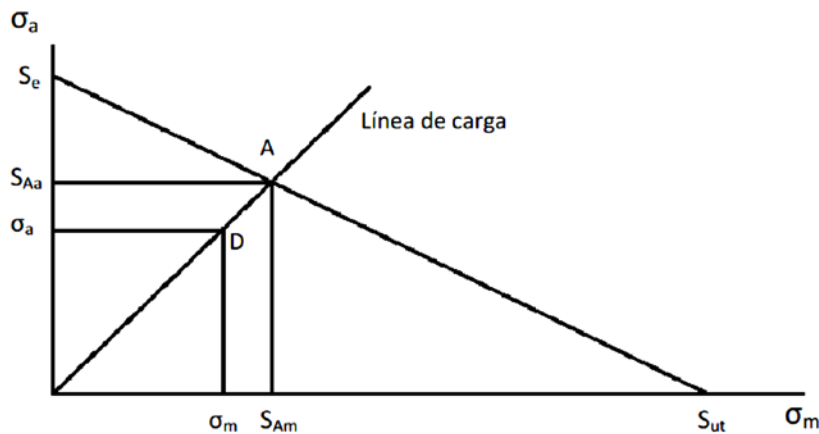


Ilustración 20. Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita.

El punto 'A' representa la situación de fallo en el caso de vida infinita. Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el número por que se ha de multiplicar la carga, y por tanto, las tensiones a las que afecta, hasta que las tensiones, media y alternante, fuesen las correspondientes al punto límite 'A'. Al verificar el punto 'A' la ecuación de Goodman tenemos:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1$$

Si la carga extrema se multiplica por un factor n para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño, punto 'D', también se multiplicarán por el mismo factor.

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

Con lo que el factor de seguridad 'n' queda definido de la siguiente manera:

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

El procedimiento expuesto también es válido para otros criterios de fallo. Si, por ejemplo, se hubiese elegido el criterio de Gerber, el fallo de seguridad se obtendría de la ecuación:

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

3.3.6 Factores que Afectan a la Fatiga.

En este apartado destacamos aquellos factores que afectan negativamente al límite de fatiga provocando un adelanto en número de ciclos a la rotura.

El factor de temperatura es una variable a tener en cuenta ya que el aumento de esta provoca una reducción en la resistencia al deslizamiento de los bordes de grano y acelera la velocidad de oxidación.

La resistencia a la fatiga se reduce de forma importante con la presencia de factores de intensificaciones de tensión, como ocurre en los casos en los que existen esquinas angulosas, mellas o agujeros.

Las superficies rugosas también originan intensificación de tensiones, por lo que cuanto más liso sea el acabado superficial mayor será la resistencia a la fatiga. Puesto que la mayoría de las fracturas por fatiga se originan en la superficie del metal, las condiciones superficiales afectan a la resistencia a fatiga del mismo. Así, los tratamientos de endurecimiento superficial aumentan la vida por fatiga del material.

La introducción de tensiones residuales de compresión sobre la superficie del metal aumenta la vida a fatiga, siendo el método más efectivo para aumentar la resistencia total a la fatiga. Esto se consigue deformando plásticamente, de forma selectiva, la superficie exterior del componente.

Entre los aspectos metalúrgicos, por último, destacan los derivados de la conformación en frío de los metales, que produce una alienación de los granos y las inclusiones en la dirección de laminación, por lo que la resistencia a la fatiga resulta ser anisotrópica, siendo menor en la dirección transversal a la de laminación.

3.3.6.1 Influencia del ambiente sobre la fatiga.

En general, los aceros inoxidables, aleaciones de aluminio y otras aleaciones no férreas presentan una duración considerablemente mayor en el vacío que en el aire, tanto a temperatura ambiente como especialmente a temperaturas elevadas.

Los efectos de la temperatura y de la frecuencia utilizada en los ensayos observados habitualmente en los efectuados en aire, desaparecen o se reducen drásticamente cuando se realizan en vacío

Otros ambientes que inducen la fragilización del material son la carburación y la irradiación, entre otros, disminuyen la resistencia a la fatiga, especialmente en los ensayos de baja frecuencia y temperatura elevada.

Los aceros poseen mayor resistencia a la fatiga en agua pura que en agua contaminada por cloruros.

3.4. Inicio, Propagación y Detección de Grietas.

Debido a que, en general los ejes son utilizados mayormente en la transmisión de potencia se antoja inevitable que estos contengan fisuras inicialmente ya sea debido al montaje o a los esfuerzos de flexión, compresión, torsión y tracción por las cargas estáticas o dinámicas a las que se ven sometidos, con el agravante de, en el caso de ejes giratorios, estar sometidos a fatiga, donde se produce un fenómeno conocido como “Breathing” [26] en el que la fisura pasa de estar completamente cerrada a estar completamente abierta e forma cíclica.

De las observaciones físicas, en el proceso de daño que se produce en el material durante los fenómenos de fatiga, pueden distinguirse tres etapas: etapa de iniciación, etapa de propagación estable y etapa de propagación acelerada, que conduce al fallo del componente. Los modelos aplicados a la fase de nucleación están basados, esencialmente, en la teoría de las deformaciones locales, mientras que los aplicados a la base de propagación, lo están en los conceptos de la mecánica de la fractura. En ambos casos la gran mayoría de los análisis enfocan el tema desde un punto de vista determinista.

Sin embargo, el crecimiento de grietas en fatiga es sensible a un gran número de parámetros y estos rara vez pueden ser determinados de forma precisa. Las incertidumbres en la geometría de la grieta, propiedades del material, dirección de propagación, geometría de la grieta, propiedades del materia, dirección de propagación, geometría del elemento estructural y la historia de cargas influyen de manera decisiva en el fenómeno de crecimiento de grieta. Ello es la causa de que la variabilidad respecto a los valores medos de las respuestas esperadas sea la mayor causa de roturas y fallos imprevistos.

Todo ello sugiere la inclusión de la variabilidad en las cargas y en el modelo desde el principio. Actualmente no existen dudas acerca de la conveniencia de tratar la fatiga como un fenómeno aleatorio debiendo tratarse la predicción de vida en nucleación y crecimiento de grietas como un problema probabilista.

3.4.1. Inicio de grietas.

Como norma general, el inicio y la nucleación de grietas por fatiga tiene lugar en las superficies libres, aunque en algunos materiales el inicio puede ocurrir en el interior.

La nucleación tiene lugar mediante un proceso de deslizamiento de dislocaciones, siendo las superficies libres los lugares más propensos al citado inicio. La ausencia de restricciones en la superficie libre de los granos permite que la estructura de dislocaciones, generada como consecuencia de las cargas cíclicas, se extienda fuera de la superficie libre de los granos y produzca una superficie microscópica irregular. Estas estructuras, formadas por dislocaciones, son conocidas como bandas de deslizamiento (*Persistent Slip Bands, PSB*). Algunas bandas de deslizamiento permanecen o persisten incluso en aquellos casos en que se elimina una fina capa superficial mediante electropulido.

En el caso de fatiga de baja amplitud de deformación, (*High Cycle Fatigue, HCF*), las grietas suelen iniciarse en aquellos lugares en los que las PSB interactúan con superficies libres o con los bores de grano. Cuando la interface tiene lugar en superficies libres, las microgrietas se nuclean de forma transgranular, mientras que cuando interactúa los bordes de grano, el proceso es intergranular, con independencia del tamaño de grano.

Debido a ciertos procesos de irreversibilidad, a partir de las PSB se forman extrusiones e intrusiones. Las extrusiones son delgadas cintas de metal, del orden de 10 milímetros de longitud y 1 milímetro de espesor, que sobresalen de la superficie del metal. Las intrusiones son hendiduras de tamaño similar. La formación de extrusiones e intrusiones se produce rápidamente tras la aparición de las PSB y éstas constituyen un paso importante en el inicio de las grietas en la fatiga HCF. Las extrusiones e intrusiones aumentan la tensión en la superficie, por lo que tienden a aparecer grietas en estas zonas. Mediante un pulido superficial se pueden eliminar las extrusiones e intrusiones, prolongando considerablemente el tiempo de utilización del material.

En los casos en los que la fatiga está originada por deformaciones de gran amplitud, LCF (fatiga a bajo número de ciclos), la deformación tiende a ser homogénea, de manera distinta a la HFC. Aunque en el caso de LCF también se observan algunas extrusiones, no son lo suficientemente severas como para originar un agrietamiento transgranular, por lo que la rotura se produce, en la mayoría de los casos de LCF, de forma intergranular.

3.4.2. Propagación de grietas.

Broek sugirió que la mayoría de las grietas resultan del modo I de carga. El autor complementa que los otros dos modos no ocurren individualmente, pero pueden ocurrir en combinación con el modo I, es decir, I – II, I – III o I – II – III. A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular al campo tractivo, es decir, en el mencionado modo I. Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material.

Existen dos utilizaciones diferentes de las teorías de propagación de grietas: las leyes de predicción y las teorías de predicción basadas en un modelo de propagación. Entre las leyes de predicción, la más conocida y utilizada habitualmente es la de Paris-Erdogan [27], según la cual la tasa de propagación por ciclo, $\frac{da}{dN}$, viene dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m$$

Con:

a = tamaño de la fisura

N = número de ciclos

C, m = constantes del material

$\Delta K = K_{max} - K_{min}$;

Que son los valores máximo y mínimo respectivamente del factor de intensidad de tensiones durante todo un ciclo de tensión y dependen de la geometría de la probeta y la longitud de grieta.

La ley de Paris, representa una variación lineal entre el $\log \frac{da}{dN}$ y $\log \Delta K$, que se corresponde con el crecimiento estable de la grieta solamente en una parte de la curva total de resistencia al crecimiento del material, para el rango intermedio de valores de ΔK . Para valores extremos de ΔK , tanto por encima de ese rango intermedio como por debajo, la velocidad de crecimiento aumenta rápidamente con el valor de ΔK .

Para la mayoría de los materiales, la variación de $\frac{da}{dN}$ frente a ΔK exhibe un comportamiento como el que se representa en la ilustración siguiente en escala logarítmica. En la propia figura pueden identificarse tres zonas o

regímenes distintos de crecimiento: la región I o régimen próximo al umbral, la región II o intermedia y la región III de rápida propagación de la grieta:

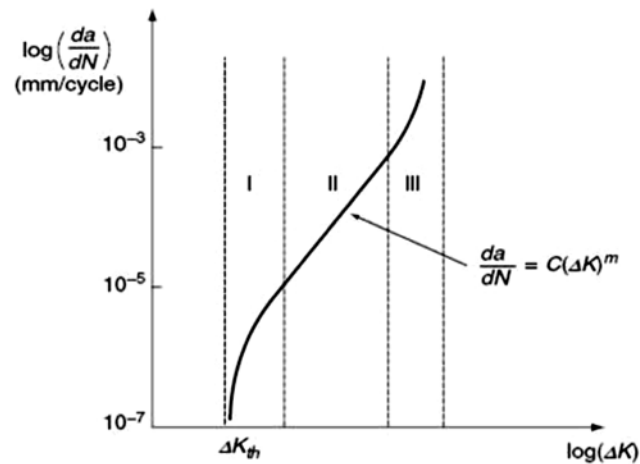


Ilustración 21. Regiones de crecimiento de grieta

La propagación de grieta en la región I está relacionada principalmente con procesos de fractura no continuos, donde el incremento de longitud de grieta en un ciclo es inferior a 10^{-6} mm/ciclo. La velocidad de crecimiento aumenta muy rápidamente con ΔK desde valores muy bajos, asociados con la existencia de un rango de factor de intensidad de tensiones umbral ΔK_{th} por debajo del cual la grieta no crece o la velocidad de crecimiento es indetectable.

En la región II la variación es esencialmente lineal y corresponde a la zona que puede ser ajustada bastante bien por la ley de Paris. Dicha expresión, sin embargo, no tiene en cuenta el efecto de la tensión media, ni el comportamiento asintótico de las curvas para los valores extremos de ΔK . En consecuencia dicha ley se ajusta bastante bien sólo en la zona de ΔK medios, mostrando ciertas desviaciones en los extremos de la curva.

En la región III correspondiente a altos valores de ΔK la velocidad de crecimiento aumenta rápidamente causando la fractura total del componente. Esta se produce cuando el valor máximo del factor de intensidad de tensiones (K_{max}) alcanza un cierto valor crítico K_{IC} . En deformación plana dicho valor crítico K_{IC} , denominado tenacidad a fractura, es una característica del material y representa el máximo factor de intensidad de tensiones que una grieta puede soportar bajo carga estática antes de propagarse inestablemente.

Cuando la fisura alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de fisura, la propagación se convierte en catastrófica: la pieza rompe por clivaje o por coalescencia de microcavidades

Este último estadio de la fatiga, en general, carece de interés: la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos en la región III apenas cuenta en la vida de la pieza.

3.4.3. Factores que influyen en la velocidad del crecimiento de las grietas.

El fenómeno de cierre de grieta es usado frecuentemente para explicar el efecto de la relación de tensiones sobre la velocidad de crecimiento, así como, el efecto de factores medioambientales en el valor del umbral ΔK . Por otra parte el concepto de cierre de grieta permitió explicar el efecto de la secuencia de cargas sobre el crecimiento de grietas que ya fue puesto de manifiesto en la década de los 60.

El descubrimiento del cierre de grieta por Elber estableció por primera vez que la velocidad de crecimiento está influida, no solamente por las condiciones delante del frente de la grieta, sino también por la naturaleza del contacto entre las superficies de ésta. Puesto que las condiciones en la zona próxima a las superficies de la grieta, depende de factores tales como la historia de carga, longitud de la grieta y estado de tensiones, el trabajo de Elber permitió explicar la dependencia de la velocidad de crecimiento con la historia anterior de carga.

A continuación se describen algunos de los factores que afectan a la velocidad del crecimiento de grietas.

3.4.3.1. Sobrecarga.

Está bien documentado que la aplicación de carga cíclica puede conllevar al proceso de fatiga. Sin embargo, un cambio en la intensidad de la carga invariablemente resulta en efectos transitorios que afectan el crecimiento de la grieta de fatiga y, por consiguiente, en la vida a fatiga de los componentes. Por ese motivo, el estudio de la cuantificación de esos efectos ha sido realizado durante más de treinta años por Sadananda y otros. El caso más simple de efecto transitorio conocido es la sobreposición de sobrecargas durante cargas de amplitud constante, trabajo realizado por Hammouda en 2004.

La intensidad de sobrecargas aplicadas es dada en forma de porcentaje y se define mediante la siguiente ecuación, en función del factor de intensidad de tensiones en la punta de la grieta:

$$SOBRECARGA(\%) = \frac{K_{\max(SOBRECARGA)} - K_{\max}}{K_{\max}} \cdot 100$$

Para evaluar el efecto de la interacción de cargas, los ensayos de fatiga son realizados con K constante y con carga constante. La caracterización de los efectos de interacción de cargas es realizada a través del estudio de la evolución del largo de la grieta en función del número de ciclos, N , y de la velocidad de propagación de la grieta $\frac{da}{dN}$ en función del tamaño de la grieta, a .

En función de la amplitud de la sobrecarga, del tipo de carga y de la carga aplicada con relación al límite de fluencia, podemos observar dos situaciones:

Inicialmente puede haber un aumento de la velocidad de propagación de la grieta hasta que la carga alcance su valor máximo y otra desaceleración en la velocidad de propagación debido a la formación de tensiones residuales compresivas provocadas por la plasticidad de la punta de la grieta (zona plástica) después de la aplicación de la sobrecarga, resultando en un aumento del número de ciclos hasta la fractura del material. Sadananda y otros mencionan que los factores que influyen en la plasticidad de la punta de la grieta como temperatura, geometría y propiedades del material, entre otros, tienen efecto directo o indirecto en los efectos de la sobrecarga.

Se han desarrollado varios modelos de interacción de carga basados en la idea del cierre de la grieta propuesto por Elber. Los modelos más representativos son aquellos propuestos por Wheeler y Willenborg. En ambos modelos, la extensión del retardo ocurre mientras la grieta acompañada con su zona plástica permanece dentro de la zona plástica formada por la sobrecarga. La diferencia entre los dos es que el primero explica el retardo por

la reducción directa de la velocidad de propagación de la grieta, $\frac{da}{dN}$, mientras el modelo de Willenborg propone que el retardo es consecuencia de la reducción del factor de intensidad de tensiones efectivo, por las tensiones residuales compresivas. Se observa que la velocidad de crecimiento de la grieta alcanza un valor mínimo cuando la grieta alcanza una longitud igual a la extensión de la zona plástica primaria (formada por la sobrecarga), creciendo después de sobrepasar esa extensión.

