

# UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA

## ESCUELA DE POSTGRADO

### MAESTRÍA EN INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO



### “PREDICCIÓN DE LA VIDA ÚTIL DE EJES DE MÁQUINA SOMETIDOS A FATIGA POR SIMULACIÓN COMPUTACIONAL”

**Tesis presentada por el Bachiller:**

**LUDWIN DAVID HUACASI AÑAMURO**

**Para optar el Grado Académico de:**

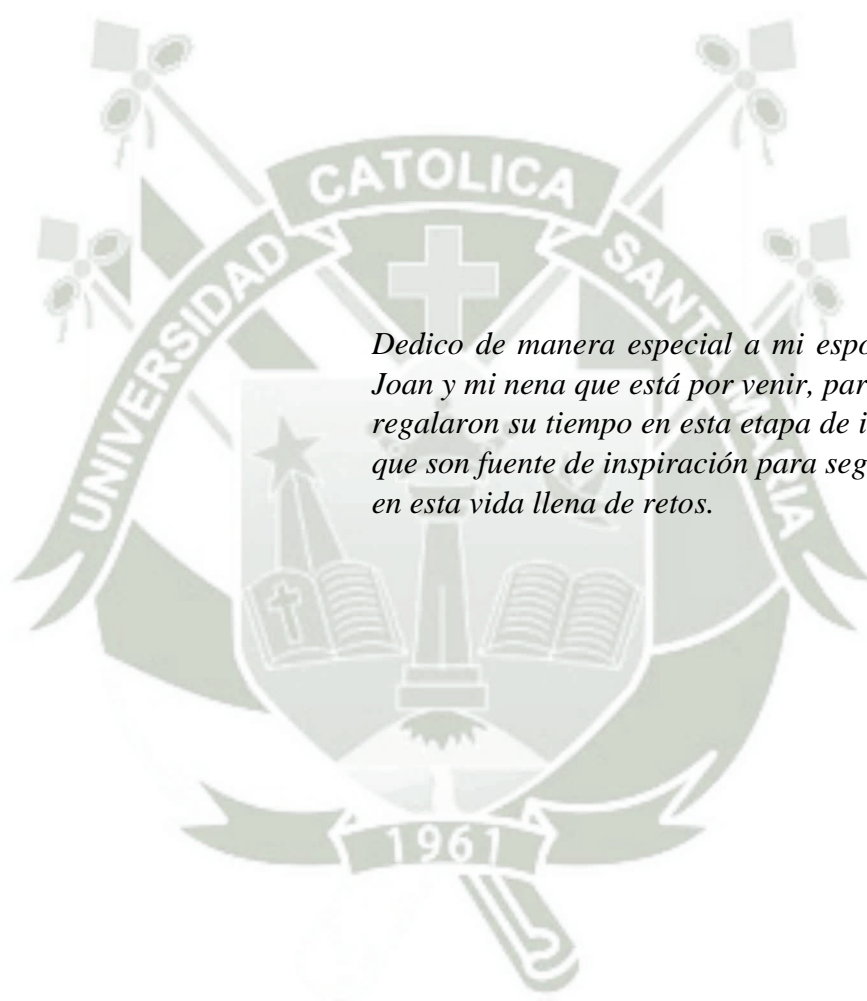
**MAESTRO EN INGENIERÍA DE  
MANTENIMIENTO**

**Asesor:**

**Dr. EDWIN TICSE VILLANUEVA**

**AREQUIPA – PERÚ**

**2017**



*Dedico de manera especial a mi esposa Nelly, hijo Joan y mi nena que está por venir, para ellos que me regalaron su tiempo en esta etapa de investigación y que son fuente de inspiración para seguir avanzando en esta vida llena de retos.*

*Quiero agradecer a mis padres y hermanos que siempre están atentos para apoyarme frente a cualquier evento de mi vida cotidiana.*

*A todas las personas conocidas, asesores, docentes, colegas, amigos y colaboradores con los que compartí muchas horas de estudio y que los recuerdo con mucho cariño.*

*Finalmente quiero agradecer a la Universidad Católica **Santa María** por acogerme y formar un profesional para la sociedad.*

*Sin duda, un perfecto final para una etapa más de mi vida.*



*"No hay que confundir nunca el conocimiento con la sabiduría. El primero nos sirve para ganarnos la vida; la sabiduría nos ayuda a vivir."*

*Sorcha Carey*

## ÍNDICE GENERAL

<b>RESUMEN</b> .....	vi
<b>ABSTRACT</b> .....	vii
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	viii
<b>CAPÍTULO ÚNICO: ANÁLISIS DE RESULTADOS</b> .....	1
1.1 Planteamiento .....	2
1.2 Definición del modelo de análisis .....	3
1.2.1 Teoría de la simulación .....	4
1.2.2 Implantación de un modelo de simulación .....	5
1.3 Metodología para el análisis del problema .....	6
1.3.1 Esquema del problema .....	6
1.3.2 Herramientas a utilizar .....	7
1.3.3 Propuesta metodológica para predecir la vida útil de un eje .....	9
1.3.3.1 Análisis de esfuerzos y deformaciones .....	10
1.3.3.2 Análisis de la vida útil por fatiga .....	16
1.3.4 Resultados del análisis .....	33
<b>CONCLUSIONES</b> .....	37
<b>RECOMENDACIONES</b> .....	38
<b>PROPUESTA DE APLICACIÓN</b> .....	39
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
<b>ANEXOS</b>	
Anexo 1: Proyecto de tesis .....	47
Anexo 2: Coeficientes modificativos del límite de fatiga para ejes .....	111
Anexo 3: Estructura y calidad de malla de los elementos finitos .....	112
Anexo 4: Error se simulación y convergencia computacional .....	113
Anexo 5: Modelo y procedimiento de cálculo computacional .....	114
Anexo 6: Plano del eje del torno .....	115
Anexo 7: Determinación de las variables del problema del eje del torno .....	116
Anexo 8: Formato de entrevistas para el personal de producción .....	117

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de vida de los activos.....	2
Figura 2 - Vida útil .....	3
Figura 3 - Ejes en un sistema de poleas de transmisión .....	6
Figura 4 – Filosofía de modelamiento de piezas en SolidWorks .....	7
Figura 5 – Módulos de simulación ANSYS .....	8
Figura 6 – Metodología de análisis con elementos finitos – ANSYS .....	9
Figura 7 – Metodología a seguir en la solución del problema .....	9
Figura 8 – Viga simplemente apoyada .....	10
Figura 9 – Dato de la viga simplemente apoyada.....	10
Figura 10 – Modelo del prisma utilizado en el análisis.....	11
Figura 11 – Análisis estático estructural – ANSYS .....	12
Figura 12 – Definición de datos de ingeniería – ANSYS .....	12
Figura 13 – Importación ANSYS – SolidWorks.....	13
Figura 14 – Modelo 3D importado por ANSYS para el análisis FEM.....	13
Figura 15 – Mallado del modelo propuesto.....	14
Figura 16 – Condiciones de contorno y carga aplicada.....	14
Figura 17 – Soluciones para el análisis de esfuerzo y deformación.....	14
Figura 18 – Resultados del análisis por simulación computacional ANSYS.....	15
Figura 19 – Cargas y dimensiones del eje del problema .....	16
Figura 20 – Diagrama de momento flector del eje.....	16
Figura 21 – Zona de tracción y compresión del eje.....	20
Figura 22 – Diagrama S-N.....	21
Figura 23 – Relación de carga con amplitud constante .....	22
Figura 24 – Carga con amplitud constante y variable .....	23
Figura 25 – Teoría de corrección del esfuerzo medio .....	23
Figura 26 – Criterio de Von Mises para esfuerzos normales .....	24

Figura 27 – Pasos para un estudio de fatiga en ANSYS .....	24
Figura 28 – Interfaz del programa ANSYS 15.0 .....	25
Figura 29 – Definir caso de análisis estático estructural .....	25
Figura 30 – Editar datos de ingeniería.....	25
Figura 31 – Datos del material y definición de la curva S-N .....	26
Figura 32 – Importar de modelo geométrico ANSYS – SolidWorks.....	26
Figura 33 – Editar propiedades de malla del modelo .....	27
Figura 34 – Mallado por defecto .....	27
Figura 35 – Mallado con estructura hexaedro de 3 milímetros de tamaño.....	28
Figura 36 – Mallado con estructura hexaedro de 1 milímetros de tamaño.....	28
Figura 37 – Proceso de mallado y recursos computacionales .....	28
Figura 38 – Mallado con estructura hexaedro mutizona de 1 milímetros de tamaño.....	29
Figura 39 – Mallado con estructura tetraedro de 1 milímetros de tamaño .....	29
Figura 40 – Condiciones de contorno y sistema de cargas.....	30
Figura 41 – Soluciones requeridas para la solución del problema .....	30
Figura 42 – Configuración de los datos de fatiga.....	31
Figura 43 – Obtención de resultados de problema de estudio.....	31
Figura 44 – Soluciones de la fatiga - factor de seguridad y vida .....	31
Figura 45 – Resultados del análisis por fatiga ANSYS.....	32
Figura 46 – Resumen de resultados del análisis por fatiga .....	35
Figura 47 – Eje de torno mecánico modelo C0632A .....	39
Figura 48 – Propuesta de aplicación y resultado - Eje de torno mecánico.....	41

## ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro 1 – Resumen de los coeficientes modificativos del límite de fatiga.....	20
Cuadro 2 – Resultados del análisis esfuerzo deformación .....	33
Cuadro 3 – Resultados del análisis de la vida útil por fatiga.....	34
Cuadro 4 – Plan de mantenimiento propuesto para el equipo .....	36
Cuadro 5 – Cuadro del contexto operacional por factores del torno mecánico paralelo.....	40
Cuadro 6 – Cuadro de operacionalización de variables .....	55
Cuadro 7 – Matriz de consistencia .....	56
Cuadro 8 – Diferentes curvas de fallos.....	66
Cuadro 9 – Ingeniería asistida por computadora.....	72
Cuadro 10 – Análisis típico por elementos finitos .....	78
Cuadro 11 – Estructura del método inductivo .....	80
Cuadro 12 – Coeficientes a y b en función del acabado superficial.....	92
Cuadro 13 – Parámetros del factor de carga de Marín .....	94
Cuadro 14 – Representación de la tabla de valores Z vs fiabilidad (R) .....	95
Cuadro 15 – Costos de una estación de simulación computacional .....	110

## RESUMEN

En esta tesis se presenta un procedimiento para predecir la vida útil de un eje de maquina sometido a un proceso de fatiga mediante simulación por software de elementos finitos. La vida a fatiga calculada por simulación computacional se tomará como un parámetro de vida útil del eje y a través de este dato establecer un plan de mantenimiento del equipo o maquinaria del cual sea parte dicho eje.

Para desarrollar el procedimiento, inicialmente se realizó un estudio de la mecánica de la fractura de piezas mecánicas para entender el fenómeno físico, y a partir de esto efectuar los cálculos analíticos de la vida a fatiga. Con el estudio de los métodos analíticos se resolvieron problemas básicos de esfuerzo-deformación y vida a fatiga de un material, paralelamente se realizó el mismo análisis usando métodos computacionales que simularon el mismo problema utilizando software de elementos finitos.

Durante la investigación se revisó una amplia base teórica del fenómeno de la fatiga estructural y los diferentes procedimientos de cálculo analítico y numérico que sirvieron de guía para enfrentar el problema propuesto, se identificaron las diferentes variables que afectan a la vida a fatiga, en el caso de la solución numérica se utilizó un software especializado en el diseño por elementos finitos como es el ANSYS V.15 que permitió el pre-procesamiento de los datos, procesamiento por el método de los elementos finitos y el pos-procesamiento de estos datos en forma de resultados cuantificables.

Los resultados del análisis analítico de la vida a fatiga fueron comparados con los resultados por simulación computacional logrando resultados bastante parecidos con un grado de error inferior a 6%, esta comparación de los resultados analíticos y computacionales también nos permitió validar la metodología para predecir la vida útil a partir de la vida a fatiga y de esta manera sugerir dicha metodología para ser usada en diseños más complejos.

En la determinación de la vida a fatiga usando el método de los elementos finitos del programa ANSYS V.15 es necesario conocer y cuantificar las propiedades del material, el tipo de mallado y establecer el factor de resistencia a la fatiga de fuentes confiables para que los resultados obtenidos también lo sean.

Finalmente, con los resultados obtenidos empleando técnicas modernas haciendo uso de herramientas computacionales se logró predecir la vida útil de un eje de maquina sometidos a cargas cíclicas con un grado de convergencia entre los resultados analíticos y computacionales inferior al 6%.

**Palabras clave:** Vida útil en ejes, fatiga de materiales, elementos finitos y simulación computacional.

## ABSTRACT

This thesis presents a procedure to predict the useful life of a machine shaft subjected to a fatigue process using finite element software simulation. The fatigue life calculated by computational simulation will be taken as a parameter of useful life of the shaft and through this data establish a plan of maintenance of the equipment or machinery of which this shaft is part.

In order to develop the procedure, a study of the mechanics of the fracture of mechanical parts to understand the physical phenomenon was performed, and from this the analytical calculations of fatigue life were carried out. The study of the analytical methods solved basic stress-deformation and fatigue life problems of a material, in parallel the same analysis was performed using computational methods that simulate the same problem using finite element software.

During the investigation a broad theoretical basis of the phenomenon of structural fatigue and the different procedures of numerical and analytical calculation that served as guide to face the proposed problem were reviewed, the different variables that affect the life to fatigue were identified, in the case of the numerical solution was used a software specialized in the design by finite elements such as the ANSYS V.15 that allowed the pre-processing of the data, processing by the method of the finite elements and the post-processing of this data in form of quantifiable results.

The results of the analytical analysis of the fatigue life were compared with the results by computational simulation, obtaining very similar results with a degree of error lower than 6%, this comparison of the analytical and computational results also allowed us to validate the methodology to predict the life useful from life to fatigue and in this way suggest such methodology to be used in more complex designs.

In determining the fatigue life using the finite element method of the ANSYS V.15 program it is necessary to know and quantify the properties of the material, the type of meshing and establish the fatigue strength factor of reliable sources so that the also obtained results.

Finally, with the results obtained using modern techniques using computational tools, it was possible to predict the useful life of a machine shaft subjected to cyclic loads with a degree of convergence between the analytical and computational results of less than 6%.

**Key words:** Shaft useful life, fatigue of materials, finite elements and computational simulation.

## INTRODUCCIÓN

En la ingeniería de mantenimiento se requiere optimizar las actividades de gestión del mantenimiento aplicando herramientas de ingeniería confiable para incrementar la productividad y reducir costos operacionales, en este sentido esta tesis se refiere a la predicción de la vida útil de un eje de máquina sometido a un proceso de fatiga utilizando simulación computacional; dicha vida útil es un dato imprescindible a la hora de realizar una planificación del mantenimiento industrial de equipos o maquinarias.

La característica principal de este trabajo es la predicción utilizando herramientas computacionales (hardware y software) para cuantificar la vida útil de una pieza mecánica.

La investigación de este problema de ingeniería se realizó por un interés académico de profundizar las formas de encontrar la vida útil de un elemento de máquina utilizando metodologías modernas y que sean el inicio para realizar diferentes análisis de simulación computacional de fenómenos físicos que ocurren en la realidad.

La simulación de eventos físicos por elementos finitos trae un creciente interés por investigadores y diseñadores en las últimas décadas debido a sus diferentes aplicaciones en las diversas áreas de la ingeniería.

En el marco de la teoría de la simulación que podría definirse como un medio que experimenta con un modelo detallado de un sistema real para determinar cómo responderá el sistema a los cambios de su estructura o entorno (Harrell & Tumay, 2001). Se podría afirmar que la simulación computacional permite experimentar con un modelo para comprender mejor los procesos. (Harrington & Tumay, 1999).

El conocimiento de la mecánica de fractura de piezas mecánicas guio el estudio a una metodología del análisis a fatiga para predecir la vida útil de ejes de máquina sometidos a un proceso de fatiga en el cual están involucrados diferentes coeficientes modificadores del límite de la fatiga que se emplean en la práctica estándar para el análisis estadístico esfuerzo-vida (Stress-Life S-N) aceptado por la norma ASTM E739-10.

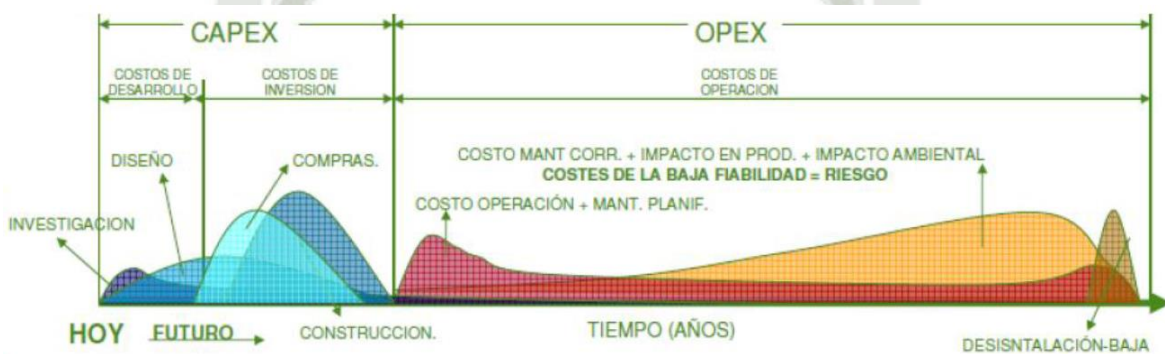
Por último, el uso de programas basados en elementos finitos exige un alto conocimiento no solo del tema, sino también de los principios del método de los elementos finitos (MEF); en esta tesis se desarrolló un procedimiento computacional detallado de la vida a fatiga usando herramientas CAE (Computer Aided Engineering, por sus siglas en inglés) tal como es el programa ANSYS V.15 que permitirá realizar futuros diseños más complejos en forma eficiente logrando reducir tiempos y adicionalmente un ahorro económico.



## 1.1 Planteamiento

En la gestión del mantenimiento moderno se requiere conocer todo el ciclo de vida de un activo como se muestra en figura 1, desde su etapa de diseño hasta su desinstalación o baja. Es por eso que se plantea en la etapa del diseño de un elemento de maquina predecir la vida útil de ejes maquina sometidos a cargas cíclicas con esfuerzos de fatiga, y de esta manera tener un parámetro numérico de la vida útil de un componente de máquina que sirva como dato para establecer planes de mantenimientos que garantice una alta confiabilidad y disponibilidad de un equipo o maquinaria de la industria.

*Figura 1 – Ciclo de vida de los activos*



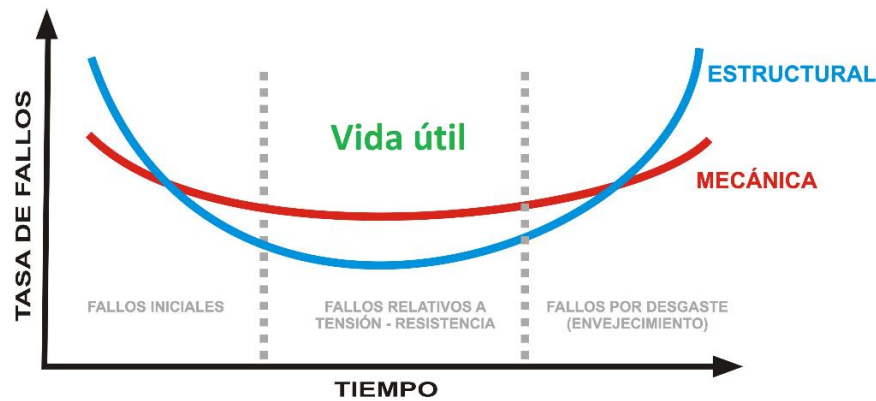
*Fuente: Industrias del petróleo y del gas natural. Coste del ciclo de vida – ISO 15663-1 - 2000*

La vida útil de un elemento de maquina es el tiempo proyectado en el cual un equipo o componente opera con todas las funciones para las que fue diseñado sin presentar riesgo para el operador; esta vida útil es normalmente proporcionada por el fabricante, en otros casos es estimada por estudios estadísticos o información compartida por otras industrias. No se debe confundir esta vida útil con la edad cronológica de los componentes porque no todos los componentes envejecen y deterioran al mismo ritmo, dado que cada componente no necesariamente está sometida a las mismas condiciones operacionales. Para manejar estas condiciones operacionales y de diseño se plantea utilizar una serie de factores correctivos que tendrán una influencia directa en la predicción de la vida útil.

En muy pocas ocasiones en nuestro entorno los fabricantes nos proporcionan el dato de la vida útil de la figura 2 de un equipo o componente, y se deja este dato a una estimación que no tiene un sustento científico ni tecnológico para tal vida útil, esto trae consigo una serie de errores en la planificación del mantenimiento; es por ello que esta tesis plantea predecir la vida útil de ejes de máquina basado en esfuerzos cíclicos de fatiga establecidas por la norma

ASTM E739 y UNE-EN 1993-1-9 apoyados de cálculos numéricos por elementos finitos y parámetros preestablecidos en la etapa de diseño.

**Figura 2 - Vida útil**



*Fuente: Mantenimiento Centrado en Confiabilidad- MOUBRAY, John.*

Con las herramientas computacionales y software de predicción moderno basado en el método de los elementos finitos se plantea predecir la vida útil por simulación computacional que trae consigo una serie de ventajas y desventajas frente modelos clásicos analíticos:

#### **Ventajas:**

- La simulación computacional anticipa cómo un sistema puede responder a los cambios.
- Permite un análisis de las variaciones del sistema desde una perspectiva más amplia.
- Proporciona un control del tiempo debido a que un fenómeno se puede acelerar.
- Analizar problemas complejos para los cuales no están disponibles procedimientos analíticos.
- Hacer pruebas experimentales sin cambiar realmente con el sistema existente real.
- Soluciona técnicas matemáticas analíticas que requieren un alto grado de comprensión matemática.
- Es un sistema mucho más barato frente a hacerlo con un sistema real.
- Detalla un sistema con mayor precisión para comprender fenómenos no apreciados en la realidad sin poner en riesgo el sistema de estudio.
- Crea un espíritu de innovación debido a que experimenta diferentes posibilidades.
- En algunos casos es el único medio para lograr una solución a problemas “sin” solución analítica.

#### **Desventajas:**

- Los valores obtenidos en una simulación son valores aproximados y no reales.

- En algunos casos no se pueden asegurar los resultados de la simulación debido al espectro en el que se encuentran.
- Para tener una simulación lo más exacta se debe ingresar datos confiables y hacer muchos ensayos de simulación para validar la información obtenida.
- Cada simulación requiere sus propios datos para imitar el sistema real a ser analizado.
- Requiere de programas especializados, sistemas computacionales de alta gama y especialistas que conozcan del tema.

## **1.2 Definición del modelo de análisis**

En esta tesis de investigación se presenta la alternativa de aplicar el modelo de simulación computacional como herramienta multidisciplinar de investigación en los que se consideren diferentes contextos operaciones. Se trata de predecir la vida útil de ejes de maquina sometidos a cargas cíclicas en un tiempo muy breve sin el costo ni el riesgo que se llevaría a cabo en un sistema real. Con la ayuda de un soporte informático el modelo de simulación tiene la capacidad de solucionar complejas tareas y proyectar resultados de diferentes alternativas en cuestión de segundos.

### **1.2.1 Teoría de la simulación**

Como antecedentes de la teoría de la simulación podríamos mencionar la teoría de la dinámica de sistemas. A su vez, la teoría de la dinámica de sistemas se basó en la teoría de los servomecanismos, cuya característica fundamental es la existencia en los mismos de una realimentación de información. Se entiende por realimentación el proceso en virtud del cual, cuando se actúa sobre un determinado sistema, se obtiene continuamente información sobre los resultados de las decisiones tomadas, información que servirá para tomar las decisiones sucesivas. La teoría de los servomecanismos tiene dos características fundamentales: El estudio sistemático del concepto de realimentación y un amplio desarrollo del estudio del comportamiento dinámico de los sistemas donde se encuentra el origen de la noción de sistema dinámico. (Aracil, 1996)

En esta área de conocimiento se desarrolló la teoría de la simulación que podría definirse como un medio que experimenta con un modelo detallado de un sistema real para determinar cómo responderá el sistema a los cambios en su estructura o entorno (Harrell & Tumay, 2001). Por otro lado, se podría afirmar que la simulación permite experimentar con un modelo del sistema para comprender mejor los procesos. (Harrington & Tumay, 1999)

## 1.2.2 Implantación de un modelo de simulación

La ejecución de un proyecto de simulación requiere el seguimiento de un proceso secuencial en tres fases:

### 1. *Evaluación y diseño.*

Esta primera fase supone actividades tales como:

- Identificar del proceso de simulación.
- Determinar de las características del proceso y necesidades de simulación.
- Estimar los recursos necesarios, mediante un presupuesto que estime los costos tecnológicos de simulación.
- Evaluar y seleccionar las tecnologías de simulación disponible y tiempo necesario para realizar el proyecto.
- Analizar las relaciones entre herramientas y métodos de simulación con el fin de obtener sinergias.
- Evaluar y seleccionar el software de simulación. La flexibilidad de modelaje, la facilidad de uso, el uso de interfaces gráficas, la capacidad de simulación, las capacidades estadísticas, generación de reportes, y como si fuera poco los requerimientos de hardware necesarios.
- Gestionar el proyecto experimental a través del análisis y captura de los datos de entrada, construcción del modelo experimental y análisis de los datos de salida.

### 2. *Ejecución*

Una vez que el proyecto experimental ha tenido éxito, confirmando la convergencia de la simulación, la fase de ejecución puede dar comienzo a:

- Diseño del proyecto de simulación por medio de tres pasos que permitan definir los objetivos que se desea alcanzar con el modelo de simulación, definir las restricciones que afectan al proyecto de simulación y finalmente definir el campo de actuación del modelo simulado.
- Captura del análisis de datos. Es preciso una clasificación de los datos distinguiendo entre las variables que dependen del tiempo y las que dependen determinadas condiciones.
- Construcción del modelo de simulación. La tecnología de simulación hace posible la integración con programas visuales 3D de modelamiento asistido por computadora.
- Verificación del modelo. Realización del análisis, pruebas y presentación de resultados.

### 3. Medida de logros y mejora continua

Esta fase comprende acciones de la revisión objetivos planteados, discusión de los resultados, presentación de informes, procedimientos de retroalimentación y ejecución de procesos de mejora continua.

#### 1.3 Metodología para el análisis del problema

Para abordar la solución de problema se partirá por la premisa de no confiar en las soluciones computarizadas sin antes contrastarlas con algo. Este trabajo tomara esta premisa para aceptar los datos obtenidos por simulación computacional que serán validados con cálculos analíticos y de esta manera proponer una metodología para predecir la vida útil de un eje.

##### 1.3.1 Esquema del problema

En ingeniería mecánica un eje es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular utilizado para transmitir potencia o movimiento giratorio como se ve en la figura 3, es un elemento indispensable en cualquier máquina o equipo rotatorio debido a que constituye el soporte de rotación de engranajes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catalinas y miembros similares y, además, controla la geometría del movimiento. Un eje puede analizarse y diseñarse como una viga elástica, y se deberá tomar mucha atención en el diseño cuando estos estén sometidos esfuerzos multiaxiales de fatiga. (Shigley, 1983)

*Figura 3 - Ejes en un sistema de poleas de transmisión*



*Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica - Shigley - 2008*

El objetivo de esta tesis es predecir la vida útil de un eje de máquina sometido a un proceso de fatiga. Para esta investigación se utilizará herramientas computacionales que ayudarán a resolver el problema utilizando el modelamiento tridimensional paramétrico y el análisis por el método de los elementos finitos.

### 1.3.2 Herramientas a utilizar

Para cumplir con el objetivo principal de esta tesis, que es la predicción de la vida útil de un eje de maquina sometido a un proceso de fatiga por simulación computacional, nos ayudaremos de dos herramientas computacionales muy reconocidas a nivel internacional; el primero el SolidWorks, este programa nos asistirá en la etapa de modelamiento tridimensional del elemento a analizar, y el segundo es el ANSYS, programa de análisis de elementos finitos, este último programa nos proporcionara el dato de la vida útil buscada.

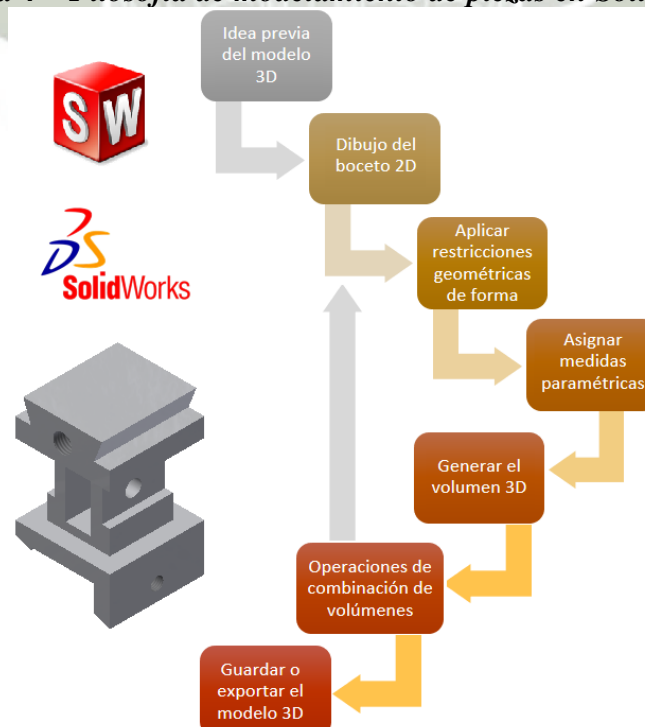
#### 1.3.2.1 Programa SolidWorks

SolidWorks es un programa CAD (diseño asistido por computadora) para modelado en 3D, desarrollado por Dassault Systèmes, S.A. (Suresnes, Francia). Su primera versión fue lanzada al mercado en 1995 con el propósito de hacer la tecnología CAD más accesible.

Las soluciones de SolidWorks cubren todos los aspectos del proceso de desarrollo de productos con un flujo de trabajo integrado a la perfección, que incluye las etapas de diseño, validación, diseño sostenible, comunicación y gestión de datos. Los diseñadores y los ingenieros pueden abarcar fácilmente varias disciplinas, lo que acorta el ciclo de diseño, aumenta la productividad y agiliza la introducción de los productos en el mercado.

Su filosofía de modelamiento de la figura 4 permite plasmar ideas de forma rápida sin necesidad de realizar operaciones complejas y lentas. (SolidWorks, 2016)

*Figura 4 – Filosofía de modelamiento de piezas en SolidWorks*



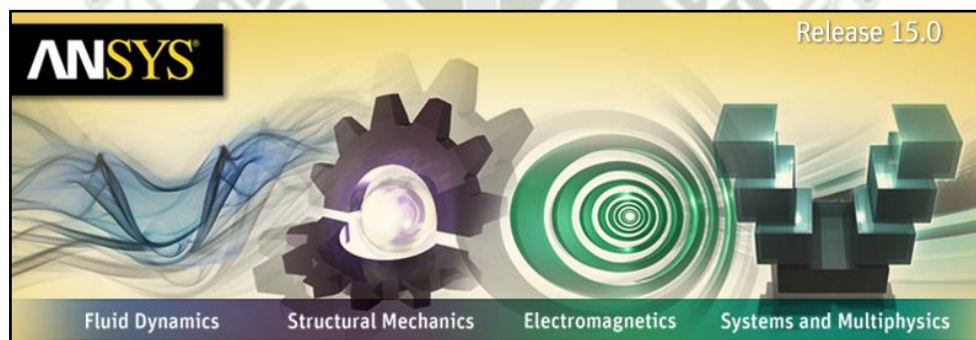
*Fuente: Diseño Asistido por Computadora - SolidWorks - 2016*

### 1.3.2.2 Programa ANSYS

ANSYS Inc. es una plataforma multifísica fundada en 1970 por Swanson Analysis Systems, Inc. (Pensilvania, Estados Unidos), desarrolla y presta soporte a la ingeniería introduciendo nuevos métodos para conseguir productos y procesos de fabricación más innovadores; logrando una reducción tanto de los costes como del tiempo invertido hasta la comercialización del producto, utiliza programas de elementos finitos destinados a la simulación, que predicen cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real. (ANSYS, 2016)

ANSYS, es el principal fabricante de software de ingeniería avanzada para la simulación del comportamiento de los productos manufacturados y procesos industriales en el mundo real. Las soluciones de ANSYS de la figura 5 abarcan desde la simulación del comportamiento de dinámica de fluidos, mecánica de sólidos, electromagnetismo y sistemas multifísicos. (ANSYS, 2016)

*Figura 5 – Módulos de simulación ANSYS*



*Fuente: Análisis de Elementos Finitos - ANSYS - 2016*

ANSYS está dividido en tres herramientas principales ver figura 6 llamadas módulos: pre-proceso (creación de geometría y mallado), procesado y post-procesado.

Durante el Pre-proceso se define el problema, creando puntos, líneas, áreas y volúmenes. Se definen también el tipo de elemento y las propiedades del material. Por último, en este módulo se mallan las líneas, áreas o volúmenes según lo requiera el problema.

En el módulo de Procesado se asignan las restricciones del problema (traslacionales o rotacionales), se especifican las cargas (puntuales o de presión) y finalmente se resuelve el conjunto de ecuaciones.

Por último, en el Post-procesamiento se visualizan los resultados deseados, como pueden ser listas de desplazamientos nodales, fuerzas y momentos en elementos, diagramas de tensión en los componentes, etc.

**Figura 6 – Metodología de análisis con elementos finitos - ANSYS**



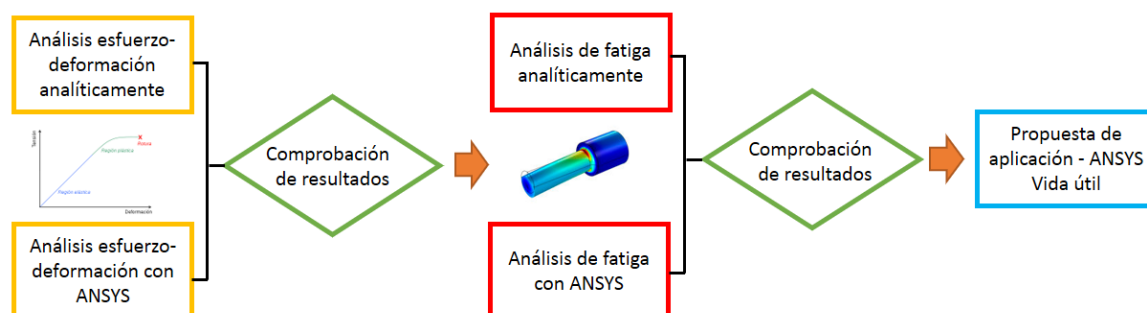
Fuente: *Análisis de Elementos Finitos - ANSYS - 2016*

### 1.3.3 Propuesta metodológica para predecir la vida útil de un eje

Teniendo en cuenta el tipo de investigación, método y las diferentes definiciones teóricas; la metodología propuesta en esta tesis para dar el camino a la solución del problema de la predicción de la vida útil de ejes de maquina sometidos a un proceso de fatiga, se divide en los siguientes procedimientos sistemáticos que guiarán la investigación científica, y que resume en la figura 7.