El factor de intensidad de tensiones efectivo es relacionado con la tensión residual producida por la sobrecarga. Geary propuso que la tensión residual reduce el factor de intensidad de tensión efectivo, causando el retardo en la velocidad de crecimiento de la grieta por fatiga, subsiguiente a la sobrecarga. El autor también menciona que el efecto de la tensión residual en la punta de la grieta es acentuado con el aumento de la magnitud de la sobrecarga.

Eventualmente, el retardo de la propagación de la grieta puede manifestarse de otras formas. Godefroid, en su trabajo en aleaciones de aluminio-litio, discute las posibilidades existentes del retardo. Para pequeñas sobrecargas, hay inexistencia de retardo, al no presentar influencias detectables en la propagación de la grieta.

El retardo simple consiste en la disminución instantánea de la velocidad de propagación de la grieta después de la sobrecarga, mientras que la pérdida del retardo consiste en la retardación seguida por una aceleración de la grieta. Hay la posibilidad también de una parada completa de la grieta.

En el mismo trabajo, el autor discute ampliamente la influencia de variables como tamaño de la zona plástica, microestructura y su geometría, condiciones ambientales y temperatura, además de variables de carga en la fatiga, como el efecto de la razón de tensión, R , en los fenómenos de sobrecargas.

De acuerdo con el autor, el aumento de R provoca una disminución del retardo. En ese sentido, Godefroid menciona que el aumento del valor de la razón de tensión aumenta levemente el valor de la tensión de cierre de la grieta, en una velocidad menor que la variación de R . Sin embargo, para un cierto valor de R , la tensión mínima aplicada se vuelve mayor que la tensión de cierre de la grieta, tornándolo inexistente a partir de ese momento.

Un aspecto interesante a ser abordado es el aumento del retardo con el número de sobrecargas. En ese caso, el retardo será máximo en una carga con varias sobrecargas, cuando la separación entre ellas sea tal que la velocidad de crecimiento de la grieta alcance un valor mínimo debido a las sobrecargas precedentes. Así, se puede decir que la distancia entre ellas influye en el retardo de la propagación de la grieta.

Varios mecanismos han sido propuestos para la explicación del retardo en el crecimiento de la grieta mediante interacción de cargas, incluyendo modelos basados en tensiones residuales, endurecimiento por deformación, cierre de la

grieta inducida por la plasticidad y redondeo de la punta de la grieta, entre otros, siendo descritos por varios autores que mencionan que los mecanismos responsables por la retardación del crecimiento de la grieta no son completamente comprendidos.

Podemos encontrar en la literatura algunas divergencias sobre la aceptación de esos modelos en la explicación del retardo en el crecimiento de la grieta. Mc Evely e Ishihara constataron una afirmación de años atrás que el cierre de la grieta, después de la sobrecarga, no tendría importancia en el mecanismo de retardación de la grieta. Vusudevan constató la influencia de la plasticidad en el mecanismo de cierre de la grieta, alegando que no es posible justificar el retraso del crecimiento de la misma. Bernard y otros estudiaron el efecto de la aplicación de sobrecargas en aceros de baja aleación de recipientes a presión y verificaron que el aumento del nivel de sobrecargas provocó un mayor retardo en la propagación de la grieta por fatiga debido a la formación de tensiones residuales compresivas en la punta de la misma. Castro estudió el comportamiento a fatiga en uniones soldadas del acero estructural BS 4360 G50D mediante aplicación de sobrecargas tractivas del 100% de la carga máxima aplicada para razón de tensión de 0,1. Además se evaluó la influencia de tratamientos térmicos de alivio de tensiones después de la sobrecarga en el retardo en la velocidad de crecimiento de la grieta. Los resultados revelaron que las sobrecargas provocaron el retardo en la velocidad de crecimiento de la grieta, además del mayor aumento en la vida a fatiga en las uniones soldadas, debido a las tensiones residuales compresivas oriundas del proceso de soldadura. Fue observado que el tratamiento térmico promovió la eliminación de la retardación de la grieta por fatiga.

Godefroid estudió también el comportamiento de propagación de las grietas de fatiga en diferentes historias de carga en la aleación de aluminio-litio Al-8090-T351 mediante aplicación de sobrecargas para diferentes valores de razón de tensión entre 0,1 y 0,7. Inicialmente, los resultados revelaron, bajo amplitud constante, que el aumento en el valor de R provocó el aumento en la velocidad de propagación de la grietas por fatiga debido a la disminución del fenómeno de cierre de la grieta. Posteriormente, la aplicación de sobrecargas simples de tracción resultó en el retardo en la propagación de la grieta, sin embargo, para los mayores valores de sobrecargas, la retardación fue mayor. Para dos sobrecargas, se constató que existe una distancia mínima entre las sobrecargas responsables donde se dará el máximo de retardación (la suma de los efectos de tensiones compresivas residuales y cierre de la grieta es máxima). También se verificó que la aplicación de una sobrecarga de compresión después una sobrecarga de tracción redujo el número de ciclos de retardación, en función de la disminución del fenómeno de cierre de la grieta.

3.4.3.2. Efecto de la razón de tensiones, R .

Es bien sabido que la velocidad de crecimiento de las grietas de fatiga varía con la razón de tensión, R . Su efecto es observado en muchos tipos de aceros incluyendo los de bajos contenido de carbono, ferríticos-perlíticos y de alta resistencia, entre otros. En la figura 16 podemos observar el efecto de la razón de tensión en la velocidad de propagación de las grietas de fatiga.

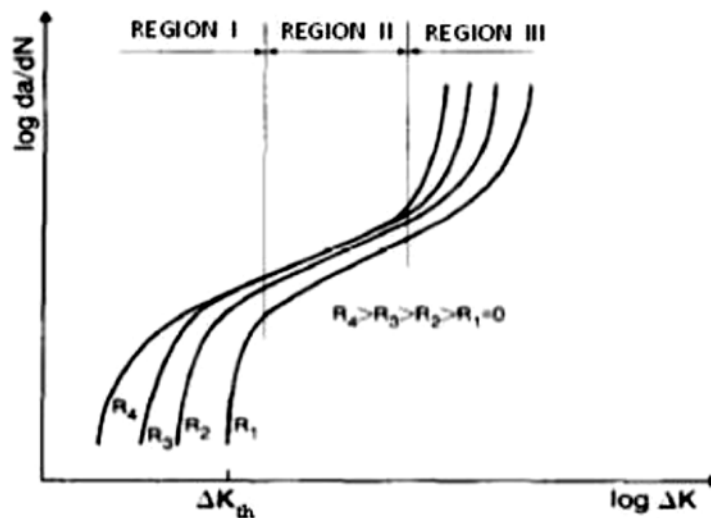


Figura 16. Efecto de la razón de tensiones en la velocidad de crecimiento de la grieta por fatiga.

La influencia de la razón de tensión en el crecimiento de la grieta de fatiga se observa claramente en la figura 16, pues el aumento de la razón de tensión es responsable por el aumento en la velocidad de propagación de la grieta en las tres regiones de la curva. Sin embargo, ese efecto es más pronunciado en las regiones I y III.

El efecto de la razón de tensión en la velocidad de crecimiento de la grieta se ha explicado mediante conceptos como la tensión compresiva residual y los efectos del medio ambiente. Sin embargo, después de los primeros descubrimientos de Elber, la mayoría de las investigaciones relacionadas al efecto de la razón de tensiones se basan en el concepto del cierre de grieta. El fenómeno de cierre de la grieta es importante en bajos valores de K , ya que para valores elevados de R , el cierre de la grieta pasa a ser inexistente debido a los motivos explicados anteriormente.

3.4.3.3. Otros factores.

Bajo amplitud de carga constante, otros factores además de la razón de tensión, influyen en la propagación de la grieta por fatiga. Los más importantes son frecuencia, medio ambiente (ambientes agresivos) y espesor.

Bastian propuso que factores como tensión media y agentes corrosivos tienen efecto marcados en la tasa de crecimiento de la grieta. Sin embargo, la frecuencia no tiene gran influencia en la velocidad de propagación al aire, en diferencia a lo observado en ambientes corrosivos. Branco y otros mencionan que la influencia de la frecuencia está relacionada con el medio ambiente, pero en ciertos materiales como aceros de construcción, la velocidad de crecimiento es influenciada por la frecuencia, independientemente del efecto del medio ambiente.

De forma general, cuanto menor sea la frecuencia de carga aplicada, mayor será la tasa de crecimiento de la grieta de fatiga, puesto que en las frecuencias más bajas el tiempo disponible para el ataque de medio agresivo es mayor.

En cuanto a la presencia de ambientes agresivos, tenemos varios estudios. Bastian, Caminha y Moraes presentaron en 1989 el estudio de la propagación de la grieta por fatiga en un acero 12Ni-5Cr-3Mo en solución 3% de cloruro de sodio (NaCl) ensayado con frecuencias de carga entre 0,1 – 10Hz.

Los resultados mostraron el aumento en la velocidad de propagación de las grietas por fatiga en presencia de la solución de NaCl, siendo más pronunciado para la frecuencia de 0,1Hz. Para la frecuencia de 10Hz, la tasa de propagación se aproximó a la del aire.

Nótese también que la frecuencia no influyó la velocidad de propagación de la grieta al aire (la velocidad es la misma para las frecuencias entre 0,1 y 10Hz). El autor menciona que ése comportamiento también es observado en otros aceros, aleaciones de aluminio y titanio.

Con relación a la espesor, Park y Lee mencionan que los resultados sobre su influencia en la tasa de crecimiento de la grieta de fatiga son contradictorios, ya que trabajos anteriores revelaron velocidades de crecimiento acelerada o reducida en función del espesor, o ningún efecto. En ese sentido, los autores investigaron el efecto del espesor en la velocidad de propagación de la grieta de fatiga con carga de amplitud constante en probetas C(T) de acero inoxidable tipo 304. Los resultados mostraron que la velocidad de crecimiento fue mayor para las probetas de mayor espesor. Resultado semejante fue encontrado por Radon y Woodtli en un acero baja aleación BS4360-50D.

CAPÍTULO 4

4. Ensayos No Destructivos

1. Introducción a los END y Definición.

Denominamos Ensayo No Destructivo END, o NTD de *nondestructive test*, a la prueba practicada a cualquier material de forma que esta no altera las propiedades físicas, mecánicas y químicas de este. Dichos ensayos pueden implicar daños imperceptibles, dado que están basados en fenómenos físicos que no producen ninguna alteración decisiva en las propiedades de la pieza.

A diferencia de los trenes de pasajeros los ejes de los trenes de mercancías son macizos, hecho que dificulta la detección de fisuras por medio de ensayos no destructivos. El ensayo no destructivo sirve para localizar defectos superficiales o internos tales como, grietas, porosidades, inclusiones y defectos de conformado. Este tipo de ensayo tiene ciertas ventajas clave:

- Se realiza sobre una pieza fabricada.
- Se puede realizar en toda la producción además de una pieza representativa.
- La preparación es sencilla.
- Se puede realizar sobre piezas en funcionamiento.
- Se puede repetir para la misma pieza y a que esta no sufre alteraciones.

4.2. Historia.

Uno de los métodos más utilizados para la detección de grietas superficiales en ejes de ferrocarril, el magnético comenzó a utilizarse en 1868.

En un principio las piezas se sumergían en aceite para después limpiarse antes de esparcirle un polvo. En la posición de la grieta, el aceite filtrado en ella, mojaba el polvo con el que tenía contacto indicando así el daño en el componente. Para mejorar la penetración se formularon nuevos aceites específicamente para inspecciones, comenzando así, la inspección de líquidos penetrantes.

Más adelante, con el desarrollo de los procesos de producción, además de la detección de las discontinuidades, se necesitaba información cuantitativa sobre el tamaño de esta para poder utilizar esta información en modelos matemáticos y así predecir la vida mecánica del componente.

4.3. Tipos de ensayos comunes.

4.3.1. Pruebas no destructivas superficiales.

4.3.1.1. Inspección Visual.

Es el método más asequible, más sencillo y más recurrido de los que veremos debido a que complementa con todas las técnicas además de ser la primera fase de cualquier inspección y requisito imprescindible en muchos de los ensayos.

Este ensayo permite detectar los defectos a nivel superficial como defectos en las uniones, errores de tolerancias y dimensiones, errores de ajuste o ensamblaje, grietas, rozaduras, debilitamientos, huecos o marcas.

Entre la instrumentación necesaria para este método se incluyen microscopios, lupas, espejos, cámaras, focos y equipamientos parecidos.

4.3.1.2. Líquidos Penetrantes.

Se utiliza en materiales no porosos y permite encontrar fallos superficiales antes mencionados con más precisión. El método se basa en impregnar la pieza a tratar con un líquido revelador, tras un tiempo, se procederá a eliminar el líquido de la superficie aparentemente lisa quedando dicho líquido en grietas y otras fisuras que serán detectadas fácilmente por inspección visual utilizando el propio tinte del líquido o mediante luz especial.

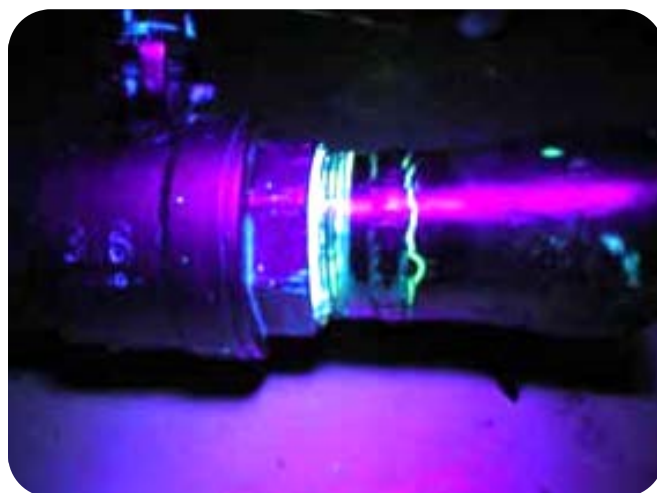


Ilustración 22. Líquidos penetrantes

4.3.1.3. Partículas Magnéticas.

En el método de partículas magnéticas se encuentran, al igual que en los dos métodos anteriores fallos superficiales añadiendo también grietas internas aunque solo próximas a la superficie. Basado en el principio de distorsión del campo magnético cerca de un defecto situado perpendicularmente a la dirección del mismo.

Las fugas de flujo o reducciones en la continuidad de dicho campo magnético serán detectadas por cúmulos de micro partículas de material ferroso previamente aplicadas sobre la superficie.

4.3.1.4. Electromagnetismo.

Las pruebas con corrientes de Eddy están basadas en la interacción entre el material y un campo electromagnético producido por una corriente alterna fluyendo a través de una bobina conductora. Si dentro de la bobina colocamos un material conductor, el campo de la bobina inducirá corrientes de Eddy además de campos electromagnéticos adicionales en la muestra, corrientes que a su vez interactuarán con el campo original de la bobina. Midiendo el efecto de la muestra sobre la bobina, se podrán detectar cambios en conductividad eléctrica o en permeabilidad magnética de la muestra, generados por diferencias en composición, microestructura y propiedades. Dado que las discontinuidades de la muestra alterarán los campos electromagnéticos, será posible detectar defectos internos en la pieza. Mediante esta prueba incluso pueden detectarse cambios en las dimensiones o en el espesor de los recubrimientos de una muestra.

Las pruebas con corrientes de Eddy, igual que la inspección con partículas magnéticas, son más adecuadas para detectar defectos cerca de la superficie de la muestra. Particularmente a altas frecuencias, las corrientes de Eddy no penetran profundamente debajo de la superficie.

La prueba con corrientes de Eddy es relativamente rápida en comparación con la mayor parte de las demás técnicas de prueba no destructivas. Por tanto, gran cantidad de piezas pueden probarse rápida y económicamente. A menudo se toma como una prueba de "Pasa o No Pasa" estandarizada con piezas en buen estado. Si la interacción entre bobina y pieza es la misma que cuando se prueban otras muestras, se puede suponer que éstas son de buena calidad.

4.3.2. Pruebas no destructivas volumétricas.

Estas pruebas proporcionan información acerca de la sanidad interna de los materiales inspeccionados

4.3.2.1. Análisis Acústico y Ultrasonido Industrial.

Método basado en la excitación se caracteriza por la propagación de ondas transitorias a través de la pieza de forma que esta vibre para analizar el sonido emitido por el objeto, detectando así, si existen heterogeneidades internas en el material (tales como inclusiones, fisuras, corrosión, etc.) Otro método es el de la reflexión de ondas ultrasónicas emitidas por un palpador puesto en la superficie.