1. Estudio comparativo del análisis de esfuerzos y deformaciones en un eje de maquina sometido a carga estática. En este paso se determinará la capacidad del programa ANSYS de resolver análisis estáticos en comparación con cálculos analíticos.
2. Estudio comparativo del análisis a fatiga de un eje de maquina sometido a cargas cíclicas. En este estudio se pretende corroborar la fiabilidad del programa ANSYS frente a análisis de fatiga y comprobar los datos con cálculos analíticos.
3. Estudio aplicativo para predecir la vida útil de un eje sometido fatiga utilizando cálculos numéricos por elementos finitos.

**Figura 7 – Metodología a seguir en la solución del problema**

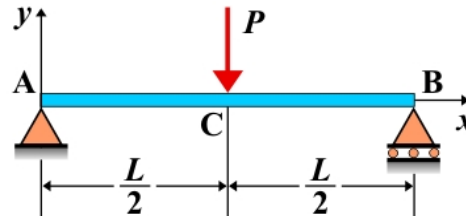


Fuente: *Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

### 1.3.3.1 Análisis de esfuerzos y deformaciones

Para iniciar con la metodología y validad la herramienta computacional de cálculo, se resolverá un caso sencillo de un análisis estático por esfuerzo y deformación de una viga simplemente apoyada de la figura 8 sometida a una carga concentrada.

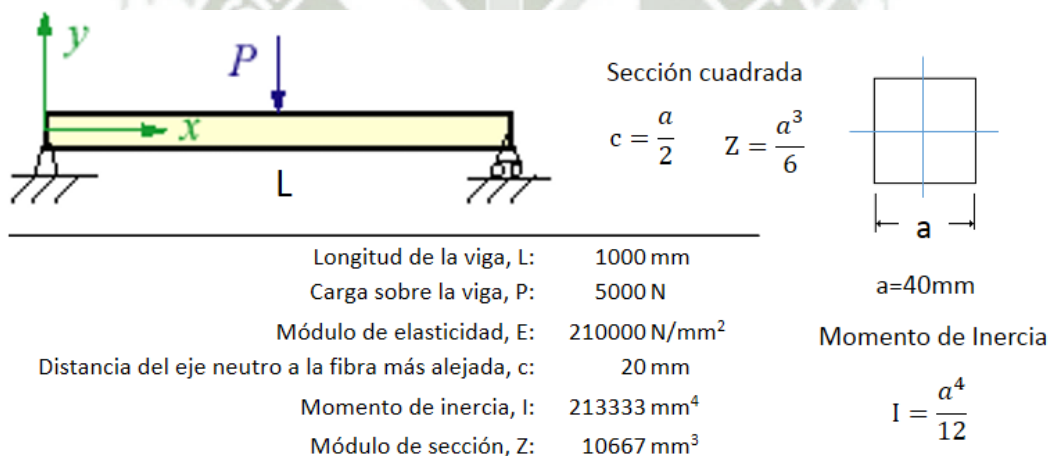
**Figura 8 – Viga simplemente apoyada**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

En la figura 9 se muestra los datos de la viga para efectuar los cálculos analíticos y computacionales.

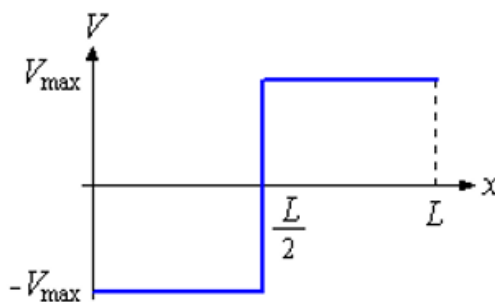
**Figura 9 – Dato de la viga simplemente apoyada**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

#### 1.3.3.1.1 Cálculos analíticos

##### 1. Cálculo de las fuerzas cortantes [V]

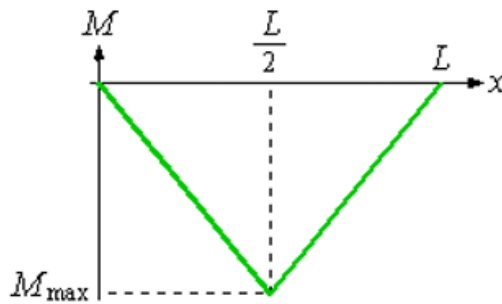


$$V(x) = \begin{cases} -\frac{P}{2} & 0 \leq x < \frac{L}{2} \\ \frac{P}{2} & \frac{L}{2} \leq x \leq L \end{cases}$$

$$V_{\max} = V(x) = \mp \frac{P}{2} \quad (1)$$

$$V_{\max} = 2500N$$

2. Cálculo del momento flector [M] y esfuerzo de flexión [σ]

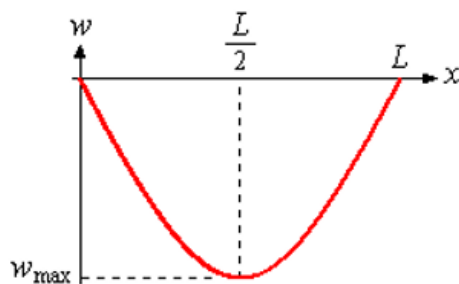


$$M_{\max} = M \left( \frac{L}{2} \right) = -\frac{PL}{4}$$

$$\sigma_{\max} = |M_{\max}| \frac{c}{I} = \left| \frac{PL}{4Z} \right| \quad (2)$$

$$\sigma_{\max} = 117.18 \text{MPa}$$

3. Cálculo del desplazamiento [w]



$$w(x) = \begin{cases} -\frac{Px(3L^2 - 4x^2)}{48EI} & 0 \leq x \leq \frac{L}{2} \\ \frac{P(L-x)(L^2 - 8xL + 4x^2)}{48EI} & \frac{L}{2} \leq x \leq L \end{cases}$$

$$w_{\max} = w \left( \frac{L}{2} \right) = -\frac{PL^3}{48EI} \quad (3)$$

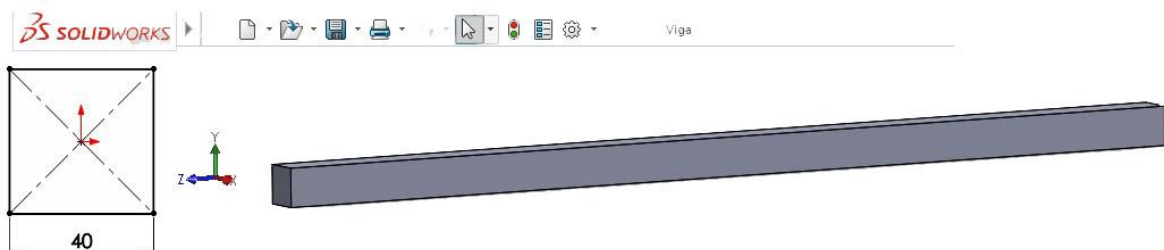
$$w_{\max} = -2.33 \text{mm}$$

1.3.3.1.2 Cálculos computacionales en ANSYS

1. Modelado geométrico

El modelo se desarrollará en el programa SolidWorks y de esta manera verificaremos su compatibilidad con el ANSYS. Para el modelamiento se realizará un perfil cuadrado de 40mm que será extruido 1000mm, finalmente se guardará el archivo (\*.prt) para ser procesarlo en el ANSYS.

Figura 10 – Modelo del prisma utilizado en el análisis

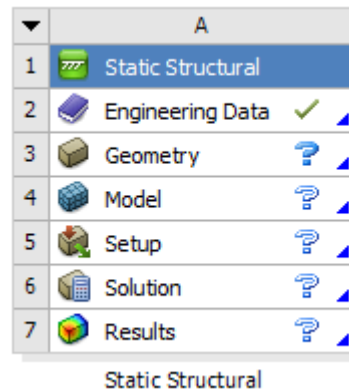


Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

## 2. Discretización del modelo.

Para iniciar la discretización, una vez cargado el programa ANSYS, se deberá elegir el caso de análisis, en este caso “Static Structural”. En la figura 11 se muestra los 7 pasos que se tendrá que cumplir para llegar a los resultados.

**Figura 11 – Análisis estático estructural - ANSYS**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Definido el caso de análisis, pararemos a definir los datos de ingeniería como se muestra en la figura 12, según los datos proporcionado del problema detallados en la figura 9.

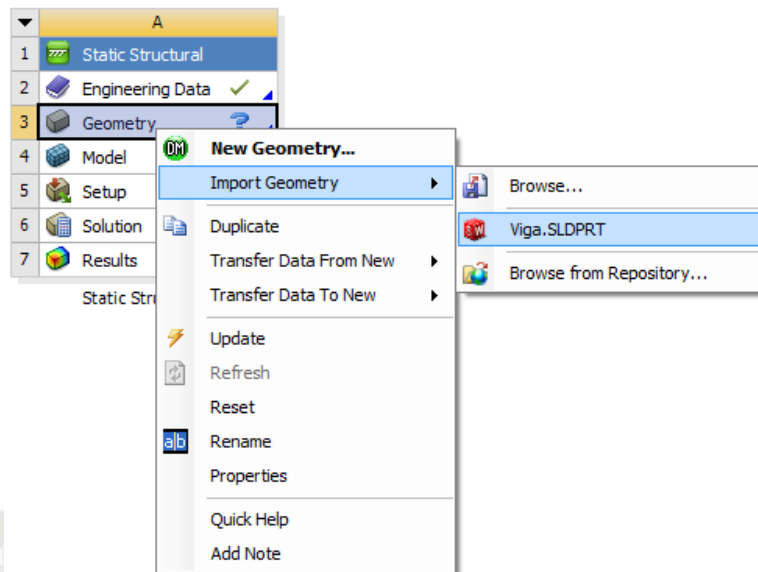
**Figura 12 – Definición de datos de ingeniería - ANSYS**

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data	source		Description
2	Material			
3	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			
Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modu...		
8	Young's Modulus	2.1E+05	MPa	
9	Poisson's Ratio	0.3		
10	Bulk Modulus	1.75E+11	Pa	
11	Shear Modulus	8.0769E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
16	Strain-Life Parameters			
24	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Ahora debemos definir la geometría del problema, este paso será sencillo debido a que solo tenemos importar el modelo del SolidWorks como se muestra en la figura 13.

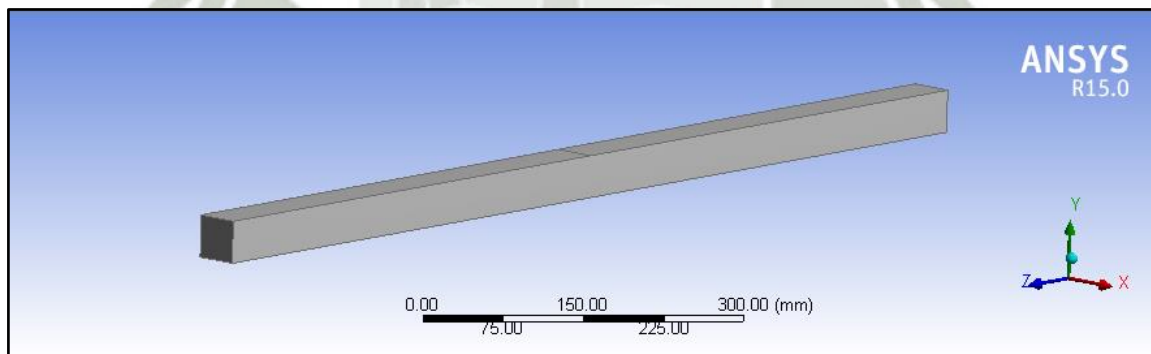
**Figura 13 – Importación ANSYS - SolidWorks**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

En la figura 14 se muestra el modelo desarrollado en el SolidWorks e importado por ANSYS, lo cual nos demuestra la compatibilidad entre estos dos programas.

**Figura 14 – Modelo 3D importado por ANSYS para el análisis FEM**



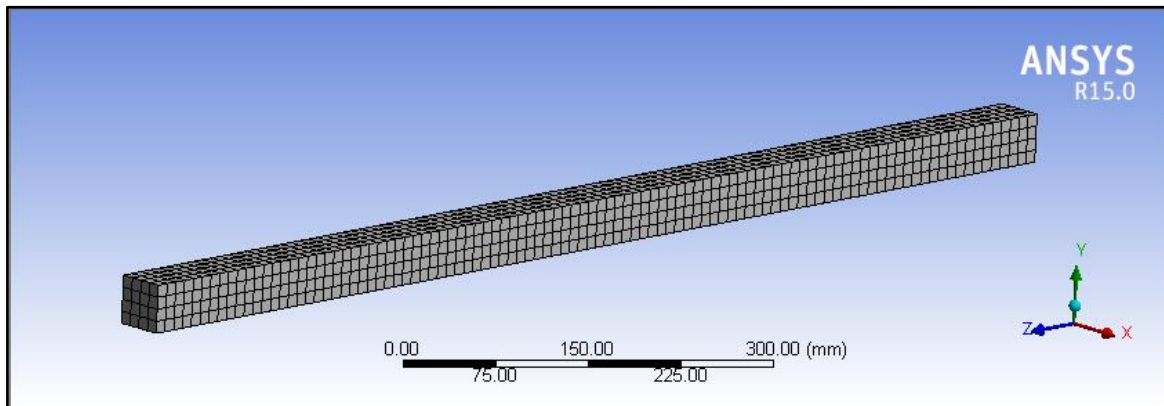
*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

En el paso 4 y 5 referido a la figura 11 de la secuencia del análisis estático estructural, se definirá el mallado y la aplicación de restricciones y cargas.

La etapa del mallado es uno de los pasos importantes en la solución numérica por elementos finitos, debido a que estos definirán los resultados obtenidos. Para esto el programa ANSYS cuenta con una serie de herramientas que nos ayudaran a establecer un mallado estructurado con una alta calidad de malla.

Para iniciar con el mallado del modelo a analizar, tomaremos la malla por defecto que propone el programa que se muestra en la figura 15 y progresivamente refinaremos este mallado para hacer comparativos con los resultados analíticos.

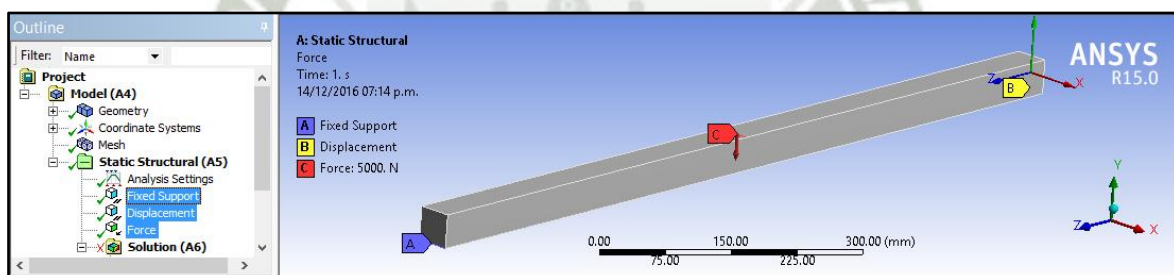
**Figura 15 – Mallado del modelo propuesto**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Definido el proceso de mallado, se asignarán las condiciones de contorno (apoyo articulado y móvil) y la asignación de la carga concentrada de 5000N como se muestra en la figura 16.

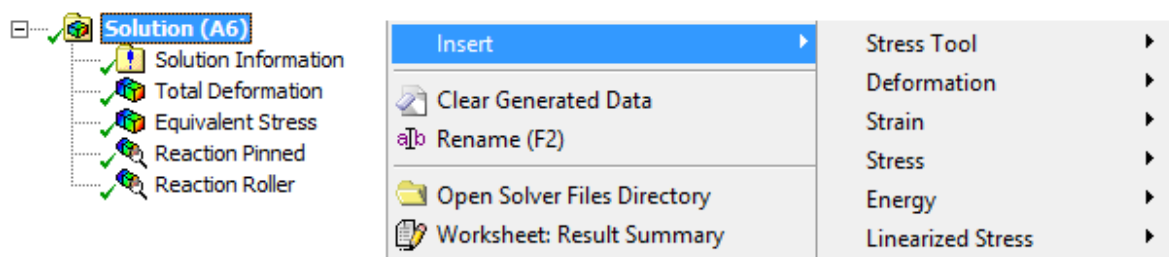
**Figura 16 – Condiciones de contorno y carga aplicada**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Para iniciar con la solución numérica, se insertará las soluciones de esfuerzo (Equivalent Stress), deformación (Total Deformation) y se de las reacciones en los apoyos (Reaction Pinned and Roller) como se muestra en la figura 17.

**Figura 17 – Soluciones para el análisis de esfuerzo y deformación**



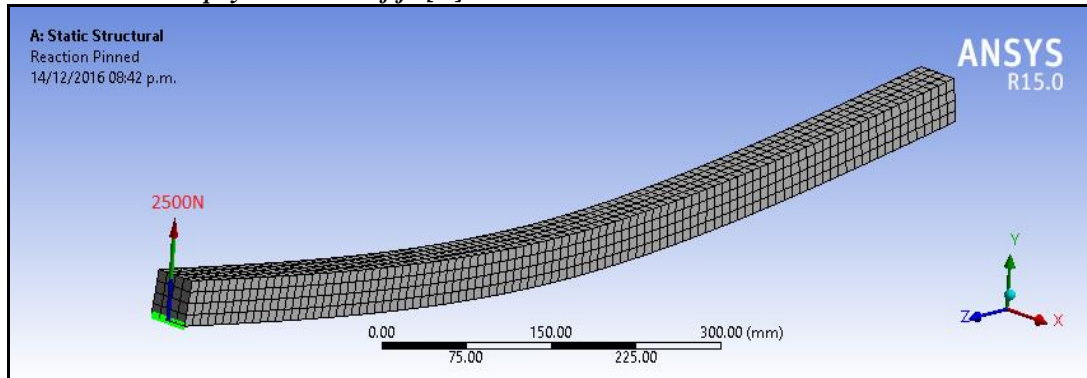
*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

### 3. Solución numérica

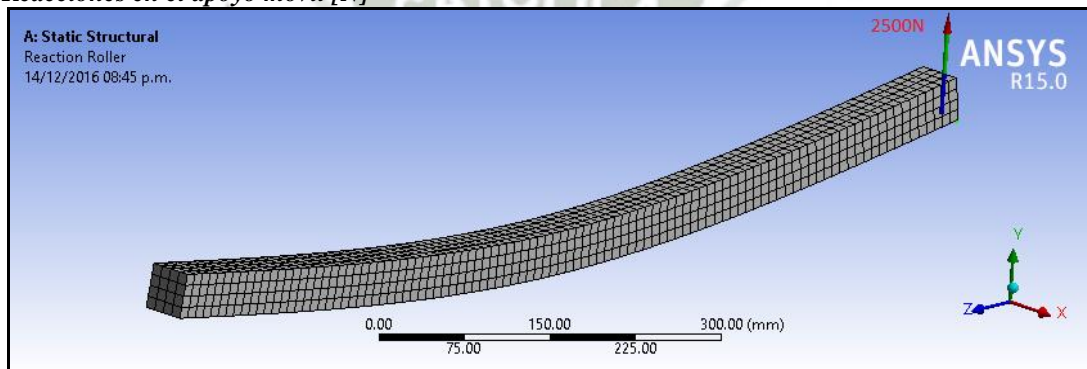
Insertado las soluciones para el análisis, se procederá a correr el programa (Solve), dándonos como resultado del análisis los siguientes valores mostrados en la figura 18.

**Figura 18 – Resultados del análisis por simulación computacional ANSYS**

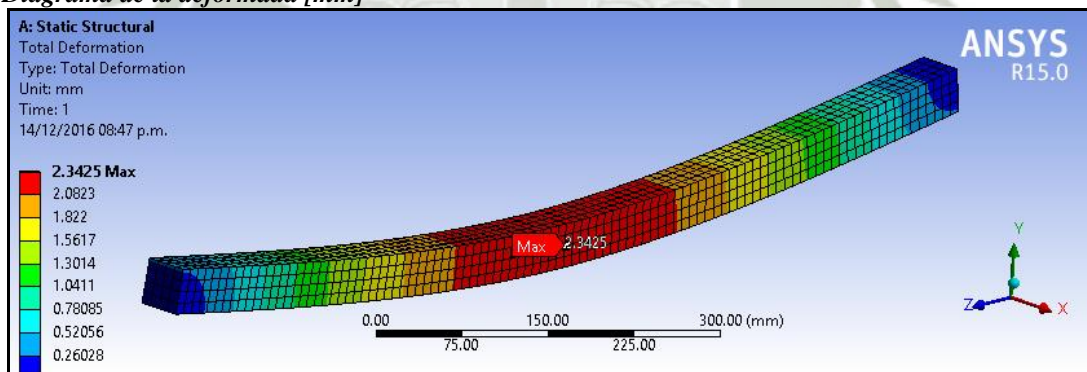
**Reacciones en el apoyo articulado fijo [N]**



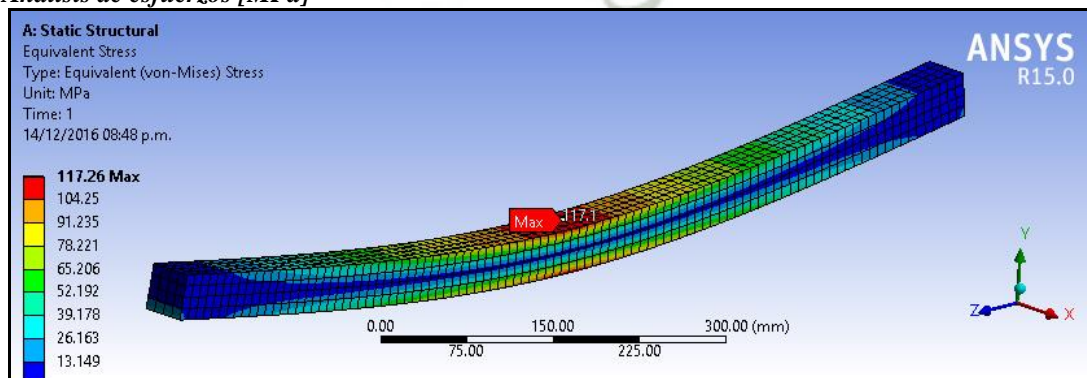
**Reacciones en el apoyo móvil [N]**



**Diagrama de la deformada [mm]**



**Análisis de esfuerzos [MPa]**



Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

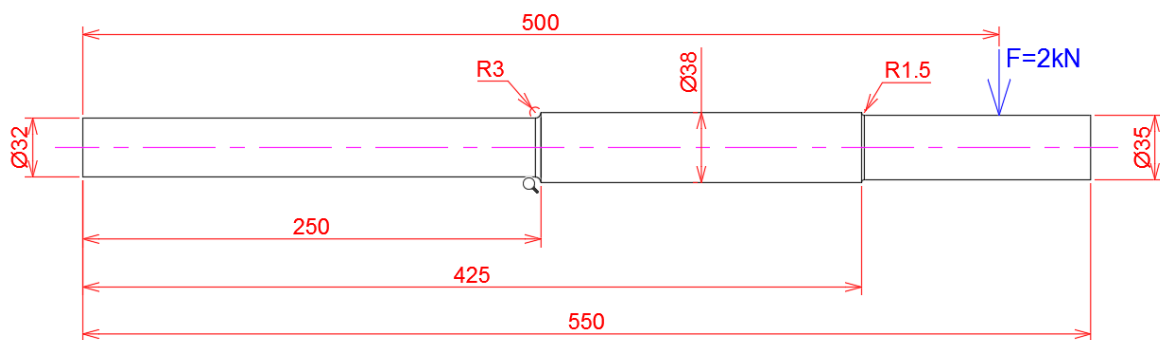
### 1.3.3.2 Análisis de la vida útil por fatiga

En el camino a la solución del problema propuesto en esta tesis de investigación; en este ítem se realizará el análisis de un eje sometido a fatiga de la figura 19, en una primera instancia se realizarán los cálculos analíticos que nos servirá de referencia para validar los cálculos numéricos que se realizara en una segunda parte usando el programa ANSYS.

El eje simulado a fatiga, tiene las siguientes características:

- Material: Acero SAE 1050 laminado en frío.
- Tensión última en tracción:  $S_{ut} = 690$  MPa.
- Fijo en el lado izquierdo, bajo carga de 2000N.

**Figura 19 – Cargas y dimensiones del eje del problema**



*Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

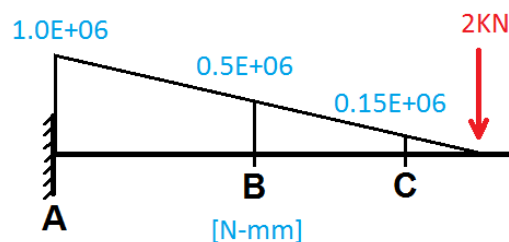
#### 1.3.3.2.1 Cálculos analíticos

Para realizar los cálculos analíticos tomaremos la base teórica descrita en la mecánica de la fatiga.

##### 1. Determinación de los máximos esfuerzos

En la determinación de los máximos esfuerzos es necesario primero encontrar el diagrama de momento flector del eje mostrado en la figura 20.

**Figura 20 – Diagrama de momento flector del eje**



*Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

Una vez encontrado los valores de los momentos flectores en las secciones A, B y C, se calculará los esfuerzos máximos que soporta el eje en dichas secciones.

- Momento y esfuerzo en la sección A

$$M_A = F \cdot (500) = 2000 \cdot 500 = 1000000 N \cdot mm$$

$$\sigma_A = \frac{M_A d_1}{I_z 2} = \frac{32 \cdot M_A}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 1000000}{\pi \cdot 32^3} \quad (4)$$

$$\sigma_A = 310.8 MPa$$

- Momento y esfuerzo en la sección B

$$M_B = F \cdot (500 - 250) = 2000 \cdot 250 = 500000 N \cdot mm$$

$$\sigma_B = \frac{M_B d_1}{I_z 2} = \frac{32 \cdot M_B}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 500000}{\pi \cdot 32^3} \quad (5)$$

$$\sigma_B = 155.4 MPa$$

- Momento y esfuerzo en la sección C

$$M_C = F \cdot (500 - 250 - 175) = 2000 \cdot 75 = 150000 N \cdot mm$$

$$\sigma_C = \frac{M_C d_3}{I_z 2} = \frac{32 \cdot M_C}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 150000}{\pi \cdot 35^3} \quad (6)$$

$$\sigma_C = 35.6 MPa$$

## 2. Cálculo del límite de fatiga corregido ( $S_e$ )

Para calcular el límite de fatiga corregido primero se deducirán los coeficientes modificativos del límite de fatiga para las tres secciones del eje, estos coeficientes serán tomados del marco teórico donde fueron definidos o el anexo 2 donde fueron resumidos.

### i) Factor de acabado superficial ( $K_a$ )

Para este factor se toma un eje laminado en frío, del cuadro 12 se obtienen los coeficientes a y b correspondientes.

$$K_{aB} = K_{aC} = a \cdot S_{ut}^b = 4.51 \cdot 690^{-0.265} = 0.798 \quad (7)$$

### ii) Factor de tamaño ( $K_b$ )

Este factor depende del diámetro del eje que está sometido a flexión, debido a que en el empotramiento y el primer cambio de sección se registra un mismo diámetro se tendrá:

$$K_{bA} = K_{bB} = \left( \frac{d_1}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left( \frac{32}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.850 \quad (8)$$

$$K_{bc} = \left( \frac{d_3}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left( \frac{35}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.841 \quad (9)$$

iii) *Factor de carga ( $K_{car}$ )*

El factor de carga se tomará del cuadro 13 considerando que el eje está sometido a flexión.

$$K_{carB} = K_{carC} = 1 \quad (10)$$

iv) *Factor de temperatura ( $K_d$ )*

El eje estará sometido a una temperatura ambiente de 20°C, por lo tanto:

$$K_{dB} = K_{dC} = 1 \quad (11)$$

v) *Factor de confiabilidad ( $K_c$ )*

Este factor que se tomara para resolver el problema se va a determinar con un nivel de confiabilidad del 90% que es un valor recomendado para simulaciones computacionales.

$$K_{cB}(90\%) = K_{cC}(90\%) = 0.897 \quad (12)$$

vi) *Factor de concentración de tensiones. ( $K_e$ )*

Para tener este factor se debe tener en cuenta las secciones B y C, en donde hay un cambio de sección, para esto primero es necesario calcular el factor de concentraciones teórico ( $K_t$ ) en la figura 86 con los siguientes datos:

Para la sección B:

$$\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{38}{32} = 1.187 \quad (13)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{32} = 0.094 \quad (14)$$

$$K_{tB} = 1.6$$

Para la sección C:

$$\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_3} = \frac{38}{35} = 1.08 \quad (15)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5}{35} = \frac{1.5}{35} = 0.043 \quad (16)$$

$$K_{tC} = 1.9$$

Ahora calcularemos el factor de sensibilidad de ranuras ( $q$ ), que en este caso entando en la figura 87, con los valores esfuerzo último a tracción y el radio de las ranuras se tiene:

$$S_{ut} = 690MPa \quad (17)$$

Para  $r = 3mm$

$$q_B = 0.83$$

Para  $r = 1.5mm$

$$q_C = 0.78$$

Calculado los datos anteriores, se pasa a calcular el factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga ( $\mathfrak{R}_f$ ) en los cambios de sección.

$$\mathfrak{R}_f = q \cdot (K_t - 1) + 1 \quad (18)$$

$$\mathfrak{R}_{fB} = 1.498$$

$$\mathfrak{R}_{fC} = 1.702$$

Para finalizar se calcula el factor de concentración de esfuerzos ( $K_e$ ), como la inversa de ( $\mathfrak{R}_f$ )

$$K_{eB} = 0.668 \quad (19)$$

$$K_{eC} = 0.588$$

vii) *Factor de efectos diversos ( $K_f$ )*

Este factor estará condicionado a factores no considerados anteriormente, idealmente este elemento no tendrá esfuerzos remanentes y no estará sometido efecto de corrosión; solo se considerará el acabado superficial N7, por tanto, este valor se tomará como:

$$K_f = 0.95 \quad (20)$$

Finalmente, para determinar el límite de fatiga corregido ( $S_e$ ) con los coeficientes modificativos ya calculados, el límite de fatiga corregido se encontrará con la siguiente expresión:

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S'_e \quad (21)$$

El valor del límite de fatiga ( $S'_e$ ) lo tomaremos para hierros y aceros forjados como:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad (22)$$

$$S'_e = 345MPa$$

Por tanto, el límite de fatiga corregido ( $S_e$ ), considerando los factores modificativos del cuadro 1 y la ecuación 21, en cada sección del eje de la figura 20 se tendrá:

**Cuadro 1 - Resumen de los coeficientes modificativos del límite de fatiga**

Coefficiente	Sección A	Sección B	Sección C
$K_a$	0.798	0.798	0.798
$K_b$	0.850	0.850	0.841
$K_{car}$	1.000	1.000	1.000
$K_d$	1.000	1.000	1.000
$K_e$	0.897	0.897	0.897
$K_f$	1.000	0.668	0.588
$K_t$	0.950	0.950	0.950

Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

$$S_{eA} = 209.91MPa$$

$$S_{eB} = 140.22MPa$$

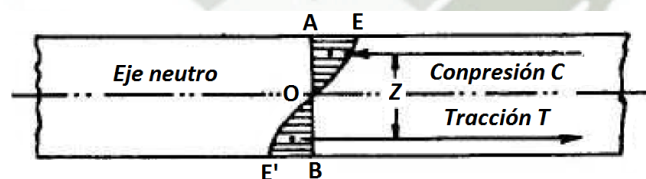
$$S_{eC} = 122.12MPa$$

### 3. Determinación del número de ciclos

Para encontrar la vida de fatiga del eje, se va a utilizar el criterio de Goodman, ya que este criterio es el más práctico debido a que tiene la ventaja de expresarse mediante una relación lineal.

En el eje estudiado la tensión media será nula debido a que la sección del eje sometida a tracción y compresión alternante como se muestra en la figura 21.

**Figura 21 – Zona de tracción y compresión del eje**



Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

Para encontrar los esfuerzos máximos se tomará lo ya calculado en ítem 1.3.3.2 sección 1, y para los esfuerzos mínimos, serán los mismos, pero con signo negativo debido a que están a compresión. Las tensiones atterantes y media para las sesiones del eje serán:

$$\sigma_{aA} = 310.8MPa \quad \sigma_{mA} = 0.0MPa$$

$$\sigma_{aB} = 155.4MPa \quad \sigma_{mB} = 0.0MPa$$

$$\sigma_{aC} = 35.6MPa \quad \sigma_{mC} = 0.0MPa$$

Según el criterio de Goodman, la tensión de fallo está dado por:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \rightarrow S_f = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (23)$$

Reemplazando los datos en la ecuación 23 se tendrá:

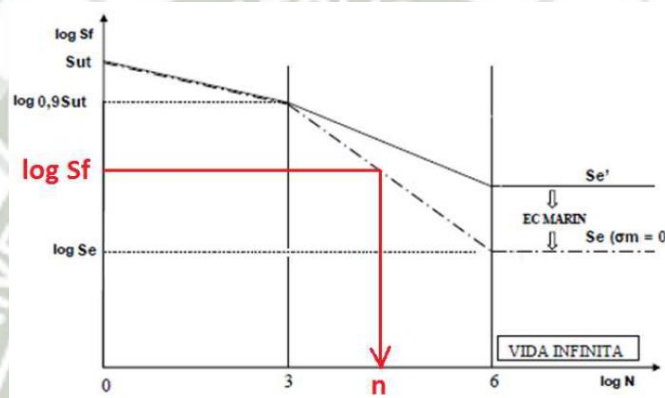
$$S_{fA} = 310.8MPa$$

$$S_{fB} = 155.4MPa$$

$$S_{fC} = 35.6MPa$$

Con estos datos se procederá a encontrar el número de ciclos para cada sección del eje (A, B y C), en función de la tensión de fallo en la figura 22.

**Figura 22 – Diagrama S-N**



*Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

Para encontrar estos valores utilizaremos semejanza de triángulos:

$$\frac{\log(0.9 \cdot S_{ut}) - \log S_e}{6 - 3} = \frac{\log S_f - \log S_e}{6 - n} \quad (24)$$

Por estar en escala logarítmica el número de ciclos (N) está dado por:

$$N = 10^n$$

Reemplazando los valores en la ecuación 24 se tiene:

Sección A:

$$N_A = 10^{4.914} = 82035 \text{ ciclos}$$

Sección B:

$$N_B = 10^{5.793} = 620869 \text{ ciclos}$$

Sección C:

$$S_{fC} < S_{eC} \rightarrow \text{Vida infinita}$$

### 1.3.3.2.2 Cálculos computacionales en ANSYS

El tópico de nuestro interés en este ítem 1.3.3.2.2 es el estudio de la fatiga, con este estudio se podrá conocer la durabilidad de nuestro eje, muchas veces las piezas se diseñan solo para soportar cargas estáticas, pero ya en su servicio estas están sometidas a cargas cíclicas, nuestro objetivo es conocer el daño generado por estas cargas y de esta manera predecir la vida útil. Para lo cual tenemos que generar un análisis de fatiga.

ANSYS tiene 2 herramientas para el análisis de fatiga "Stress Life" y "Strain Life", para ambos casos primero es necesario un cálculo de esfuerzos para que sus resultados sean tomados por el "Fatigue Tools" que establecerá ecuaciones de fatiga mediante diferentes parámetros de fatiga y de esta manera podamos predecir la vida y el factor de seguridad.

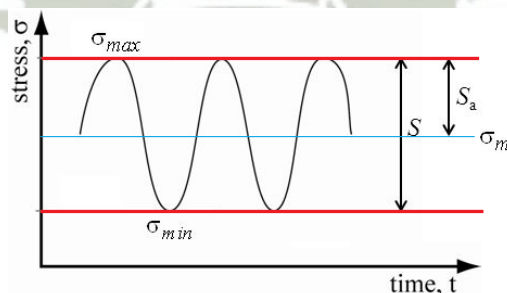
Al evaluar la fatiga en ANSYS necesitamos definir algunos conceptos de los estados de esfuerzo:

- Rango de esfuerzos  $\Delta\sigma$  que se define como  $(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})$
- Esfuerzo promedio  $\sigma_m$  que está definido como  $(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})/2$
- Amplitud de esfuerzo o esfuerzo alternante  $\sigma_a$  que es  $\Delta\sigma/2$
- Razón de esfuerzos R que es  $\sigma_{m\acute{i}n}/\sigma_{m\acute{a}x}$

Con estos conceptos podemos definir:

- Carga completamente reversible (Fully reversed loading) que se produce cuando  $\sigma_m = 0$  y  $R = -1$
- Carga de base cero (Zero based loading), esto se presenta cuando  $\sigma_m = \sigma_{m\acute{a}x}/2$  y  $R = 0$

**Figura 23 – Relación de carga con amplitud constante**



**Fuente:** Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

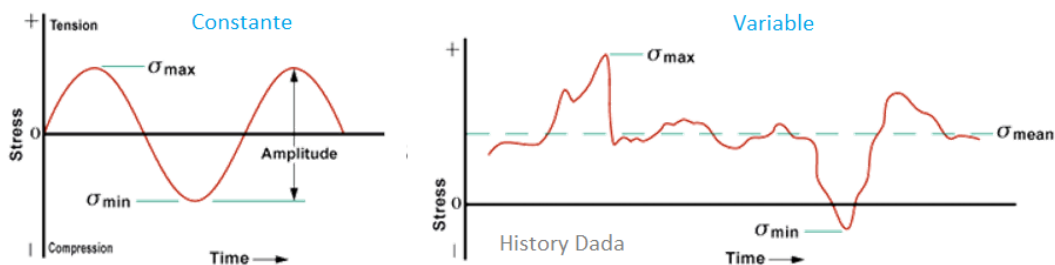
Para hacer un análisis de durabilidad o vida por fatiga en el programa ANSYS tenemos que considerar 5 pasos: Seleccionar el tipo de análisis de fatiga, escoger los tipos de carga, evaluar los efectos del esfuerzo promedio, establecer el esfuerzo de corrección multiaxial e indicar el factor de modificación de fatiga.

Paso 1: Para el tipo de fatiga ANSYS tiene dos métodos para evaluar la fatiga:

- **Fatiga de alto ciclaje** (High cycle fatigue), si esperamos que nuestra pieza tenga una vida en el orden de (1E4 – 1E9) y los esfuerzos que se presenta en la pieza son mucho más pequeños que el esfuerzo ultimo del material; en estos casos donde el esfuerzo es pequeño y tiene altos ciclos, se deberá usar el método “Stress Life”.
- **Fatiga de bajo ciclaje** (Low cycle fatigue), en este caso donde el número de ciclos es relativamente bajo y el material entra en la zona de plasticidad, el método que se tendrá que utilizar será “Strain Life”

Paso 2: En este paso se establece el tipo de carga a aplicar, que podrá ser con amplitud constante o variable.

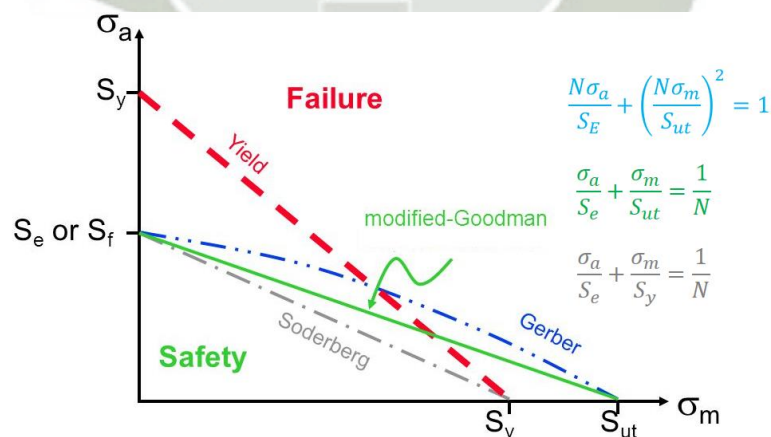
**Figura 24 – Carga con amplitud constante y variable**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Paso 3: Aquí se estable los efectos del esfuerzo medio seleccionando alguna teoría de corrección de los esfuerzos promedio como:

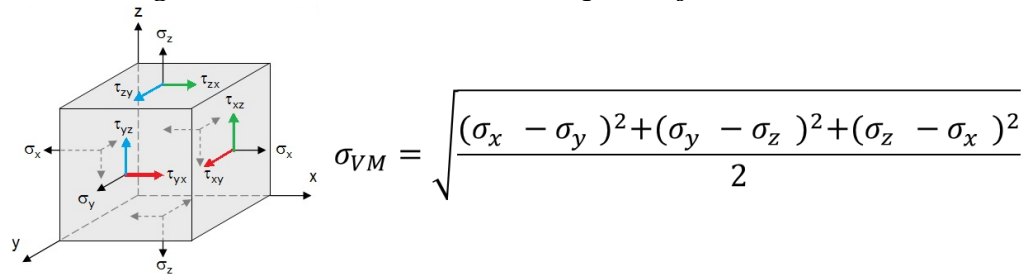
**Figura 25 – Teoría de corrección del esfuerzo medio**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Paso 4: Debemos relacionar un estado multiaxial de esfuerzos con el ensayo simulado, para esto podemos utilizar diferentes métricas que nos indican como llevar el estado multiaxial a un estado uniaxial, una de las más usadas es el criterio de Von Mises (figura 26) o también se puede utilizar cualquiera de las componentes predominantes de los esfuerzos.

**Figura 26 – Criterio de Von Mises para esfuerzos normales**



**Fuente:** Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

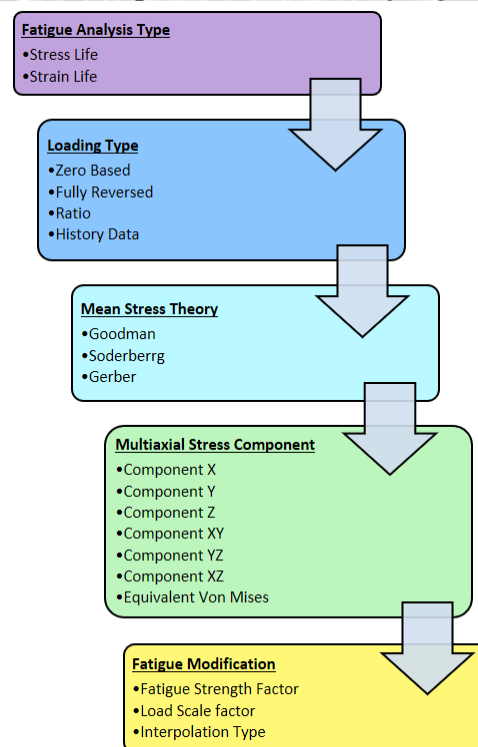
Paso 5: El factor de modificación de la fatiga toma en cuenta que el estudio no es una condición de fatiga ideal, es por esto que este factor considera el tamaño, superficie y cambio de sección para reducir la resistencia a la fatiga y se define como:  $(K_{rf} = 1/\mathfrak{R}_f)$

Una vez ingresado y definido estos cinco pasos del análisis de fatiga (Fatigue Tool), este análisis nos entregara los siguientes resultados:

- Vida a fatiga.
- Daño de fatiga.
- Factor de seguridad para una vida de diseño.
- Esfuerzos biaxiales.
- Gráficos de sensibilidad.

En resumen, en este análisis por fatiga se realizará como se muestra en la figura 27:

**Figura 27 – Pasos para un estudio de fatiga en ANSYS**

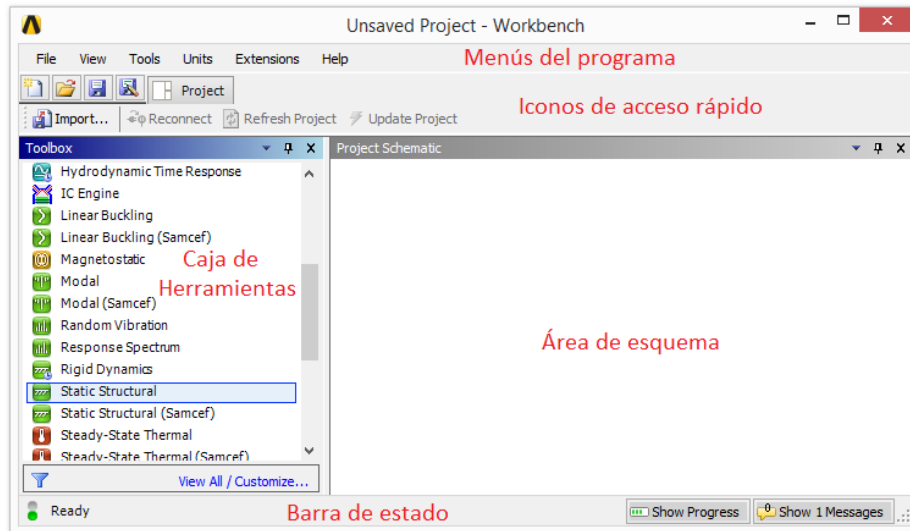


**Fuente:** Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

### 1. Discrteización geométrica del modelo

Para iniciar con el análisis computacional cargaremos el programa ANSYS versión 15 y nos encontraremos con el interfaz del programa.

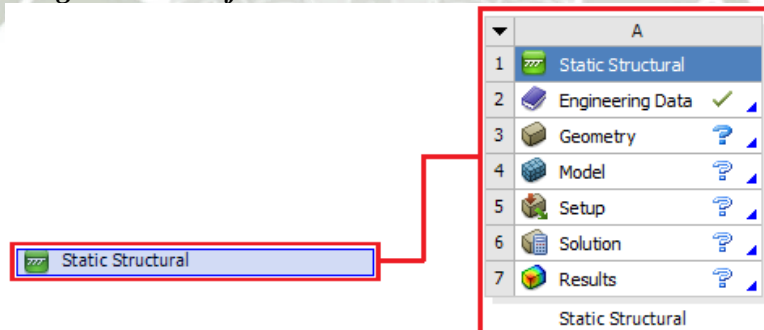
**Figura 28 – Interfaz del programa ANSYS 15.0**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Una vez cargado el programa para iniciar con los cálculos de fatiga tenemos que definir un caso de análisis estático estructural (Static Structural) arrastrando de la caja de herramientas hacia área de esquema como se ve en la figura 29.

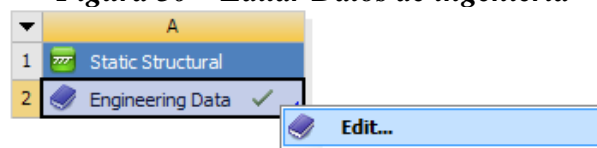
**Figura 29 – Definir caso de análisis estático estructural**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

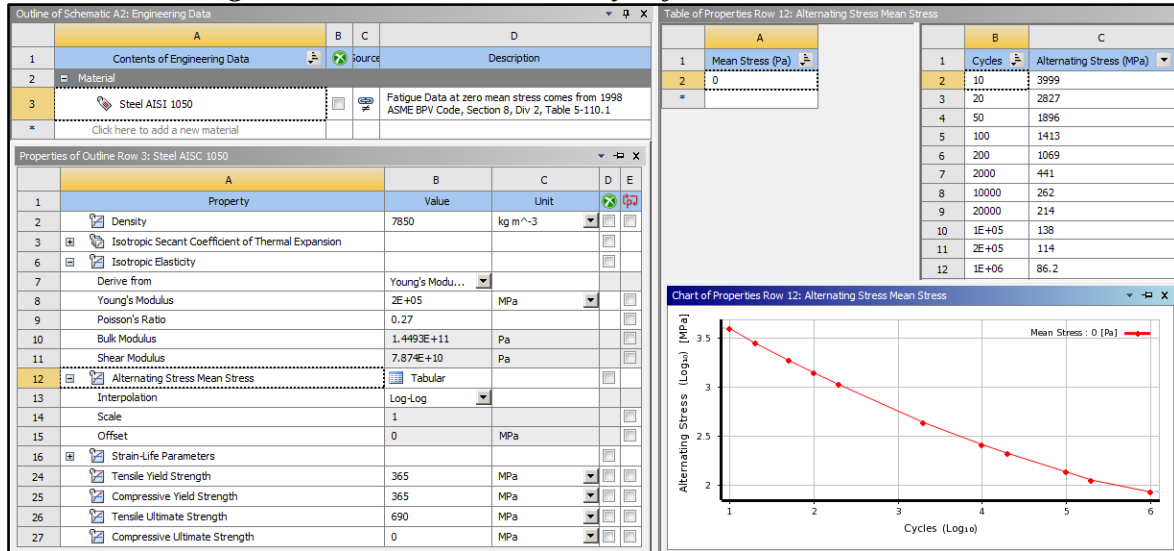
En esta paleta flotante (Static Structural) de la figura 29 nos muestra una secuencia de 7 pasos para llegar a los resultados; iniciaremos por editar el paso 2 (figura 30) para definir las propiedades del material AISI 1050 y definir la curva S-N, ver figura 31.

**Figura 30 – Editar Datos de ingeniería**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

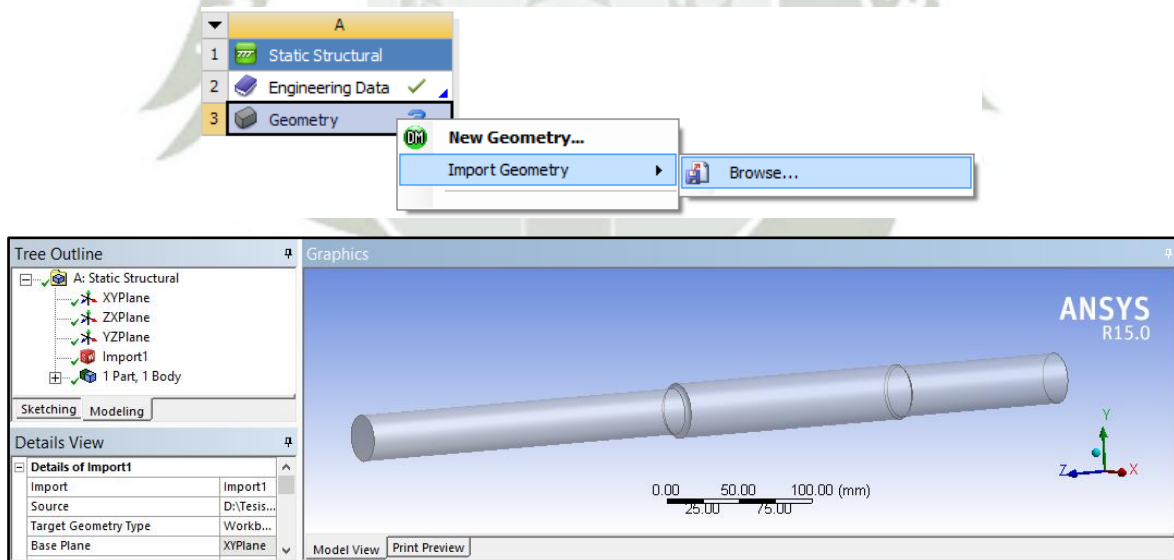
**Figura 31 – Datos del material y definición de la curva S-N**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Ocupándonos en el paso 3 de esta paleta flotante, nos toca crear el modelo geométrico para el análisis, en este paso, esta tesis propone utilizar un modelo generado en un programa especializado en modelamiento tridimensional de piezas mecánicas e industriales como es el SolidWorks e impórtalo al ANSYS como se muestra en la figura 32.

**Figura 32 – Importar de modelo geométrico ANSYS - SolidWorks**



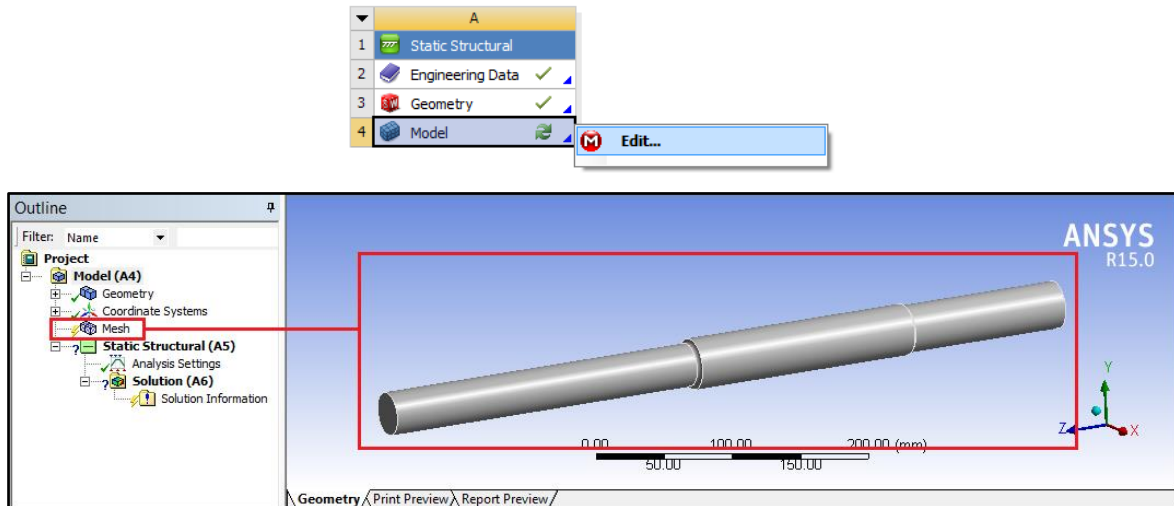
*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Adquirido el modelo (figura 32) en el editor de modelos, ahora definiremos la configuración del mallado del modelo (figura 33) para iniciar los cálculos por elementos finitos.

Este paso 4, es uno de los pasos más fundamentales para obtener los mejores resultados que se asemejen a la realidad, para esto el programa ANSYS cuenta con una serie de herramientas que permiten dicretizar la pieza analizada, entre estas herramientas de mallado

podemos destacar la observación del tipo de mallado para tener un mallado estructurado y evaluar la calidad de malla (Anexo 3). Es por esto, que en este paso se realiza diferentes configuraciones hasta obtener una mallado apropiado utilizando los criterios de calidad y estructura.

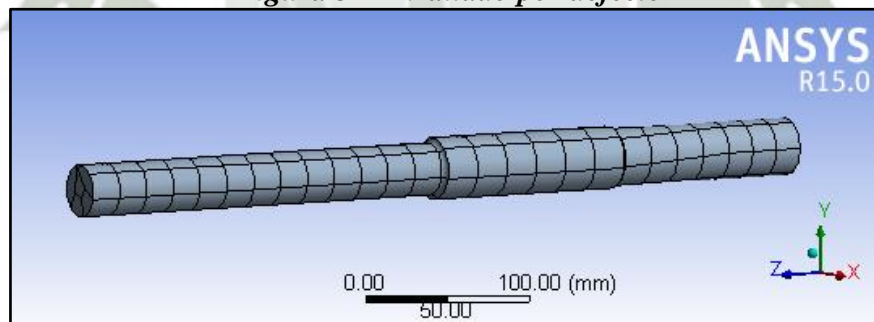
**Figura 33 – Editar propiedades de malla del modelo**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

La primera propuesta será utiliza el mallado por defecto del programa, como se ve en la figura 34, se puede notar que es un mallado muy grueso y que no define bien las formas.

**Figura 34 – Mallado por defecto**



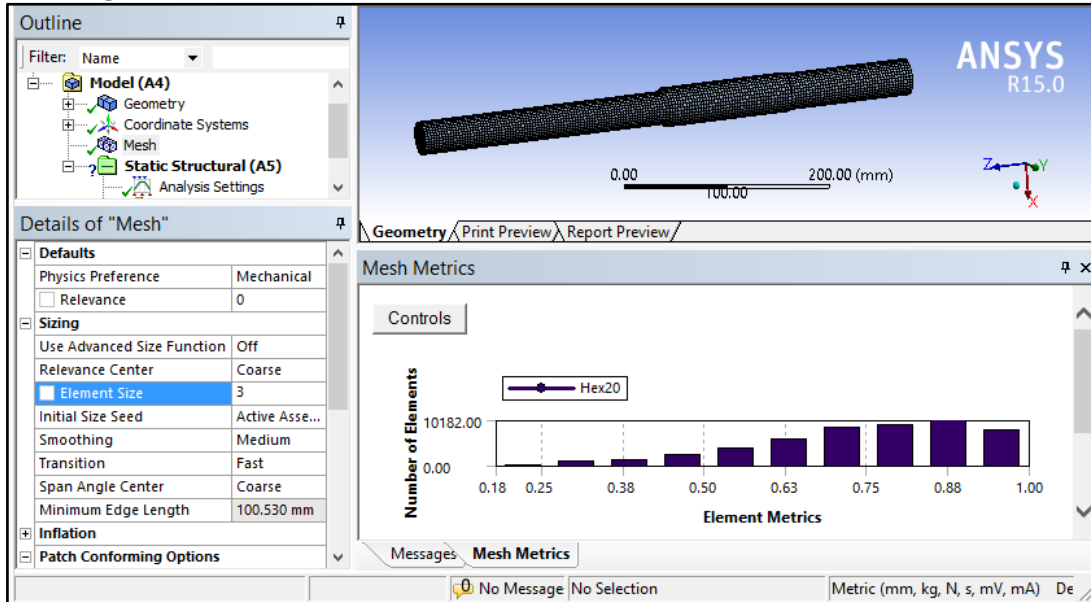
*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

Ahora utilizaremos lo opción de tamaño de malla a 3 milímetros con estructura hexaedro de 20 nodos como se muestra en la figura 35. En este mallado se puede notar una estructura apropiada pero una calidad de malla muy baja.

La siguiente prueba se realizará conservando la estructura hexaedro, pero esta vez con un tamaño de malla de 1 milimetro como se muestra en la figura 36. Como se puede ver en este mallado mejoro la calidad.

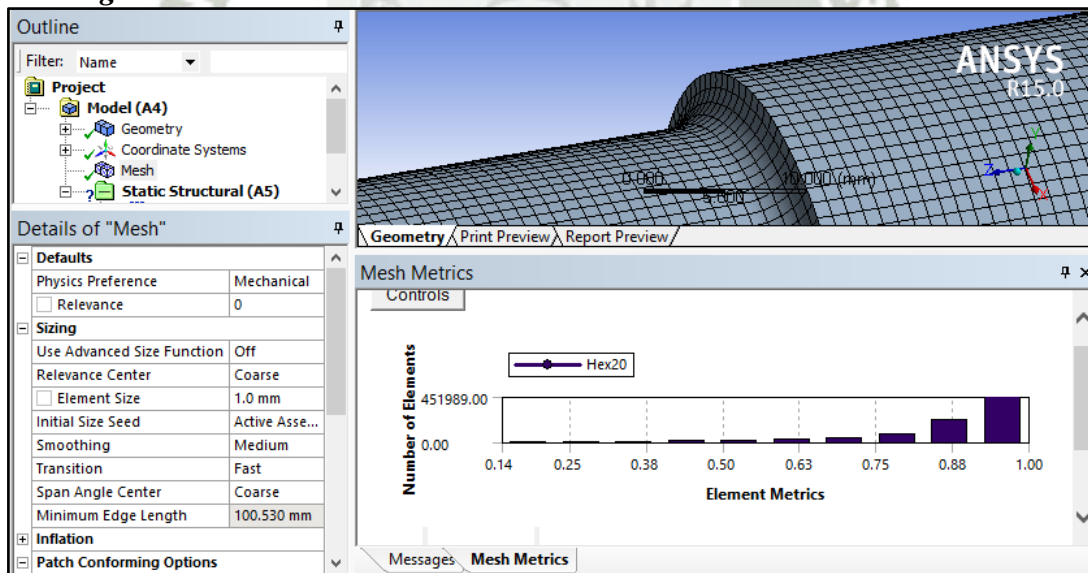
Utilizar estas herramientas de mallado consumen gran cantidad de recurso computacionales como se muestra en la figura 37, para realizar las diferentes pruebas, en promedio cada mallado se realizó en unos 10 minutos.

**Figura 35 – Mallado con estructura hexaedro de 3 milímetros de tamaño**



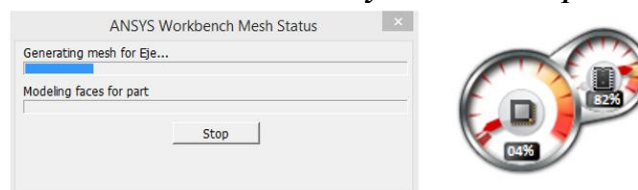
Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

**Figura 36 – Mallado con estructura hexaedro de 1 milímetros de tamaño**



Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

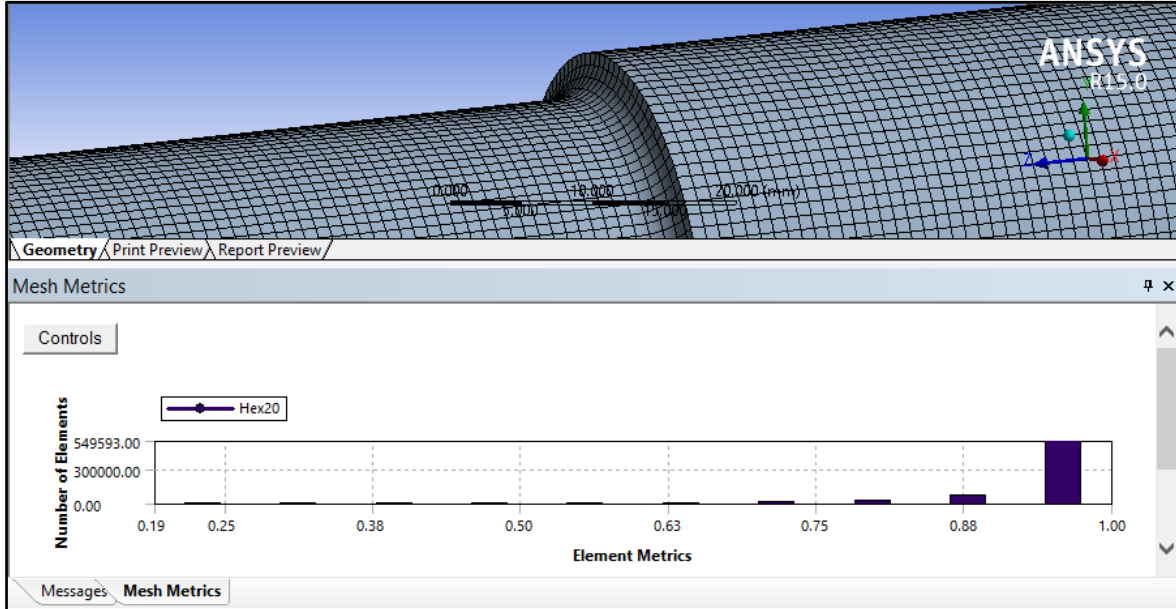
**Figura 37 – Proceso de mallado y recursos computacionales**



Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

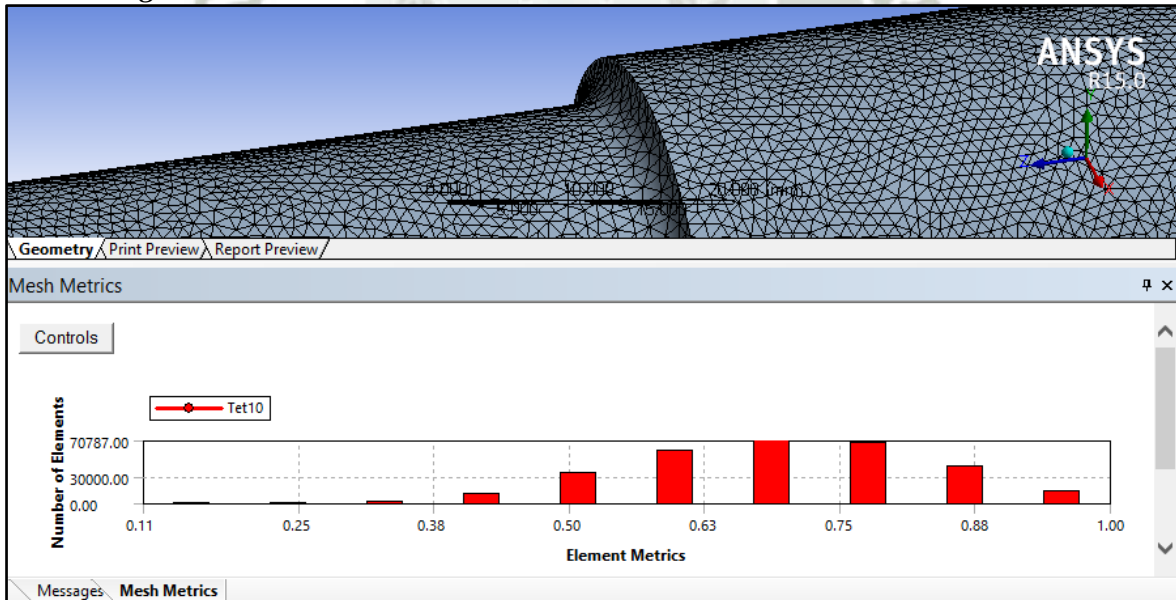
Aparentemente el mallado hexaedro 20 de 1 milímetro de la figura 36 es el apropiado, ahora pasaremos a probar otras herramientas como el mallado multizona mostrado en la figura 38 y el mallado tetraedro 10 como se muestra en la figura 39.

**Figura 38 – Mallado con estructura hexaedro multizona de 1 milímetros de tamaño**



Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

**Figura 39 – Mallado con estructura tetraedro de 1 milímetros de tamaño**



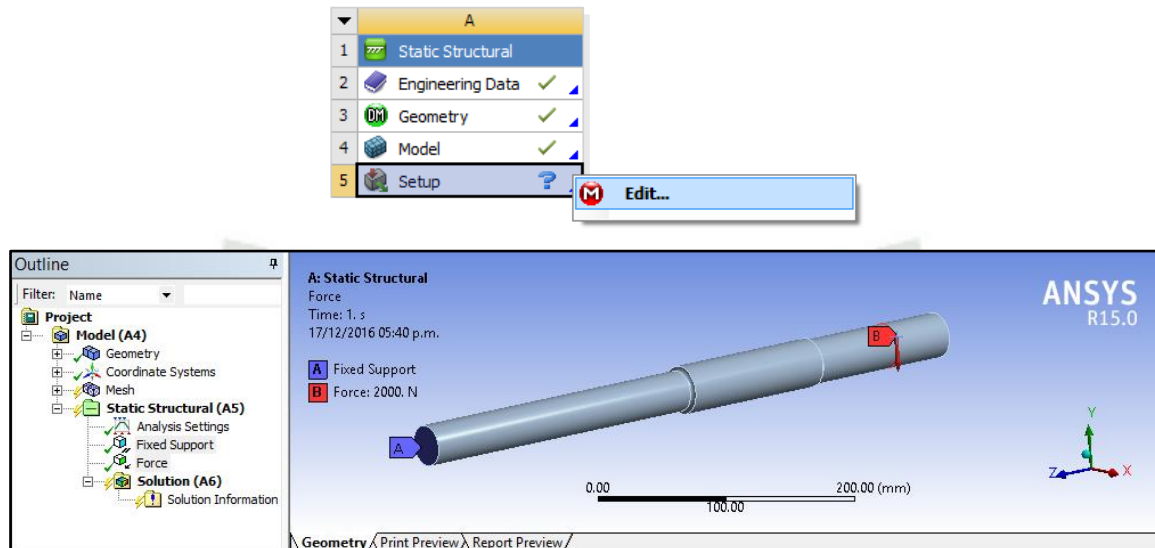
Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

De todas estas propuestas de mallado nos quedaremos con el mallado hexaedro 20 multizona de un milímetro de tamaño de la figura 38 por representar una buena definición de la malla estructurada y una alta calidad en gran parte de los elementos discretizados.

## 2. Definición de datos para el procesamiento numérico

Continuando con el procedimiento, en el paso 5 de la figura 40 se especificarán las condiciones de contorno (apoyo empotrado) y se aplicará la carga ( $F=2000N$ ) al sistema.

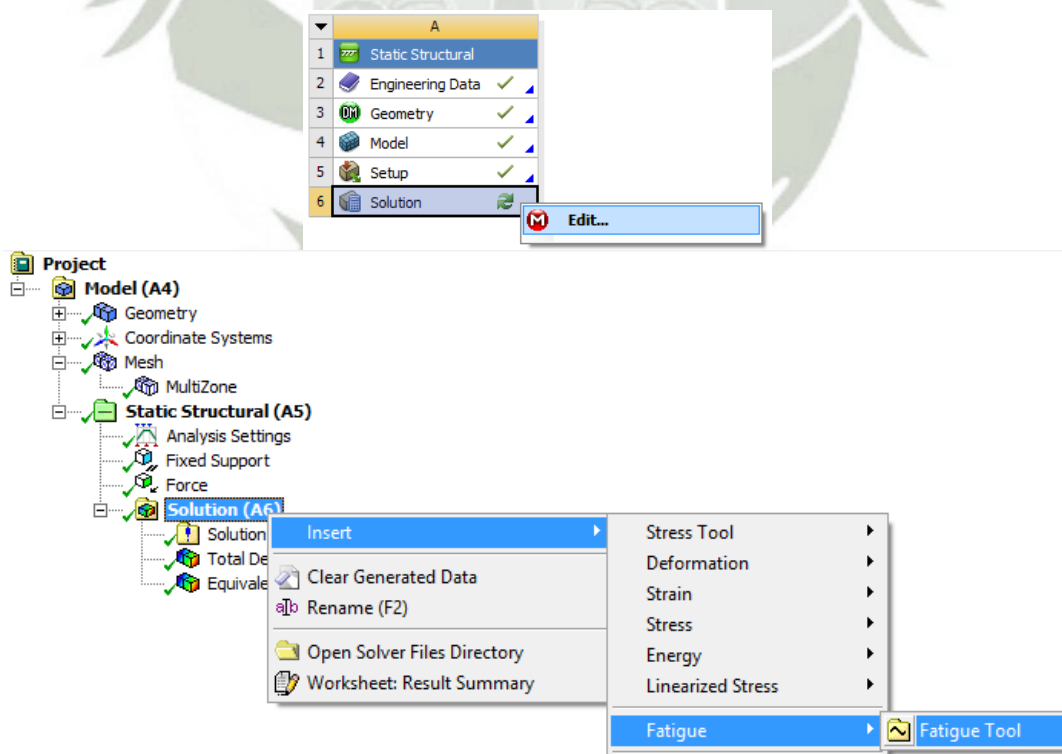
**Figura 40 – Condiciones de contorno y sistema de cargas**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

En el paso 6 de la figura 41 se especificará las soluciones requeridas en el problema como son el esfuerzo, deformación y la configuración de las características del análisis de fatiga.