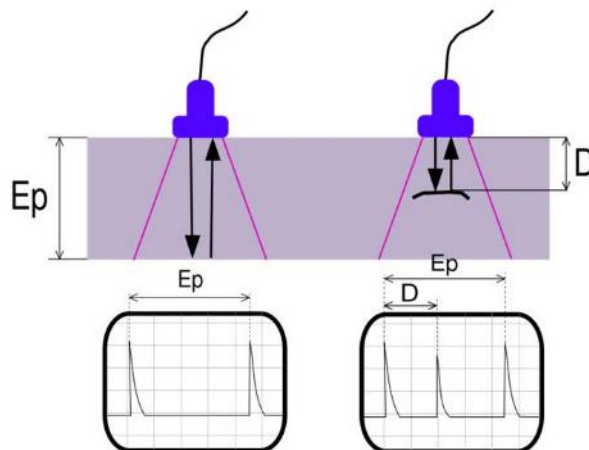


Ilustración 23. Análisis acústico

4.3.2.2. Radiografía Industrial de Rayos γ y Rayos X.

Basado en la absorción de radiación penetrante las grietas se detectan por la radiación que absorbe al pasar esta a través del elemento testeado este fenómeno queda plasmado en un film de forma que se analiza la imagen. Este método es un más costoso que los anteriormente mencionados por lo que se limita algo más su uso.

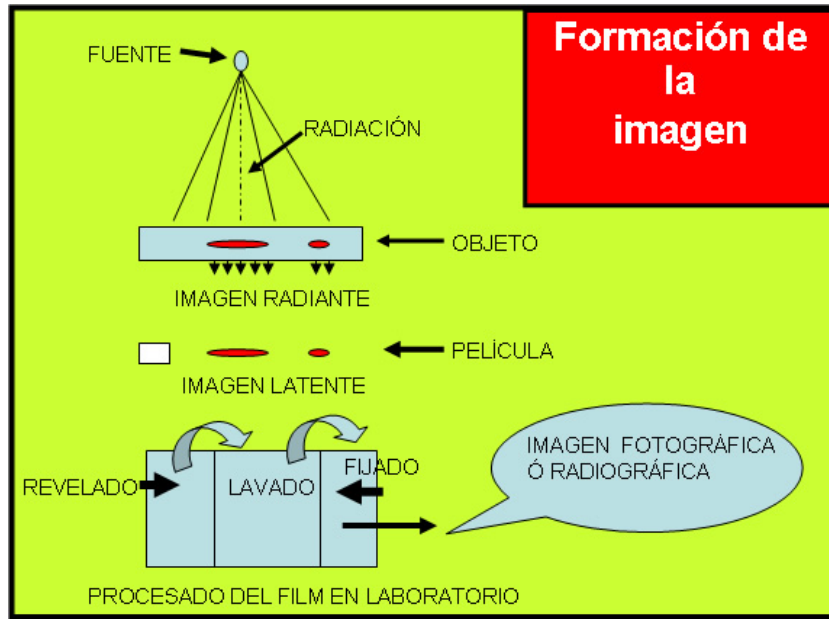


Ilustración 24. Radiografía industrial

CAPÍTULO 5

5. Software ABAQUS

5.1. Introducción a ABAQUS.

Abaqus es un conjunto de software de código abierto en lenguaje Python, desarrollado hace más de 20 años por la empresa Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. (HKS), que permite customización dedicado al diseño y análisis para la resolución de problemas computacionales avanzados dentro de, entre otros, el campo de la mecánica y el electromagnetismo, utilizando generalmente, Método de los Elementos Finitos (FEM), Método de Elementos Finitos eXtendido (XFEM), y 'Virtual Crack Closure Technique' (VCCT).

La suite Abaqus está compuesta de cinco núcleos de software principales:

1. Abaqus/CAE Complete Abaqus Environment un retroacronimo de Computer Aided Engineering usado para el modelado y análisis de componenetes mecánicos
2. Abaqus/Standard como analizador general por el Método de los elementos finitos (FEM)
3. Abaqus/Explicit un analizador FEM que emplea integración explícita para resolver sistemas de muy alta complejidad no lineal
4. Abaqus/CDF Computational Fluid Dynamics software de computación de dinámica de fluidos con soporte para preprocesado y postprocesado de Abaqus/CAE
5. Abaqus/electromagnetic suite que sirve para resolver problemas computacionales de electromagnetismo avanzado.

Está estructurado en tres grandes bloques, en correspondencia con las tres etapas en que se divide un problema para ser analizado por el Método de Elementos Finitos (preproceso, resolución y postproceso).

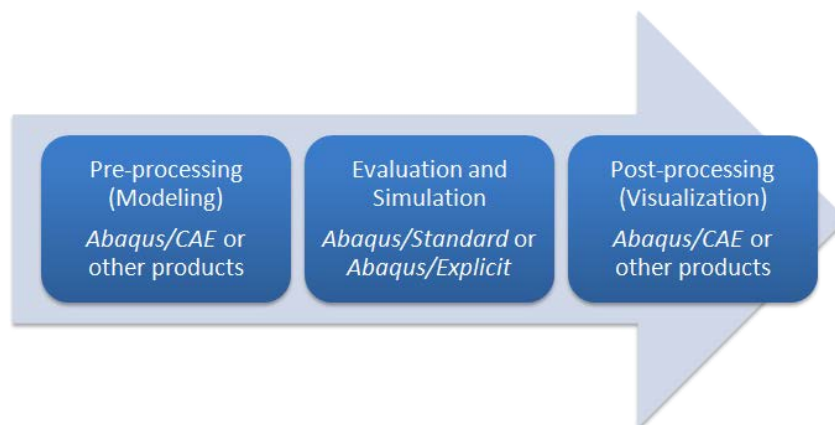


Ilustración 25. Diagrama Abaqus/CAE

5.2. Análisis Numérico: Método de Elementos Finitos Extendido [XFEM].

5.2.1. Introducción.

El Método de Elementos Finitos extendido (XFEM), es una técnica numérica basada en el Método de los Elementos Finitos General (GFEM) y el Método de Partición a la Unidad (PUM) que extiende las aproximaciones del Método de los Elementos Finitos (FEM) enriqueciendo la soluciones espaciales para soluciones a ecuaciones diferenciales de funciones discontinuas.

Debido a la alta capacidad del método XFEM para acercarse al modelado y crecimiento de fisuras real, será este método el utilizado en este proyecto.

5.2.2. Historia.

El Método de Elementos Finitos extendido (XFEM), fue desarrollado en 1999 por el equipo de Ted Belytschko para paliar ciertas deficiencias del FEM y sobretodo se usa para modelar la propagación de discontinuidades, ya sean, fuertes, (grietas) o débiles (interacciones entre materiales, etc.). La idea que impulsó el XFEM fue la de utilizar las ventajas de los métodos sin mallado reduciendo algunas de sus desventajas para el cálculo.

La razón fundamental de la creación de XFEM era la de facilitar la resolución de problemas con características tales que no se resolvían eficientemente con métodos de refinamiento de malla. Una de sus aplicaciones iniciales fue el modelado de grietas en el material. En su implementación original, se añadieron funciones discontinuas base a las funciones polinómicas base en aquellos nodos que pertenecían a elementos que eran intersecados por una grieta, con el fin de proporcionar una base que incluyera desplazamientos propios de la apertura de una grieta.

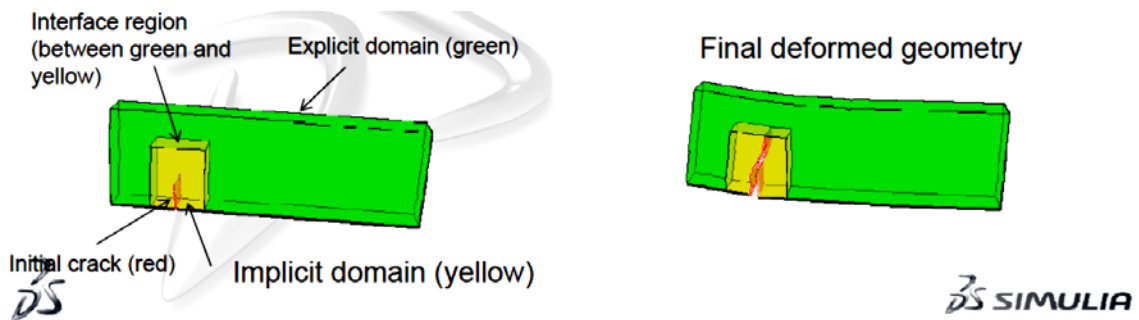


Ilustración 26. Deformación XFEM en Abaqus/CAE

Una de las ventajas clave de XFEM en este tipo de problemática de fractura es que el mallado no necesita ser actualizado para seguir el crecimiento de la grieta.

Investigaciones posteriores ilustran el uso de XFEM para problemas que incluyen singularidades, interacciones entre materiales, mallados regulares de características microestructurales como huecos y otro tipo de problemas en los que cualquier característica localizada pueda ser descrita por un conjunto de funciones base.

5.2.3. Principios.

El principio del XFEM es enriquecer el espacio cercano a las singularidades para ser capaces de reproducir de una forma natural las características asociadas al problema en cuestión: discontinuidades, singularidades, capas límite, etc.

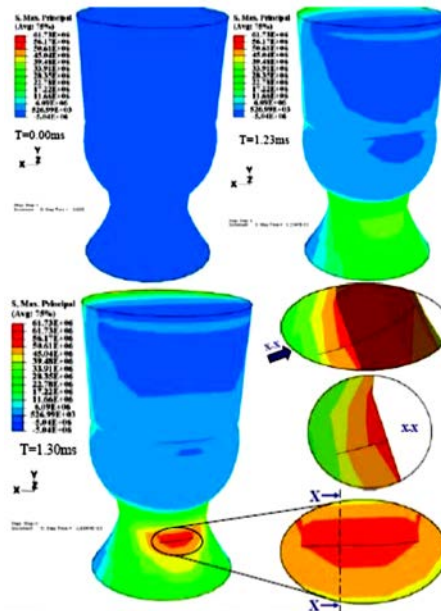


Ilustración 27. aparición de grietas

Se ha demostrado que para algunos problemas, tal incrustación de función del problema en el espacio cercano puede mejorar significativamente los resultados de convergencia y su exactitud. Por otra parte, el tratamiento de problemas con discontinuidades XFEM suprime la necesidad de mallar y remallar las superficies de la discontinuidad, aliviando así los costes computacionales y los errores de proyección asociados a los métodos convencionales de elementos finitos, a costa de restringir las discontinuidades para mallar bordes.

5.2.4. Método.

Un análisis de fatiga de ciclo bajo:

- Está caracterizado por fases de estrés que provocan deformaciones inelásticas en la mayoría de los casos.
- Es un análisis quasi-estático de una estructura sometida a una carga cíclica sub-crítica.
- Puede ser relacionado tanto con cargas de variabilidad mecánica o termal.
- Utiliza la aproximación cíclica directa para obtener la respuesta de estabilización directamente sobre la estructura.
- Modela el daño y fallo progresivo del material basándose en teorías de aproximación de daño de la mecánica de medios continuos en cuyo caso la fractura y la progresión de esta son caracterizadas por la energía de deformación inelástica de histéresis acumulada por cada ciclo estable.
- Modela la propagación de una grieta discreta de forma arbitraria, Modelo dependiente de solución sin remallar en el material de la masa basado en los principios de la mecánica de fractura lineal elástica (LEFM) con el método ampliado de elementos finitos, en cuyo caso el inicio y el crecimiento de la fatiga son caracterizados por la tasa de liberación de energía de fractura relativa.
- Modela el crecimiento progresivo de plastificación en un punto predefinido en las interfaces en componentes laminados, en cuyo caso el inicio y el crecimiento de la fatiga son caracterizados por la tasa de liberación de energía de fractura relativa.
- Utiliza el método de extrapolación de daños para acelerar el análisis de la fatiga de ciclo bajo.
- Asume un comportamiento geoméricamente lineal y fija las condiciones de contacto dentro de cada ciclo de carga.

Métodos del análisis de fatiga de ciclo bajo:

El método tradicional para determinar el límite de fatiga de una estructura es establecer primero la curva S – N (carga versus número de ciclos de fracaso) para los materiales de la estructura. Este método se utiliza aún en muchos casos como herramienta de diseño para predecir la resistencia de fatiga de estructuras. No obstante, el método en general es tradicional y no define ninguna relación entre el número de ciclos y el grado de daño o de la longitud de la grieta.

Un método alternativo es predecir la vida de fatiga al utilizar una evolución de grieta/daño basado en la energía de deformación inelástica cuando la estructura esté estabilizada después de muchos ciclos.

Como el coste de computación para simular el daño lento progresivo en un material sobre muchos ciclos de carga es un precio prohibitivo para todos los modelos menos los más simples; Numerables estudios sobre la vida de fatiga normalmente implican modelar la respuesta de la estructura sometida a una fracción leve de la evolución actual de carga.

Esta respuesta es extrapolada a lo largo de muchos ciclos de carga utilizando formulas empíricas como la relación de Coffin-Manson (ver Coffin, 1954 y Manson, 1953) para predecir la probabilidad de la iniciación y propagación de la grieta. Como este método está basado en una tasa constante de crecimiento grieta/daño puede que no prediga realísticamente la evolución de grieta o daño.

5.2.5. Análisis de fatiga de ciclo bajo en Abaqus/Standard.

La capacidad del análisis cíclico directo en Abaqus/Standard facilita un método informático efectivo para obtener la respuesta estable de una estructura sometida a una carga periódica y en el mejor de los casos es apto para realizar cálculos de fatiga de ciclo bajo en una estructura larga. Se utiliza una combinación de series Fourier e integración de tiempo del comportamiento del material no-lineal para obtener la respuesta directamente de la estructura. La teoría y el algoritmo para obtener una respuesta estable utilizando el método directo cíclico son descritas detalladamente en “Direct cyclic algorithm”, Sección 2.2.3. Abaqus Theory Guide.

El proceso de la fatiga de bajo ciclo cíclico directo modela el fallo progresivo tanto en materiales con masa, conjuntos soldados, en un chip electrónico o el crecimiento de la grieta intra-laminar en componentes laminados y en interfaces materiales como la delaminación en componentes laminados.

Lo último puede ser basado en un método continuo de mecánica de daño o en los principios de la mecánica de fractura lineal elástica LEFM con el método de elementos finitos extendido XFEM. La respuesta se obtiene evaluando el comportamiento de la estructura en puntos discretos a lo largo de la evolución de la carga.

La solución en cada uno de estos puntos se utiliza para predecir la degradación y evolución de las propiedades de materiales que se harán durante el siguiente incremento que abarca un número de ciclos de carga,

Las propiedades del material degradado se utilizan para calcular la solución en el siguiente incremento en la evolución de la carga. Por lo tanto se actualiza continuamente la tasa de crecimiento de grieta/daño a lo largo del análisis.

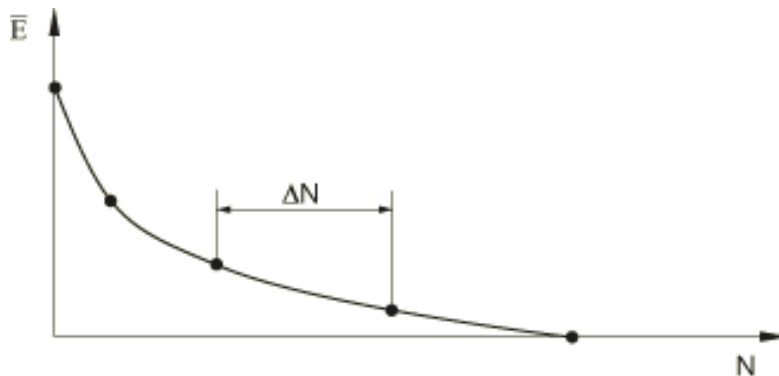


Ilustración 28. Degradación de rigidez elástica como función del número de ciclos

La rigidez del material elástico se mantiene y las condiciones de contacto permanecen iguales cuando la solución estable se calcula en un punto determinado a lo largo de la evolución de carga.

Cada una de las soluciones a lo largo de la historia de carga representa una respuesta estable de la estructura sometida a las cargas periódicas utilizadas con un nivel de daño de material en cada punto de la estructura calculado desde la solución anterior. Este proceso se repite hasta el punto en la evolución de carga en el cual se puede hacer una evaluación de la vida de fatiga.

En el caso de materiales macizos existen dos métodos para modelar el fracaso y daño progresivo.

Un método se basa en la mecánica de fractura de medios continuos. Este método es más apropiado para materiales dóciles en las cuales la carga cíclica lleva inversiones de tensiones y a la acumulación de deformación plástica que pueden causar el comienzo y la propagación de la grieta. El inicio del daño y de la evolución se caracteriza a través de la energía de deformación acumulada inelástica “histéresis” por ciclo como ilustrado en la *ilustración 28*.

El otro método se basa en los principios de la mecánica de fractura lineal elástica con el método ampliado de elementos finitos. Este método es más apropiado para materiales quebradizos o material con una pequeña escala flexible en la cual la carga de ciclos dirige a la degradación de la fuerza del material causando de esta manera el crecimiento de fatiga de la grieta a lo largo de una forma arbitraria.

El comienzo y el crecimiento de la grieta se caracterizan por la tasa de la energía de liberación relativa en la punta de la grieta basada en la ley de Paris (Paris, 1961).

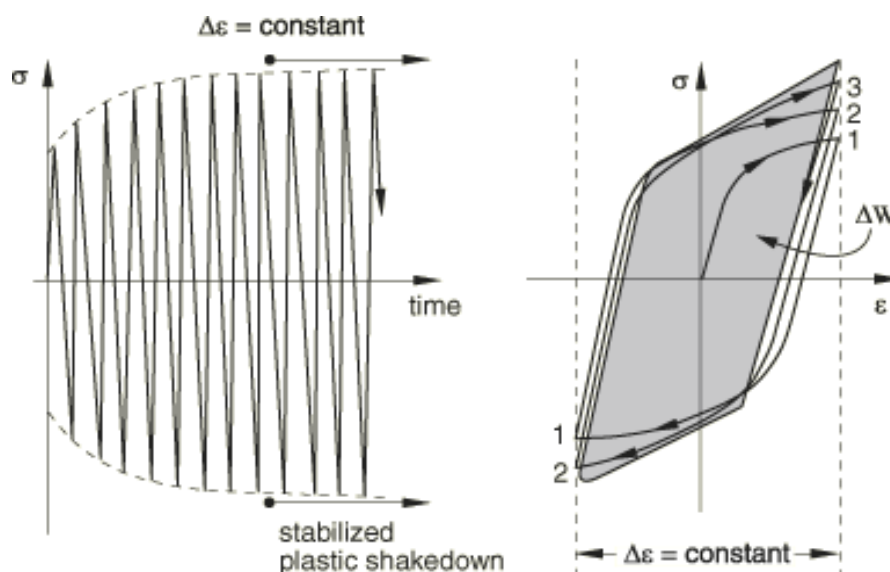


Ilustración 29. Histéresis y ley de Paris

En interfaces de composites laminados la carga de ciclos conduce a una degradación de la resistencia de las superficies causando un crecimiento de la delaminación de fatiga. El inicio y crecimiento de delaminación son caracterizados por la tasa de liberación de energía de fractura relativa en la punta basada en la ley de Paris (Paris, 1961).

Tanto el mecanismo de daño progresivo en el material de masa y mecanismo de crecimiento de delaminación progresivo en las interfaces se pueden evaluar simultáneamente, el fracaso ocurre primero en el punto más débil de un modelo.

5.2.5. Algoritmo.

El método clásico en Abaqus/Standard para obtener la respuesta estable de una estructura elástica-plástica sometida a una carga de ciclos es aplicar la carga periódica de ciclos repetitivamente en la estructura no-estresada hasta que se consiga un estado estable. En cada instante de tiempo se aplica el uso del método de Newton para resolver ecuación no lineal del equilibrio

$$R(t) = F(t) - I(t) = 0,$$

donde $F(t)$ es la forma discreta de una carga de ciclos que tiene las características $F(t + T) = F(t)$ en todos los tiempos t durante una carga de ciclos con periodos T , $I(t)$ representa el vector de fuerza interno generado por el estrés, y $R(t)$ es el vector residual.

Como el tamaño problema se incrementa, la solución de estas ecuaciones no lineales puede dominar el entero esfuerzo de cálculos. Este método puede ser muy caro por lo tanto, ya que puede ser necesaria la aplicación de muchos ciclos de carga antes de obtener la respuesta estable. Para evitar este número considerable de gastos relacionados con un análisis tan transitorio, se implementa un algoritmo directo de ciclos en Abaqus/Standard tal y como se explica en esta sección.

El algoritmo utiliza un método de Newton modificado en conjunto con un método de Fourier para la solución y el vector residual para obtener la respuesta estable de ciclos directamente. Este método se describe a continuación. Estamos buscando una función de desplazamiento que describe la respuesta de la estructura en todos los tiempos t durante un ciclo de carga con el periodo T y que tiene la característica $u(t + T) = u(t)$. Utilizamos unas series de Fourier truncadas para estas metas.

$$u(t) = u_0 + \sum_{k=1}^n [u_k^s \sin k\omega t + u_k^c \cos k\omega t],$$

Donde n representa el número de plazos en las series de Fourier; $\omega = 2\pi/T$ es la frecuencia angular, y u_0 , u_k^s y u_k^c son coeficientes desconocidos de desplazamiento. u_k^c se considera como corrección a las coeficientes de la solución de desplazamiento. Las ecuaciones de equilibrio se puede describir como el siguiente sistema linear de ecuaciones:

$$Kc_k^{(i+1)} = R_k^{(i)},$$

donde K es la matriz de rigidez elástica e i representa el número de repetición. Como la rigidez elástica sirve como matriz Jacobiana a lo largo del análisis, el sistema de ecuación está resuelto solamente una vez. Por lo tanto, es probable que el algoritmo de ciclo directo puede ser menos caro que el método entero de Newton para finalmente llegar a la solución no lineal de ecuaciones, especialmente cuando el problema es grande.

Aumentamos el vector residual también en unas series de Fourier truncadas de la misma manera que la solución de desplazamiento:

$$\bar{R}(t) = R_0 + \sum_{k=1}^n [R_k^s \sin k\omega t + R_k^c \cos k\omega t],$$

donde cada coeficiente del vector residual R_0, R_k^s y R_k^c en las series Fourier corresponde a un coeficiente de desplazamiento. La conversión de $\bar{R}(t)$ en términos de Fourier se consigue incrementando en una base de elemento por elemento:

$$\begin{aligned} R_0 &= \frac{2}{T} \int_0^T R(t) dt, \\ R_k^s &= \frac{2}{T} \int_0^T R(t) \sin k\omega t dt, \\ R_k^c &= \frac{2}{T} \int_0^T R(t) \cos k\omega t dt. \end{aligned}$$

$$\bar{R}(t) = R_0 + \sum_{k=1}^n [R_k^s \sin k\omega t + R_k^c \cos k\omega t],$$

Al final de cada ciclo de carga se solucionan las correcciones de desplazamiento de coeficientes de Fourier c_0, c_k^s y c_k^c . Los siguientes coeficientes de desplazamiento son:

$$\begin{aligned} u_0^{(i+1)} &= u_0^{(i)} + c_0^{(i+1)}, \\ u_k^{c(i+1)} &= u_k^{c(i)} + c_k^{c(i+1)}, \\ u_k^{s(i+1)} &= u_k^{s(i)} + c_k^{s(i+1)}. \end{aligned}$$

CAPÍTULO 6

6. Planteamiento y Resolución del Problema

6.1. Descripción.

El objetivo de este trabajo es la simulación analítica de un análisis de fatiga lo más completo y preciso posible de un eje ferroviario. El interés por llevar a cabo dicho estudio se debe al efecto que producen las diversas cargas a las que está sometido este elemento mecánico.

Para este estudio se va a utilizar el software de diseño y análisis *Abaqus/CAE*, el cual ofrece una gran variedad de aplicaciones y simulaciones que permitirán obtener resultados con gran precisión. El funcionamiento de este programa, así como sus ventajas y detalles se han explicado en apartados anteriores.

El eje ferroviario sujeto a estudio se corresponde, por tanto, con uno de los ejes de un vagón de mercancías, es decir, con ejes no tractores.

El método que utiliza *Abaqus/CAE* es el de la plastificación por histéresis en una malla enriquecida usando el Método de los Elementos Finitos eXtendido o XFEM que será explicado a continuación junto con los métodos de propagación de grietas.

6.2. Cálculos Previos.

6.2.1. Características del eje: Geometría.

Las características geométricas del eje reflejadas en el plano de diseño adjuntado a este proyecto en el apartado de 'Anexos' han sido proporcionadas por la empresa Construcciones y Auxiliar de Ferrocarriles CAF, y se resumen en las dos ilustraciones siguientes.

Dichas medidas han sido utilizadas para el modelado exacto del eje mediante la interfaz grafica de Abaqus/CAE sobre el que realizaremos todos los cálculos y análisis posteriores.

A continuación un resumido detalle de dichos planos:

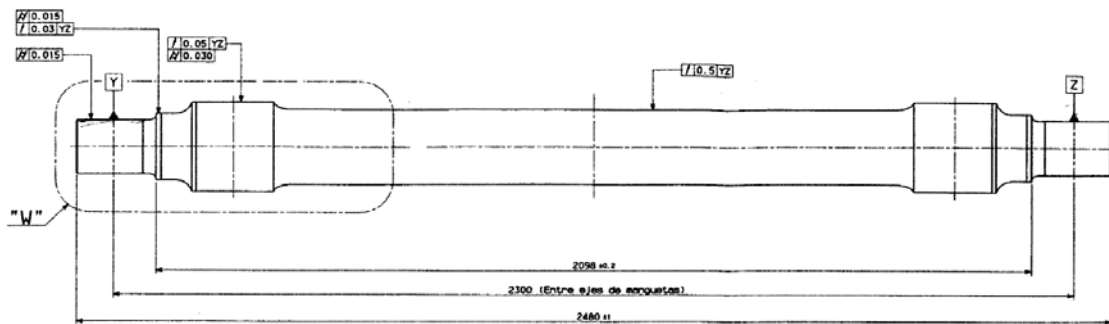


Ilustración 30. detalle del plano

Detalle a escala del extremo del eje:

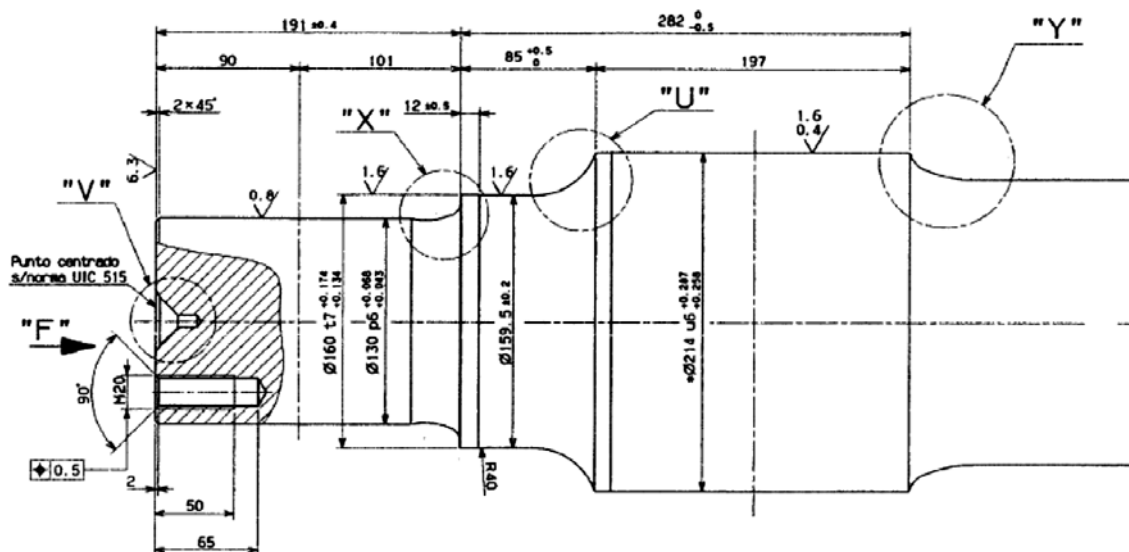


Ilustración 31. detalle a escala

6.2.2. Características del eje: Material.

Según la norma UNE-EN 13261:2009+A1:2011 que data de Septiembre de 2011 el eje tendrá una construcción de acero al carbono A1N con las siguientes propiedades:

- Límite Elástico = 395 MPa
- Resistencia última a tracción = 600 MPa
- Módulo de Young = 210 GPa
- Densidad = $7.82708 \times 10^{-9} \text{ tm/mm}^3 = 7850 \text{ kg/m}^3$

6.2.3. Consideraciones y simplificaciones previas.

Para realizar el siguiente estudio se tendrán en cuenta algunas simplificaciones, con el objetivo de facilitar los cálculos sin que afecten de consideración a los resultados de estos. El objetivo principal es estudiar y analizar las secciones críticas del modelo por lo tanto nos centraremos en ello simplificando el modelo como se indica a continuación:

- El eje de estudio no estará sometido a momentos torsores debido a que el eje no es tractor, es decir, no dispone de coronas de transmisión.
- No se va a estudiar la dinámica de frenado con la fuerza que aplican las zapatas sobre la banda de rodadura de la rueda o sobre los discos.
- Las cargas que sufrirá dicho eje, en principio, serán las debidas al propio peso y a la masa máxima técnicamente admisible por eje del propio vagón. Además se considerará la precarga que la rueda y el eje efectúan en su montaje.
- Se supone una velocidad constante del convoy para el estudio de fatiga, por lo que no existen esfuerzos en la dirección de avance de nuestro eje. En este caso, se están despreciando los efectos de aceleración y frenado, así como los desniveles que pueda presentar el terreno por el que circula dicho convoy.
- Se tendrá en cuenta la simplificación de que el vagón circula en línea recta, despreciando los efectos que se puedan originar en los tramos con presencia de curvas o desniveles de la vía así como los típicos movimientos de vaivén.
- No se considerará el efecto de la temperatura en el eje, teniendo constancia de que puede ser elevada debido a la transferencia de calor en los transitorios de frenado por la fricción de las zapatas sobre los discos de freno o la banda de rodadura de la rueda.

6.2.4. Restricciones y Cargas.

- Situamos las restricciones de apoyo en la superficie de contacto con las ruedas. Limitaremos, pues el movimiento en esa zona.
- Se simplificarán las cargas teniendo en cuenta el peso propio el eje y el peso del vagón montado en las superficies en voladizo de los extremos, lugar donde se sitúan las cajas de grasa que permiten la unión entre eje y sistema de suspensión. La carga del vagón se estima en 23t.
- Se aplicará la precarga debida al montaje eje-rueda.

6.3. Modelo.

6.3.1. Módulo Part: Modelado en Abaqus.

6.3.1.1. Perfil de revolución.

En primer lugar procedemos, mediante los planos proporcionados a realizar el perfil del eje para extursionarlo mediante revolución sobre un eje longitudinal.

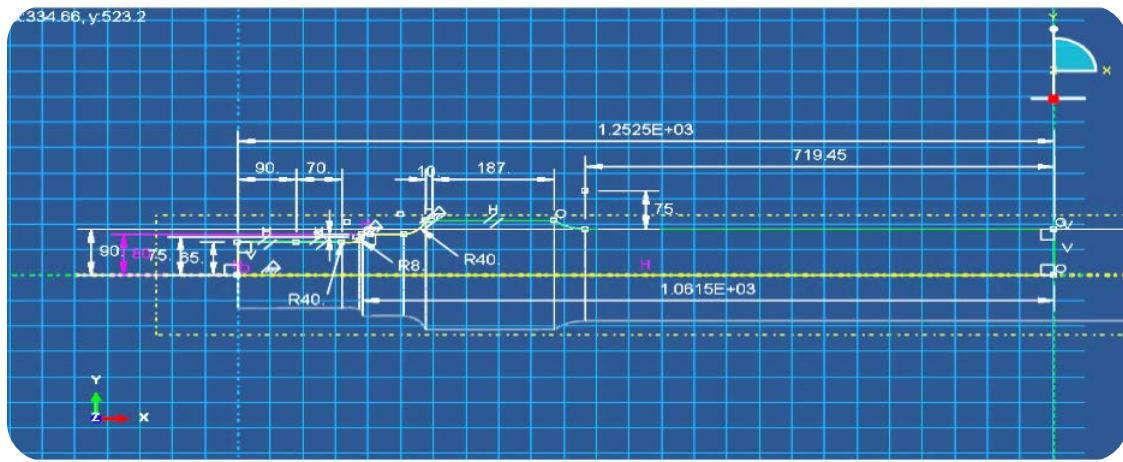


Ilustración 32. Sketch del eje

6.3.1.2. Vaciado.

Tras dibujar el perfil del eje y extrusionarlo por revolución se procede al vaciado en los extremos según el plano proporcionado.