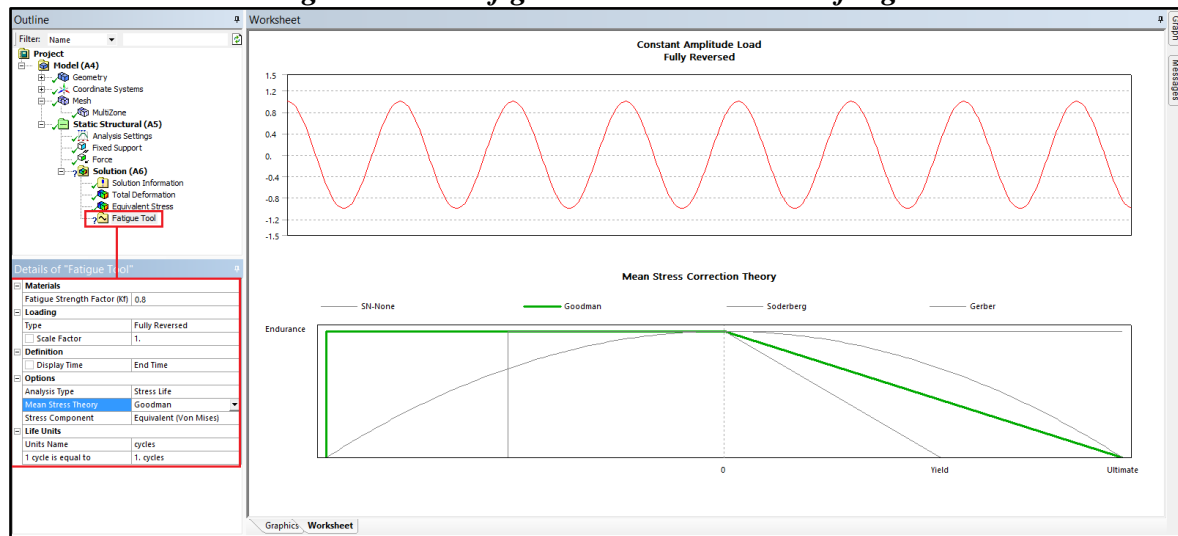
**Figura 41 – Soluciones requeridas para la solución del problema**



*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

En la configuración de la fatiga figura 42, se realizará un análisis por “Stress Life” por tratarse de alto ciclaje con cargas completamente reversible (Fully Reversed), se tomará Goodman como teoría para el esfuerzo medio, para el estado de esfuerzos se tomará el criterio de Von Mises y un factor de resistencia a la fatiga promedio de las tres secciones de 0.80.

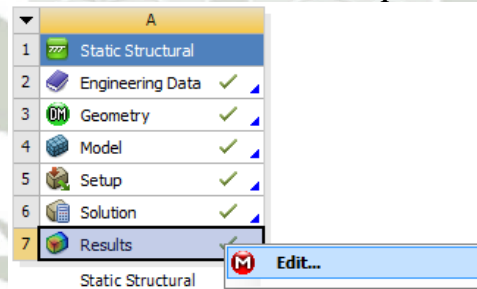
**Figura 42 – Configuración de los datos de fatiga**



*Fuente:* Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

Definido la configuración de los análisis, finalmente en el paso 7 de la paleta flotante de la figura 43 pasaremos a ejecutar la solución numérica del problema.

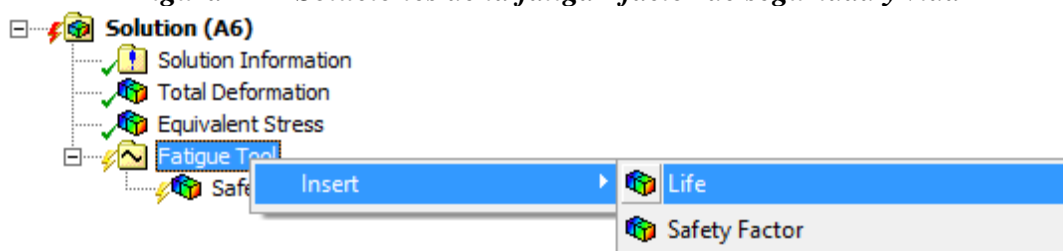
**Figura 43 – Obtención de resultados de problema de estudio**



*Fuente:* Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

Para los resultados de la fatiga insertaremos (figura 44) el factor de seguridad (Safety Factor) para una vida de diseño de  $1E6$  ciclos y la vida esperada (Life).

**Figura 44 – Soluciones de la fatiga - factor de seguridad y vida**



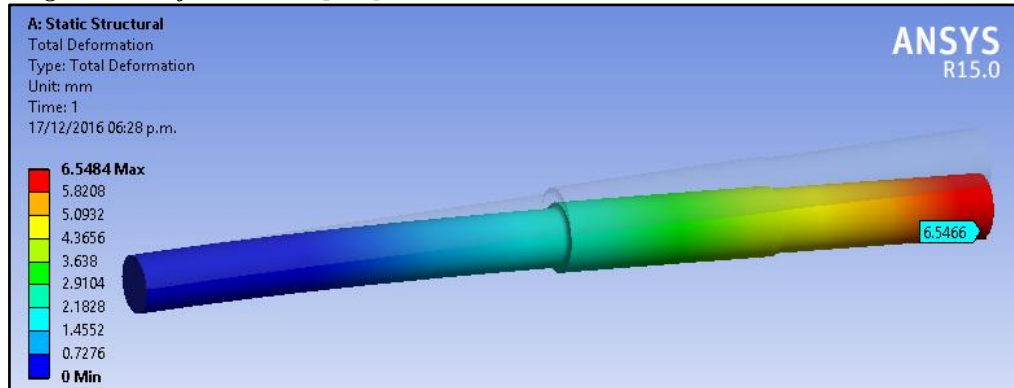
*Fuente:* Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

### 3. Resultados de la solución numérica

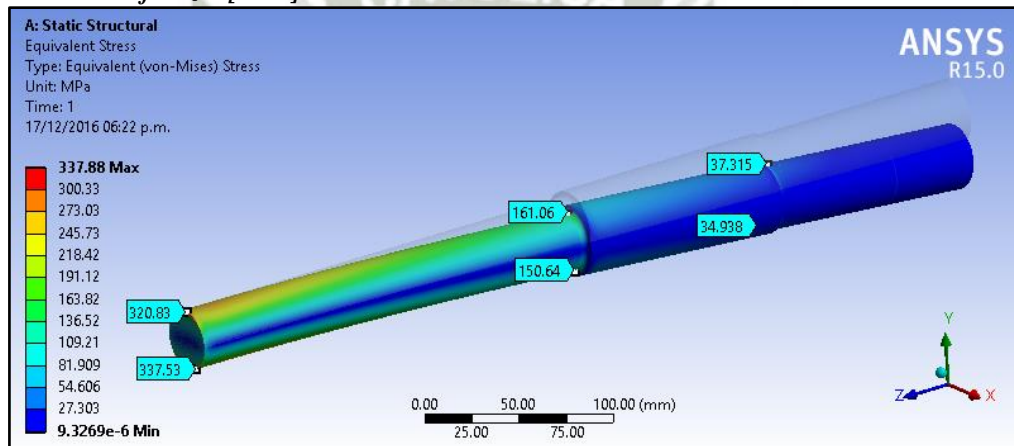
Insertado las soluciones al problema de estudio, se resolverá el modelo de simulación para obtener los cálculos propuestos, los resultados de análisis se muestran en la figura 45.

**Figura 45 – Resultados del análisis por fatiga ANSYS**

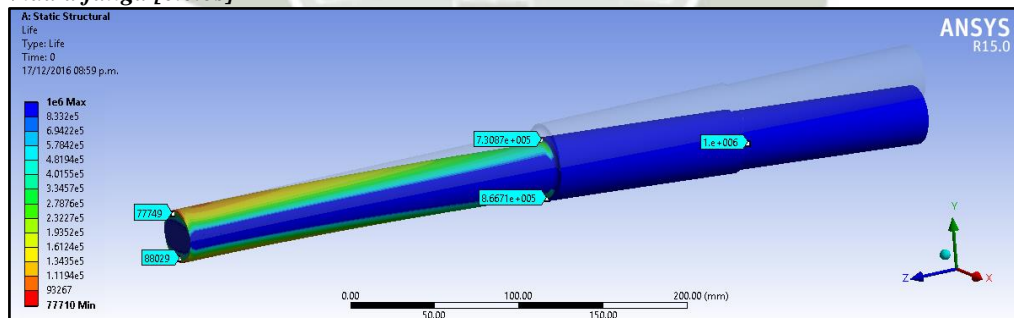
**Diagrama de deformaciones [mm]**



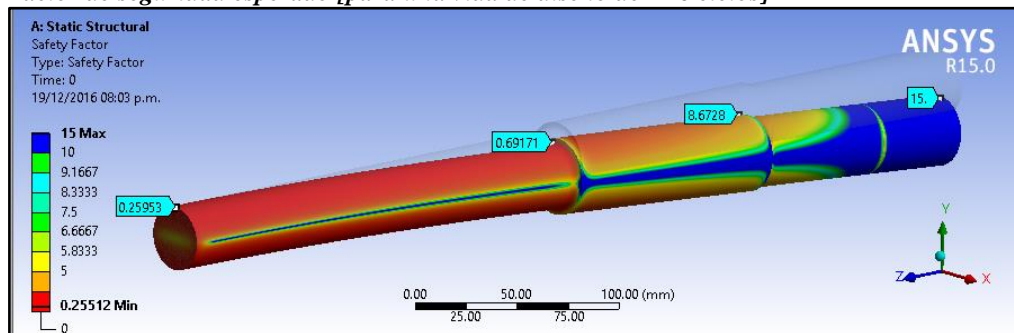
**Estado de esfuerzos [MPa]**



**Vida a fatiga [ciclos]**



**Factor de seguridad esperado [para una vida de diseño de 1E6 ciclos]**



Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

### 1.3.4 Resultados del análisis

Los primeros resultados que tomaremos serán los efectuados en el ítem 1.3.3.1 referente al análisis de esfuerzos y deformaciones en forma analítica y computacional usando el programa ANSYS; contrastar estos resultados nos permitirá validar el uso de la herramienta computacional en la resolución de problemas estáticos de esfuerzos y deformaciones de piezas mecánicas e industriales. Estos resultados se muestran en el cuadro 2. También en este cuadro se mostrará el error promedio de cálculo de la simulación computacional respecto a los cálculos analítico efectuados. Las causas probables de este error. (Anexo 4)

**Cuadro 2 – Resultados del análisis esfuerzo deformación**

Resultados	Cálculo analítico	Cálculo numérico Refinamiento de malla			Error de simulación [%]
		5 mm	10 mm	20 mm	
Deformada [mm]	2.3300	2.3430	2.3425	2.3420	0.56
Esfuerzo [MPa]	117.18	121.78	117.26	115.48	1.82

*Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

En el cuadro 2 se puede ver que la deformación no cambia mucho con valor de refinamiento de malla y que tiene un bajo error de simulación que en promedio es de 0.56%. Para el caso de los resultados de esfuerzo si se puede ver una divergencia del resultado computacionales respecto al analítico; esto dependiente del nivel de densidad de refinamiento del mallado de 5, 10 y 20 milímetros aplicado al modelo con un porcentaje de error de 3.93, 0.07 y 1.45% respectivamente. El promedio de error de simulación por esfuerzos está en un orden del 1.82%, siendo todavía un valor relativamente bajo como para descartar los cálculos computacionales.

Por todo expuesto se puede notar que el modelo del ítem 1.3.3.1 que no tiene geometrías complejas ni cambios bruscos de sección, se obtuvieron los mejores resultados para un mallado estructurado hexaedro de tamaño 10 milímetros con un nivel de convergencia inferior al 2%.

Continuando con la metodología para solucionar el problema ahora se mostrará la comparación de los resultados del cálculo analítico versus el cálculo computacional del ítem 1.3.3.2 referente al análisis de la vida útil por fatiga.

Los resultados obtenidos por cálculos analíticos y computacionales usando el programa ANSYS del eje sometido a una carga cíclica se resume en el cuadro 3.

**Cuadro 3 – Resultados del análisis de la vida útil por fatiga**

Sección de Análisis	$\sigma$ máx [MPa]		Error [%]	Vida [Ciclos]		Error [%]
	Analíticamente	ANSYS		Analíticamente	ANSYS	
<b>A</b>	337.88	310.80	7.97	82 035	77 749	5.22
<b>B</b>	161.06	155.40	3.51	620 869	730 870	17.7
<b>C</b>	37.32	35.60	4.61	Vida infinita	1 000 000	0.00

*Fuente: Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”*

En el cuadro 3 se puede ver que en la sección A que es donde se apoya el eje se tiene un esfuerzo máximo calculado analíticamente de 337.88MPa que será la sección crítica para el diseño, frente al computacional proporcionado por el ANSYS de 310.80MPa, a de notar que el grado de error asciende un valor de 7.97%, esto se debe al nivel de discretización del mallado que para este caso fue una estructura hexaedro 20 multizona de 1 milímetros de tamaño; aun así este valor de error 7.97% afecta muy poco la vida calculada en esta sección A, por lo cual podemos tomar como válido este dato.

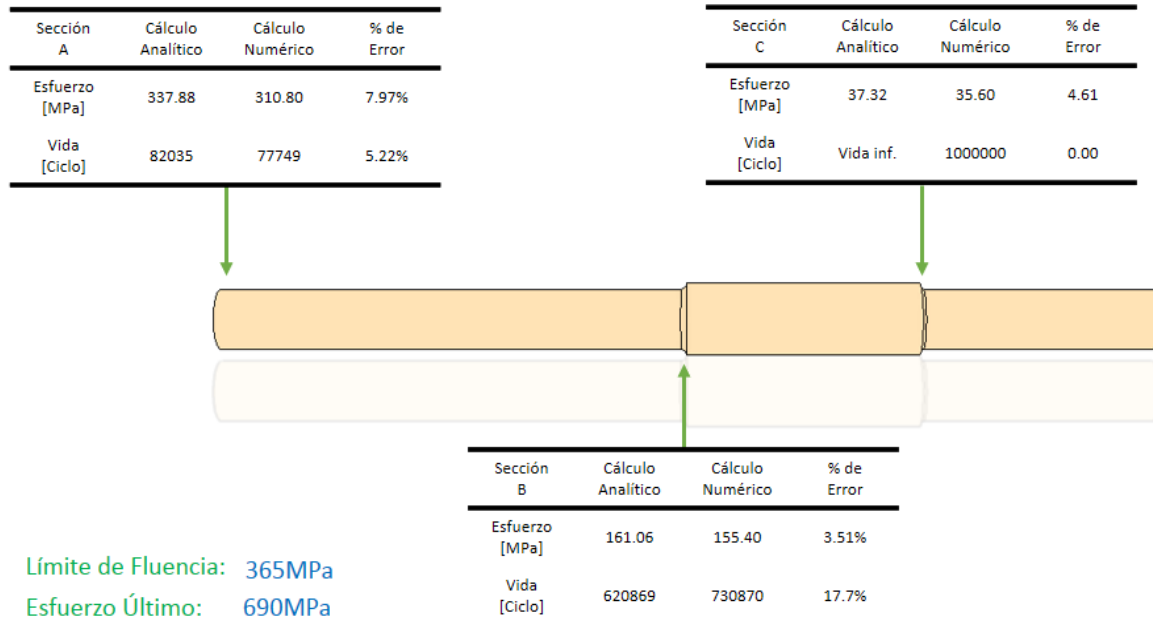
En los resultados de la figura 45 se pueden ver los resultados computacionales de vida y factor de seguridad que explicaremos a continuación:

El número de ciclos es un valor de ciclos antes de que eje se rompa. Debido al carácter exponencial de la fatiga, es conveniente expresar la vida como logaritmo. En este sentido del cuadro 3 para la sección A del eje, que es la sección más crítica, el número máximo de ciclos que resistiría la sección de apoyo al ser sometida al estado de cargas presentado sería de  $10^{4.891} = 77749$  ciclos. Comparando con el valor de 82035 ciclos obtenidos analíticamente se puede ver que el grado de error es de 5.22% siendo un valor relativamente bajo.

Respecto al factor de seguridad se calcula introduciendo un valor de vida de diseño, si la vida a fatiga calculada para el eje es mayor que la vida deseada introducida por el usuario, el software lleva a cabo un cálculo para determinar el factor de seguridad permisible para la carga definida. Esto representa el grado en que la amplitud de la carga puede aumentarse sin poner en peligro la vida en servicio. En este caso, la vida a fatiga deseada se definió como  $10^6$  ciclos. En la sección A del apoyo del eje la vida es inferior, y por ello el programa determina que el factor de seguridad es inferior a la unidad ascendente a un valor de 0.26 como se ve en la figura 45.

En la figura 46 podemos ver un resumen de los cálculos de esfuerzos obtenidos para el análisis de la vida útil de un eje sometido a un proceso de fatiga.

**Figura 46 – Resumen de resultados del análisis por fatiga**



**Fuente:** Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

De los resultados de la vida del eje obtenida computacionalmente en la sección crítica A en comparación de la sección B se puede ver que tiene una divergencia de 17.7% tal valor debe al coeficiente de reducción de esfuerzos de 0.8 que es el promedio de 1, 0.7 y 0.6 que corresponde a la sección A, B y C respectivamente, por tanto, si aplicamos un factor reducción de esfuerzos de 0.7 para el cálculo numérico este valor de error de 17.7% descendería para esta sección.

Los valores que nos interesan en este análisis son los que corresponden a la vida obtenida computacionalmente de 77749 ciclos para la sección crítica A, como muestran los resultados esta sección máxima de 310.80MPa que es un valor inferior al límite elástico del material de 365MPa, esto nos quiere decir que el eje no sufre deformaciones plásticas.

Este valor de ciclos lo convertiremos a una medida más útil para el mantenimiento, por ejemplo, hora o días.

Considerando que una industria tiene un equipo en el cual está instalado el eje que trabaja en 2 turnos 8 horas al día de lunes a viernes y tiene una caja reductora con una velocidad de salida de 60 rpm, el cual aplicara la carga cíclica al eje de estudio. Pasaremos a calcular las horas o días para efectuar un plan de mantenimiento propuesto en base a la vida de fatiga.

Si se sabe que:

$$1 \frac{\text{ciclos}}{\text{seg}} = 60 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Entonces:

$$77749 \frac{\text{ciclos}}{\text{seg}} = 4664940 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

El equipo trabaja en una hora de 60 minutos:

$$60 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \text{ del equipo} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} = \text{en una hora gira } 3600 \frac{\text{rev}}{\text{hr}}$$

O, para dos turnos de 8 horas al día:

$$60 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \text{ del equipo} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \times 16 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = \text{en un día gira } 57600 \frac{\text{rev}}{\text{día}}$$

Por tanto, el plan de mantenimiento de recambio del eje rotatorio para el equipo de esta industria sería la mostrada en el cuadro 4.

$$\frac{4664940}{3600} = 1295 \text{ horas}$$

$$\frac{4664940}{57600} = 80 \text{ días}$$

**Cuadro 4 – Plan de mantenimiento propuesto para el equipo**

Ítem	Plan de mantenimiento para el recambio del eje	
	Horas	Días
Equipo Rotatorio	1295	80

**Fuente:** Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”

## CONCLUSIONES

El procedimiento propuesto para predecir la vida útil de ejes de maquina sometidos a un proceso de fatiga del material es aceptada por la norma ASTM E739-10 "*Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life ( $\epsilon$ -N) Fatigue Data*". Este procedimiento realizado en una simulación computacional logro predecir la vida útil de un eje de máquina en forma sencilla con un grado de error respecto a cálculos analíticos inferior al 6%.

Esta técnica moderna propuesta en esta tesis usando herramientas computacionales para predecir la vida útil se ha demostrado que tiene resultados confiables; por lo expuesto, el modelo metodológico considerado para predecir la vida útil de ejes de maquina rotativo, es factible de aplicar a cualquier elemento de máquina que esté sometido a cargas cíclicas.

Con el entendimiento del proceso de la mecánica de la fractura de piezas mecánicas; proporcionó la base teórica para cuantificar la vida a fatiga que está relacionada principalmente con las propiedades del material, discontinuidades geométricas de forma y los niveles de tensión del elemento analizado.

De los 7 factores propuestos en esta tesis que afectan directamente a la vida a fatiga para predecir la vida útil, en una simulación computacional usando el programa ANSYS el más importante de estos factores es el factor de concentración de tensiones debido a que los otros factores pueden ser asumidos por el programa.

El procedimiento desarrollado en esta tesis para predecir la vida útil de un proceso de fatiga simulado por computadora, se ha demostrado por cálculos analíticos en paralelo ser una vía factible para medir la vida útil de elementos de máquina, dato que servirá para realizar una planificación del mantenimiento de un equipo o maquinaria.

La metodología considerada en este trabajo de investigación nos permitió validar los resultados computacionales, por lo cual se podría proponer dicha metodología para utilizarla en la obtención de la vida útil, además de ser una metodología rápida, cómoda y sencilla para determinar la vida a fatiga en comparación con métodos analíticos clásicos.

Los resultados obtenidos de la vida útil del eje de maquina sometida a un proceso de fatiga resueltos por un sistema de simulación computacional son confiables debido a que estos resultados se validaron con cálculos analíticos en los cuales se pudo observar niveles de error inferiores a 6%.

## RECOMENDACIONES

Los modelos de elementos finitos son útiles para resolver problemas ingenieriles, este carácter hace recomendable que los resultados obtenidos sean interpretados por alguien con suficiente conocimiento para que estos datos se conviertan en una información útil.

Se recomienda que el diseñador que quiera usar estas herramientas computacionales tenga destrezas en el manejo de los programas como son el SolidWorks y ANSYS.

En la construcción de un modelo de simulación gran parte del proceso es el modelamiento y la generación del mallado. Por tanto, es fundamental y recomendable que se construya bien el modelo desde el inicio del proyecto aplicando técnicas de mallado apropiado para las diferentes discontinuidades geométricas de forma, como por ejemplo, aplicar mallados estructurados multizona con una alta calidad de malla. (Anexo 3)

Definido el mallado de la pieza a analizar computacionalmente es recomendable realizar un análisis de convergencia de los resultados buscados para minimizar el error de simulación. (Anexo 4)

Se recomienda que en ningún caso los resultados obtenidos por simulación computacional sean tomados como una solución exacta, sino como una aproximación del comportamiento que se tendrá en la realidad, ya que estos modelos simulados no están exentos de error. Los resultados serán confiables siempre y cuando que los datos suministrados al programa ANSYS también los sean. (Anexo 4)

El comportamiento más o menos parecido a los cálculos analíticos que se pudieran dar en la realidad hace que se podría recomendar esta metodología computacional como guía para realizar cálculos futuros de diseños más complejos para predecir la vida de un elemento. (Anexo 5)

En el futuro es recomendable si se quiere analizar a mayor detalla el efecto de la fatiga en piezas de maquina sometidas a cargas cíclicas utilizar programas similares al ANSYS (programa que nos proporcionó los datos necesarios para esta investigación) se podría usar otros programas como el Autodesk Nastran In-CAD o el winLIFE.

Si se desea simular con herramientas computacionales se requiere software especializado y hardware de alta gama, es por esta razón es recomendable tener por lo menos un procesador Intel Core i7 con una memoria RAM de por lo menos 8Gbit.

Para cálculos futuros se recomienda tomar los factores de modificación resumidos en el anexo 2 que facilitan la rapidez de obtención de estas variables que afectan a la vida a fatiga.

## PROPUESTA DE APLICACIÓN

**Eje de torno mecánico: Máquina herramienta de torneado mecánico marca Rexon, taiwanesa modelo C0632A y serie 0051174.**

Eje de maquina torno Mecánico Paralelo de marca Rexon, de procedencia taiwanesa del modelo C0632A y la serie 0051174, este es utilizado con fines educativos en la Universidad Católica de Santa María en los laboratorios de producción del Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica, este equipo es operado por alumnos de ingeniería mecánica en el curso de procesos de manufactura I y II pertenecientes al primer y segundo semestre respectivamente bajo supervisión de un docente por turno.

Esta máquina herramienta trabaja 12 horas diarias de lunes a viernes, en 3 turnos de 4 horas cada uno, las actividades se realizan bajo estándares de calidad, ambiental y seguridad, dichos estándares son supervisados por los docentes a cargo de cada turno; el mantenimiento que se aplica es de dos tipos, preventivo y correctivo, el primero se divide en dos tareas principales la primera implica el cambio de aceite a la caja de engranes con una frecuencia semestral, siendo la segunda el pintado de los equipos en su totalidad con una frecuencia anual. El mantenimiento correctivo se realiza cuando se produce una falla en cualquiera de los componentes del equipo y tiene un tiempo de reparación promedio de 2.5 semanas. En cuanto a los repuestos se utilizan fajas, cojinetes, fusibles, ejes, contactares, termomagnéticos, entre otros.


En la siguiente figura 47 se muestra el eje del torno para esta propuesta de aplicación.

*Figura 47 – Eje de torno mecánico modelo C0632A*



*Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

**Cuadro 5 – Cuadro del contexto operacional por factores del torno mecánico paralelo**

<b>DATOS TÉCNICOS DEL EQUIPO</b>		
Nombre	Torno	<b>IMAGEN</b> 
Marca	Rexton	
Modelo	C0632A	
Serie	51174	
Procedencia	Taiwan	
Año de fabricación	2000	
<b>ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO</b>		
Volteo	0.40 m	
Peso	500 Kg	
Largo	1.80 m	
Alto	1.23 m	
Ancho	0.55 m	
Tensión	220 V AC	
Frecuencia	60 Hz	
<b>ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO</b>		
Especificaciones del motor	Marca	REXON
	Modelo	CO632A
	Potencia:	4 kW
	Frecuencia	60 Hz.
<b>CONDICIONES GENERALES</b>		
Actividad	Mecanizado En General	
Años de servicio	3 AÑOS	
Situación actual	Operativo	
<b>CONDICIONES DE OPERACIÓN</b>		
Turnos de trabajo al día	3	
Nº de horas de trabajo x turno	4	
Nº de rpm utilizadas por proceso	70-855 RPM	
Tipo de material utilizado	Aluminio	
	Acero A-36	
<b>OPERADORES Y/O USUARIOS</b>		
Estudiantes del i semestre	Cantidad:	
Estudiantes del ii semestre	Cantidad:	
<b>CONTEXTO OPERACIONAL-FACTORES</b>		
Procesos	Por lotes	
Redundancia	No	
Estándares de calidad	Si – desarrollo	
Estándares medio ambiente	Si – reciclaje	
Riesgos para la seguridad	Si – EPP, charlas de Seguridad	
Turnos de trabajo	3 turnos – 2 horas C/U	
Productos	Componentes diversos de proyectos: conos, roscas, eje roscado, extractor rodamientos, ejes, pernos, cilindrado de ejes	
Tiempo reparación	Mantenimiento preventivo:	
	Cambio aceite -> semestral (1 hr)	
	Pintado -> Anual (1 semana)	
	Mantenimiento correctivo:	
	Fallas -> eventual (2 a 3 semanas)	
Repuestos	Chuchillas, fajas, cojinetes, ejes, fusibles, contactores y termomagnéticos.	

**Fuente:** "MANUAL DE MANTENIMIENTO TORNO REXON C0632A".

**Autor:** REXON

**PROPUESTA DE APLICACIÓN – EJE DE TORNO MECÁNICO PARALELO**

**Figura 48 - Propuesta de aplicación y resultado - Eje de torno mecánico**

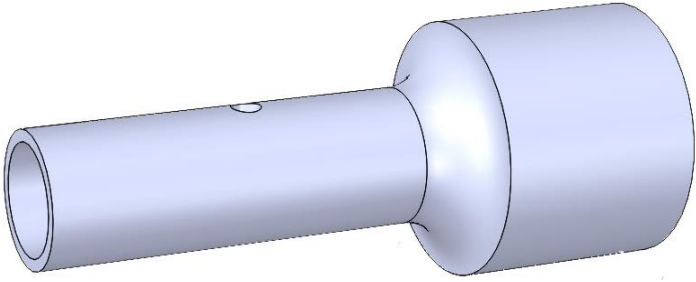

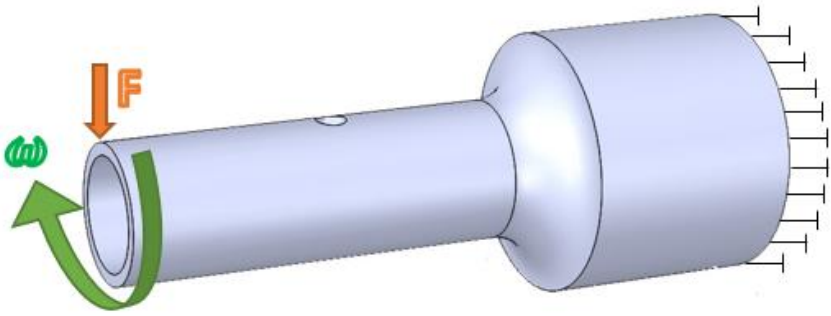
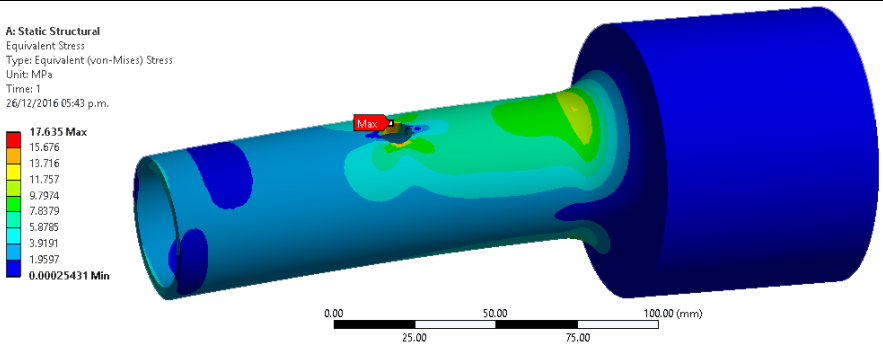
		Diseño del modelo 3D SolidWorks 2014
		Material AISI 1050
		Plano Anexo 6
FACTORES		VALOR
Factor de acabado superficial (K <sub>a</sub> )		0.80
Factor de tamaño (K <sub>b</sub> )		0.82
Factor de carga (K <sub>car</sub> )		1.00
Factor de temperatura (K <sub>d</sub> )		1.00
Factor de confiabilidad (K <sub>c</sub> )		0.66
Factor de concentración de tensiones (K <sub>e</sub> )		0.86
Factor de efectos diversos (K <sub>f</sub> )		0.95
Fatigue strength factor (Factor de resistencia a la fatiga)		0.80
<b>DISCRETIZACIÓN EN ELEMENTOS FINITOS</b>		
		Estructura de malla Tetraedro 10
		Tamaño de malla 1 milímetro
<b>DIAGRAMA DE CARGAS</b>		
		Fuerza 376N
		Velocidad 830.45rpm
		Apoyo Fijo
<b>ESTADO DE ESFUERZOS</b>		
		Esfuerzo máximo 17.64MPa
		Esfuerzo fluencia 365MPa
		Esfuerzo último 690MPa

DIAGRAMA DE DEFORMACIÓN	
<p><b>A: Static Structural</b> Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 26/12/2016 07:00 p.m.</p>	<p>Deformación máxima</p> <hr/> <p>0.021mm</p>
FACTOR DE SEGURIDAD DE DISEÑO	
<p><b>FDS</b></p>	<p>Factor de seguridad de diseño</p> <hr/> <p>21.4</p>
VIDA A FATIGA	
<p><b>A: Static Structural</b> Life Type: Life Time: 0 26/12/2016 09:01 p.m.</p>	<p>Vida a fatiga 545990000 ciclos</p> <hr/> <p>Amplitud de carga 1</p>
FACTOR DE SEGURIDAD DE VIDA	
<p><b>A: Static Structural</b> Safety Factor Type: Safety Factor Time: 0 26/12/2016 09:03 p.m.</p>	<p>Factor de seguridad para una vida de diseño de 500000000 ciclos</p> <hr/> <p>1.09</p>
VIDA ÚTIL DE EJE	

Con los datos obtenidos, se requiere hacer un mantenimiento de **recambio del eje cada 4 años.** (Anexo 7)

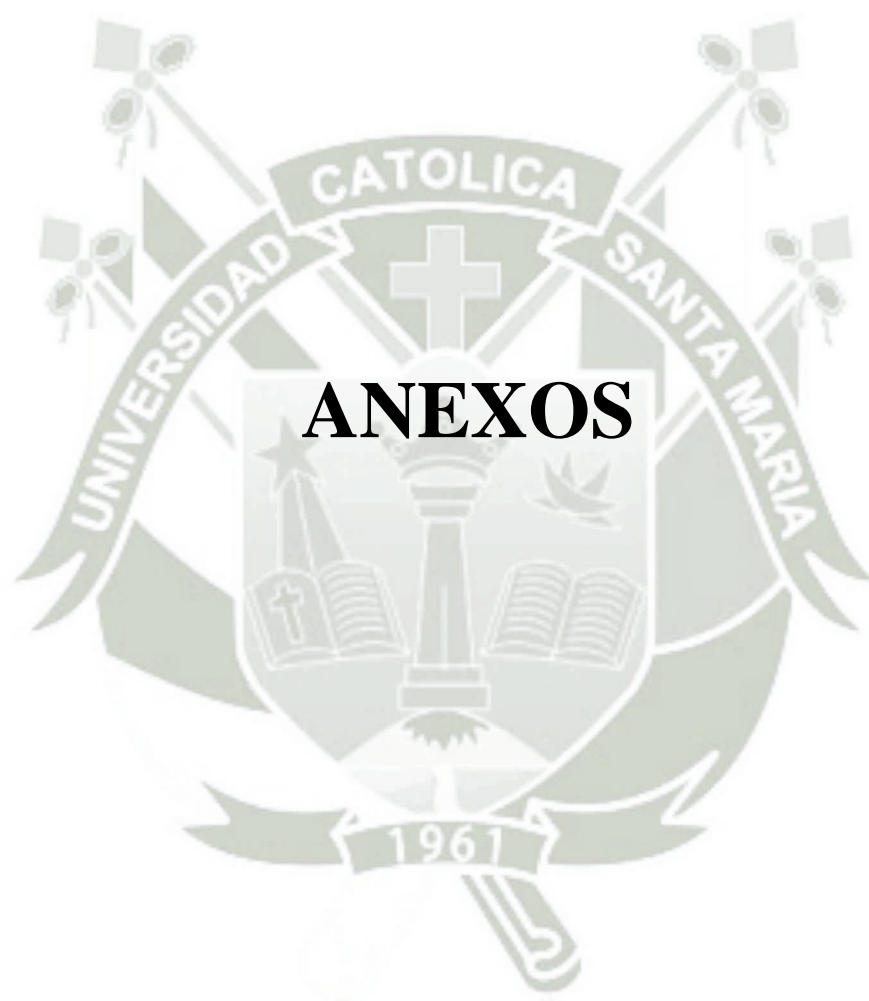
*Fuente: Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"*

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALDAYA, V. (1998). *Elementos Finitos En Análisis Estructural*. Venezuela .
- ALFARO, W. (2003). *Simulación de Procesos*. Argentina.
- ALGOR. (2003). *ALGOR User's Guide*. USA: ALGOR, Inc.
- ANSYS. (10 de 28 de 2016). *Simulation Driven Product Development*. Obtenido de <http://www.ansys.com/>
- Aracil, J. (1996). *Introducción a la dinámica de sistemas*. Madrid: Alianza Editorial.
- ASTM. (1957). Fatigue of aircraft structures.
- BARTON, M., & RAJAN, S. (2000). *Finite Element Primer for Engineers*. USA.
- Brown, D. K. (1971). *The Finite Element Method* . Britain and Northern Ireland: Kindle Edition.
- Brunet, P. (1986). *Sistemas CAD/CAM/CAE*. España: Marcombo.
- Cecconi, F. (2002). Epistemic Uncertainty Propagation in Service Life Prediction Using the Factor Method. *XII DBMC International conference on durability of building material and components*. Oporto CIB, 2011. 1144-11452.
- Daniotti, B. (2003). Durability evaluation and control to prevent building pathologies. *2do. Simpósio internacional sobre Patologia*. Lisboa.
- DATTA, A. (1995). *Food Property Data and their Composition-based Prediction. Engineering Properties of Foods*. New York, USA.: Marcel Dekker.
- DE LA CRUZ, L. (1999). *Generación de Mallas Usando Mapeo Ortogonal y Algunas Aplicaciones*. Mexico.
- Dowling, N. E. (1993). *Mechanical behaviour of Materials*. N. Y.: prentice Hill.
- E., Z. (1996). *Fatigue Design, Life expectancy of machine parts*., ISBN 0849389704.
- E736, A. (2010). Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life ( $\epsilon$ -N) Fatigue Data. USA.
- Esteban, E. (2010). METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS A FATIGA MEDIANTE EL CÓDIGO PRO ENGINEER. *Proyecto fin de carrera - Universidad Carlos III*. Madrid, España.

- Fernando, S. (2015). ESTUDIO DEL ÁREA TORNOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO BASADO EN LA CONFIABILIDAD (RCM) EN EL LAPROIM DE LA UCSM AREQUIPA 2014. *Tesis de maestría UCSM*. Arequipa, Perú.
- Garcia, O. (2004). *Gestión Moderna del Mantenimiento Industrial*. Madrid: Aladon.
- Guardamino, D. (2013). Estudio de impacto de sólidos deformables mediante la simulación por software de elementos finitos. *Alicia - CONCYTEC*, [http://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP\\_5723d54397e979e27225abd3b6ed2f90](http://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/PUCP_5723d54397e979e27225abd3b6ed2f90).
- Guardamino, D. (2013). ESTUDIO DE IMPACTO DE SÓLIDOS DEFORMABLES MEDIANTE LA SIMULACIÓN POR SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS. *Tesis de pregrado - PUCP*. Lima, Perú.
- Güler, S., & Karagülle, H. (2016). Finite Element Analysis of Structures with Extruded Aluminum Profiles Having Complex Cross Sections. *Latin American Journal of Solids and Structures*, [http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1679-78252016000801499&lang=pt](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1679-78252016000801499&lang=pt).
- Hall, A. S. (1975). Diseño de Máquinas. En A. S. Hall, *Diseño de Máquinas* (págs. 1-2). E.E.U.U.: McGraw-Hill.
- Harrell, C., & Tumay, K. (2001). *Simulation Made Easy. A Manager's Guide*. USA: Norcross.
- Harrington, J., & Tumay, K. (1999). *Simulation Modeling Methods*. New York: McGraw Hill.
- Heap, F. S. (1999). Evaluation Criteria for Reliability - Centered Maintenance. *SAE JA1011*, 12.
- ISO. (1999). Industrias de petróleo y gas natural - Recolección e intercambio de datos de confiabilidad y mantenimiento de equipos. Ginebra: 1ra. Ed. 2004 pp 44-45.
- ISO, I. O. (2008). Buildings and constructed assets. *Service life planning*. Ginegra.
- Javier, A. (1996). *Introducción a la dinámica de sistemas*. Madrid: Alianza Editorial.
- Johnson, R. (1967). *Machine Design*. E.E.U.U.: Cleveland.
- Juvinall, R. (1991). *Fundamentals of Machine Component Desig*. E.E.U.U.: Wiley NY.

- KARDESTUNCER, H. (1987). *Finite Element Handbook*. New York, USA: McGraw-Hill.
- Kuguel, R. A. (1961). Relation Between Theoretical Stress- Concentration Factor Fatigue . ASTM61.
- Kuhn, P. (1957). *Engineerting Method for Estimativa Notch-size effect in fatigue test of steel*. Washington: NACA.
- Malaya, A. F. (1969). *Metal Fatigue: Theory and Design*. N. Y.: Willey & Sons.
- Mario, V. (2015). PROPUESTA METODOLÓGICA PARA LA ESTIMACIÓN DE LA VIDA ÚTIL DEL MONOBLOCK DE CO\ffiUSTIÓN INTERNA DIESEL AREQUIPA 2014. *Tesis de maestría UCSM*. Arequipa, Perú.
- Mott, R. L. (2016). *Diseño de Elementos de Máquina*. Mexico: Pearson.
- Moubray, J. (2004). *Mantenimiento Centrado en Confiabilidad*. (1, Ed.) Madrid: Aladon.
- Norton, R. L. (1999). *Diseño de Máquinas*. New Jersey: Prentice Hall.
- Osgood, C. (1982). *Fatigue Design*, permagon Press. London.
- RAE, A. d. (01 de 01 de 2016). *Real Academia Española*. Obtenido de Real Academia Española: <http://lema.rae.es/drae/?val=mantener>
- Ruiz, S., Tolentino, D., & Negrón, M. (2014). Factor de confianza dependiente del tiempo para estructuras con deterioro causado por fatiga. *Ingeniería, investigación y tecnología*, [http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1405-77432014000300005&lang=pt](http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1405-77432014000300005&lang=pt).
- Salmon, R. (1987). *computer graphics systems and concepts*. E.E.U.U.: Addison-Wesley.
- SEGERLIND, L. (1976). *Applied Finite Element Analysis*. John Wiley & Sons. New York, USA.: Inc. .
- Shigley, J. (1983). *Mechanical Engineering Design*. E.E.U.U.: McGraw-Hill.
- SolidWorks. (12 de 28 de 2016). *3D CAD Software Packages*. Obtenido de <http://www.solidworks.com/>
- Suresh, S. (1998). *Fatigue of Material*, . Reino Unido.
- Wilde. (2011). *Engineering by Analysis*. Obtenido de Engineering by Analysis: <http://wildeanalysis.co.uk/>
- Zahavi, E. (1996). *Fatigue Design, Life expectancy of machine parts*. ISBN 0849389704.





## **ANEXO 1**

# **PROYECTO DE TESIS**

# UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA

## ESCUELA DE POSTGRADO

### MAESTRÍA EN INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO



### “PREDICCIÓN DE LA VIDA ÚTIL DE EJES DE MÁQUINA SOMETIDOS A FATIGA POR SIMULACIÓN COMPUTACIONAL”

Proyecto de Tesis Presentado por el Bachiller:  
**LUDWIN DAVID HUACASI AÑAMURO**

Para optar el Grado Académico de:  
**MAESTRO EN INGENIERÍA DE  
MANTENIMIENTO**

Asesor:

**Dr. EDWIN TICSE VILLANUEVA**

**AREQUIPA – PERÚ  
2016**

## ÍNDICE

I.	PREÁMBULO .....	51
II.	PLANTEAMIENTO TEÓRICO.....	52
2.1	PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	52
2.1.1	ENUNCIADO DEL PROBLEMA .....	52
2.2	DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA .....	52
2.3	OBJETIVOS DEL ESTUDIO .....	52
2.3.1	OBJETIVO GENERAL.....	52
2.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	53
2.4	HIPÓTESIS DEL PROYECTO .....	53
2.5	TIPO DE INVESTIGACIÓN .....	53
2.6	JUSTIFICACIÓN .....	54
2.6.1	ASPECTO GENERAL.....	54
2.6.2	ASPECTO TECNOLÓGICO .....	54
2.6.3	ASPECTO SOCIAL .....	54
2.6.4	ASPECTO ECONÓMICO .....	54
2.7	VARIABLE .....	55
2.7.1	VARIABLE DEPENDIENTE.....	55
2.7.2	VARIABLE INDEPENDIENTE.....	55
2.7.3	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES .....	55
2.8	MATRIZ DE CONSISTENCIA .....	56
2.9	MARCO TEÓRICO.....	57
2.9.1	EJE O ÁRBOL .....	57
2.9.1.1	Tipos de ejes .....	57
2.9.1.2	Materiales empleados en la construcción de ejes .....	59
2.9.1.3	Resistencia mecánica de los ejes .....	59
2.9.2	TEORÍA DE LA FATIGA .....	60
2.9.2.1	Etapas de nucleación de las grietas .....	62
2.9.2.2	Etapas de propagación de las grietas.....	62
2.9.2.3	Propagación de fractura .....	64
2.9.3	VIDA ÚTIL .....	65
2.9.3.1	Curva de la bañera o de Davies .....	65
2.9.4	ELEMENTOS DE MÁQUINA.....	67
2.9.4.1	Tipos de elementos para máquinas .....	67
2.9.4.2	Taxonomía de los equipos .....	68
2.9.5	DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS.....	69
2.9.5.1	Diseño asistido por computadora.....	70

2.9.5.2 Ingeniería asistida por computador.....	72
2.9.6 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL .....	74
2.9.6.1 Teoría del elemento finitos .....	75
2.10 MÉTODO.....	80
2.10.1 Métodos para predecir la vida útil.....	80
2.10.1.1 Métodos deterministas.....	80
2.10.1.2 Métodos probabilísticos .....	81
2.10.1.3 Métodos de ingeniería .....	81
2.11 ANÁLISIS DE ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS .....	81
2.11.1 ESTADO DEL ARTE.....	81
2.11.2 ANÁLISIS DE LA MECÁNICA DE LA FRACTURA.....	85
2.11.2.1 Mecanismos de fractura .....	85
2.11.2.2 Defectos y concentración de tensiones.....	86
2.11.2.3 Criterios de diseño.....	87
2.11.2.4 Criterios de fractura.....	88
2.11.2.5 Modos de fractura.....	88
2.11.3 METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS A FATIGA.....	89
2.11.3.1 Diagrama esfuerzos – Número de ciclos.....	89
2.11.3.2 Coeficientes modificativos del límite de fatiga.....	91
2.11.4 ESTUDIO DE LOS ESFUERZOS FLUCTUANTES .....	99
2.11.4.1 Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo.....	101
2.11.4.2 Línea de carga .....	103
2.11.5 ESTIMACIÓN DEL DAÑO ACUMULATIVO .....	104
2.11.5.1 Modelos de acumulación de daños de fatiga.....	105
2.11.5.1.1 Modelos de acumulación lineal de daño .....	105
2.11.5.1.2 Modelos de acumulación no lineal de daño .....	106
III. PLANTEAMIENTO OPERACIONAL.....	108
3.1 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS .....	108
3.2 ESTRUCTURA DE LOS INSTRUMENTOS.....	108
3.3 CAMPO DE VERIFICACIÓN .....	108
3.3.1 ÁMBITO.....	108
3.3.2 TEMPORALIDAD.....	108
3.3.3 UNIDAD DE ESTUDIO .....	108
3.4 RECOPIACIÓN DE DATOS.....	109
3.5 RECURSOS Y MATERIALES NECESARIOS .....	109
3.6 FINANCIAMIENTO .....	109
3.7 CRONOGRAMA DE TRABAJO .....	110

## I. PREÁMBULO

La utilización de los ordenadores como instrumento de ayuda a las diferentes actividades humanas ha cobrado tal importancia que hoy resulta casi inconcebible subsistir en un mundo tan competitivo sin su uso. Se puede decir que su aplicación ha cubierto todas las esferas de la actividad humanas, si bien es cierto, algunas veces se perciben programas informáticos un tanto innecesarios. Es previsible que el uso de ordenadores vaya en aumento cada vez más.

En la actualidad nos encontramos a menudo con problemas de ingeniería que no pueden ser resueltos analíticamente o de manera exacta y cuya solución debe ser abordada con ayuda de algún procedimiento numérico. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos físicos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que trae consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

Durante décadas muchos de los elementos de máquinas han fallado en zonas donde existía un cambio de sección o donde se había formado alguna discontinuidad o entalla. Se estudiaron distintos casos de discontinuidades en piezas rectangulares y cilíndricas y se llegó a la conclusión de que alrededor de estas discontinuidades se concentraban los esfuerzos. Se estableció una relación entre el esfuerzo máximo soportado y una tensión de referencia, o tensión nominal.

Con el avance de las nuevas tecnologías se desarrollaron programas de cálculo numérico, como el método de los elementos finitos, que básicamente, consiste en subdividir la pieza en elementos más pequeños y calcular los esfuerzos y deformaciones de cada una de estas divisiones.

En este contexto el presente trabajo de investigación presenta una metodología que facilita al diseñador mecánico predecir la vida útil de ejes de máquina a través de la simulación computacional.

Esta tesis integra los temas de la ingeniería mecánica relacionadas con el análisis y la teoría de fallas en la ingeniería de mantenimiento. Señala los enfoques analíticos necesarios para diseñar elementos de máquina aplicando la ingeniería asistida por computadora, como un enfoque para predecir la vida útil partes de máquinas tales como los ejes sometidos a cargas estáticas y dinámicas. Finalmente los resultados obtenidos por esta metodología de predicción de la vida útil, pretenden ser un modelo a aplicarse en el diseño de todos los elementos y partes que conforman una máquina mecánica.

## II. PLANTEAMIENTO TEÓRICO

### 2.1 Problema de investigación

Las tecnologías modernas y los sistemas computacionales que nos rodea hacen posible hoy en día predecir los eventos físicos mecánicos en forma muy aproximada a la forma real.

#### 2.1.1 Enunciado del problema

Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidas a fatiga por simulación computacional.

### 2.2 Descripción del problema

En la Ingeniería de Mantenimiento se requiere conocer la vida útil de piezas o partes de elementos máquina o mecanismos con los cuales se pueda establecer planes de mantenimiento y/o recambio de los mismos; a efectos de solucionar el problema anterior se plantea diseñar un procedimiento de predicción de la vida útil de ejes de máquina utilizando metodologías modernas de simulación computacional con análisis de elementos finitos de piezas mecánicas sometidas a cargas de trabajo en un contexto operativo.

Actualmente la simulación computacional por el método de elementos finitos se ha convertido en la herramienta más utilizada para la sistematización de procesos muy importantes de la ingeniería dando soluciones numéricas a diferentes eventos físicos de forma muy aproximada.

El método de los elementos finitos por sus siglas en inglés (FEM) es un procedimiento numérico utilizado en la solución de un conjunto amplio de problemas encontrados en ingeniería, esta combina varios conceptos matemáticos produciendo sistemas de ecuaciones lineales y no lineales para estudiar eficientemente eventos físicos.

### 2.3 Objetivos del estudio

El propósito de investigación de esta Tesis Magistral tiene como objetivos:

#### 2.3.1 Objetivo general

Establecer un procedimiento para predecir la vida útil de ejes de máquina en condiciones estándares de trabajo.

### 2.3.2 Objetivos específicos

- A. Encontrar un modelo metodológico para predecir la vida útil de un eje de máquina rotatorio.
- B. Establecer los mecanismos de fractura en ejes de máquina que se relaciona con la vida útil de la parte.
- C. Identificar cuáles son los factores y parámetros que influyen en el cálculo de la vida útil de ejes de máquina.
- D. Proponer un procedimiento de cálculo de la vida útil que se pueda aplicar a otros elementos de máquina.
- E. Desarrollar una metodología que permita validar la consistencia del procedimiento de cálculo computacional de la vida útil.
- F. Evaluar e interpretar los resultados de la vida útil de ejes de máquina obtenidas por simulación computacional.

### 2.4 Hipótesis del proyecto

*Dado que* es poco conocido los procedimientos predictivos de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga, *es factible* que efectuando una simulación computacional *permita* predecir la vida útil de ejes de máquina en forma sencilla.

### 2.5 Tipo de investigación

El tipo de investigación es descriptivo y una fase exploratoria, la cual nos permitirá ver y analizar cómo se manifiesta un fenómeno y sus eventos, tomando una reseña de las características y contexto operacional del elemento de estudio, mediante la recolección de datos y métodos cuantitativos; y la fase exploratoria debido a que se tocarán tópicos poco conocidos, estudiados y novedosos con resultados que nos dará una visión aproximada de la solución del problema.

La presente investigación tendrá un enfoque cuantitativo ya que no apoyaremos en conocimientos sustentados y comprobados que pueden ser medidos y replicados, buscando incrementar el conocimiento teórico de este tema.

## 2.6 Justificación

En la actualidad con los nuevos avances tecnológicos, son poco conocidos los métodos computacionales por elementos finitos de predicción de la vida útil de elementos de máquina, salvo aquellas especificadas por los fabricantes. En muchos elementos de máquina como los ejes no se tiene especificaciones del fabricante de la vida útil, que es un dato muy importante a la hora de realizar una planificación del mantenimiento de los equipos, lo que motiva a diseñar un procedimiento de cálculo numérico computarizado usando software de elementos finitos para simular la vida útil de ejes de máquina.

### 2.6.1 Aspecto general

Innovar un procedimiento de simulación asistida por computadora que permita predecir la vida útil de una parte mecánica.

### 2.6.2 Aspecto tecnológico

Incorporación de nuevas tecnologías en la ingeniería de mantenimiento, teniendo una relevancia contemporánea en el uso de sistemas de ingeniería asistida por computadora (CAE).

### 2.6.3 Aspecto social

Incrementar el conocimiento científico de las personas en un ámbito de la ingeniería con una propuesta innovadora en el uso de los sistemas diseño asistido por computadora (CAD) e ingeniería asistida por computadora (CAE).

### 2.6.4 Aspecto económico

Lo que propone este procedimiento de simulación computacional virtual, es minimizar los costos de mantenimiento por falla de elementos mecánicos asegurando planes de mantenimiento eficientes en la vida útil de elementos de máquina.

Con la aplicación de la simulación asistida por computadora a elementos de máquina de diseños nuevos, permita mejorar en forma interactiva los prototipos digitales y tiempos de desarrollo que traen consigo en la realidad costos económicos y estos podrán ser minimizados con la aplicación virtual de la simulación asistida por computadora.

## 2.7 Variable

### 2.7.1 Variable dependiente

Predicción de la vida útil de ejes de máquina.

### 2.7.2 Variable independiente

Los factores de condición de uso que intervienen en la vida de un eje de máquina.

- Factor de modificación de la condición superficie.
- Factor de modificación del tamaño.
- Factor de modificación de la carga.
- Factor de modificación de la temperatura.
- Factor de confiabilidad.
- Factor de concentración de tensiones.
- Factor de modificación de efectos varios.

### 2.7.3 Operacionalización de variables

El cuadro Nro. 06 se muestra la operacionalización de las variables aplicada a esta investigación:

**Cuadro 6 - Cuadro de operacionalización de variables**

VARIABLES	VARIABLE	DIMENSIÓN	INDICADOR	HERRAMIENTAS
Factor de Superficie	Independiente	Establece un factor que tomara en cuenta en nivel de acabado superficial del proceso de maquinado.	Niveles de acabado superficial $k_a$ con especificaciones ISO 468	Catálogos calidades de acabado superficial en procesos de manufactura.
Factor de Tamaño	Independiente	El tamaño la pieza tiene un efecto sobre su resistencia en las secciones críticas aumentando la probabilidad de un defecto.	Determinación del factor de tamaño $k_b$ con respecto al diámetro equivalente del tamaño de la pieza.	Diagrama de variación del factor de tamaño con respecto al diámetro equivalente.
Factor de Carga	Independiente	El comportamiento de un elemento dependerá del tipo de carga al cual somete la pieza.	Constante del factor de carga $k_{car}$ para flexión, carga axial, torsión y cortante.	Constantes para torsión (y cortante), calculándolos esfuerzos equivalentes de Von Mises.
Factor de Temperatura	Independiente	La estimación de la vida útil de una pieza considera las propiedades mecánicas de un material que dependen de la temperatura.	Factor $k_d$ que toma en cuenta la reducción de las propiedades propiedad físicas mecánicas	Ecuación de modificación del factor de temperatura para caso como el acero a más de 450°C.
Factor de Confiabilidad	Independiente	Confiabilidad de tomar factores apropiados que tengan una mayor probabilidad de los datos.	Valor promedio obtenido de la confiabilidad obtenida por ecuaciones experimentales de curvas de probabilidad $k_e$ .	Estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal)
Factor de concentración de tensiones	Independiente	Concepto de concentración de esfuerzos en discontinuidades de la pieza y las propiedades principales de un material.	Valor $k_e$ que multiplica al esfuerzo norma con el fin de obtener un valor corregido del esfuerzo.	Ecuaciones del factor de concentración de esfuerzos y resistencia ASME.
Factor de Efectos Varios	Independiente	Otros factores que modifican la resistencia de los materiales que son cuantificados.	Factor cuantitativo $k_f$ de efectos no considerados en la resistencia del material.	Tablas de corrosión, proceso de manufactura, esfuerzo residual, etc.

**Fuente:** Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

**Autor:** Huacasi Añamuro, Ludwin David

## 2.8 Matriz de consistencia

El cuadro 7 se muestra la matriz de consistencia propuesta para el desarrollo de la investigación, son definidos el problema, objetivos, justificación, hipótesis y variables:

*Cuadro 7 - Matriz de consistencia*

DISEÑO DE UN ALGORITMO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE LA VIDA ÚTIL DE ELEMENTOS DE MÁQUINA POR EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS				
PROBLEMA	OBJETIVO	JUSTIFICACIÓN	HIPÓTESIS	VARIABLES
<p>En la Ingeniería de Mantenimiento se requiere conocer la vida útil de piezas o partes de elementos máquina o mecanismos con los cuales se pueda establecer planes de mantenimiento y/o recambio de los mismos; a efectos de solucionar el problema anterior se plantea diseñar un procedimiento de predicción de la vida útil de ejes de máquina utilizando metodologías modernas de simulación computacional con análisis de elementos finitos de piezas mecánicas sometidas a cargas de trabajo en un contexto operativo</p>	<p><b>Objetivo general</b> Establecer un procedimiento para predecir la vida útil de ejes de máquina en condiciones estándares de trabajo.</p> <p><b>Objetivos específicos</b> Encontrar un modelo metodológico para predecir la vida útil de un eje de máquina rotatorio. Establecer los mecanismos de fractura en ejes de máquina que se relaciona con la vida útil de la parte. Identificar cuáles son los factores y parámetros que influyen en el cálculo de la vida útil de ejes de máquina. Proponer un procedimiento de cálculo de la vida útil que se pueda aplicar a otros elementos de máquina. Desarrollar una metodología que permita validar la consistencia del procedimiento de cálculo computacional de la vida útil. Evaluar e interpretar los resultados de la vida útil de ejes de máquina obtenidas por simulación computacional.</p>	<p>En la actualidad con los nuevos avances tecnológicos, son poco conocidos los métodos computacionales por elementos finitos de predicción de la vida útil de elementos de máquina, salvo aquellas especificadas por los fabricantes. En muchos elementos de máquina como los ejes no se tiene especificaciones del fabricante de la vida útil, que es un dato muy importante a la hora de realizar una planificación del mantenimiento de los equipos, lo que motiva a diseñar un procedimiento de cálculo numérico computarizado usando software de elementos finitos para simular la vida útil de ejes de máquina.</p>	<p><b>Dado que</b> es poco conocido los procedimientos predictivos de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga, <b>es factible</b> que efectuando una simulación computacional <b>permita</b> predecir la vida útil de ejes de máquina en forma sencilla.</p>	<p><b>Variable dependiente</b> Predicción de la vida útil de ejes de máquina.</p> <p><b>Variable independiente</b> Factor de modificación de la condición superficie. Factor de modificación del tamaño. Factor de modificación de la carga. Factor de modificación de la temperatura. Factor de confiabilidad. Factor de modificación de efectos varios. Límite de resistencia del material.</p>

**Fuente:** Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"  
**Autor:** Huacasi Añamuro, Ludwin David

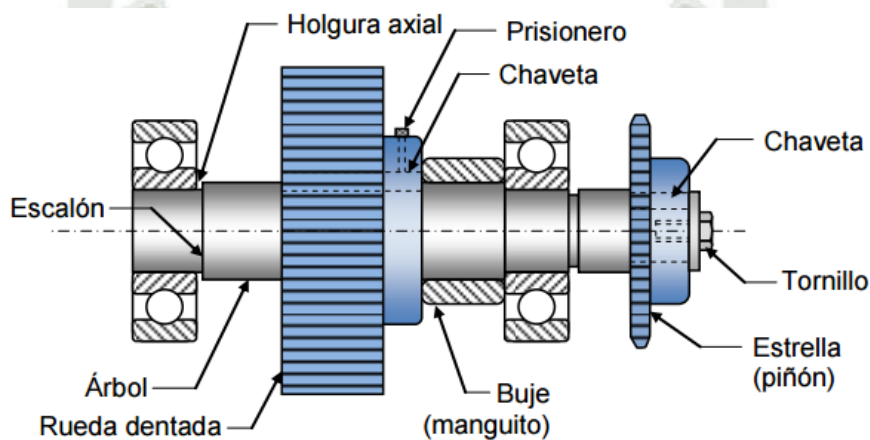
## 2.9 Marco teórico

En este ítem se desarrollan los conceptos y fundamentos relacionados con la investigación.

### 2.9.1 Eje o árbol

Un eje o árbol es un componente de dispositivos mecánicos que transmite movimiento rotatorio y potencia. Es parte de cualquier sistema mecánico donde la potencia se transmite desde un primotor, que puede ser un motor eléctrico o uno de combustión, a otras partes giratorias del sistema. (Mott, 2016)

**Figura 49 - Eje o árbol de máquina**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

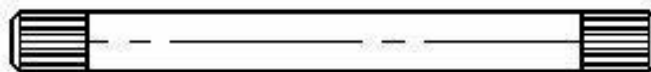
#### 2.9.1.1 Tipos de ejes

Debido a las diferentes necesidades de cada transmisión en diferentes aplicaciones, existen una variedad de árboles que se adecuan a dichas necesidades:

##### a. Lisos

Exteriormente tienen una forma perfectamente cilíndrica, pudiendo variar la posición de apoyos, cojinetes, etc. Este tipo de árboles se utilizan cuando ocurre una torsión media.

**Figura 50 - Eje liso**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

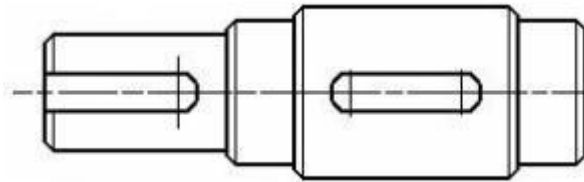
##### b. Hueco

Se emplea por su menor inercia y por permitir el paso a su través de otro árbol macizo. El interés radica en que las tensiones debidas al momento torsor son decrecientes al acercarnos al centro del árbol.

### c. Escalonado

A lo largo de su longitud presenta varios diámetros en base a que soporta diferentes momentos torsores y al igual que el anterior, se utiliza para la situación en que ocurran unas tensiones de torsión media haciéndoles los más utilizados.

*Figura 51 - Eje escalonado*

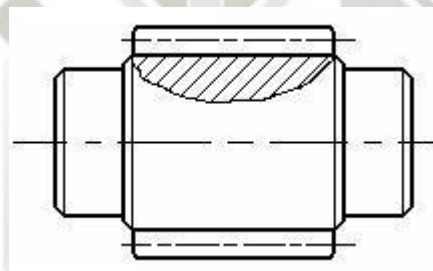


*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

### d. Ranurado o con talladuras especiales

Presenta exteriormente ranuras siendo también de pequeña longitud dicho árbol. Se emplean estos árboles para transmitir momentos torsores elevados.

*Figura 52 - Eje ranurado*



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

### e. Acodado

Se emplean siempre que se quiera transformar en una máquina el movimiento alternativo en movimiento giratorio y viceversa. Se pueden presentar momentos torsores importantes en algunos tramos. Se diferencia del resto de los árboles debido a su forma ya que no sigue una línea recta sino de forma cigüeñal.

*Figura 53 - Eje acodado*



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

### 2.9.1.2 Materiales empleados en la construcción de ejes

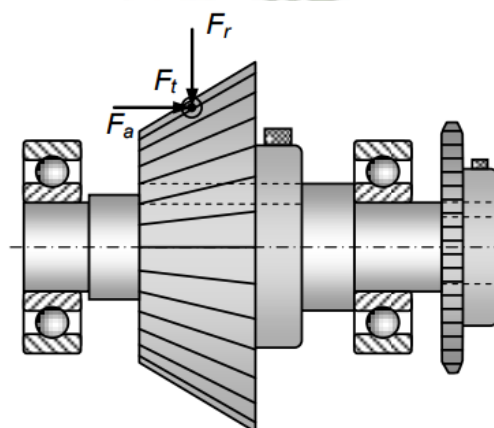
El acero es el material que frecuentemente más se usa en la fabricación de ejes. Variando adecuadamente la composición, el tratamiento térmico y el tratamiento mecánico pueden obtenerse propiedades mecánicas que se encuentren entre márgenes muy amplios.

Para confección de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, se prefieren aceros según norma SAE. De tal manera que preferentemente se usan los siguientes aceros: SAE 1010 y SAE 1020 para árboles poco cargados o de uso esporádico donde sea deseable un bajo costo de fabricación o cuando algunas partes de los elementos deban ser endurecidas mediante cementación. SAE 1050 es el acero para árboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante, lo anterior, cuando este acero se endurece por templeado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga. SAE 4140 es un acero al cromo molibdeno bonificado de alta resistencia que se emplea en ejes muy cargados y en donde se requiere alta resistencia mecánica.

### 2.9.1.3 Resistencia mecánica de los ejes

Los elementos de transmisión de potencia como las ruedas dentadas, poleas y estrellas transmiten a los ejes fuerzas radiales ( $F_r$ ), axiales ( $F_a$ ) y tangenciales ( $F_t$ ). Debido a estos tipos de carga, en el árbol se producen generalmente esfuerzos por flexión, torsión, carga axial y cortante. La figura 54 muestra esquemáticamente un eje en el cual está montado un engranaje cónico y una estrella. Se muestran las fuerzas sobre el engranaje, las cuales producen los cuatro tipos de sollicitación mencionados. Los ejes, en general, quedan expuestos a esfuerzos de fatiga, especialmente en flexión.

*Figura 54 - Solicitaciones en los ejes*

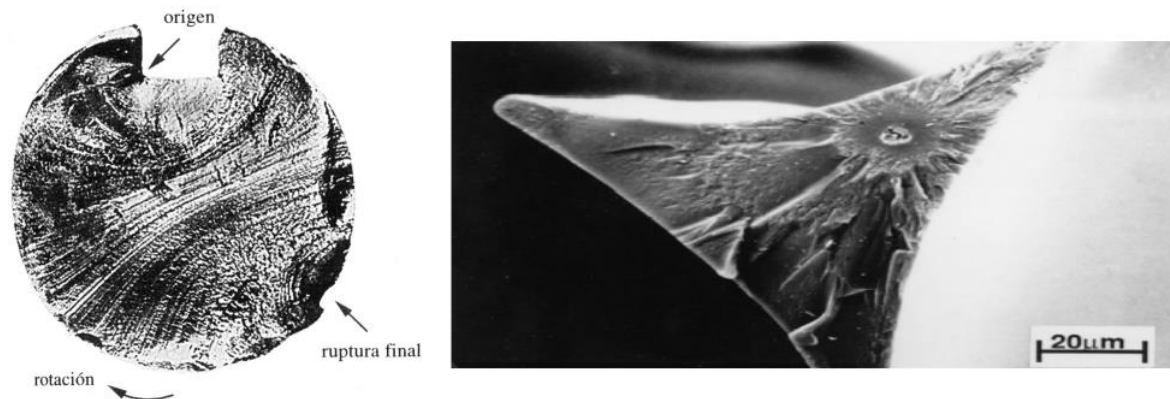


*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

## 2.9.2 Teoría de la fatiga

La fatiga es el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y deformaciones variables en algún punto o puntos y que produce grietas o la fractura completa tras un número suficiente de fluctuaciones (ASTM, 1957). El 90% de las piezas que se rompen en servicio fallan debido a este fenómeno.

*Figura 55 - Falla por fatiga*



*Fuente: ASTM – References on Fatigue - 1957*

La mayoría de las fallas en elementos de maquina se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Estas fallas suelen ocurrir a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico de los materiales. (Johnson, 1967)

En general, los materiales dúctiles sometidos a cargas de tensión estática están limitados por su resistencia al corte. En tanto que los materiales frágiles están limitados por su resistencia a la tensión (aunque hay excepciones a esta regla cuando materiales dúctiles se comportan como si fueran frágiles). Esta situación demanda las distintas teorías de falla para las dos clases de materiales, dúctiles y frágiles. (Shigley, 1983)

Diversas teorías han sido propuestas. Estas teorías son aplicadas distintamente a fallas frágiles sin flujo plástico o con flujo plástico. Las teorías aplicadas a cargas estáticas y/o dinámicas son las siguientes: (Juvinall, 1991)

### 1. Materiales dúctiles

- Teoría del esfuerzo cortante máximo o criterio de Tresca.
- Teoría de la energía de distorsión o Criterio de Von Mises.

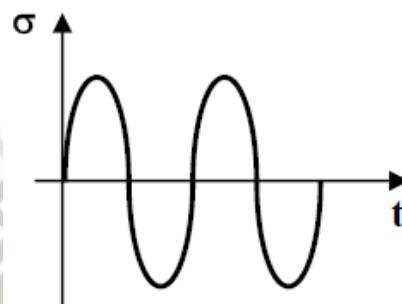
### 2. Teoría de esfuerzo normal máximo.