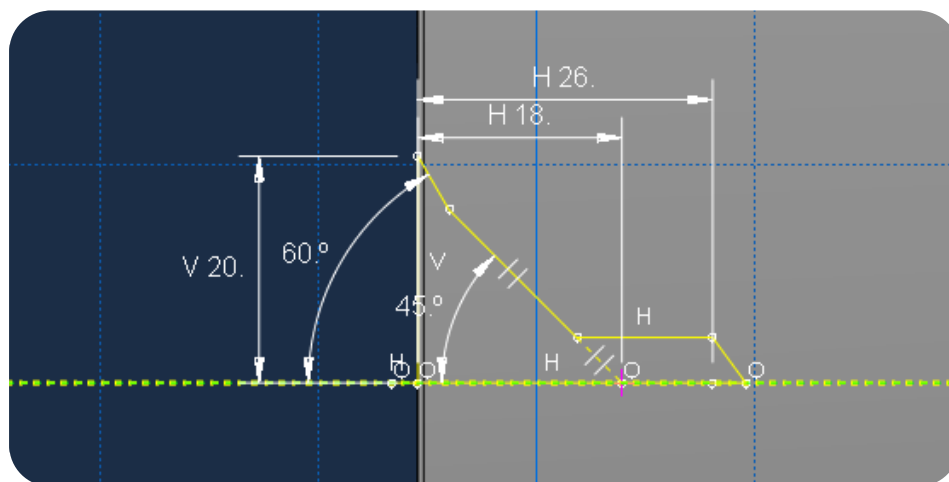


Ilustración 33. Sketch del vaciado

A continuación se muestra un detalle del modelado final que resulta de la siguiente forma:

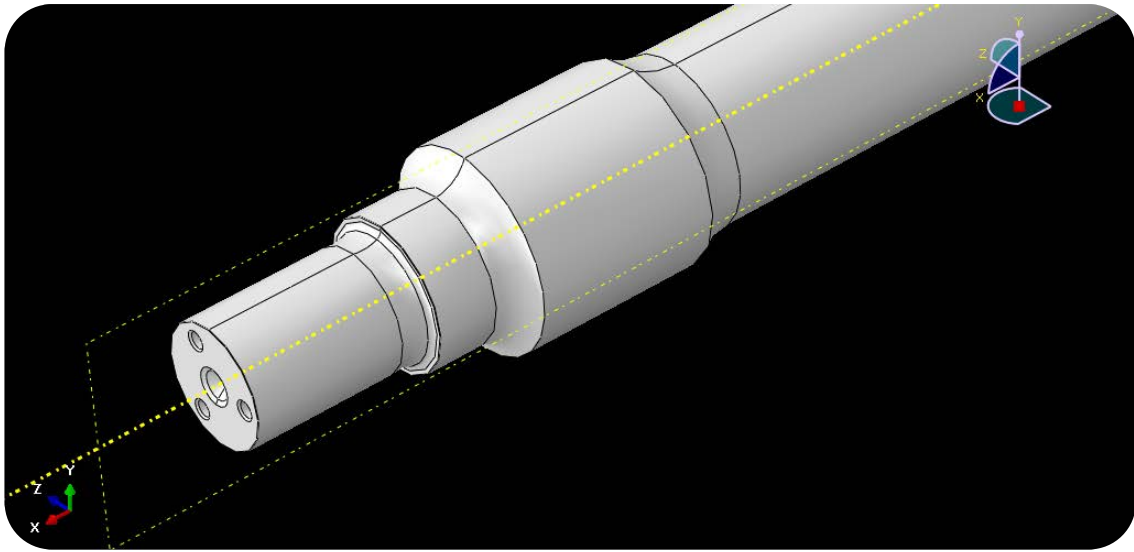


Ilustración 34. Detalle del modelado final

6.3.1.3. Simetría.

Se realiza la otra mitad del eje mediante una operación de simetría, que nos permitirá simplificar el número de operaciones realizadas. Como solo hemos modelado la mitad del eje, utilizaremos un plano en el otro extremo como plano de simetría para duplicar la pieza y obtener así, el otro extremo.

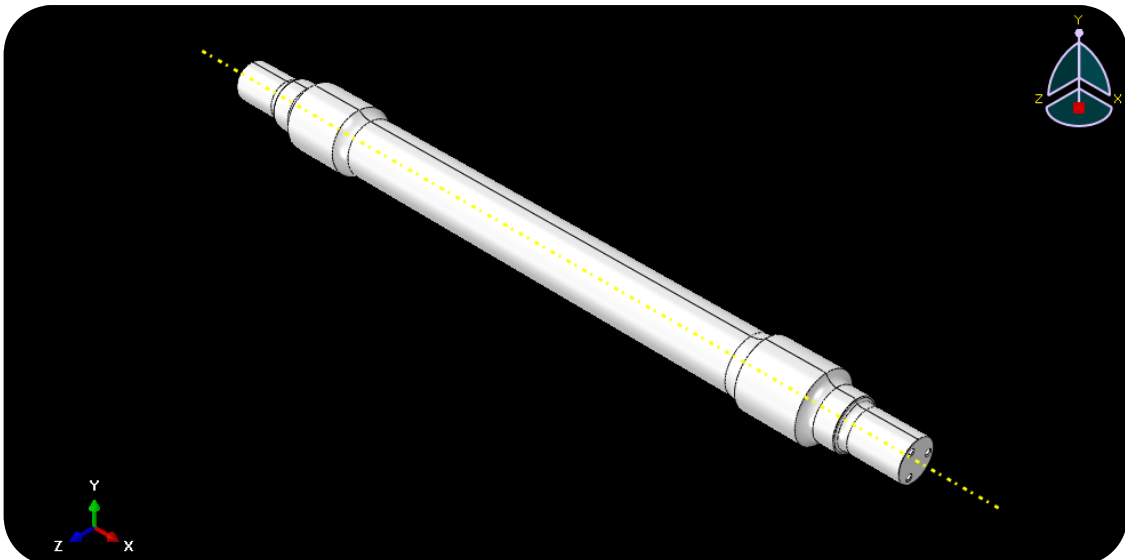


Ilustración 35. Simetría

6.3.2. Módulo Property: Propiedades.

Según la norma UNE-EN 13261:2009+A1:2011 que data de Septiembre de 2011 el eje tendrá una construcción de acero al carbono A1N con las siguientes propiedades:

- Límite Elástico = 395 MPa
- Resistencia última a tracción = 600 MPa
- Módulo de Young = 210 GPa
- Densidad = $7.82708 \times 10^{-9} \text{ tm/mm}^3 = 7850 \text{ kg/m}^3$

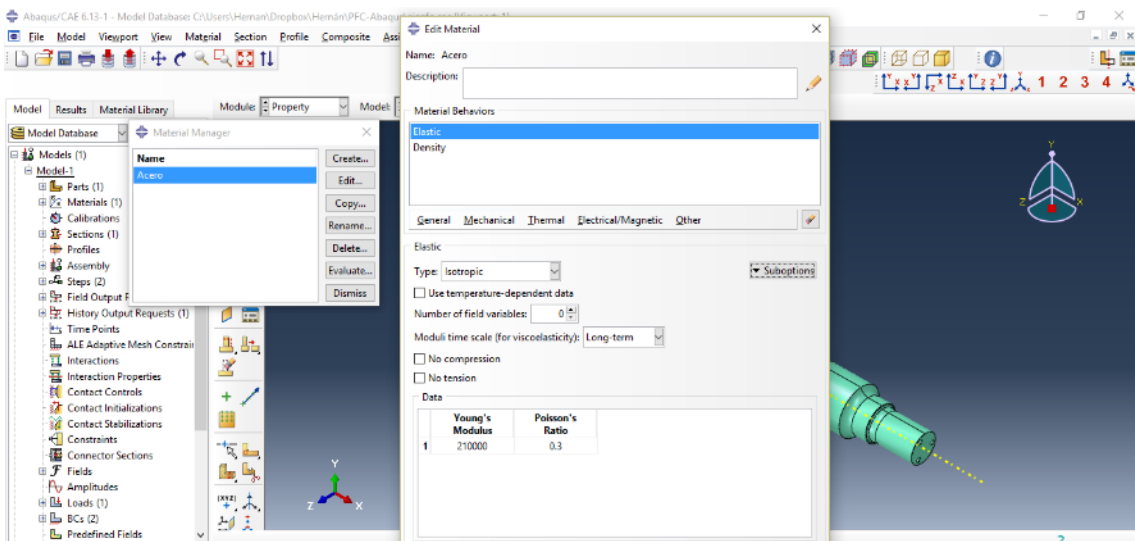


Ilustración 36. Propiedades

6.3.3. Módulo Mesh: Mallado.

Debido a la geometría de la pieza y a los cambios de sección que tiene la técnica de mallado utilizada será la de mallado libre con elementos tetraédricos.

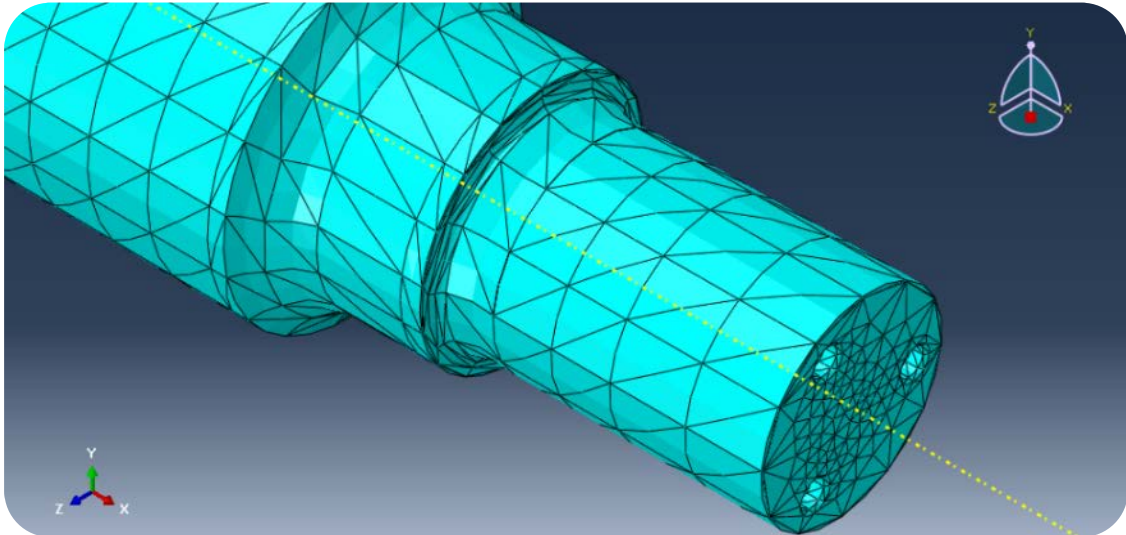


Ilustración 37. Mallado

6.3.4. Módulo Assembly.

En este módulo procedemos a la creación de una Instancia, que será una copia de la pieza principal sobre la que actuaremos. Podremos crear varias instancias con el fin de aplicar diferentes actuaciones al mismo tiempo para realizar varios trabajos por separado al mismo tiempo.

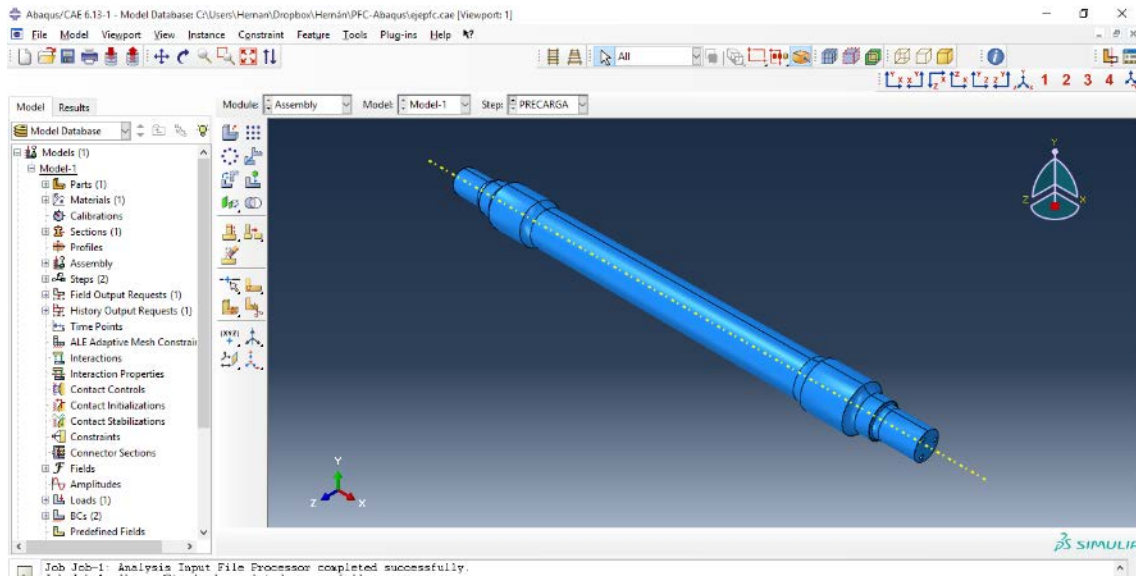


Ilustración 38. Modulo Assembly

6.3.5. Módulo Step.

En este módulo, crearemos divisiones del problema en steps, lo que consiste en especificar un tipo de análisis para cada step y describir cargas, condiciones de borde y las salidas requeridas para cada step.

Un análisis en Abaqus es definido por medio de:

- División del problema en steps.
- Especificando un tipo de análisis para cada step.
- Describiendo cargas, condiciones de borde y las salidas requeridas para cada step.

Un concepto básico en Abaqus es la división de la historia de cargas en steps. Para cada step el usuario puede elegir un procedimiento de análisis, esta elección define el tipo de análisis a ser usado durante el step: análisis estático, análisis dinámico, análisis de transferencia de calor, etc. Los procedimientos listados anteriormente serán descritos en las siguientes secciones. Es importante destacar que solo un tipo de análisis puede ser definido por step. Dentro de Abaqus/Standard cualquier combinación de procedimientos puede ser utilizada de un step a otro, sin embargo no se puede combinar Abaqus/Standard con Abaqus/Explicit, aunque es posible transferir resultados entre ellos. Cada step en Abaqus es dividido en múltiples incrementos. En la mayoría de los casos el usuario tiene dos maneras de controlar la solución: Incrementación de tiempo automático o incrementación de tiempo fija definida por el usuario. Existen dos tipos de steps en Abaqus: Análisis general, el cual puede ser usado para analizar respuesta lineal o no lineal, disponible en Abaqus/Standard o Abaqus/Explicit. Análisis de perturbación lineal, el cual puede ser usado solo para analizar problemas lineales y está disponible solo para Abaqus/Standard. En un análisis general Abaqus/Standard calcula la solución para un simple grupo de cargas aplicadas, al igual que para un análisis de perturbación lineal. Sin embargo para análisis estáticos, dinámicos con perturbación lineal, es posible encontrar soluciones para múltiples casos de carga. Una gran cantidad de problemas para el análisis de esfuerzos pueden ser resueltos con Abaqus. Una división fundamental entre ellos es, sí la respuesta es estática o dinámica (considera el efecto de las fuerzas de inercia).

6.3.6. Modulo Load.

6.3.6.1. Aplicación de Cargas y Precargas.

6.3.6.2. Precarga.

Después de las simplificaciones hechas al modelo descritas anteriormente, procedemos a la aplicación de cargas y precargas sobre el eje considerando estos tres tipos de carga, dependiendo de la zona del eje en la cual se aplican:

-Solicitud debida a la masa suspendida en la superficie del eje en la que va apoyada la caja de grasa del vehículo ferroviario.

-Precarga generada en el eje y la rueda debido al proceso de ensamblaje de ambos. Atendiendo a las propiedades térmicas, la mayoría de los materiales se expanden cuando se calientan y se contraen cuando se enfrían. Lo que se realiza en este caso es calentar el agujero de una forma homogénea para que este se expanda o se dilate y posteriormente se realiza el montaje sobre el eje de una forma rápida, antes de que el agujero se enfríe y se contraiga. Luego, una vez montado, se deja enfriar y las piezas se contraerán de nuevo a su tamaño anterior, a excepción de la compresión que resulta de cada una de las piezas al interferir con la otra. Por el contrario, dicho montaje también se puede realizar mediante el enfriamiento del eje antes del montaje de tal manera que se contraiga para luego introducir el agujero más fácilmente. El enfriamiento es a menudo preferible, ya que mediante el calentamiento del agujero, se podrían cambiar las propiedades del material.

-El peso propio que lo aplicará el programa una vez que estén definidos el sentido de la gravedad así como la densidad del material del que están compuestos los diversos elementos del conjunto.

6.3.6.3. Carga de diseño.

La solicitud debida a la masa suspendida en la superficie del eje en la que se apoya el vehículo ferroviario. Se puede considerar de dos maneras diferentes: carga aplicada en toda la superficie indicada o carga aplicada en la mitad superior de dicha superficie.

La carga aplicada por eje será de 75 Ton, por lo tanto ésta será de 37.5 Ton en cada extremo. Dicha carga está aplicada en la mitad superior de la superficie del eje en la que se apoyaría la caja de grasa.