- Teoría de Coulomb-Morhr o teoría de fricción interna.
- Teoría de Modificada de Mohr.

El fenómeno de fatiga se observó por primera vez en los años 1800 cuando empezaron a fallar ejes de los carros de ferrocarril después de sólo poco tiempo de servicio (Zahavi, 1996). Estaban fabricados de acero dúctil, pero mostraban falla súbita de tipo frágil.

El ingeniero alemán, August Wohler, realizó la primera investigación científica en lo que se conoce como fallas por fatiga (Osgood, 1982). Probó los ejes hasta la falla. Publicó sus resultados en 1867 que identificaron como culpable al número de ciclos de esfuerzo en concordancia con su variación en tiempo, y encontró la existencia de un límite de resistencia a la fatiga para los aceros.

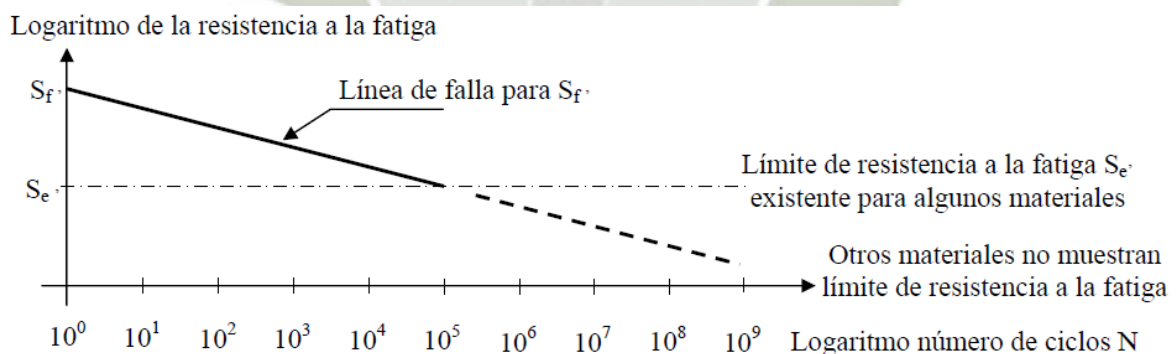
**Figura 56 - Esfuerzos variables en el tiempo**



Fuente: ASTM – References on Fatigue - 1957

El diagrama S-N o de Wohler, que se muestra en la figura 57, en la forma estándar de caracterizar el comportamiento de los materiales bajo cargas completamente alternantes. (Kuguel, 1961)

**Figura 57 - Diagrama S-N o de Vida-Resistencia de Wohler**



Fuente: ASTM – References on Fatigue - 1957

El mecanismo de falla por fatiga empieza en una grieta. La grieta pudiera haber estado presente en el material desde su manufactura o haberse presentado a lo largo del tiempo por causas de las deformaciones cíclicas cerca de las concentraciones de esfuerzos. La falla por fatiga ocurre en esfuerzos relativamente bajos de un componente o en una estructura sometida a esfuerzos fluctuantes o cíclicos (ASTM, 1957).

Se ha demostrado que casi todos los miembros estructurales contienen discontinuidades, desde microscópicas hasta macroscópicas, introducidos en el proceso de manufactura o de fabricación. (Kuhn, 1957)

Las grietas por fatiga comienzan en sitios simultáneamente y se propagan cuando un defecto domina y crece más rápidamente que los otros. Hay tres etapas de falla por fatiga, la nucleación de la grieta, la propagación de la grieta y la fractura súbita causada por el crecimiento inestable de la grieta (ASTM, 1957) la primera etapa puede ser corta duración, la segunda implica la mayor parte de la vida del componente y la tercera etapa es instantánea.

### **2.9.2.1 Etapa de nucleación de las grietas**

La vida total de un componente o estructura representa el tiempo que le toma a una grieta para comenzar, más el tiempo que necesita para propagarse por la sección transversal (Suresh, 1998). Entonces la vida de diseño se maximiza en las formas siguientes:

#### **a. Fenómeno de nucleación**

Un metal dúctil que al ser fabricado, no tiene grietas, pero tiene la colección normal de partículas, inclusiones, etc. comunes en materiales de ingeniería. A escala microscópica, los metales no son homogéneos ni isotrópicos. Además, que hay algunas partes de concentración de esfuerzos causados por la geometría. Los huecos o inclusiones preexistentes servirán como elevadores de esfuerzo para la inicialización de la grieta.

#### **b. Influencia de grietas en materiales de ingeniería**

Los materiales menos dúctiles no tienen la misma capacidad de fluencia plástica que los dúctiles y tendrán a generar con mayor rapidez. El debilitamiento de la estructura por fenómeno de iniciación de grieta; son más sensibles a las muescas. Los materiales frágiles (especialmente los fundidos) que no tienen fluencia pueden pasar por alto esta etapa inicial y llegar directamente a la propagación de grietas.

### **2.9.2.2 Etapa de propagación de las grietas**

Las grietas por fatiga se propagan más rápido a lo largo de los límites de las fronteras reticulares que a través de los granos (la disposición de los granos tiene un empaque atómico más eficiente). De esta forma, la utilización de un material que no presenta granos alargados en la dirección del crecimiento de grietas por fatiga extiende la vida a la fatiga. (usando un material trabajado en frío en vez de fundiciones. (Dowling, 1993)

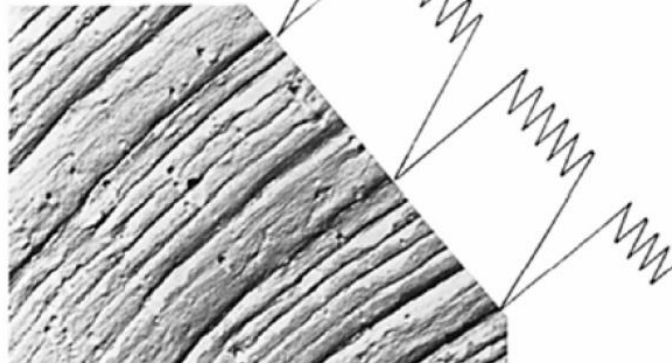
### a. Fenómeno de propagación.

Una vez establecida la microgrieta, se hacen operables los mecanismos de la mecánica de fractura. La grieta aguda crea concentración de esfuerzos superiores a los de muesca original, lo que provoca una zona plástica en el extremo de la grieta cada vez que el original, lo que provoca una zona plástica en el extremo y reduce la concentración efectiva de esfuerzos. La grieta crece poco a poco.

### b. Influencia de propagación de grietas en materiales de ingeniería

Las fallas por fatiga se consideran causadas por esfuerzos a tensión, aun cuando en los materiales dúctiles el esfuerzo contante inicia el proceso. Los esfuerzos alternantes que sean siempre a compresión no causan crecimiento de grietas, ya que en este caso aquellos tienden tendencia a cerrarlas. Si se observan con gran ampliación, las estrías debido a cada ciclo de esfuerzo aparecen como en la figura 58, que muestra la superficie de la grieta de un elemento fallado. Los ciclos de esfuerzo de gran amplitud ocasionales aparecen como estrías más grandes a los más frecuentes, de amplitud menor, indicando que las amplitudes de los esfuerzos mayores causan por ciclo un más elevado crecimiento de la grieta. (Malaya, 1969)

*Figura 58 - Estría por fatiga en la superficie de la grieta*



*Fuente: ASTM – References on Fatigue - 1957*

### c. Influencia de la corrosión en la propagación de grietas.

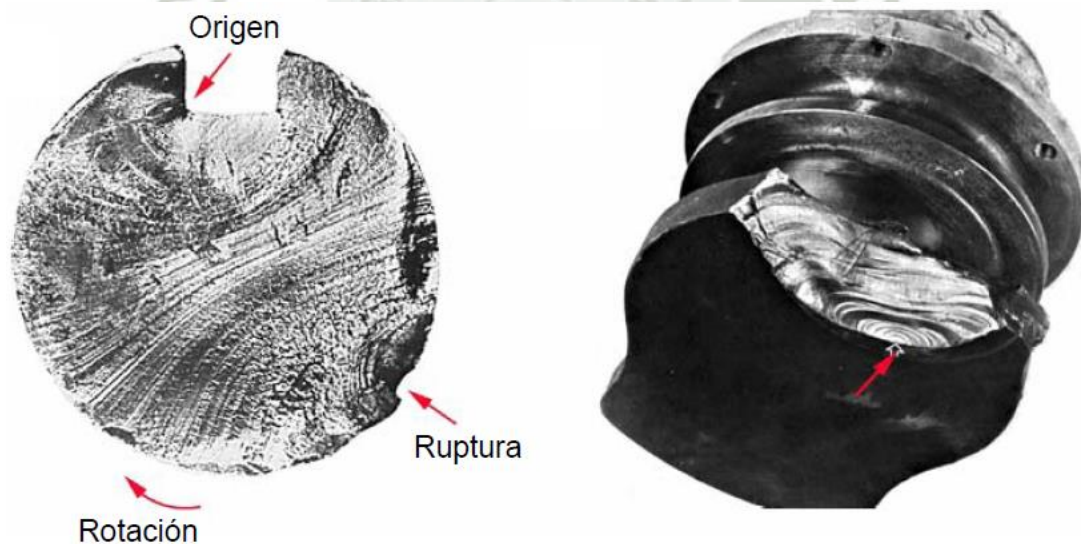
Otro mecanismo de propagación de grietas es la corrosión. Si una pieza que contiene una grieta es un entorno corrosivo, la grieta crecerá sujeta a esfuerzos estáticos. La combinación de un esfuerzo y de un entorno corrosivo tiene efecto acumulativo aumentando a que el material se corroe con mayor rapidez que si no estaría esforzado. Es en tanto que un entorno corrosivo la frecuencia de ciclo de esfuerzos tendrá un efecto incremental en el crecimiento de las grietas. (Norton, 1999)

### 2.9.2.3 Propagación de fractura

La grieta continúa creciendo en tanto estén presentes esfuerzos cíclicos a tensión y/o factores de corrosión. Llegando algún momento, en tamaño de la grieta se hace lo bastante grande como para elevar el factor de intensidad de esfuerzo  $K$ , en el extremo de la grieta al nivel de la tenacidad a la fractura del material  $K_c$ , y en el siguiente ciclo de esfuerzo a tensión ocurre al instante la falla súbita. Este mecanismo de falla es el mismo, sin importar que la situación  $K=K_c$  haya sido alcanzada por la propagación de la grieta a un tamaño suficiente por haberse elevado bastante el esfuerzo normal. Por lo regular en cargas dinámicas ocurre lo primero, en tanto que lo último es más en cargas estáticas (Shigley, 1983). El resultado es el mismo, una falla súbita y catastrófica, sin advertencia.

El examen a simple vista de las piezas falladas a la carga por fatiga muestra un patrón característico, según se aprecia en la figura 59. Hay una región que emana del sitio de la microgrieta original, que aparece como bruñida, y otra región aparte que aparece mate y áspera con la apariencia de una fractura frágil. La región bruñida era la grieta, con marcas de playa.

*Figura 59 - Eje con fallas de fatiga*



*Fuente: ASTM – References on Fatigue - 1957*

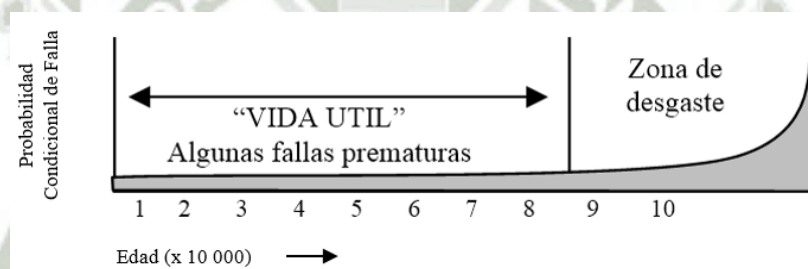
Las marcas de playa se deben a la iniciación y la detención alternada del crecimiento de la grieta, y rodean en el origen de la misma, por lo general en una muesca o en un elevador de esfuerzos internos. Maximizar la longitud crítica de la grieta conduce a una vida larga con una probabilidad mayor de conocer una falla inminente.

### 2.9.3 Vida útil

Es el tiempo proyectado en el cual un equipo o componente opera con todas las funciones para las que fue diseñado sin presentar riesgo para el operador, hasta que sea necesario someterlo a un reacondicionamiento mayor (overhaul), haya llegado a ser obsoleto, o haya sufrido un deterioro total por envejecimiento. La vida útil puede ser expresada en años, meses, días horas, kilometraje, ciclos o cualquier otra unidad de medida en el tiempo.

La curva que representa de frecuencia de falla y vida útil de un componente o equipo, puede ser dibujada como una curva de probabilidad condicional de falla, en este caso el término Vida Útil define la edad en la que hay un rápido incremento en la probabilidad condicional de falla. Es muy importante ver que existen modos de falla que ocurren prematuramente, el estado de las fallas prematuras está representado por una curva de probabilidad condicional, tal como se muestra en la siguiente figura 60.

**Figura 60 - Probabilidad condicional de falla y vida útil**



*Fuente: Mantenimiento Centrado en Confiabilidad- MOUBRAY, John.*

#### 2.9.3.1 Curva de la bañera o de Davies

La curva de la bañera de la figura 61 es un gráfico que representa los fallos durante el periodo de vida útil de un sistema o máquina. En ella se puede apreciar tres etapas:

**Figura 61 - Esquema de la curva de la bañera**

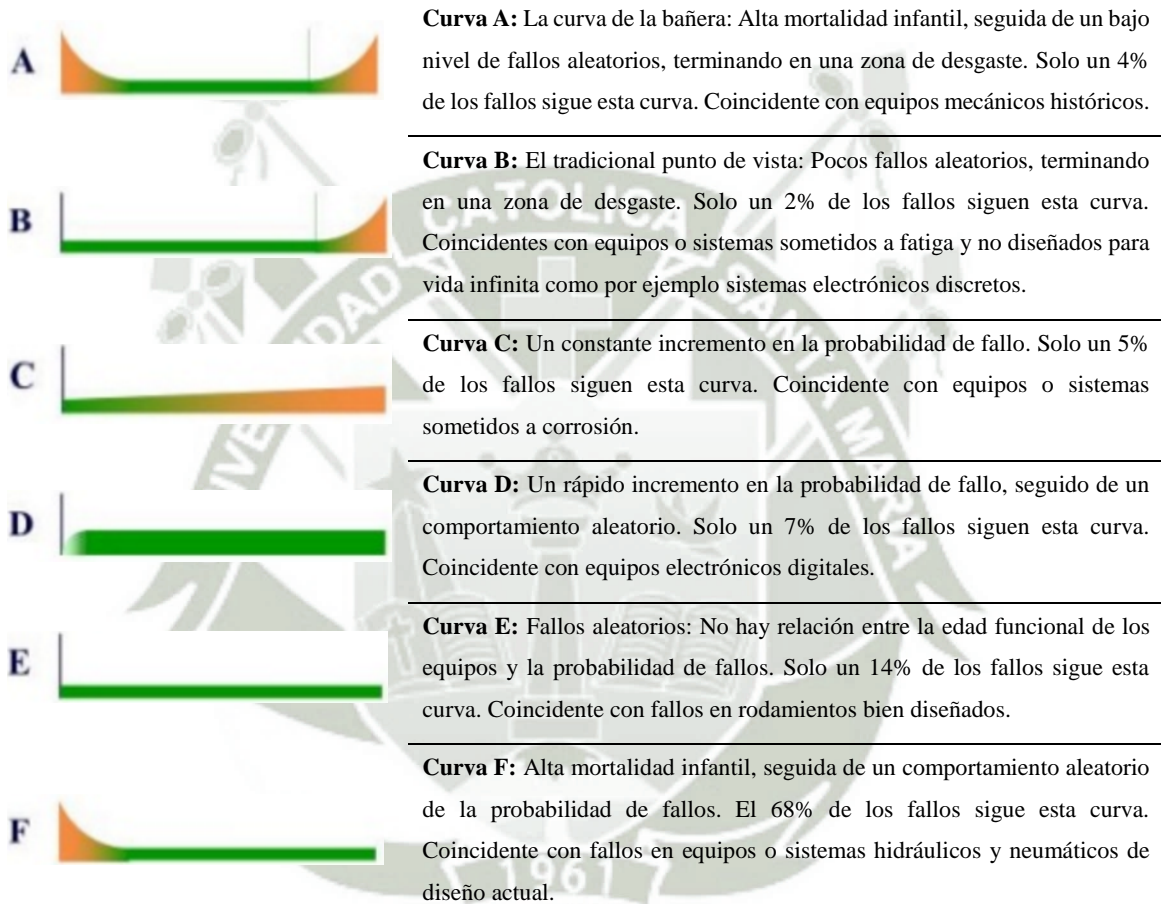


*Fuente: Mantenimiento Centrado en Confiabilidad- MOUBRAY, John.*

Mucho de los planes de mantenimiento se han basado en la curva de la bañera clásica para definir los mismos, pero estudios más actuales procedentes del sector de la aviación y militar ha demostrado que los mecanismos de formación de fallos no tienen por qué seguir las pautas de la curva de la bañera.

A continuación, se muestra en el cuadro 8 las distintas curvas de fallo a lo largo del tiempo y el porcentaje de cada una de ellas según un estudio de la aviación.

**Cuadro 8 - Diferentes curvas de fallos**



*Fuente: Mantenimiento Centrado en Confiabilidad - MOUBRAY, John.*

La conclusión obtenida del estudio de la aviación fue que solo un 6% sigue el desarrollo de fallos según las curvas A+B, y solo en estas, será efectivo la aplicación de los mantenimientos preventivos.

Por tanto, existe otro 94% de fallos que debido a su alta componente aleatoria de aparición de fallos no merece la pena hacerle mantenimiento preventivo, Este solo inducirá en la aparición de nuevos fallos por manipulación innecesaria de los equipos y producirá un aumento en los costos por mantenimiento preventivo.

## 2.9.4 Elementos de máquina

Una máquina está compuesta por una serie de elementos más simples que la constituyen, pudiendo definir como elementos de máquinas todas aquellas piezas o elementos más sencillos que correctamente ensamblados constituyen una máquina compleja y en funcionamiento.

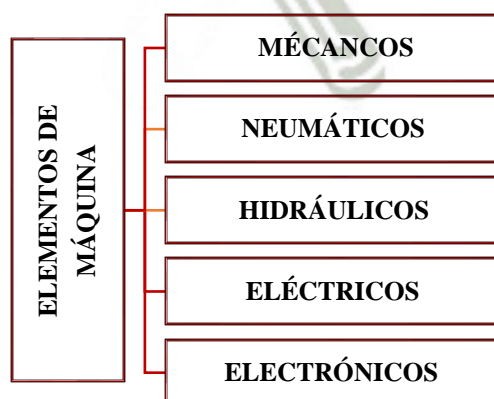
Los elementos de máquinas tales como remaches, chavetas, poleas, resortes, engranajes, ejes, etc. son partes constitutivas de distintos mecanismos, que cumplen distintas funciones, ya sea de unión entre las piezas, de soporte de órganos en movimiento, de transmisión del movimiento, etc.

Por tal motivo están expuestos a solicitaciones de distinta índole, principalmente mecánicas, como esfuerzos, rozamientos, deformaciones, etc. por lo que deben cumplir distintos requisitos técnicos a los efectos de soportar estas exigencias y lograr el comportamiento lo más eficiente del mecanismo. Por lo tanto, deben ser calculados de acuerdo a principios técnicos y experimentales de la mecánica. Los mismos deben tener suficiente resistencia y duración funcionando con el menor desgaste y reparación posible y cumplir su finalidad con el costo mínimo de fabricación y mantenimiento. Pueden agruparse los mismos como elementos activos, que son aquellos que transmiten movimiento (poleas, ruedas dentadas, etc.) y pasivos, los que tienen como misión soportar, sujetar o guiar los anteriores (remaches, cuñas, tornillos, etc.)

### 2.9.4.1 Tipos de elementos para máquinas

Según la tecnología a la que cada uno de estos elementos puede formar parte, en la figura 62 podemos distinguir los tipos de elementos de máquinas.

*Figura 62 - Tipos de elementos de máquinas*

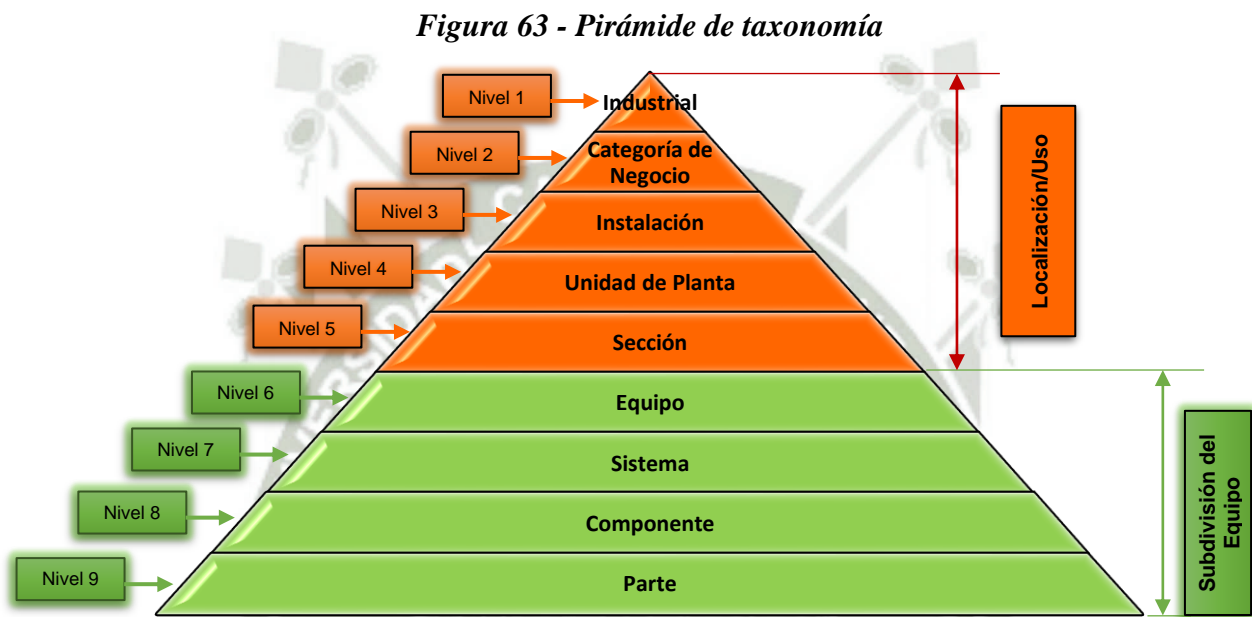


*Fuente:* Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"  
*Autor:* Huacasi Añamuro, Ludwin David

### 2.9.4.2 Taxonomía de los equipos

Según lo planteado en la norma ISO 14224, la taxonomía es: *“Una clasificación sistemática de ítems en grupos genéricos, basándose en factores posiblemente comunes a varios de los elementos (ubicación, uso, equipo de subdivisión etc). Comúnmente también son llamados árboles de equipos, por su característica jerarquizada de acceder a un activo (ISO, 1999).*

En la figura 63 se muestra el diagrama de jerarquización utilizada por la Norma ISO 14224 para establecer la taxonomía de los equipos:



**Fuente:** Petroleum, petrochemical and natural gas industrie  
**Autor:** ISO 14224

*“Los Niveles 1 a 5 son una categorización alta que se relacionan con industrias. Debido a que se analiza la confiabilidad del equipo en función de toda la planta.*

*Los Niveles 6 a 9 están relacionados con la unidad de equipo y con la subdivisión del mismo. El número de niveles para la subdivisión dependerá de la complejidad de la unidad y/o equipo y también en función del uso. Es muy importante considerar estos niveles para la implementación de la estrategia RCM y así asegurar una buena confiabilidad, disponibilidad y uso del equipo.” (ISO, 1999).*

### 2.9.5 Diseño de elementos de máquinas

La palabra diseño, deriva del latín “*designare*”, que significa "señalar, marcar". Un diccionario da las siguientes definiciones: esbozar o planear, como acción o trabajo para concebir, inventar, idea. (RAE, 2016)

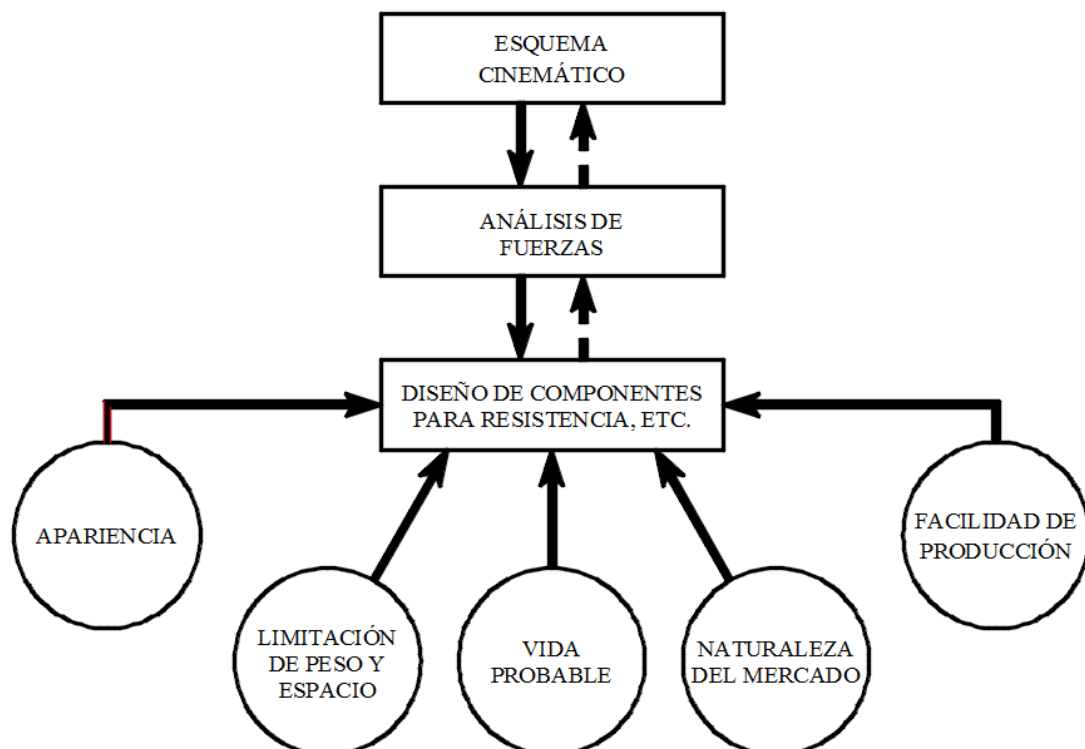
El diseño de ingeniería es definido como el proceso de aplicar las divisas técnicas y principios científicos con el objeto de determinar un dispositivo, un proceso o un sistema con detalles suficientes que permitan su realización.

El diseño en ingeniería es la creación de planos necesarios para que las máquinas, mecanismos, estructuras, los sistemas o los procesos desarrollen las funciones deseadas.

El diseño de un elemento de máquina debe seguir un plan semejante mostrado en la figura 64. Después de haber establecido las especificaciones generales, debe fijarse una disposición cinemática, o esqueleto de la máquina. A continuación, debe hacerse un análisis de fuerzas y con esta información se pueden diseñar los componentes.

Las decisiones finales se ven afectadas por muchos factores diferentes a la resistencia y a la rigidez, tales como la apariencia, el peso, las limitaciones de espacio, la disponibilidad de materiales y técnicas de fabricación, etc.

**Figura 64 - Diseño de elementos de máquinas**



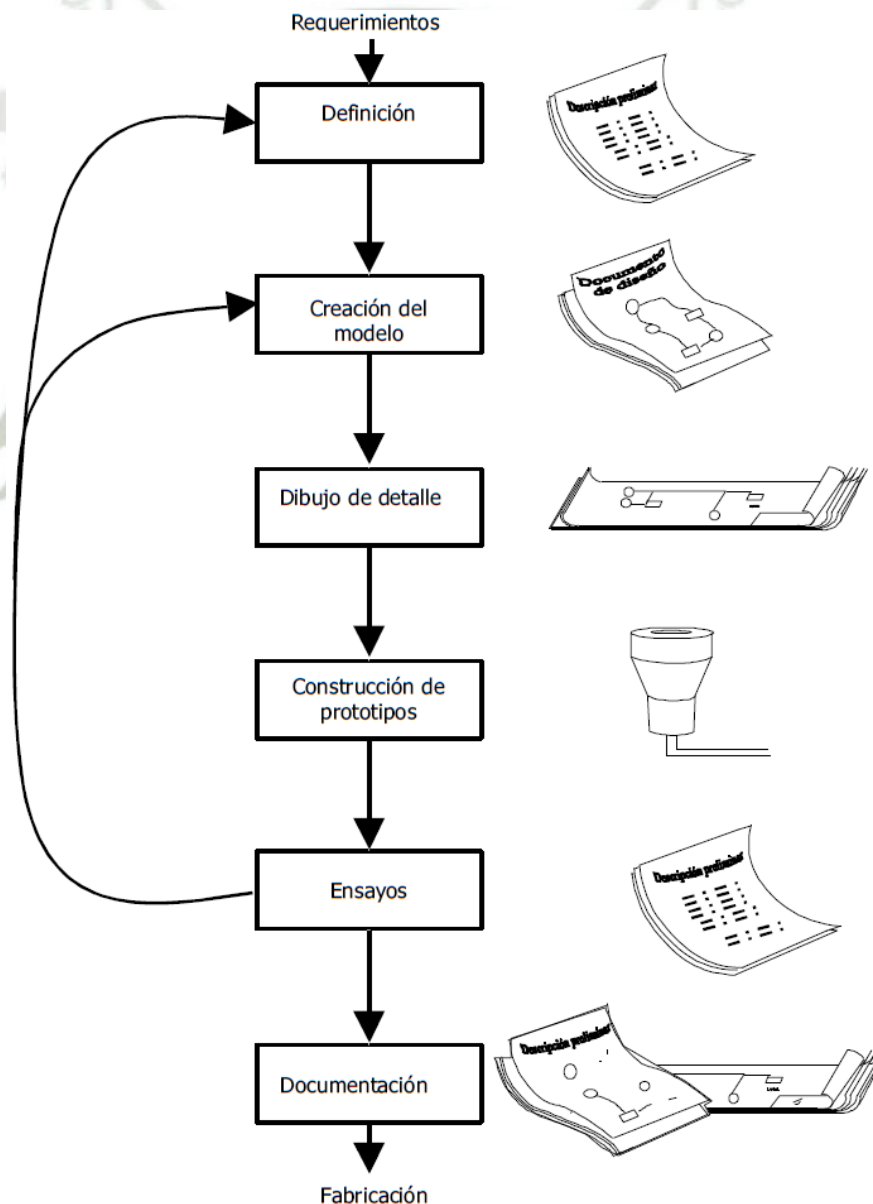
**Fuente:** Propuesta de Tesis: “*Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional*”  
**Autor:** Huacasi Añamuro, Ludwin David

La ciencia que sirve de fundamento al diseño de elementos de máquinas son la matemática y la física, con énfasis en la cinemática, estática, la dinámica y resistencia de materiales. (Hall, 1975)

### 2.9.5.1 Diseño asistido por computadora

En un sentido amplio, podemos entender el Diseño Asistido por Computador (CAD) como la "aplicación de la informática al proceso de diseño" (Salmon, 1987). Puntualizando la definición, entenderemos por sistema CAD, un sistema informático que automatiza el proceso de diseño de algún tipo de ente, ver la figura 65, para descartar, como sistemas CAD las aplicaciones que incidan tan solo en algún aspecto concreto del proceso de diseño.

**Figura 65 - Pasos clásicos de diseño asistido por computadora**



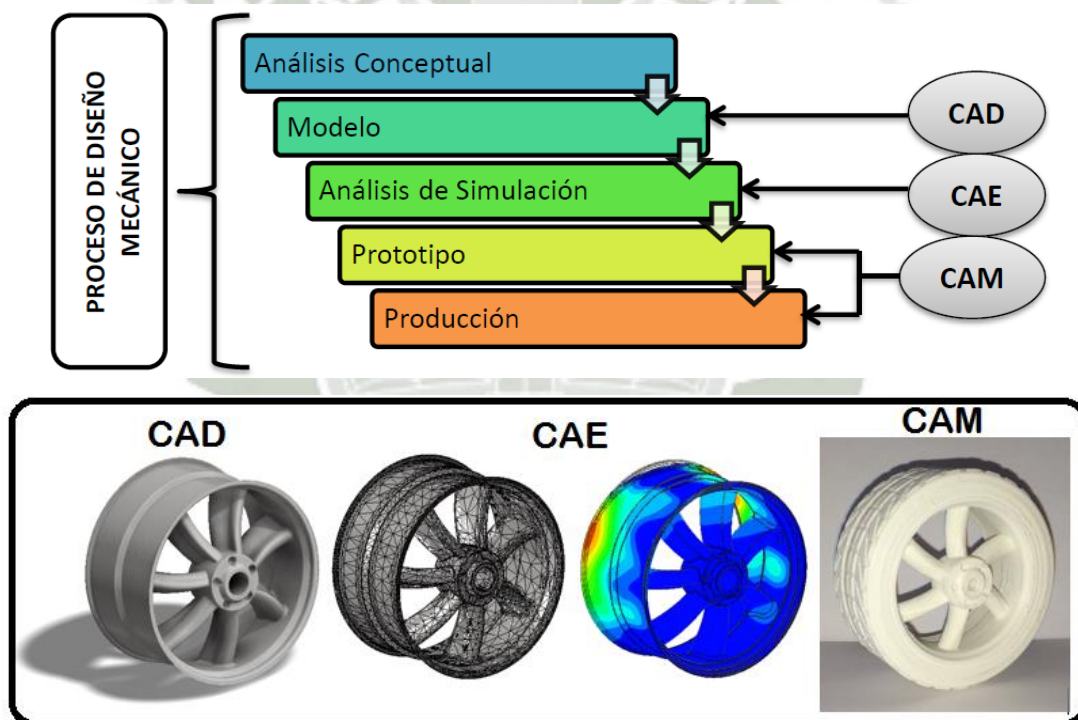
**Fuente:** Computer Graphics: Systems and Concepts  
**Autor:** Salmon, R

Los medios informáticos se pueden usar en la mayor parte de las tareas del proceso, siendo el dibujo el punto en el que más profusamente se ha utilizado. Una herramienta CAD es un sistema software que aborda la automatización global del proceso de diseño de un determinado tipo de ente.

El éxito en la utilización de sistemas CAD radica en la reducción de tiempo invertido en los ciclos de exploración. Fundamentalmente por el uso de sistemas gráficos interactivos, que permiten realizar las modificaciones en el modelo y observar inmediatamente los cambios producidos en el diseño.

El desarrollo de un sistema CAD se basa en la representación computacional del modelo. Esto permite realizar automáticamente el dibujo de detalle y la documentación del diseño, y posibilita la utilización de métodos numéricos para realizar simulaciones sobre el modelo, como una alternativa a la construcción de prototipos como se muestra en la figura 66.

**Figura 66 - Proceso de diseño mecánico**



**Fuente:** *Computer Graphics: Systems and Concepts*  
**Autor:** Salmon, R

En la actualidad, los paquetes de software incluyen herramientas que posibilitan el intercambio de datos desde un software CAD a uno CAE y hacia los CAM, asegurando de esta forma la integridad de los datos del modelo que a veces se sacrifica cuando se traduce la geometría a formatos universales como IGES o STEP. (Brunet, 1986)

### 2.9.5.2 Ingeniería asistida por computador

CAE es el acrónimo en inglés de Computer Aided Engineering, Ingeniería Asistida por Computador. El CAE es un sistema que permite a los ingenieros analizar y simular en un computador los modelos que se piensan poner en práctica con el objetivo de apreciar su validez sin incurrir en costos de fabricación, ver cuadro 9. Esto es muy importante, ya que una simulación ahorra muchos costos, tanto en dinero como en tiempo, que significa construir prototipos físicos y realizar pruebas de laboratorio y planta piloto. Es necesario mencionar que en una etapa final un modelo debe ser siempre validado experimentalmente con un prototipo físico llevado a condiciones reales.

*Cuadro 9 - Ingeniería asistida por computadora*

MODELADO	ANÁLISIS DEL DISEÑO	VISUALIZACIÓN DEL DISEÑO
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geometría</li> <li>• Simulación</li> <li>• Animación</li> <li>• Gráficas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Propiedades</li> <li>• Mecanismos</li> <li>• Funcionalidad</li> <li>• Factor Humano</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Planos 2D</li> <li>• Axonometrias</li> <li>• Foto-realismos</li> <li>• Videos y VRML</li> </ul>

*Fuente: Computer Graphics: Systems and Concepts*  
*Autor: Salmon, R*

Con la ayuda de un software adecuado se pueden llevar a cabo diferentes tipos de análisis de ingeniería, tales como análisis de transferencia de calor, análisis estructural, análisis de circuitos electrónicos, etc.

El CAE se define como una herramienta que combina información geométrica (dibujos orientados a la ingeniería) con información funcional (cálculos matemáticos) para realizar análisis de ingeniería. Las herramientas CAE ayudan al ingeniero a analizar, optimizar, y documentar diseños de productos. Incluyen análisis de tensiones, de frecuencias, térmicos, cinemáticos, y otras opciones de análisis.

Un proceso típico de CAE incluyen pasos de pre-procesado, solución y post-procesado. En la fase de pre-procesado, los ingenieros modelan la geometría y las propiedades físicas del diseño, así como el ambiente en forma de cargas y restricciones aplicadas. En la fase de post-procesado, los resultados se presentan al ingeniero para su revisión.

Las aplicaciones CAE soportar una gran variedad de disciplinas y fenómenos de la ingeniería incluyendo:

- Análisis de esfuerzos y dinámica de componentes y ensambles utilizando el análisis de elementos finitos (FEA).
- Análisis termico y de fluidos utilizando dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Análisis de cinemática y de dinámica de mecanismos (Dinámica Multicuerpos).
- Simulación mecánica de eventos (MES).
- Análisis de control de sistemas.
- Simulación de procesos de manufactura como forja, moldes y troquelados.
- Optimización del proceso del producto.

Algunos problemas de la ingeniería requieren la simulación de fenómenos múltiples para representar la física subyacente. En la figura 67 se muestra la integración de las aplicaciones CAE que abordan dichos problemas usualmente se llaman soluciones de física múltiple.

**Figura 67 - Integración de Software cae de simulación FEA**



*Fuente: Engineering by Analysis  
Autor: (Wilde, 2011)*

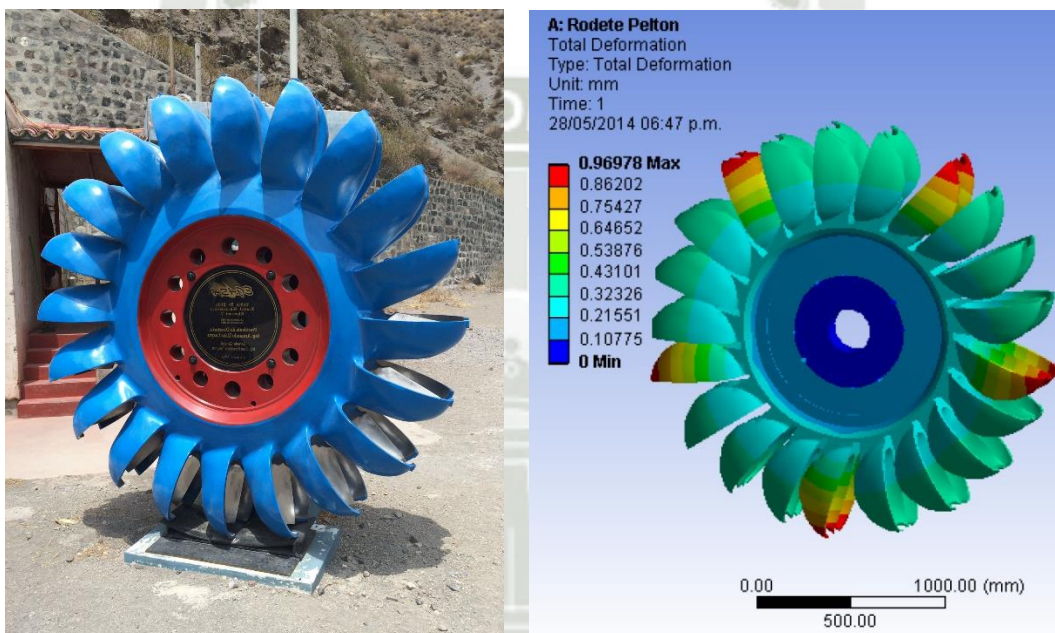
Los “software” CAE más comerciales conocidos en nuestro medio que proporcionan soluciones a través de la ingeniería avanzadas como el análisis de elementos finitos (FEA), la dinámica de fluidos computacional (CFD), cinemática, fabricación de simulación y optimización de procesos de diseño, estos son:

- ANSYS Workbench: Programa de simulación ingenieril.
- Autodesk Simulation: Programa simulación mecánica.
- Proengennier: Programa de fabricación e ingeniería asistida por computadora.
- SAP2000: Programa de diseño y cálculo estructural.
- Nastran: Programa de cálculo estructural que aplica el método de los elementos finitos.
- Catia: Programa de diseño y simulación asistido por ordenador.

### 2.9.6 Simulación computacional

Una simulación por computadora, es un programa informático de ordenadores cuyo fin es crear una simulación de un modelo abstracto de un determinado sistema como el mostrado en la figura 68. Las simulaciones por computadora se han convertido en una parte relevante y útil de los modelos matemáticos de muchos sistemas naturales de ciencias como la física, la astrofísica, la química y la biología; así como de sistemas humanos de economía, psicología y ciencias sociales. Además, se emplea en el diseño de nueva tecnología para llegar a comprender mejor su funcionamiento.

**Figura 68 - Modelo real y simulado por computadora**



**Fuente:** Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"  
**Autor:** Huacasi Añamuro, Ludwin David

La simulación es la representación un fenómeno mediante otro más simple, que permite analizar sus características. La simulación, hoy en día, puede encontrarse en la producción de prototipos de textiles, alimentos, juguetes, en la construcción de infraestructuras por medio de maquetas, hasta en el entrenamiento virtual de los pilotos de combate.

Las grandes demandas del mercado han obligado en los últimos años a implantar en las empresas todas aquellas tecnologías que puedan hacer realidad los tres grandes objetivos del diseño moderno (ALFARO, 2003):

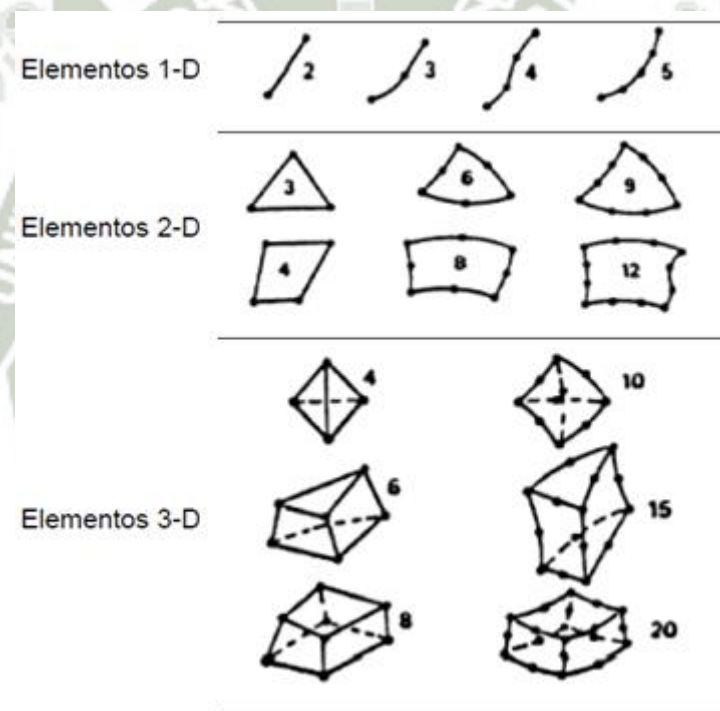
- Diseñar para conseguir una fabricación a un costo competitivo.
- Diseñar en orden la utilización real en servicio.
- Diseñar bien al primer intento.

### 2.9.6.1 Teoría de los elementos finitos

Normalmente, las herramientas CAE trabajan con el Método de Elementos Finitos (FEM, Finite Element Method), un potente método de cálculo de ayuda al diseño, pero que en ningún caso sustituye al conocimiento del funcionamiento de la pieza o sistema que se está diseñando.

El FEM consiste en sustituir la pieza por un modelo, formado por partes de geometría sencilla, denominados elementos, que forman la malla. Obteniendo las propiedades de estos elementos, se podrán entonces obtener las de la pieza que se está analizando. La solución obtenida del modelo de elementos finitos será una aproximación de la solución del sistema real, ya que se comete el denominado error de discretización al sustituir el sistema real por su modelo aproximado figura 69.

**Figura 69 - Tipos de elementos utilizados en el FEM**



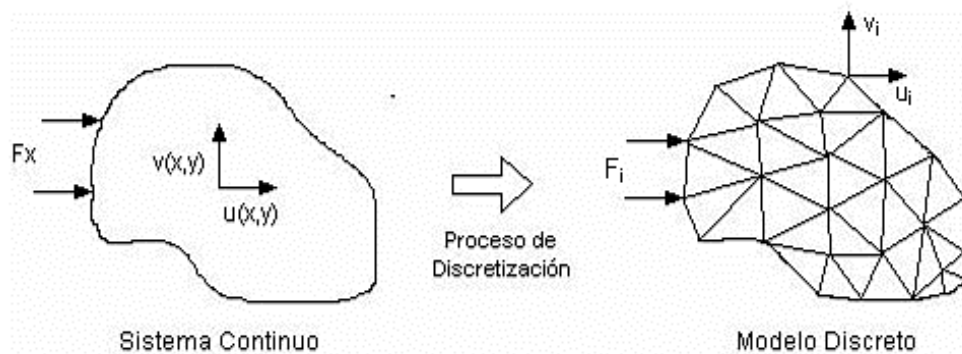
*Fuente: Engineering by Analysis*  
*Autor: (Wilde, 2011)*

Muchos de los fenómenos que suceden en la naturaleza y en la vida cotidiana pueden ser descritos mediante modelos matemáticos. La complejidad de dicho modelo depende del fenómeno que se desea describir. Algunos de estos modelos se pueden escribir en términos de ecuaciones diferenciales parciales, y en la gran mayoría la solución exacta a estas ecuaciones no existe hasta nuestros días. La alternativa es usar métodos numéricos para aproximar la solución. Dados los avances en la tecnología de los computadores digitales, muchos problemas, cuya

solución analítica no se conoce, han podido ser simulados mediante métodos numéricos con bastante precisión (DE LA CRUZ, 1999).

Sistemas físicos continuos del mundo real, tales como el flujo de aire alrededor de un avión, la concentración de esfuerzos en una presa, el campo eléctrico en un circuito integrado, la concentración de especies químicas en un reactor, y la transferencia de calor, son generalmente modelados matemáticamente usando ecuaciones diferenciales parciales. Para realizar simulaciones en un computador, las ecuaciones necesitan pasar del sistema continuo a un sistema discreto como se ilustra en la figura 70, es decir, ser “discretizadas” sobre un número finito de puntos del espacio (y tiempo) donde variables como velocidad, densidad, campo eléctrico, temperatura, entre otras, serán calculadas. Los métodos usuales de discretización, como Diferencias Finitas, Volúmenes Finitos y Elementos Finitos, utilizan puntos vecinos para calcular derivadas y de esta manera se tiene el concepto de malla sobre la cual se realizan los cálculos (DE LA CRUZ, 1999).

**Figura 70 - Proceso de discretización**



**Fuente:** *Engineering by Analysis*  
**Autor:** (Wilde, 2011)

El concepto fundamental del Método de Elementos Finitos (FEM, Finite Element Method) es que cualquier variable continua, como temperatura, presión, o desplazamientos, puede ser aproximada por un modelo discreto compuesto por un juego de funciones continuas por trozos, definidas sobre un número finito de subdominios (SEGERLIND, 1976).

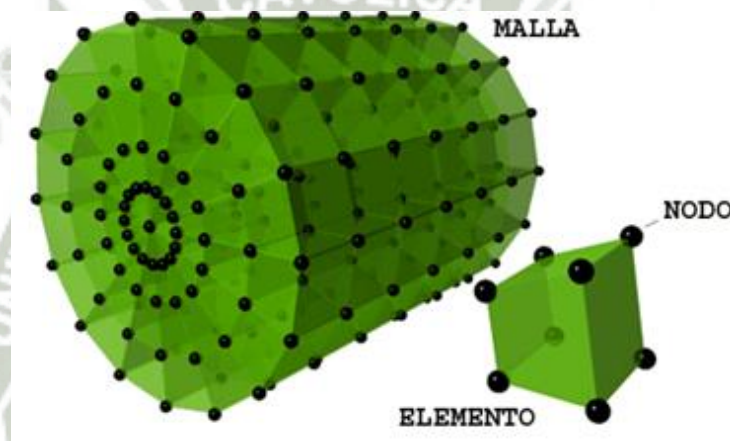
El método de los elementos finitos es una de las más importantes técnicas de simulación y seguramente la más utilizada en las aplicaciones industriales, y su utilización es extensible a multitud de problemas de física.

El Método de Elementos Finitos de forma sencilla consiste en convertir el sólido en un número finito de partes llamadas elementos cuyo comportamiento se especifica con un número finito de parámetros. Dichos elementos contienen una serie de puntos interconectados entre sí llamados nodos y al conjunto se le conoce como malla (ALDAYA, 1998). Dicho de otra forma, una región

compleja que define un dominio continuo es discretizada en formas geométricas simples llamadas elementos. Las propiedades y las relaciones de gobierno son asumidas sobre estos elementos y expresadas matemáticamente en términos de valores desconocidos en puntos específicos en los elementos, llamados nodos, ver figura 71.

Un proceso de ensamblaje es usado para conectar los elementos individuales al sistema dado. Cuando se consideran los efectos de las cargas y condiciones de frontera, usualmente se obtiene un juego de ecuaciones algebraicas lineales o no lineales. La solución a estas ecuaciones da el comportamiento aproximado del dominio o sistema continuo. El dominio continuo tiene un número infinito de grados de libertad, mientras que el modelo discretizado tiene un número finito de éstos. Este es el origen del nombre del Método de Elementos Finitos (BARTON & RAJAN, 2000).

**Figura 71 - Cilindro con malla y detalle de un elemento con sus nodos**



**Fuente:** *Engineering by Analysis*  
**Autor:** (Wilde, 2011)

Para definir el comportamiento en el interior de cada elemento se supone que dentro del mismo, todo queda perfectamente definido a partir de lo que sucede en los nodos a través de una adecuada función de interpolación (ALFARO, 2003).

Como puede apreciarse de lo dicho, en el método de los elementos finitos son casi esenciales los conceptos de "Discretización" o acción de transformar la realidad de la naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, y de "Interpolación", o acción de aproximar los valores de una función a partir de su conocimiento en un número discreto de puntos. Por lo tanto, el MEF es un método aproximado desde múltiples perspectivas (ALFARO, 2003):

- Discretización.
- Interpolación.
- Utilización de métodos numéricos.

Esta presentación aproximada de la realidad en forma de un modelo numérico permite la resolución del problema. Los diversos coeficientes del modelo son automáticamente calculados por el computador a partir de la geometría y propiedades físicas de cada elemento. Sin embargo queda en manos del usuario decir hasta qué punto la discretización utilizada en el modelo representa adecuadamente el modelo de la estructura (ALFARO, 2003).

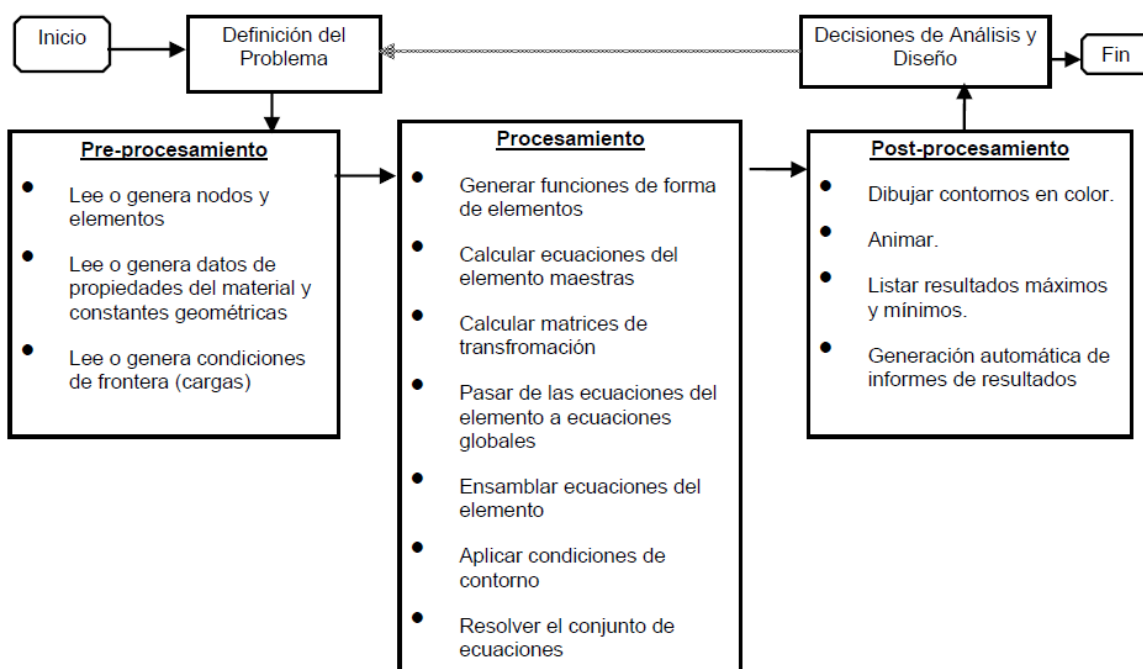
La discretización correcta depende de diversos factores, como son el tipo de información que se desea extraer del modelo o el tipo de solicitación aplicada.

Actualmente el método de los elementos finitos ha sido generalizado hasta constituir un potente método de cálculo numérico, capaz de resolver cualquier problema de la física formulable como un sistema de ecuaciones, abarcando los problemas de la mecánica de fluidos, de la transferencia de calor, del magnetismo, etc. (ALFARO, 2003).

Como el número de ecuaciones generadas usualmente es bastante grande para la mayoría de las aplicaciones del mundo real del FEM, se requiere el poder de cálculo del computador digital. El Método de Elementos Finitos tiene poco valor práctico si no se dispone de un computador digital. Los avances y la disponibilidad de computadores y software han llevado al FEM al alcance de ingenieros de diversas industrias, e incluso estudiantes (BARTON & RAJAN, 2000).

En el cuadro 10 se muestra el proceso computacional del FEM, que típicamente consiste en tres pasos (KARDESTUNCER, 1987)

**Cuadro 10 - Análisis típico por elementos finitos**



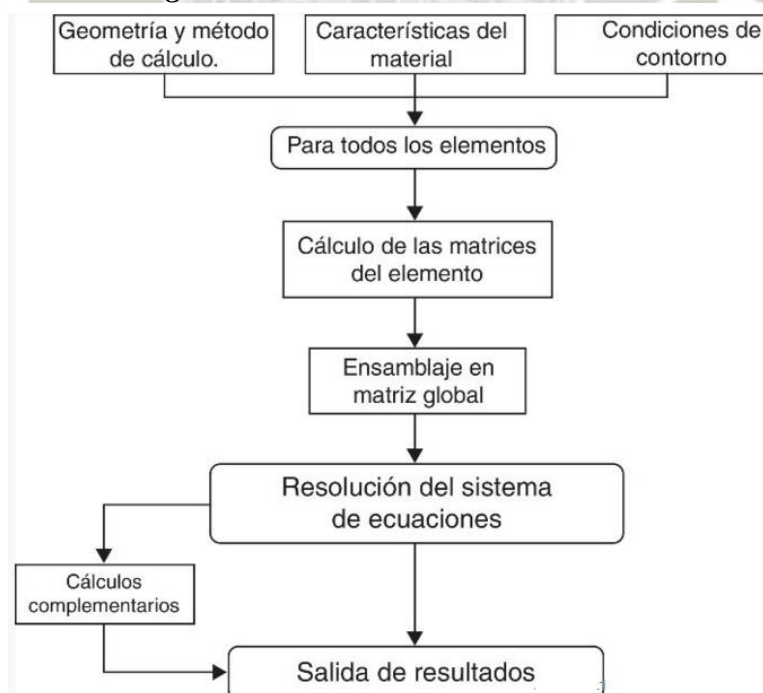
*Fuente:* KARDESTUNCER (1987)

*Autor:* RAJAN (2000), MOLERO (2001).

- Pre-procesamiento, o preparación del modelo, involucra la generación de la geometría, la malla, y los elementos (DATTA, 1995) y se especifican los datos necesarios para el análisis, incluyendo el tipo de análisis, tipo de elementos, definición de los elementos, propiedades del material, cargas y parámetros de análisis (ALGOR, 2003) y se le dicen al computador las ecuaciones de gobierno, condiciones de frontera, propiedades, y métodos de solución a utilizarse;
- Procesamiento, en el cual el computador resuelve el problema; y
- Post-procesamiento, o revisión de los resultados, que involucra visualizar la solución, usando diagramas de contorno (“contours”) en color o sombreados, cortes sobre el modelo, listados de máximos y mínimos, archivos de imágenes (JPEG, GIF, BMP, etc.) y creando películas de los acontecimientos virtuales (DATTA, 1995); (ALGOR, 2003).

Este método ya no considera la estructura como un continuo, sino que considera cada sólido como un conjunto de pequeños elementos de dimensión finita relacionados entre sí a través de nodos o uniones de contacto. El comportamiento de cada uno de esos elementos se obtiene formulando un sistema de ecuaciones diferenciales y algebraicas. Las incógnitas serán los desplazamientos de los nodos, en función de los cuales expresaremos los desplazamientos de los puntos interiores de cada elemento formulando una hipótesis. Ensamblando los sistemas de ecuaciones se obtiene un sistema para todo el sólido con un elevado número de ecuaciones, que puede ser resuelto con un ordenador. Los pasos se muestran en la figura 72.

**Figura 72 - Pasos a realizar en el FEM**



*Fuente:* KARDESTUNCER (1987)

*Autor:* RAJAN (2000)

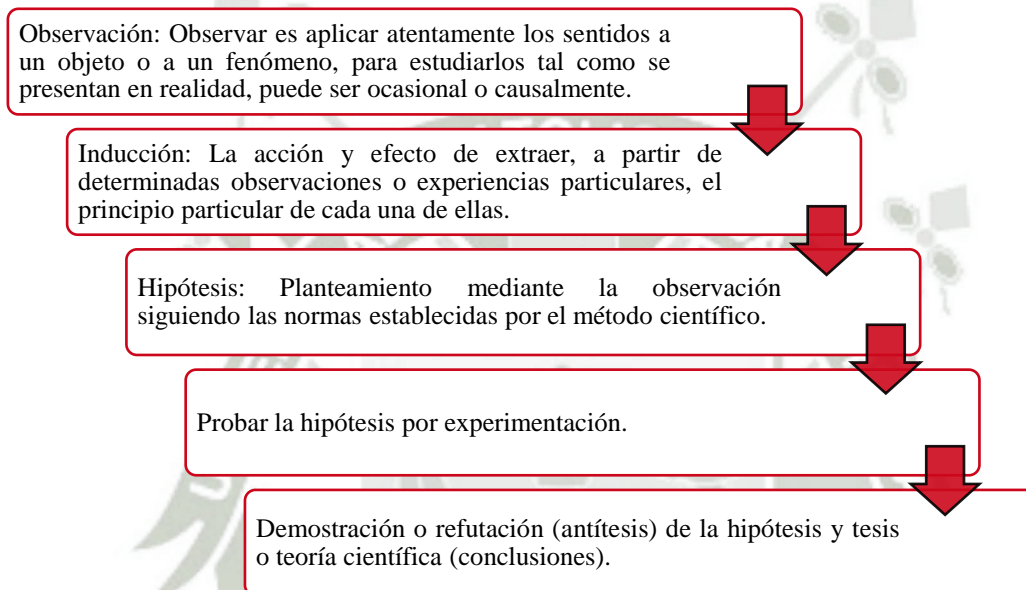
## 2.10 Método

El modo de conducir la investigación tendrá un método de análisis inductivo que estudiará un elemento en particular de un todo, para llegar a una conclusión general.

El método inductivo admite que cada conjunto de hechos de la misma naturaleza está regido por una Ley Universal. El objetivo científico es enunciar esa Ley Universal partiendo de la observación de los hechos.

Las etapas necesarias para desarrollar el análisis inductivo se muestran en el cuadro 11.

**Cuadro 11 - Estructura del método inductivo**



*Fuente:* Propuesta de Tesis: "Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional"

*Autor:* Huacasi Añamuro, Ludwin David

### 2.10.1 Métodos para predecir la vida útil

Hasta la fecha, los métodos propuestos para la predicción de la vida útil de elementos de maquina no se pueden considerar una ciencia exacta debido a los múltiples factores diferentes que hay que considerar, lo que hace de la predicción de la vida útil una actividad interdisciplinaria. A continuación, se exponen los principales métodos utilizados en la predicción de la vida útil de elementos de máquina que han tenido repercusión hasta el momento, en función de su enfoque.

#### 2.10.1.1 Métodos deterministas

Los métodos deterministas se basan en el estudio de los factores que influyen en la degradación de los elementos estudiados, traducida en función de degradación. Los factores

se traducen en fórmulas que expresan su acción en el tiempo. El ejemplo más conocido de este enfoque es el método de los factores contemplado en la normativa ISO 15686 Parte 1 (ISO 2000).

### **2.10.1.2 Métodos probabilísticos**

Los métodos probabilísticos consideran la degradación como un proceso estadístico, donde se define la probabilidad de deterioro para cada propiedad durante un periodo de tiempo (Cecconi, 2002). Para su aplicación es necesario datos reales recogidos durante un prolongado periodo de tiempo. El modelo más utilizado en los métodos probabilísticos es el modelo de Markov ISO 15686 (ISO, 2008).

### **2.10.1.3 Métodos de ingeniería**

Tras la explicación de los métodos deterministas y métodos probabilísticos, es necesario identificar otro método que armoniza los dos métodos anteriores, los métodos de ingeniería, de fácil aplicación como el método de los factores, y donde además se describen los procesos de degradación de una forma probabilística, como en los métodos probabilísticos (Cecconi, 2002). Según Daniotti (Daniotti, 2003), los métodos de ingeniería se pueden utilizar para identificar los fenómenos de degradación de forma más analítica, pudiendo así controlarlos en proyecto a través de la planificación del mantenimiento.

Algunos de los métodos de ingeniería más conocidos son el Análisis Modal de Fallos, efectos de proceso AMFE (Failure Mode Effects) análisis FMEA y el Método de los Estados Límite (Performance Limits Methods).

## **2.11 Análisis de antecedentes investigativos**

### **2.11.1 Estado del arte**

Al referirnos a los ejes debemos remontarnos a la historia de la rueda. Desde el punto de vista tecnológico, la rueda es un operador dependiente. Nunca puede usarse sola y siempre ha de ir acompañada de al menos un eje que le sirva de guía o sustento.

La mayoría de fallas en los ejes de máquinas son consecuencia de las cargas que varían con el tiempo en lugar de cargas estáticas. Tales fallas ocurren normalmente a niveles de esfuerzo significativamente menores que las resistencias a la fluencia de los materiales.

Estos ejes al estar sometidos a cargas estáticas y dinámicas, sufren a diferentes esfuerzos de trabajo y uno de ellos poco entendido es el esfuerzo por fatiga.

**1843**

El fenómeno de la fatiga se advirtió por primera vez en el siglo XIX, cuando los ejes de carros de ferrocarril empezaron a fallar después de tan sólo un tiempo limitado en servicio. Estaban hechos de acero dúctil, pero presentaban fallas repentinas, como si fueran materiales frágiles. Rankine publicó, en 1843, el estudio sobre las causas de rupturas inesperadas en la sección giratoria de los ejes de ferrocarril, donde postuló que el material se había cristalizado y se volvió frágil debido a la fluctuación de los esfuerzos. Los ejes se diseñaron con toda la experiencia de ingeniería de la época, la cual tenía como base la experiencia con estructuras cargadas estáticamente. En ese entonces, las cargas dinámicas eran un fenómeno nuevo, derivado de la introducción de la maquinaria que funcionaba con vapor. Tales ejes estaban fijos a las ruedas y giraban con ellas, de modo que el esfuerzo de flexión, en cualquier punto sobre la superficie del eje, variaba en forma cíclica de positivo a negativo. A dicha carga se le llamo ciclo de carga invertida. El ingeniero alemán August Wohler efectuó la primera investigación científica durante un periodo de 12 años sobre lo que se conoce como falla por fatiga.

**1903**

Ewings y Humphries observaron que, si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalinos del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que, al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material.

**1910**

El norteamericano Bastin plantea una ecuación, en la forma del logaritmo de la tensión frente al logaritmo del número de ciclos, para la zona de vida finita observada por Wöhler. La ecuación que se utiliza hoy en día proviene de aquellos planteamientos

**1920**

Hanson y Gough apuntaron una hipótesis a este aspecto de la fatiga de los materiales férricos, considerando que se produce un fenómeno de endurecimiento por deformación de tal modo que, para niveles bajos de la tensión de fatiga, es capaz de frenar la propagación de las microgrietas originadas por el deslizamiento cristalino.

Como resumen, se puede decir que, a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales. De todos modos, la teoría del deslizamiento parece ser la más adecuada para interpretar las fases iniciales de la fatiga de un material.

La gran cantidad de datos disponibles para materiales férricos, ha permitido desarrollar procedimientos de cálculo razonablemente bien comprobados por multitud de diseños. Estos procedimientos permiten diseñar piezas para una duración dada cuando están sometidas a un estado de tensiones variables conocido. Por otro lado, la teoría de la fractura por fatiga permite predecir, entre otras cosas, el crecimiento de la grieta con los ciclos de carga. Es por ello por lo que los métodos tradicionales de cálculo junto con la teoría de la fractura por fatiga proporcionan una sólida base para el diseño de sistemas estructurales metálicos.

La palabra diseño proviene del término italiano disegno, que significa delineación de una figura, realización de un dibujo. En la actualidad, el concepto diseño tiene una amplitud considerable, de tal modo que especifica su campo de acción acompañándose de otros vocablos. Así tenemos: diseño industrial, diseño artesanal, diseño gráfico, diseño textil, diseño mecánico, diseño estructural, diseño de asentamientos humanos, diseño arquitectónico, diseño de plantas industriales, diseño de proceso. La producción masiva a partir de la revolución industrial sentó los principios básicos para que el término diseño se entendiera como un nuevo concepto internacional desde los primeros años del presente siglo. De acuerdo a lo que plantean Cross, Elliott y Roy; Diseño en la actualidad se toma como innovación, como creación, como avance, como solución renovadora, como un nuevo modo de relacionar un número de variables o factores, como una nueva forma de expresión, como el logro de una mayor eficacia

En la actualidad el diseño mecánico cobra gran importancia ya que éste está muy relacionado con la creatividad y el desarrollo tecnológico. Los investigadores diseñan y construyen los sistemas experimentales que permiten determinar el comportamiento estático y dinámico de diferentes tipos de uniones de sistemas mecánicos, máquinas y mecanismos en distintas condiciones de operación. Normalmente se realiza la investigación en una serie de etapas, iniciando con modelos simples de elementos o sistemas mecánicos y posteriormente incrementando la complejidad del modelo, hasta aproximarse lo más posible a condiciones reales de operación. De esta manera los investigadores pueden conocer no sólo los aspectos teóricos de los problemas atacados, sino también sus aspectos prácticos.

El desarrollo moderno del método de los elementos finitos se inició en la década de 1940 en el campo de la ingeniería con el trabajo de Hrennikoff, McHenry y Newmark, quienes emplearon una malla de elementos lineales para solucionar esfuerzos en sólidos continuos. En 1943, a partir de un artículo de 1940, Couran sugirió una interpolación polinomial por pasos sobre regiones triangulares como el método para modelizar problemas de torsión. Con la llegada de los ordenadores digitales en la década de 1950, esta propuesta se pudo llevar a la práctica por los ingenieros para escribir y resolver las ecuaciones de rigidez en forma matricial. Un artículo clásico de Turner, Clough, Martin y Topp, que se publicó en 1956, presentaba las ecuaciones matriciales de rigidez de las columnas, viga y otros elementos. En 1947, Levy desarrolló la flexibilidad o el método de la fuerza, y en 1953 su obra sugiere que otro método de desplazamiento o rigidez podría ser una alternativa; sin embargo, sus ecuaciones serían engorrosas para solucionar con la mano, y por lo tanto el método se hizo popular con la llegada de la computadora digital de alta velocidad. En 1954 Argyris y Kelsey desarrollaron métodos matriciales de análisis estructural utilizando los principios de la energía. Este hecho ilustra el importante papel que jugaría los principios de la energía en el método de elementos finitos. El primer tratamiento de elementos bidimensionales fue por Turner en 1956.

El documento escrito por Turner indicaba matrices de rigidez para elementos barra, elementos viga y elementos bidimensionales triangulares y rectangulares en tensión plana, describiendo también el procedimiento. La extensión del método de elementos finitos a problemas en tres dimensiones fue hecho por Martin en 1961, por Gallagher en 1962 y Melosh en 1963. Estos autores desarrollaron en tres dimensiones una matriz tetraedro rígido. Dada su generalidad el método se amplió a otros campos no estructurales, como la conducción de calor, mecánica de fluidos, etc.