El eje únicamente se encuentra sometido a compresión en su superficie superior, siendo la distribución de tensiones en la mitad inferior desconocida hasta ahora, tal y como se muestra en la figura siguiente. Por tanto, en este

proyecto se va a considerar que la carga se aplica solo sobre la superficie superior del eje.

Esta carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos de la pieza, por lo que la carga total en cada extremo del eje será:

$$F = \frac{37500}{2} \cdot 9.8 = 183750N$$

6.3.6.4. Cálculo de la Precarga.

En este caso, se pretende añadir la precarga en el eje. Esta precarga se corresponderá con la carga que se supone que la rueda aplica sobre el eje, debido al proceso de fabricación que conlleva dicha unión, en el que ambos elementos se ensamblan bajo una determinada presión y a una diferencia de temperaturas dada.

Se puede extraer de la normativa ferroviaria UNE-EN 13260:2009 el valor de desplazamiento aproximado que sufre la unión eje-rueda, debido a la precarga antes mencionada. Dicho valor es del orden de 0,1 mm. Como primera aproximación, y tampoco muy alejada de la realidad, se considera que cada elemento sufre el 50% del desplazamiento antes señalado, por lo que el eje se deformará 0,05 mm al igual que la rueda. Esto es así debido al proceso de acción y reacción que ocurre entre ambos componentes.

Podremos calcular la precarga del eje mediante la aplicación de una compresión en las superficies de contacto con la rueda hasta conseguir dicha deformación.

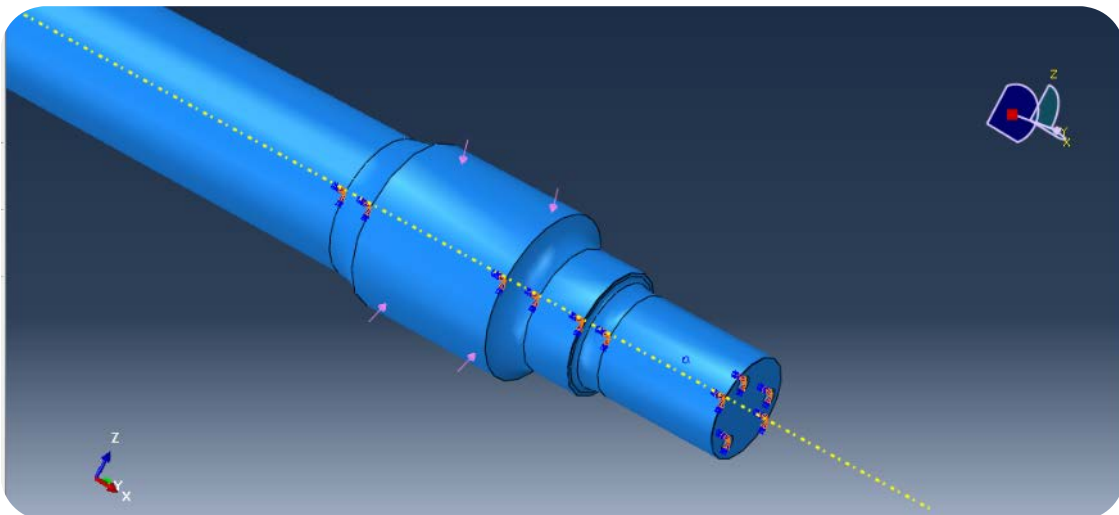


Ilustración 39. Precarga

Para ello se ha restringido el movimiento en todo el eje excepto en dicha superficie de contacto y en las contiguas y se ha aplicado una presión superficial que aumentará en cada iteración de forma lineal.

Resultados:

Precarga en el eje: una vez resuelto se observa que para una precarga de la superficie del eje sufre una deformación de $5.070 \cdot 10^{-2}$ mm por lo que tomaremos ese dato como la precarga del eje.

Precarga en la rueda: Los datos obtenidos en la precarga de la rueda han sido tomados de otros estudios analíticos previos a este concentrados en dicha rueda Para ello, han restringido únicamente la banda de rodadura de la misma y han despreciado el efecto de la gravedad en el cálculo, con el objetivo de obtener unos resultados uniformes de deformación. Así mismo, tras varias iteraciones, se ha llegado a la siguiente solución: Para una precarga de 55 MPa de compresión, se obtiene un desplazamiento de la zona afectada de un valor de 0,04975 mm. Resultado que se aproxima en gran medida al buscado.

Para obtener un valor único de precarga aproximamos a la media entre los valores de compresión de ambos estudios para contemplar el efecto de acción reacción entre eje y rueda.

$$P = \frac{P_{EJE} + P_{RUEDA}}{2} = \frac{162MPa + 55MPa}{2} = 108.5 MPa$$

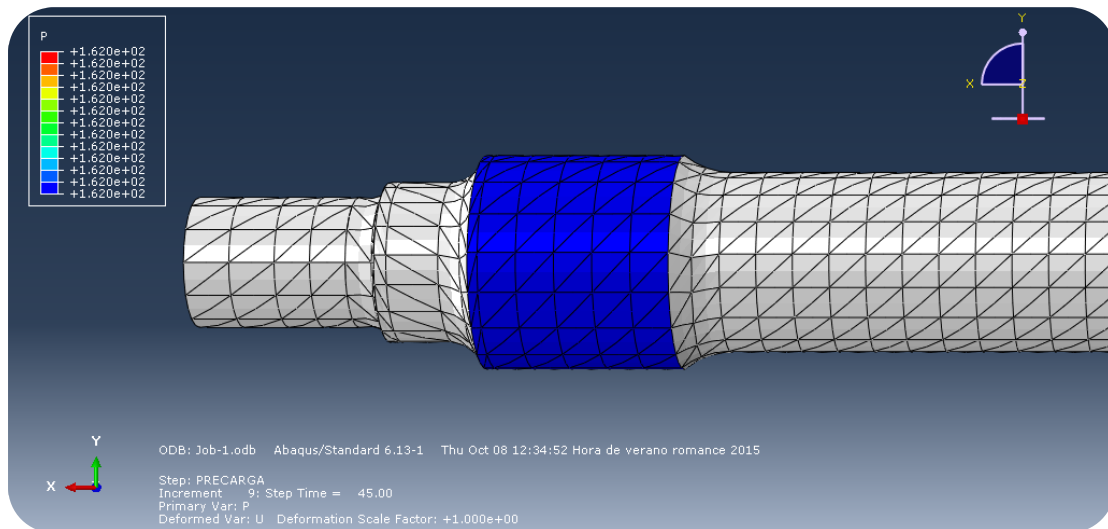


Ilustración 40. Presión uniforme en el eje

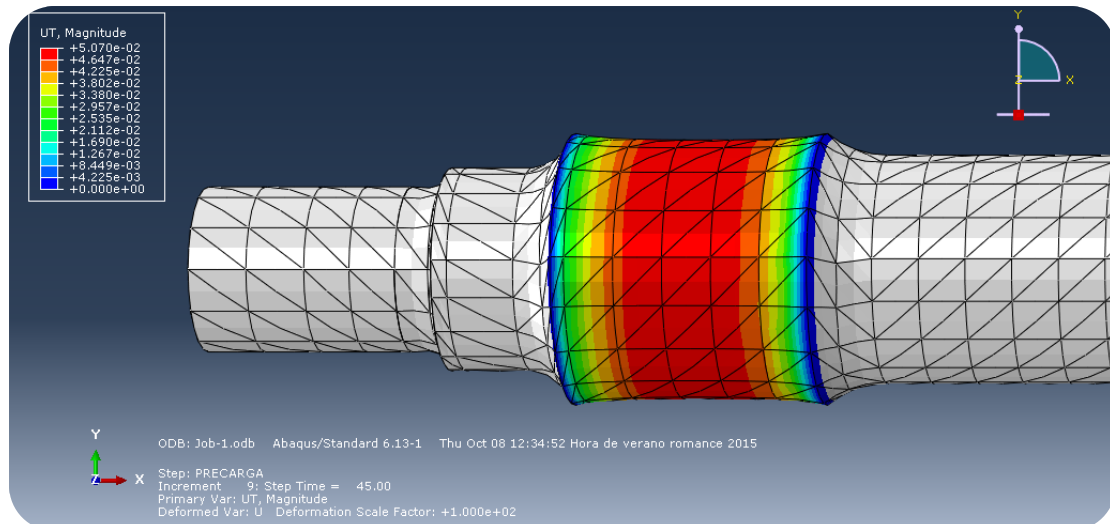


Ilustración 41. Deformada a escala (x100) del eje

6.4. Análisis de fatiga.

Una vez realizado el análisis de esfuerzos del eje, se procede a simular el análisis a fatiga según la norma UNE-EN 13261. Según los siguientes parámetros.

- Vida deseada: Se considerará un valor de ciclos de vida para el eje. Según la norma UNE-EN 13261, las probetas ensayadas a fatiga deben soportar 10^7 ciclos sin que aparezcan fisuras en su superficie. Por esto, se considerará como vida orientativa 10^7 ciclos en este análisis.
- Tipo de carga: Se simula una carga alternante pura con los valores detallados en el análisis estático. Para ello es necesario indicar el tipo de carga, en este caso de Presión de fuerza total igual a 147000 N y se establecen los valores de amplitud y velocidad angular para la carga periódica como se detalla a continuación.

Frecuencia (f) - Periodo (T): Es necesario determinar la frecuencia a la que gira el eje, para ello se toman valores típicos de velocidad y diámetro de rueda de un tren de mercancías.

$$v = 90 \text{ km/h}$$

$$D = 920 \text{ mm}$$

$$f = 8.6505$$

$$T = 0.1156 \text{ s}$$

Para rellenar los datos de amplitud hemos de tener en cuenta la siguiente ecuación de onda:

$$A_0 + A \cdot \cos(\omega(t - t_0)) + B \cdot \sin(\omega(t - t_0))$$

Los parámetros se han rellenado para que la carga sea aplicada de forma senoidal.

	A	B
1	0	1

Ilustración 42. Amplitud

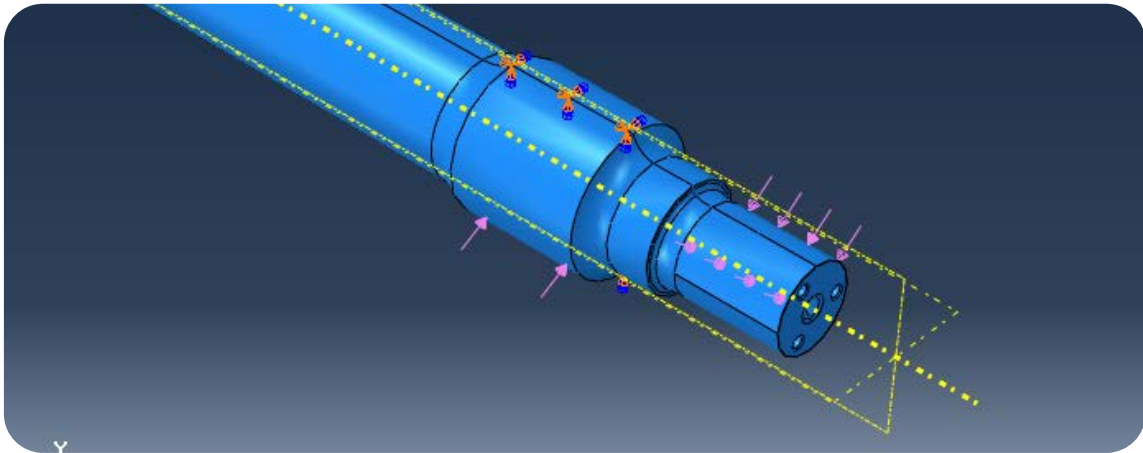


Ilustración 43. Cargas totales

Antes de ello se procede a enriquecer el mallado mediante XFEM y funciones en lenguaje de programación Phyton y propiedades de contacto en las zonas más susceptibles de ser agrietadas:

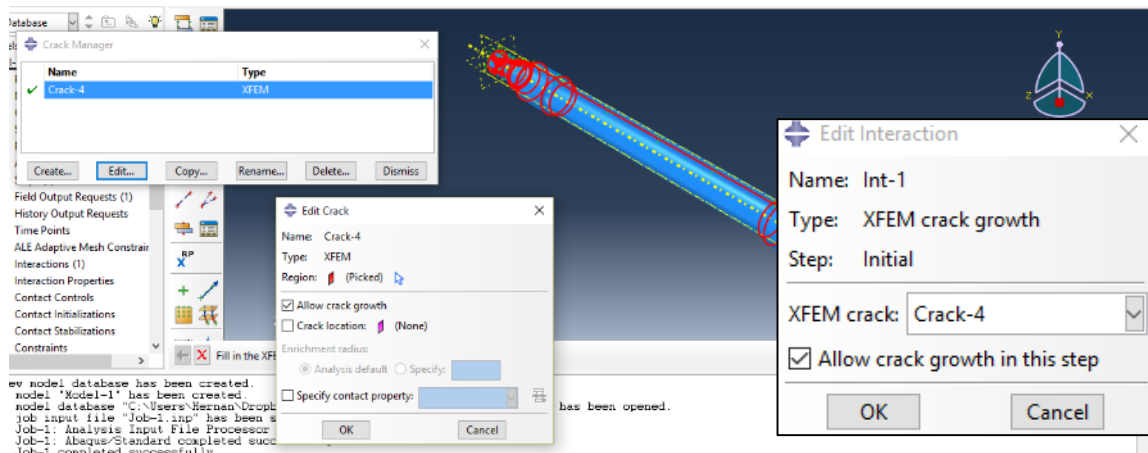


Ilustración 44. Grieta XFEM

El criterio de fractura asociado a la fatiga será el criterio *HYSTERESIS* explicado a continuación:

Inicio del daño:

El Método de inicio y de la evolución del daño basados en la energía de Histéresis por ciclo se utiliza para incorporar el análisis de daño en la fatiga de ciclo bajo (LCF). El modelo del inicio del daño sigue la siguiente ecuación:

$$N_0 = c_1 \Delta w^{c_2}$$

Donde N_0 es el número de ciclos, Δw la energía inelástica de Histéresis acumulada por ciclo y c_1 y c_2 son constantes del material que deben ser calibradas de forma experimental.

Tomando logaritmos de la expresión anterior, nos quedará:

$$\log(N_0) = \log(c_1 \Delta w^{c_2})$$

$$\log(N_0) = \log(c_1) + c_2 \log(\Delta w^{c_2})$$

Esta ecuación es una función lineal de número de ciclo de inicio del daño versus la energía de Histéresis acumulada inelástica por ciclo (N_0 vs. Δw) para la cual la pendiente define el valor de c_2 y el segundo término se puede utilizar para determinar $\log(c_1)$.

Evolución del daño:

La evolución del daño en la energía inelástica de Histéresis para el ciclo estabilizado será determinada una vez que el criterio del inicio del daño esté satisfecho.

$$\frac{dD}{dN} = \frac{c_3 \Delta w^{c_4}}{L}$$

Esta ecuación es un modelo de evolución del daño basado en la fuerza utilizado para adaptar la degradación del material cuando el daño sea iniciado, D es el daño variable global, c_3 y c_4 son constantes materiales y L es la longitud característica asociada al punto de integración.

Se puede calcular D utilizando:

$$D = 1 - \frac{\sigma}{\bar{\sigma}}$$

Donde σ es estrés en cualquier elemento de punto de integración después de la degradación del elemento y $\bar{\sigma}$ es el tensor de estrés efectivo en el estado no-dañado.

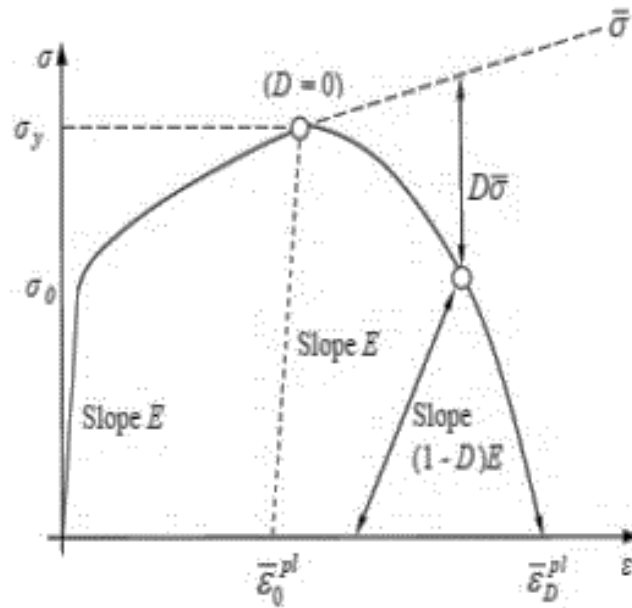


Ilustración 45. Evolución del daño durante el fallo en el material

La ecuación anterior se puede poner como sigue para determinar los valores de los parámetros del daño de material c_3 y c_4

$$\Delta N = \frac{L}{c_3} \Delta D \Delta w^{-c_4}$$

donde los parámetros del daño del material c_3 y c_4 se obtienen de forma experimental para un número de ciclo determinado y comparando los incrementos de daño durante la degradación del elemento.

$$\log(\Delta N) = -c_4 \log(\Delta w) + \log\left(\frac{L}{c_3} \Delta D\right)$$

El valor de c_3 requiere más cuidado cuando se modifique o se cambie a un sistema de unidades diferente. Graficar número de ciclo para la evolución del daño versus la energía de Histéresis acumulada inelástica por ciclo (ΔN versus Δw) facilitará determinar c_3 y c_4 .

Programación en Abaqus:

**Damage Initiation, criterion=HYSTERESIS ENERGY*

8.5,-1.139,,

**Damage Evolution, type=HYSTERESIS ENERGY*

0.0002,0.54,,

Donde, según la documentación en línea de Abaqus

Data lines to specify damage evolution for TYPE=HYSTERESIS ENERGY in a low-cycle fatigue analysis:

First line:

1. Material constant c_3 . (Units of $L/CYCLE/F^{c_4}L^{-2c_4}$)
2. Material constant c_4 .
3. Temperature, if temperature dependent.

Ilustración 46. Especificaciones

El valor entre comas es la dependencia a la temperatura, en blanco significa que ignoramos dicha dependencia.

Se activan las Condiciones de Contorno o *Boundary Condition* donde restringimos en la zona de acople de las ruedas los desplazamientos y giro, liberando el giro en el eje X como se ve en la *ilustración 47*

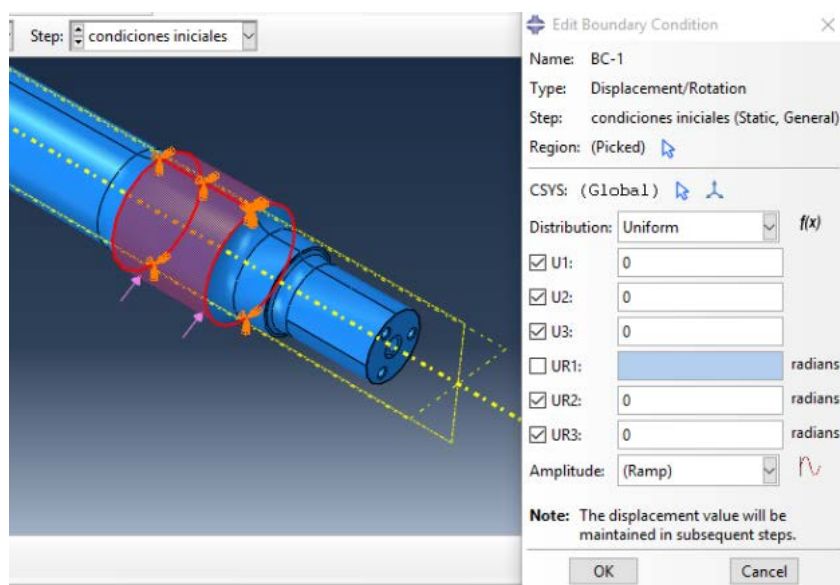


Ilustración 47. Condiciones de contorno

Aplicamos las cargas anteriormente descritas y le damos magnitud y sentido a la fuerza de la gravedad en el eje Y sentido negativo como se aprecia en la siguiente figura:

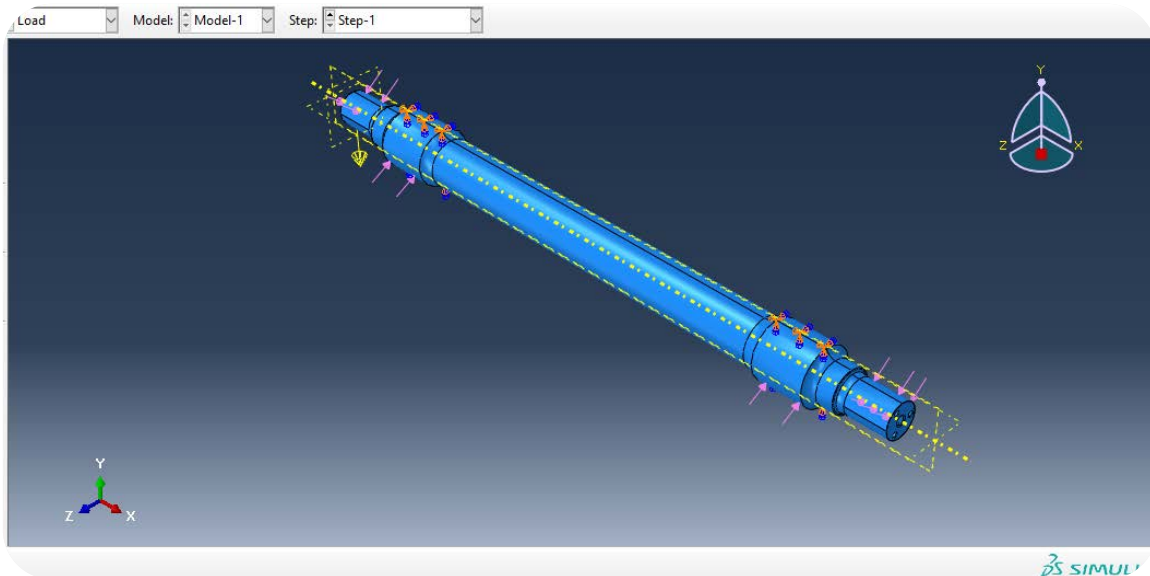


Ilustración 48. Eje

En el Step inicial previo a la carga de fatiga se realiza un análisis estático previo donde se comprueba que la pieza sigue dentro de las tolerancias geométricas constructivas.

A continuación se muestran las tensiones de Von Mises sobre la deformada, aumentada $\times 2 \cdot 10^7$, del eje y sus direcciones. Sin la carga del vagón:

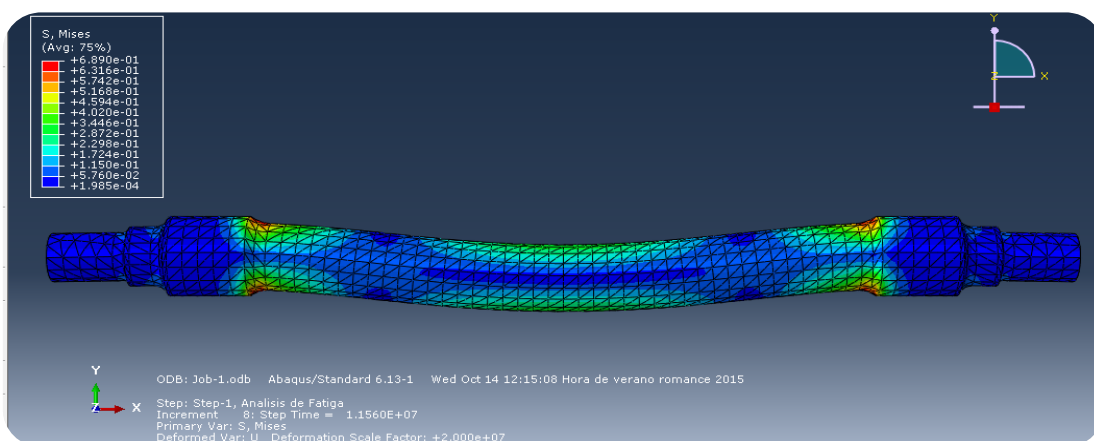


Ilustración 49. Deformada, análisis estático

Y ahora sumando la carga del vagón(x10⁷):

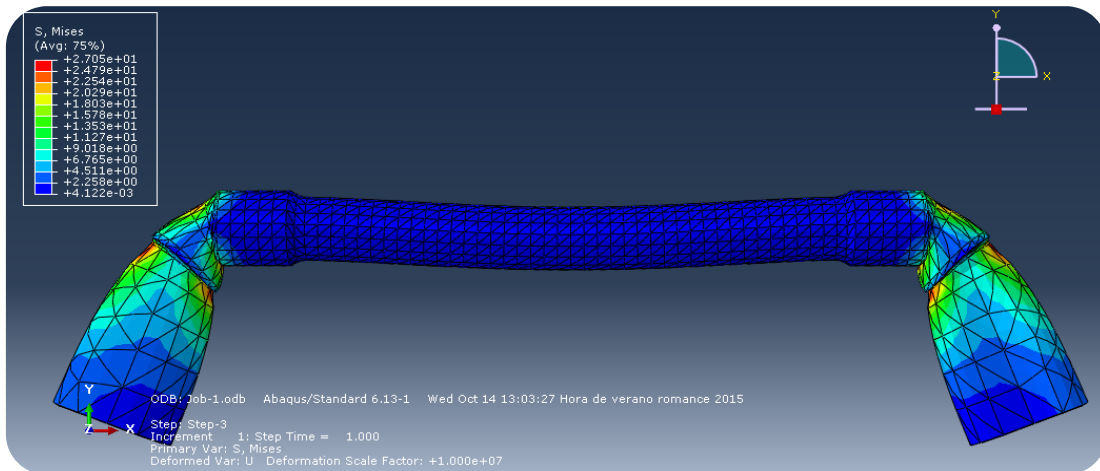


Ilustración 50. deformada carga del vagón

Desplazamientos en eje Y:

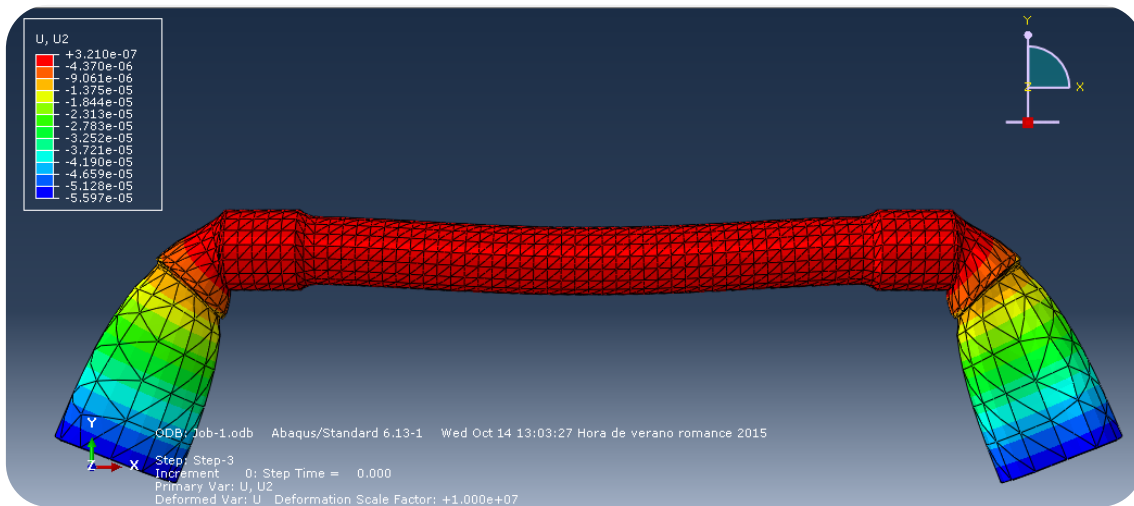


Ilustración 51. Desplazamiento vertical total

Procedemos al análisis de fatiga, superando con creces el límite de fatiga $>10^7$ ciclos, esto se debe al sobredimensionamiento de los ejes para las cargas a las que van a ser sometidos. El eje soportará perfectamente las solicitaciones y no romperá siempre cuando las cargas no aumenten, ni se produzcan fisuras en el modelo.

En la siguiente figura se muestra el detalle del lugar y el valor donde la vida del objeto se encuentra más comprometida para un número de ciclos de $10^{8.18}$ momento en el que el programa nos indica el comienzo del fallo de fatiga por histéresis mediante la plastificación del material previo a la aparición de la grieta.

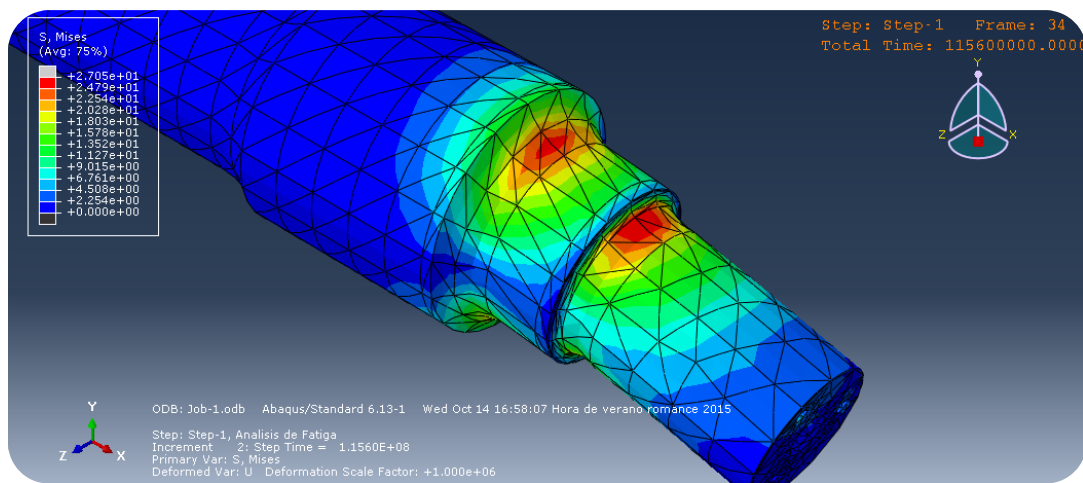


Ilustración 52. Deformación plástica previa a la grieta

Si consideramos que el tren está en funcionamiento 10 horas cada día se convierten los ciclos de vida a fatiga del eje en días:

$$N_f = 10^{8.18} \text{ ciclos} = 486 \text{ días}$$

Para tener una idea de la magnitud de la vida del eje, se puede comparar este dato con los períodos de inspección típicos en la industria ferroviaria [9]. Estos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3. Intervalos de inspección “Eje ferroviario”

Intervalo de inspección		
km	días	N_f
125000	138	✓
250000	277	✓
500000	555	✗
750000	833	✗

Como se ve en la tabla, según el análisis de vida a fatiga realizado, el eje ferroviario pasaría al menos los dos primeros intervalos de inspección. Sin embargo, la vida a fatiga indica que el daño acumulado por los ciclos de carga aplicados ha alcanzado la unidad, lo que puede significar que antes de ese instante, haya aparecido ya una fisura detectable por los métodos de inspección no destructiva.

Por último, es necesario indicar que en este análisis no se han tenido en cuenta los posibles tratamientos superficiales que se aplican al eje antes de su puesta en marcha, como pueden ser los diferentes tratamientos utilizados en la industria ferroviaria:

- Recubrimientos con molibdeno: Capas muy duras de alta resistencia al desgaste por fricción, que protegen contra los surcos producidos por ralladura cuando se desajustan y reajustan las ruedas.
- Tratamientos térmicos: De endurecimiento por llama, que produce un endurecimiento de la fuerza de la capa superficial por la conversión de la microestructura como resultado del calentamiento parcial seguido de un enfriamiento rápido.
- Tratamientos químico-térmicos: Como por ejemplo, la inserción de endurecedores, nitruración y nitrodescarburación. Estos métodos producen que la composición química de la capa superficial se vea modificada.

Por esto, se pueden considerar los resultados obtenidos como un análisis del lado de la seguridad, ya que la vida a fatiga obtenida se corresponde con un eje sin tratamientos posteriores de endurecimiento, lo que evidentemente, aumentaría el número de ciclos obtenido.

CAPÍTULO 7

7. Conclusiones

7.1. Conclusión.

El principal objetivo de este trabajo es introducir y aplicar un nuevo software de diseño y simulación con revolucionarios sistemas de cálculo para el análisis de fatiga y de agrietado de todo tipo de materiales para resolver todo tipo de problemas de fractura especialmente la propagación y simulación de grietas y utilizar para esta aplicación el software *Abaqus/CAE* en su forma *Standard*. Para el análisis de ejes ferroviarios con la intención de comenzar futuros estudios en las siguientes versiones del software con el fin de desarrollar un método rutinario para la detección prematura de grietas en el eje.

Abaqus/CAE en sus dos versiones *Standard* y *Explicit* es un software de gran potencia de cálculo que nos permite realizar desde el diseño de la pieza hasta la realización de cualquier tipo de análisis mecánico, térmico, electromagnético, etc., gracias a su extensa y potente librería de materiales y criterios físicos que pueden utilizarse tanto en análisis aislados como en combinación.

Debido a la complejidad de dichas ecuaciones y a la cantidad de variables que estas provocan el uso del programa se complica considerablemente cuando se combinan criterios o se utiliza el innovador Método de Elementos Finitos eXtendido o XFEM, método que requiere de ciertas constantes intrínsecas del material muy específicas y que incluso en algunos materiales aún no se han obtenido ya que la única forma de obtenerlas es la experimental. Asimismo el método de Histéresis requiere de parámetros relativos al material que no son constantes ni estables en diferentes estados del material y de carga, es por ello que se tendrá que estar atento a las nuevas incorporaciones en los datos de los materiales para afinar los resultados obtenidos que aún así se ajustan sorprendentemente a la realidad sobretodo, siendo este un campo complicado y en continua investigación, en lo que a mecánica de fractura se refiere, consiguiendo una simulación de grietas fiable y precisa, siempre y cuando lo sea también el investigador.

En cuanto al uso del programa, ciertos aspectos, tales como el modelado y ensamblaje de piezas, se realizan de forma intuitiva, además el programa nos permite realizar el estudio sobre varias instancias a la vez, siendo estas copias exactas de la pieza, sobre las que realizar diferentes operaciones sin afectar a la pieza principal para estudiar diferentes casos sobre el mismo sistema de cargas.

Las opciones de mallado también son intuitivas y sobretodo, y muy importante, la forma en la que el programa adapta las mallas a las

complicadas geometrías, hace muy sencilla su utilización y el posterior tratamiento de la información.

Por otro lado, algunas de las funciones, sobretodo de análisis dinámicos, aún no están implementadas en la interfaz CAE y han de ser programadas en lenguaje *Python* lo que ha dificultado enormemente la implementación de ciertos criterios ya que he tenido que aprender ciertos comandos necesarios y la colocación de éstos en el código. Tanto este detalle como la búsqueda de propiedades específicas y especiales del material, lógicamente, tiene una gran repercusión en el tiempo de realización del análisis y consecuentemente de este proyecto aunque, como de todo se aprende, sirve de experiencia para comprender mejor el código y las bases sobre las que trabaja el software.

Como se ha descrito antes, este proyecto pretende ser un punto de partida en el análisis dinámico de piezas y materiales sometidos a solicitaciones complicadas. Se ha realizado un estudio estático previo de las cargas de montaje y peso propio del eje. Para luego someterlo a las cargas de uso, con ciertas simplificaciones detalladas previamente, donde hemos comprobado que cumple los requisitos de vida útil y entra dentro de los períodos de inspección.

7.2. Trabajos Futuros.

Debido a la reciente implantación del software Abaqus y al desconocimiento dinámico del uso de éste se han detallado los pasos seguidos para la consecución del estudio lo más certeramente posible, así como los criterios y datos introducidos para futuros proyectos complementarios.

Entre los trabajos futuros destacables están aquellos que realicen el análisis de refinamiento de malla y de la influencia de esta sobre los resultados, análisis de fatiga para otro tipo de ejes, tales como ejes huecos de trenes de alta velocidad, análisis de un mismo eje cambiando ciertos aspectos geométricos en las zonas de concentración de tensiones buscando una geometría con menos tendencia a esta concentración y por lo tanto de vida útil más larga, y más adelante el estudio de la vida útil de ejes previamente fisurados con diferentes tipos, tamaños, orientaciones, localizaciones y profundidades de fisura así como del crecimiento y la respuesta de estas a las diferentes sollicitaciones para asegurar la ausencia de cualquier fallo durante el uso, ya que como sabemos, es catastrófico y a priori un hecho impredecible pero que se trata de prevenir con estos estudios en combinación con métodos de inspección, detallados en apartados anteriores.

Referencias

- [1] Albert W.A.J, Uber treibseile am harz. Archiv fur Mineralogie, Geognosie Bergbau und Huttenkunde 10, pp 218-234, 1837.
- [2] Rankine W.J., On the cause of the unexpected breakage of the journal of railway axles and on the means of preventing such accidents by observing the law of continuity in their construction, Institution of Civil Engineers, Minutes of Proceeding, Vol 2, pp 105-108, 1843.
- [3] Wöhler A., Test to determine the forces acting on railway carriage axles and the capacity of resistance of the axles, Engineering 11, pp. 199, 1871.
- [4] Gerber W., Bestimmung der zulossigen spannungen in eisen constructionen, Z. Bayer Arch. Ing. Ver. 6, 1874.
- [5] Goodman J., Mechanics Applied to engineering, Vol. 1, 1930.
- [6] Soderberg C.R., Factor of safety and working stress, Trans. ASTM, 52 (2), 1930.
- [7] Soderberg C. R., Working stresses, Trans. ASTM 57, A106, 1935.
- [8] Palmgren A., Durability of ball bearin, ADVDI. Col 68, N° 14, 1924.
- [9] Miner M. A., Cumulative Damage in Fatigue, Trans. ASME, J. of Appl. Mech., Vol 67, pp. 159, 1945.
- [10] Manson S. S., Fatigue: A complex subject-some simple approximations, Expt. Mechanics, 5 (7), pp. 193, 1965.
- [11] Manson S. S., Thermal stress and low cycle fatigue, McGraw-Hill, New York, 1966.
- [12] Manson S. S., Discussion of experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue, Trans. ASME, J. Basic. Engr., Vol. 84, N° 4, pp. 537, 1962
- [13] Manson S. S., Inversion of the strain-life and strain-stress relationship for use in metal fatigue analysis, Fatigue of Engeneering Materials and Structures, Vol. 1, pp. 37-57, 1965.
- [14] Coffin L. F., Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue, Trans. ASME, J. Basic. Engr., Vol. 84, N°4, pp. 537, 1962.
- [15] Inglis C. E., Stresses in a plate due to the presence of cracks and sharp corners, Transactions of the Institute of Naval Architects, 55, pp. 219-241, 1913.
- [16] Griffith A. A., The phenomena of rupture and flow in solids, Trans. R. Soc. (Lond.), Vol. A 221, pp. 163, 1920.

- [17] Irwin G. R., Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate, Trans. ASME, J. Appl. Mech. Vol.24, pp. 136, 1957.
- [18] Paris P. C., The growth of fatigue cracks due to variations in load, Ph. D. Thesis, Leigh University, 1962.
- [19] Paris P. C. and Erdogan F., A critical analysis of crack propagation law, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol 85, N°4, pp. 528, 1963.
- [20] Elber W., Fatigue crack closure under cyclic tension, engng. Fract. Mech. 2, pp. 37-45, 1970.
- [21] Elber W., The significance of fatigue crack closure in damage tolerance in aircraft structure, Special Technical Publication 486, ASTM, Philadelphia, pp. 230-242, 1971.
- [22] Schijve J., Fatigue crack propagation in light alloy sheet material and structures, Report MP-195, National Aerospace Lab., Netherlands, 1960.
- [23] Hudson C. M., Hardrath M. F., Effects of changing stress amplitude on the rate of fatigue crack propagation in two aluminum alloys, NASA TN-D-960, 1961.
- [24] Wheeler O. E., Journal of basic engineering Vol. 94, pp 181-186, 1972.
- [25] Willemborg J., Engle F.M., Wood H.A., A crack growth retardation model using an effective stress intensity concept, WPAFB-TM-71-1. 1971.
- [26] R. Gasch, Dynamic behavior of a simple rotor with a cross-sectional crack, Vibrations in rotating machinery, ImechE Conference paper, (1979), C178-6.
- [27] Paris P.C., The growth of fatigue cracks due to variations in load, Ph. D. Thesis, Leigh University, 1962.
- [28] Abaqus User's Manual, Version 6.7. Hibbit Karlsson & Sorensen. Inc. 1997.
- [29] Abaqus Theory Manual (V6.7) Sec. 5.2.3.
<http://abaqus.civil.uwa.edu.au/docs/abaqus/v6.7/books/stm/default.htm?startat=ch05s02ath135.html#stm-ifc-coulombfric>
- [30] Abaqus/CAE Analysis User's Manual (V6.7) Sec. 30.1.5
<http://abaqus.civil.uwa.edu.au/docs/abaqus/v6.7/books/usb/default.htm?startat=pt09ch30s01aus143.html#usb-cni-afriiction-stiffness>
- [31] Abaqus/CAE User's Manual (V6.7) Sec. 15.14.1
<http://abaqus.civil.uwa.edu.au/docs/abaqus/v6.7/books/usi/default.htm>
- [32] Abaqus/CAE Analysis User's Manual (V6.7) Sec. 30.1.5
<http://abaqus.civil.uwa.edu.au/docs/abaqus/v6.7/books/usb/default.htm?startat=pt09ch30s01aus143.html#usb-cni-afriiction-stiffness>

[33] Abaqus/CAE Analysis User's Manual (V6.7) Sec. 30.1.5

<http://abaqus.civil.uwa.edu.au/docs/abaqus/v6.7/books/usb/default.htm?startat=pt09ch30s01aus143.html#usb-cni-friction-rough>

[34] Moës, Nicolas; Dolbow, John; Belytschko, Ted (1999). "A finite element method for crack growth without remeshing". *International Journal for Numerical Methods in Engineering*

[35] PFC Andrés García Velasco ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE FISURAS EN EJES FERROVIARIOS: - CÓDIGO PRO/ENGINEER -

Bibliografía

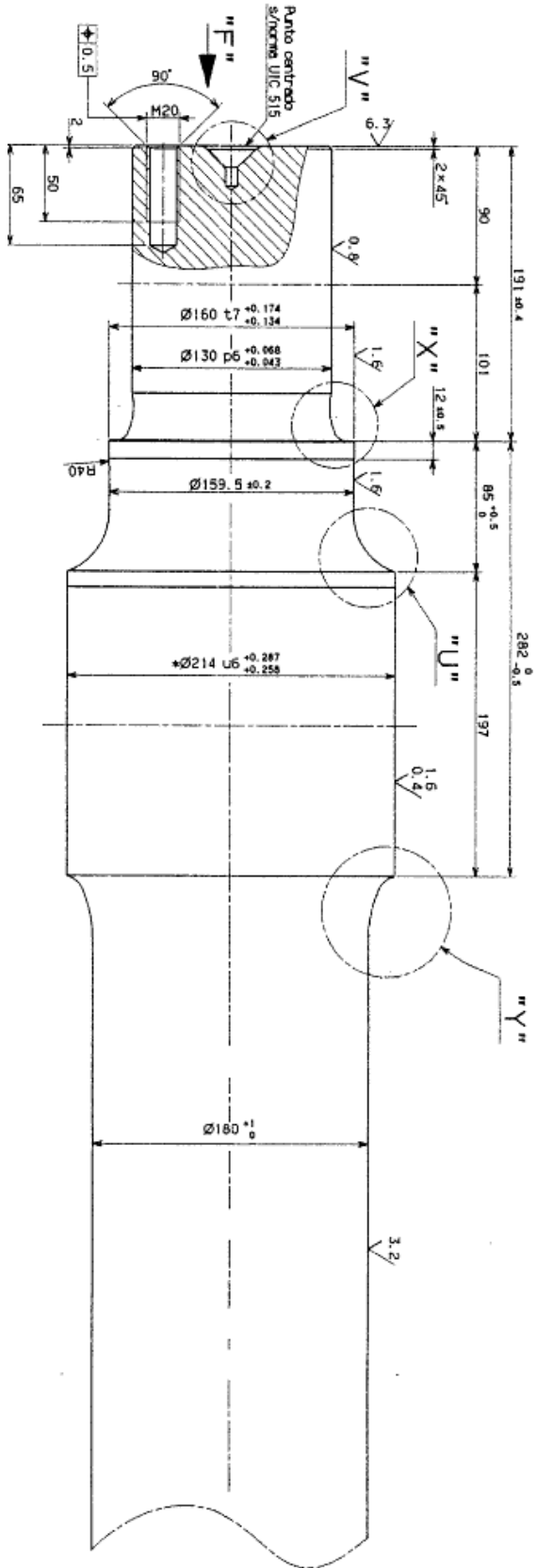
- [1]CORDIS Servicio de Información Comunitario sobre Investigación y Desarrollo: http://cordis.europa.eu/result/rcn/93036_es.html
- [2]Real Academia Española :[Real academia española](http://www.rae.es)
- [3]Wikipedia: <https://es.wikipedia.org>
- [4]MAYLETT Y. UZCÁTEGUI Flores Mérida,Venezuela. *Abaqus Programa de Elementos Finitos*.
- [5]REZA Hormozi ,*Study of Sensitivity of Damage Parameters c_1 , c_2 , c_3 and c_4 on FB2 Material Under Low Cycle Fatigue Test*.
- [6]Research gate, <http://www.researchgate.net>
- [7]CHANG-SIK OH, NAK-HYUN KIM, YUN-JAE KIM, JONG-HYUN BAEK, YOUNG-PYO KIM, WOO-SIK KIM *A finite element ductile failure simulation method using stress-modified fracture strain model*
- [8]ZINKIEWICZ & ZHU. *The Superconvergent Patch Recovery and A Posteriori Error Estimates*. Part 1: The Recovery Technique. International Journal for Numerical Methods in Engineering. Vol. 33. p. 1331 (1992).
- [9]SIMON Iwnicki. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Taylor & Francis Group, LLC. 2006.
- [10]SÁNCHEZ Muñoz; Miguel. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario de mercancías mediante el código Pro-ENGINEER*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [11]MARCO ESTEBAN; Eva. *Metodología para el análisis a fatiga mediante el código Pro-ENGINEER: Aplicación a un eje ferroviario*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [12]AVILÉS, Rafael. *Análisis de Fatiga en Máquinas*. 2ª Edición. España 2005
- [13]SHIGLEY, Joseph E. & MISCHKE, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*. 6ª Edición. México 2004
- [14]DRAPER, John. *Modern metal fatigue analysis*. 1999
- [15]FORREST, P.G. *Fatiga de los metales*. España 1972
- [16]CALLISTER, William D. *Fundamentals of Materials Science Engineering*. 5ª Edición.
2001

- [17]LOVE, Augustus E. *Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. 4^a Edición.1944
- [18]SCHMIDT, Richard J. & SIDEBOTTOM, Omar M. *Advanced Mechanics of Materials*.Edición. 1993
- [19]BARROSO HERRERO, Segundo & CARSÍ CEBRIÁN, Manuel. *Procesado y puesta en servicio de materiales*". 1^a Edición. 2005
- [20]ARAMBURU, I & IRISARRI, A. M., *Análisis de los modelos de acumulación de daño a fatiga*. España. 2003
- [21]Documentación de la asignatura *Diseño de Máquinas*. Departamento de Ingeniería Universidad Carlos III de Madrid
- [22]Documentación de la asignatura *Tecnología de Máquinas*. Departamento de Ingeniería Universidad Carlos III de Madrid
- [23]Documentación de la asignatura *Tecnología de Materiales*. Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras y Departamento de Ciencia e Ingeniería de Materiales e Ingeniería Química. Universidad Carlos III de Madrid
- [24]HILLMANSEN, S. & SMITH, R. A., *The management of fatigue crack growth in railway axles*. UK. 2004
- []HIRAKAWA, K. & KUBOTA, M., *On the fatigue design method for high-speed railway axles*. Japan. 2001
- [25]UNE-EN13260. Junio 2004 / UNE-EN13261. Diciembre 2009
- [26]Documentacion ABAQUS/CAE Abaqus Analysis User's Guide
<http://127.0.0.1:2080/v6.13/books/usb/default.htm?startat=pt04ch11s04aus69.html#usb-anl-acrackpropagation-fatigue>

Glosario

da/dN Velocidad de propagación de la fisura
 ΔK Rango del Factor de Intensidad de Tensiones
 σ_{ij} Tensión local en un punto
 K_I Factor de intensidad de Tensiones del modo I
 α Longitud característica de la fisura
 r, θ Coordenadas radial y angular (cilíndricas) en un punto
 $f(g)$ Factor de corrección dependiente de la fisura y de la geometría del entorno
 σ Tensión remota aplicada a un componente
 K_{max} Factor de Intensidad de Tensión máxima
 K_{min} Factor de Intensidad de Tensión mínima
 σ_{max} Tensión máxima del ciclo
 σ_{min} Tensión mínima del ciclo
 C, m Constantes de Paris dependientes de la microestructura, condiciones ambientales, frecuencia de tensión, etc.
 D Diámetro del eje
 L Longitud del eje
 E Modulo de Young
 ν Coeficiente de Poisson
 β Factor de forma de la fisura
 a Profundidad de la fisura
 ω Posición relativa de un punto en el frente de fisura
 τ_{eq} Tensión de fricción equivalente
 τ_{crit} Tensión de fricción crítica
 p Presión de contacto
 μ Coeficiente de fricción

Anexos



"V" (1/22)