Con la llegada de los centros de cálculo y los primeros programas comerciales en los años 60, el MEF a la vez que se populariza en la industria, refuerza sus bases teóricas en los centros universitarios. En la década de los 70, en el año 1971, aparece la famosa obra de O.C. Zienkiewicz, titulada (Brown, 1971). Este libro contiene una muy completa exposición del MEF, donde las aplicaciones van desde elasticidad lineal hasta problemas de campo, con un tratamiento exhaustivo y riguroso de la formulación matemática. El método de elementos finitos ha ido desarrollándose de manera logarítmica hasta la actualidad, dando lugar a diversos “software” comerciales de cálculo, como son: ANSYS, ABAQUS, COSMOS, NASTRAN, etc.

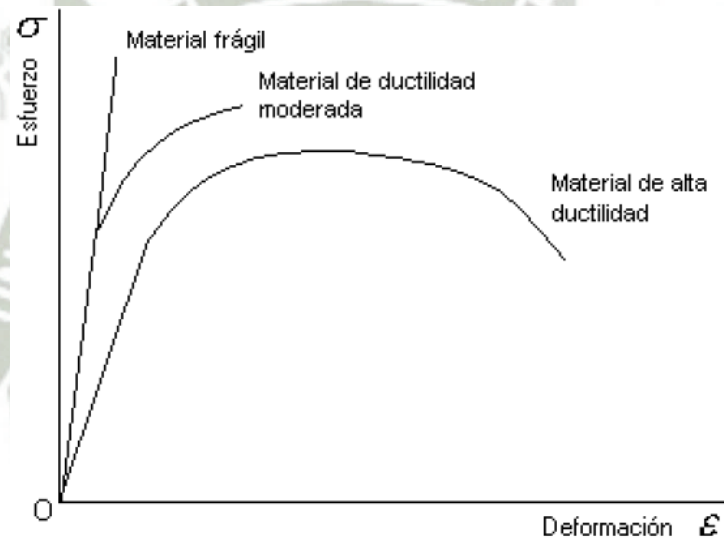
## 2.11.2 Análisis de la mecánica de la fractura

Los factores que con más frecuencia se encuentran como generadores de fallo o como reductores del tiempo de servicio de los componentes se deben fundamentalmente a diseños defectuosos y a elecciones incorrectas de los materiales, además de los efectos que producen procesos de fabricación inadecuados, tratamientos deficientes, montajes imperfectos o condiciones de servicio diferentes a las proyectadas.

### 2.11.2.1 Mecanismos de fractura

En los materiales ingenieriles se estudian básicamente dos tipos de fractura: frágil y dúctil. Esta clasificación está basada en la capacidad del material para experimentar deformación plástica, como se puede apreciar en la figura 73.

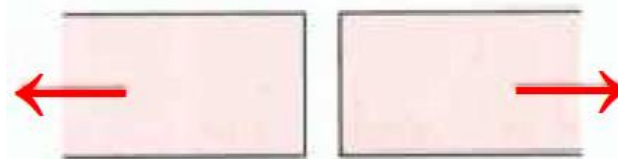
**Figura 73 - Diagrama Esfuerzo-Deformación para materiales dúctiles y frágiles**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

1. **Fractura frágil:** La fractura frágil ocurre sin apreciable deformación plástica, y por propagación rápida de una grieta o fisura. La dirección del movimiento de la grieta es casi perpendicular a la dirección de la tensión aplicada y produce una superficie de fractura relativamente plana.

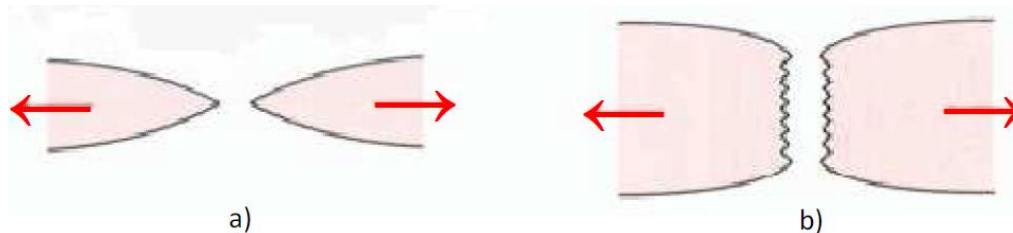
**Figura 74 - Esquema de una fractura frágil sin ninguna deformación plástica**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

2. **Fractura dúctil:** Las superficies de fracturas dúctiles tienen sus propios rasgos tanto a nivel macroscópico como microscópico. La figura 75 muestra esquemáticamente dos perfiles macroscópicos característicos de esta fractura.

**Figura 75 - Esquema de una fractura muy dúctil (a) y una moderadamente dúctil después de una cierta estricción (b)**



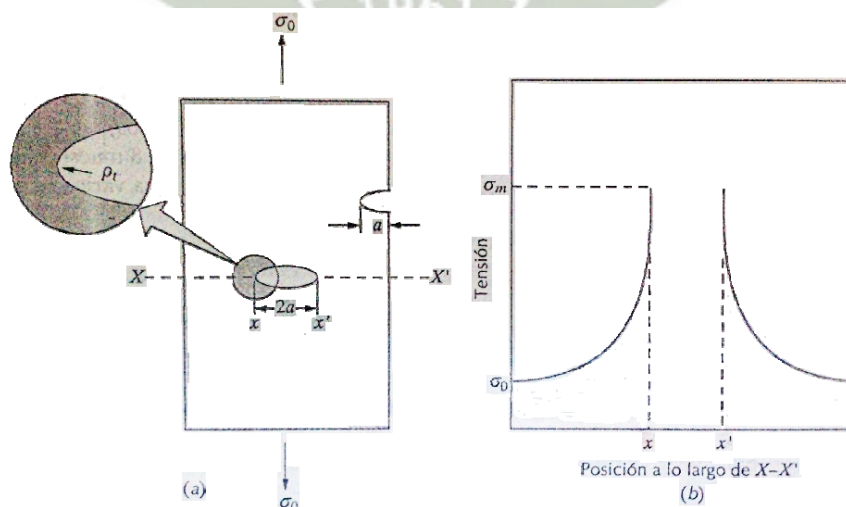
Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

### 2.11.2.2 Defectos y concentración de tensiones

La fractura frágil de materiales normalmente dúctiles (Accidente del Boeing 737-200 en 1988), ha puesto de manifiesto la necesidad de un mejor conocimiento de la Mecánica de la Fractura. El conocimiento adquirido permite la cuantificación de la relación entre las propiedades de los materiales, los niveles de tensión, la presencia de defectos que producen grietas y los mecanismos de propagación de éstas.

La resistencia a la fractura experimental de la mayoría de los materiales de ingeniería es normalmente entre 10 y 1000 veces menor que el valor teórico. En la década de los años veinte, A. A. Griffith propuso que esta discrepancia entre la resistencia cohesiva teórica y experimental podía ser explicada por la presencia de grietas microscópicas.

**Figura 76 - a) Geometría de grietas superficiales e internas. b) Perfil esquemático de la tensión a lo largo de la línea X-X'**



Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

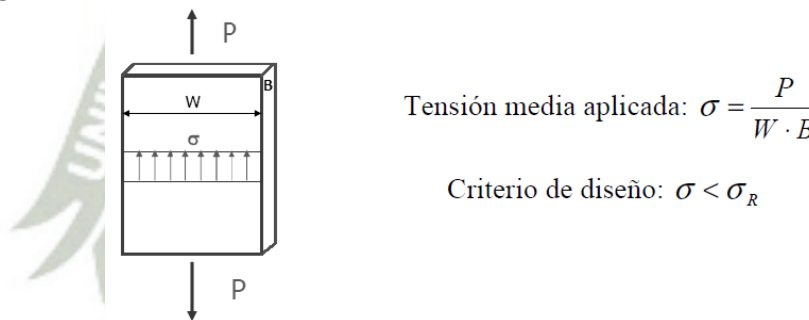
Estos defectos afectan a la resistencia a la fractura debido a que una tensión aplicada puede ser amplificada o centrada en la punta del defecto, en un grado que depende de la orientación de la grieta y de la geometría. Este fenómeno se ve en la figura 29b, donde se muestra el perfil de la tensión a través de la sección que contiene una grieta. Tal como se ilustra mediante este perfil, la magnitud de la tensión localizada disminuye con la distancia a la punta de la grieta.

A menudo el cociente  $\sigma_m/\sigma_0$  se denomina factor de concentración de tensiones  $K_t$ , el cual es simplemente una medida del grado con que una tensión externa es amplificada en el extremo de una grieta pequeña.

### 2.11.2.3 Criterios de diseño

En el caso del estudio de componentes sin defectos, el criterio convencional dice que un componente resistirá a las cargas aplicadas siempre que la tensión aplicada,  $\sigma$ , sea menor que la resistencia del material  $\sigma_R$ .

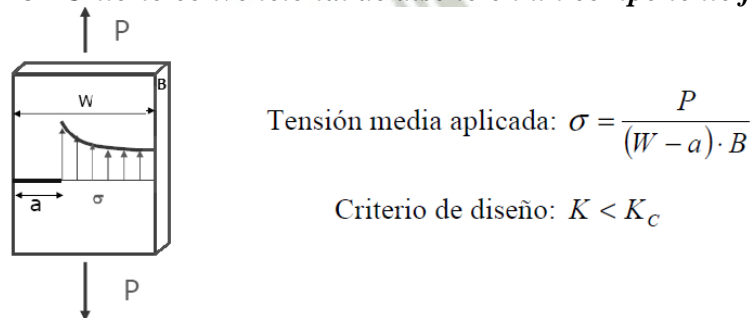
**Figura 77 - Criterio convencional de diseño en un componente sin defectos**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

Sin embargo, ésta hipótesis no tiene validez en un componente fisurado, puesto que estos fallan bajo la aplicación de cargas inferiores a la tensión de rotura del material.

**Figura 78 - Criterio convencional de diseño en un componente fisurado**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

Este fenómeno obliga a buscar alternativas a los criterios convencionales de diseño desarrollándose los criterios de fractura.

#### 2.11.2.4 Criterios de fractura

Como se ha visto en el apartado anterior, para el caso de piezas fisuradas el estudio se centra en el criterio de fractura:  $K < K_c$ . A continuación se definen estos dos parámetros:

$K$  representa el factor de intensidad de tensiones, el cual depende de las solicitaciones a las que está sometida la pieza, y la geometría de la misma y su fisura, como muestra la siguiente expresión:

$$K = \beta \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi a} \quad (25)$$

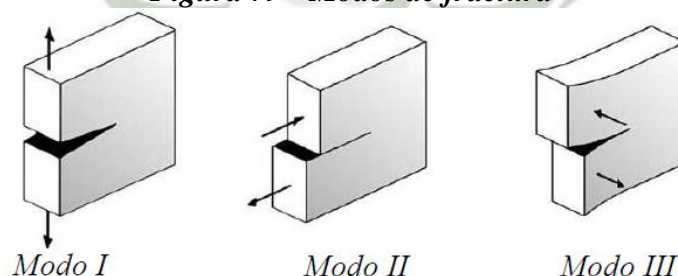
Donde  $\beta$  es un parámetro adimensional que depende de la geometría de la pieza y de la grieta, y “ $a$ ” es la longitud de fisura.

Por otro lado,  $K_c$  representa la tenacidad de fractura del material, y mide la resistencia de un material a la fractura frágil cuando una grieta está presente. Este valor depende del espesor de la probeta, de la temperatura y de la velocidad de solicitación durante el ensayo.

#### 2.11.2.5 Modos de fractura

La propagación de fisuras puede producirse de tres modos diferentes. El primero de ellos, Modo I, representado en la figura 79, se denomina modo de apertura y se caracteriza porque los labios de la fisura se desplazan en la dirección perpendicular al plano de la fisura en sentidos opuestos. En el segundo modo de propagación de fisuras, Modo II, de deslizamiento, los labios de la fisura se desplazan por el plano de la misma en la dirección longitudinal y sentidos opuestos, tal y como se muestra en la figura 79. Por último, en el Modo III de desgarro, los labios de la fisura se desplazan por el plano de la misma en la dirección transversal y en sentidos opuestos, figura 79.

*Figura 79 - Modos de fractura*



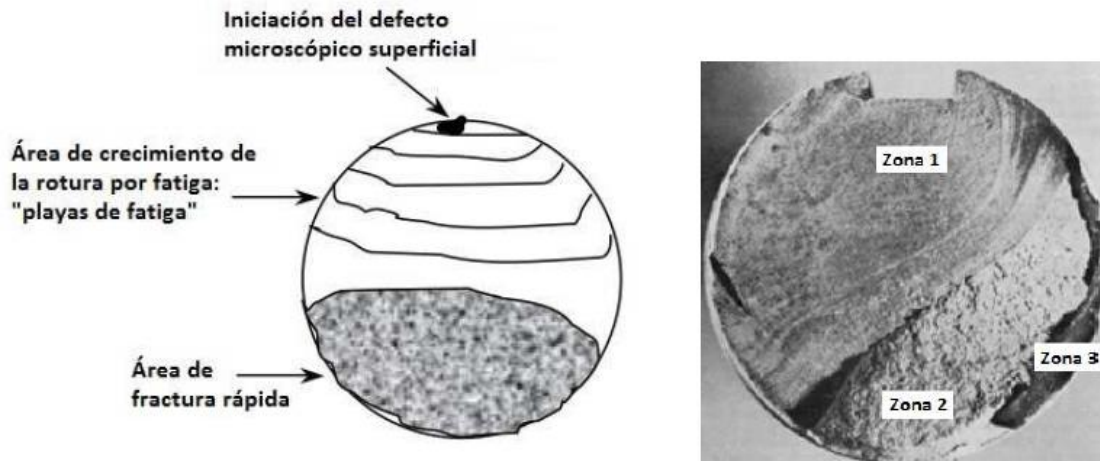
*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

En la práctica, un cuerpo fisurado puede estar sometido a cualquiera de estos tres modos, o combinación de dos o tres de ellos, siendo el Modo I el más habitual e importante, especialmente en los sólidos frágiles, ya que una grieta en un material de esta naturaleza tiende a buscar la orientación que minimiza la tensión de corte.

### 2.11.3 Metodología para el análisis a fatiga

Es evidente que el origen de la rotura por fatiga es un punto de concentración de tensiones en la superficie de rotura. La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo. Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos claramente diferenciadas. La figura 80 ilustra un ejemplo clásico de la rotura por fatiga de un eje.

**Figura 80 - Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

En esta figura 80 se observan tres zonas diferentes:

**Zona 1:** Es la zona con más sección, corresponde a la propagación lenta de la grieta (fuente de concentración de tensiones). Suele tener un aspecto liso y a veces es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura) una vez rota la pieza. La mayor o menor nitidez con las que aparecen estas líneas o estrías dependen de la naturaleza del material.

**Zona 2:** Corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la sección del eje.

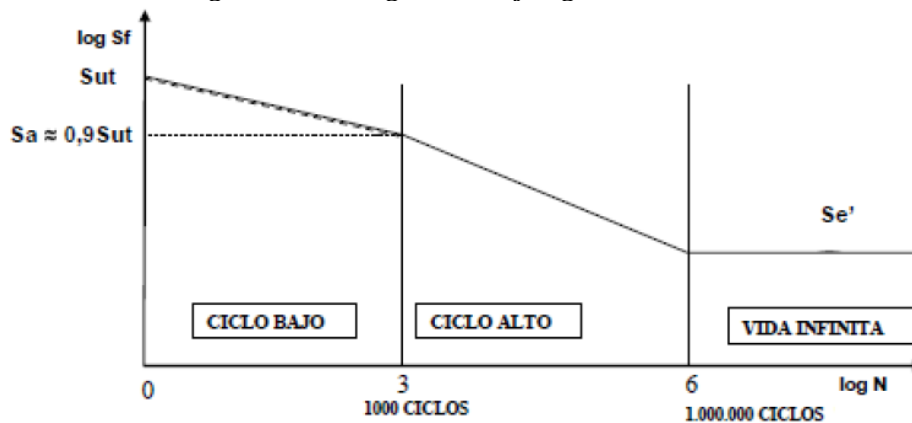
**Zona 3:** Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga.

#### 2.11.3.1 Diagrama esfuerzos – Número de ciclos

El diagrama  $\sigma$ -n, o también conocido como diagrama S-N (Stress - Number of Cycles (N)) o curva de Fatiga, es la forma fundamental de representar los datos de la duración de una probeta a la fatiga, esta gráfica ilustra la variación de vida media en fatiga con el esfuerzo, también indica la duración de la probeta expresada en números de ciclos hasta la rotura para

el máximo esfuerzo aplicado. Representa en ordenadas (eje Y) los esfuerzos máximos que producen la rotura por fatiga; y en abscisas (eje X), su duración en ciclos (suele representarse en escala logarítmica  $\log N$  en lugar de  $N$ ). Proviene de someter a ensayos una serie de probetas para determinar el número de ciclos ( $N$ ) que soporta el material a distintos  $S_a$ , es un modelo simplificado de la manera en que trabaja una pieza bajo cargas de fatiga en general.

**Figura 81 - Diagrama de fatiga o curva S-N**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

El diagrama de fatiga en los materiales féreos suele tener tres zonas claramente diferenciadas, como puede verse en la figura 81.

**Zona de ciclo bajo:** Se sitúa normalmente por debajo de los  $10^3$  o  $10^4$  ciclos, dependiendo de los autores. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia.

**Zona de ciclo alto:** Hasta  $10^6$  o  $10^7$  ciclos para los aceros, según autores. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.

**Zona de vida infinita:** Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir ( $S_e'$ ).

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, 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, se pueden admitir las siguientes aproximaciones:

Hierros y aceros forjados:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 7000 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$$

Aceros colados:

$$S_e' = 0.45 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 600 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 275 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 600 \text{ MPa}$$

### 2.11.3.2 Coeficientes modificativos del límite de fatiga

Los valores de la resistencia y el límite de fatiga comentados en el apartado anterior son válidos para las condiciones que indican los protocolos de los ensayos normalizados. Estas probetas son de reducido tamaño, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos.

Además, las condiciones ambientales durante el ensayo también están controladas, se cuida con especial atención que no se introduzcan efectos de carga no deseados, como por ejemplo los debidos a vibraciones inducidas por el motor de arrastre o del soporte, etc.

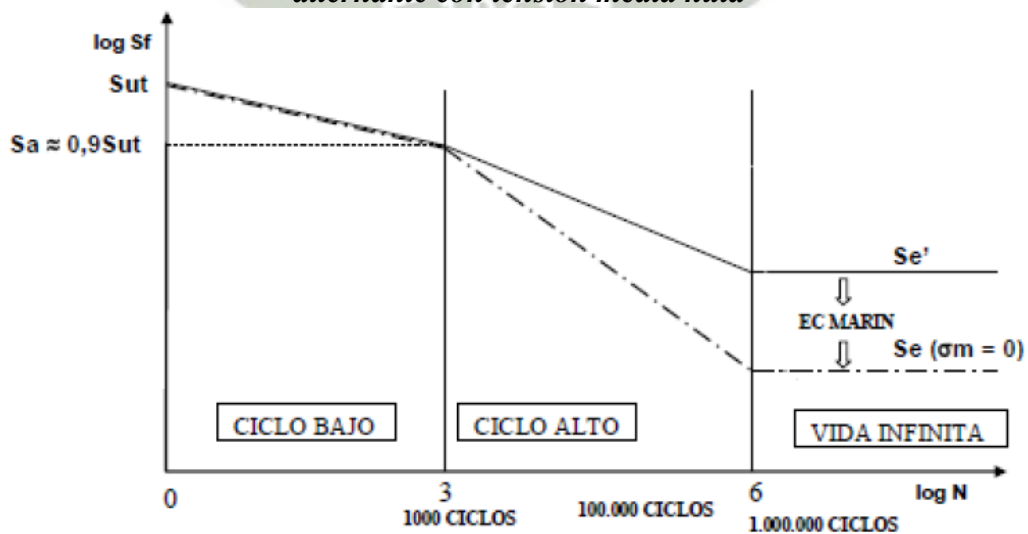
Sin embargo, una pieza cualquiera de una máquina tiene un tipo de construcción y una forma de trabajo que no se parecen casi nunca a las de la probeta. Es por ello por lo que en la práctica se recurre a la utilización de coeficientes modificativos, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza.

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido ( $S_e$ ), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria ( $S_e'$ ), el límite de fatiga corregido ( $S_e$ ) y los factores modificativos del límite de fatiga ( $K_i$ ) se denomina Ecuación de Marín.

$$S_e = \prod_i K_i * S_e' \quad (26)$$

**Figura 82 - Diagrama de fatiga o curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula**



Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

Los coeficientes  $K_i$  (obtenidos experimentalmente) son los siguientes:

- $K_a$ : Factor de acabado superficial
- $K_b$ : Factor de tamaño
- $K_{car}$ : Factor de carga
- $K_d$ : Factor de temperatura
- $K_c$ : Factor de confiabilidad
- $K_e$ : Factor de concentración de tensiones
- $K_f$ : Factor de efectos diversos

### 2.11.3.2.1 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 correlación:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (27)$$

Donde  $a$  y  $b$  se obtienen del cuadro 12.

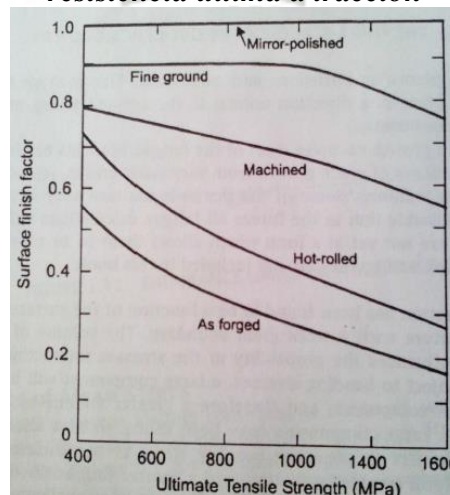
**Cuadro 12 - Coeficientes  $a$  y  $b$  en función del acabado superficial**

Acabado superficial	Coefficiente $a$ (MPa)	Exponente $b$
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificad, )	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

Fuente: *Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

El factor  $K_a$  se puede obtener también directamente de la siguiente gráfica.

**Figura 83: Factor de acabado superficial en función del acabado superficial y la resistencia última a tracción**



Fuente: *Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

### 2.11.3.2.2 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, según algunos autores  $K_b=1$  para cualquier diámetro. Sin embargo, para otros se tiene que:

$$K_b = 1 \quad d < 10mm$$

$$K_b = 0.6 - 0.7 \cdot d \text{ (según excentricidad)} \quad d \geq 10mm$$

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:

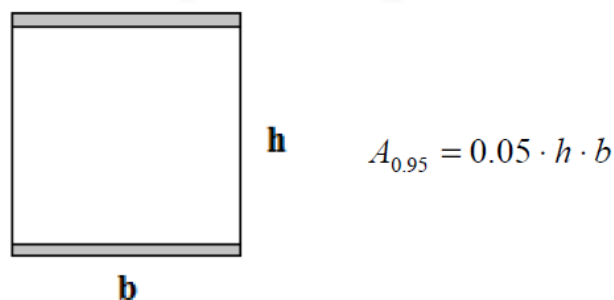
$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51mm$$

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

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, este área se corresponde con la parte coloreada de la figura 84:

**Figura 84 - Sección rectangular para el factor de tamaño**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

Teniendo en cuenta que el área de 95% del esfuerzo de una sección circular de diámetro  $d_e$  sometida a flexión rotatoria, viene dada por:

$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4} [d_e^2 - (0.95 \cdot d_e)^2] = 0.0766 \cdot d_e^2 \quad (28)$$

Igualando las dos expresiones, se obtiene el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076}} \cdot h \cdot b = 0.808 \sqrt{h \cdot b} \quad (29)$$

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

### 2.11.3.2.3 Factor de carga. $K_{car}$

El comportamiento a la fatiga de un elemento depende también del tipo de carga al cual se somete. Las resistencias a la rotura y a la fluencia de un material son diferentes para esfuerzos cortantes y normales; sucede lo mismo con la resistencia a la fatiga. Además, también hay diferencia entre carga axial y flexión, a pesar de que ambos tipos de carga generan esfuerzos normales.

La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina factor de carga,  $K_{car}$ . Estos valores se muestran en el cuadro 13.

**Cuadro 13 - Parámetros del factor de carga de Marin**

Modo de carga	$K_{car} = \sigma S_{ut}^{\beta} LN(1, C)$				Promedio $K_{car}$
	$\sigma$		$\beta$	C	
	kpsi	MPa			
Flexión	1	1	0	-	1
Axial	1.23	1.43	-0.078	0.125	0.85
Torsión	0.328	0.258	0.125	0.125	0.59

Fuente: *Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

### 2.11.3.2.4 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.

$$K_d = 1 \quad T \leq 450^\circ C$$

$$K_d = 1 - 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) \quad 450^\circ C \leq T \leq 550^\circ C$$

### 2.11.3.2.5 Factor de confiabilidad. $K_c$

Como ya se ha mencionado, la fatiga de materiales posee una gran dispersión y una gran incertidumbre en cuanto a su predicción. A este respecto, Dolan y Sinclair, fueron dos estudiosos que trabajaron con probetas de aluminio, observaron en ellas grandes fluctuaciones en la duración al mismo nivel de esfuerzo, incluso entre  $4.10^5$  y  $10^8$  ciclos. Habitualmente se estudian las propiedades estadísticas del número de ciclos para rotura a distintos niveles de esfuerzo, y se comprueba que esta distribución se aproxima mejor a una de Weibull que a la de Gauss, pero si se utiliza una representación logarítmica entonces la aproximación gaussiana es ya más aceptable. Así pues, se puede obtener la probabilidad de supervivencia para una vida determinada si se conocen la media y desviación de la resistencia a la fatiga.

A falta de datos específicos, se admite una desviación estándar de un 8% para el límite de fatiga de los aceros; en función de este valor y considerando una distribución aproximadamente gaussiana, el coeficiente de fiabilidad (o factor de confiabilidad) se puede obtener de la siguiente expresión:

$$K_c = 1 - 0.08Z \quad (30)$$

Donde Z se puede encontrar tabulada en numerosas referencias bibliográficas de estadística y algunos valores se presentan en el cuadro 13.

**Cuadro 14 - Representación de la tabla de valores Z vs fiabilidad (R). Es un tipo de distribución distinta de la gaussiana que se usa en estudios de fatiga**

Z	0.0	0.1	0.2	0.4	1	2.0	2.5	3.0	3.5	3.7	4.3	4.8
R	0.5000	0.5398	0.5798	0.6554	0.8413	0.9773	0.9938	0.9987	0.9998	0.9999	0.99999	0.999999

Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

Por ejemplo, para una fiabilidad (R) del 0.99999 que se corresponde con un fallo por cada cien mil piezas, el valor correspondiente de Z es 4.3 y el coeficiente de fiabilidad ( $K_c$ ) es igual a 0.656, es decir que este efecto aislado reduce el valor del límite de fatiga hasta un 66% del de la probeta rotatoria. Si se considera que por ejemplo determinadas piezas de la industria automovilística son diseñadas para fiabilidad superiores, se ve como este coeficiente tendrá una elevada influencia en el límite y resistencia a la fatiga.

### 2.11.3.2.6 Factor de concentración de tensiones. $K_e$

Es muy común encontrar elementos mecánicos con agujeros, ranuras, chavetas, y otra serie de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia 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.

Por un lado, 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.

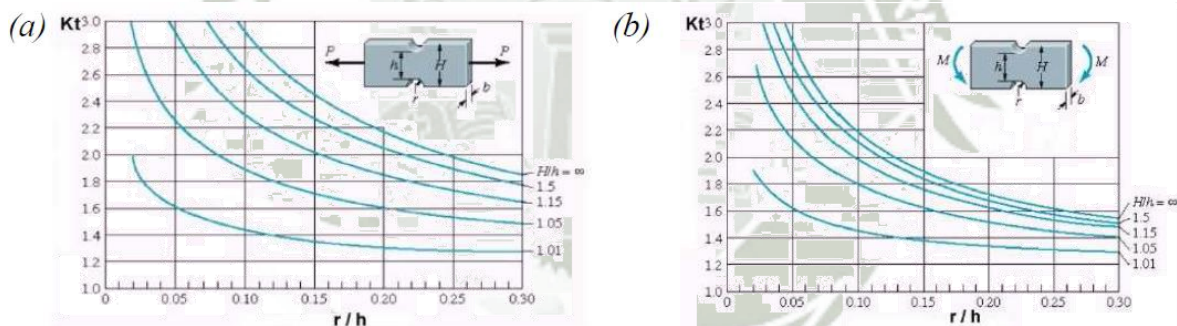
Si el material es frágil, alrededor de la entalla la concentración de tensión alcanza valores muy elevados. El tipo de rotura es frágil, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas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

La evaluación del factor  $K_e$  se realiza siguiendo los pasos que se desarrollan a continuación:

i. Cálculo de  $K_t$  (factor de concentración de tensiones teórico) por configuración geométrica.

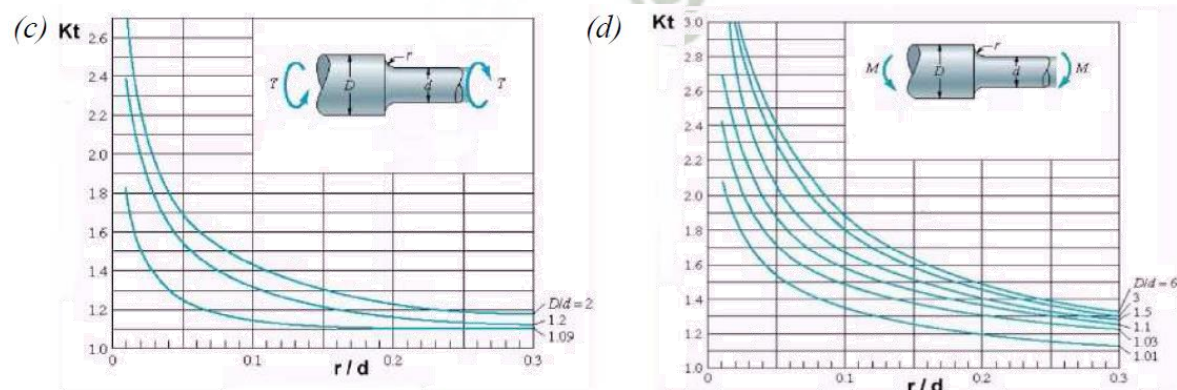
Con gráficas similares a las de las figuras 85 y 86 a modo de ejemplo.

**Figura 85 - Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometida a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b)**



Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

**Figura 86 - Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión (c) y en flexión (d)**

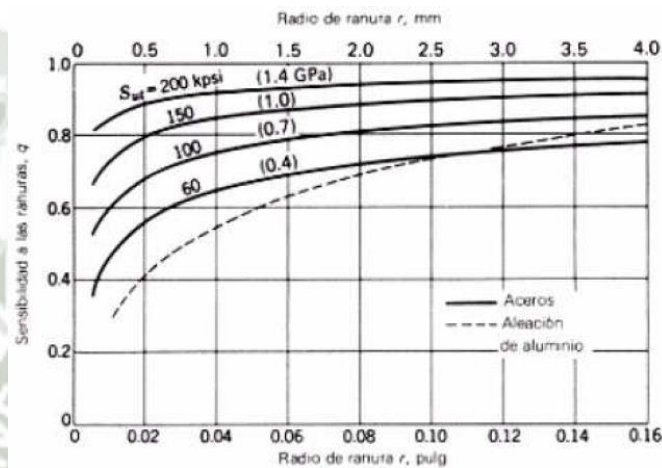


Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

Como se observa en estas gráficas, el factor  $K_t$  depende tanto de la forma geométrica del elemento (sección circular, rectangular), como del tipo de discontinuidad (agujeros transversales, muescas, estrechamientos de sección), y como del tipo de esfuerzo al que se ven sometidos (tracción simple, flexión simple, torsión).

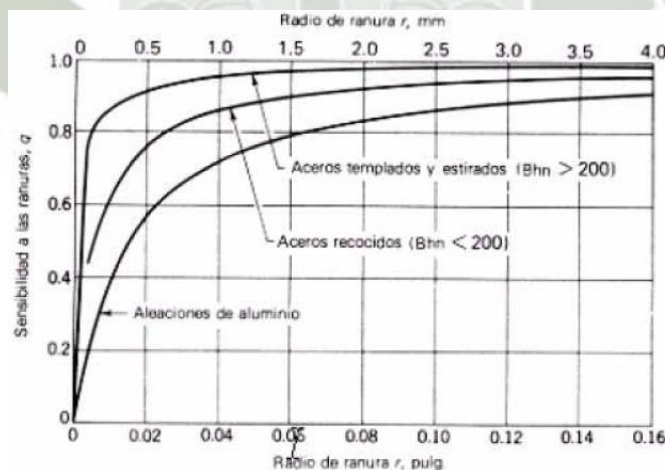
ii. Especificando el material se obtiene  $q$  (factor de sensibilidad a las ranuras), con ayuda de las gráficas de las figuras 87 y 88, en función de la naturaleza de las cargas a las que esté sometido el elemento mecánico.

**Figura 87 - Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes**



Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

**Figura 88 - Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes**



Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006

iii. Obtención de  $\mathfrak{R}_f$  (factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga) mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\mathfrak{R}_f - 1}{K_t - 1} \quad (31)$$

iv. Finalmente se obtiene el factor de concentración de tensiones  $K_e$  como la inversa de  $\mathfrak{R}_f$ :

$$K_e = \frac{1}{\mathfrak{R}_f} \quad (32)$$

#### 2.11.3.2.7 Factor de efectos diversos. $K_f$

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 aspectos más importantes a tener en cuenta con este tipo de factor.

- ***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:***

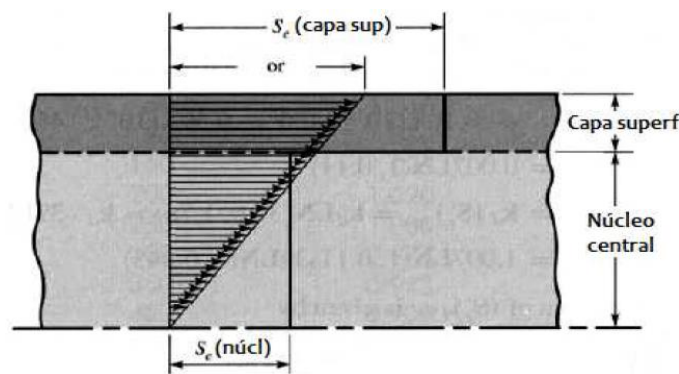
El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección 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. En la figura 89, se muestra la distribución, normalmente triangular, de las tensiones de una barra sometida a flexión o torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo.

En este caso, el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque el esfuerzo  $\sigma$  o  $\tau$  (según corresponda) en el radio exterior del núcleo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

**Figura 89 - Pieza con temple superficial en flexión o torsión**



Fuente: *Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

- **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.

El estudio de sus efectos es de vital importancia, ya 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.

- **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 (fretage):**

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes, etc. 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.

#### 2.11.4 Estudio de los esfuerzos fluctuantes

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  $F_{m\acute{i}n}$  la fuerza menor, se definen las fuerzas medias ( $F_m$ ) y alternantes ( $F_a$ ) como:

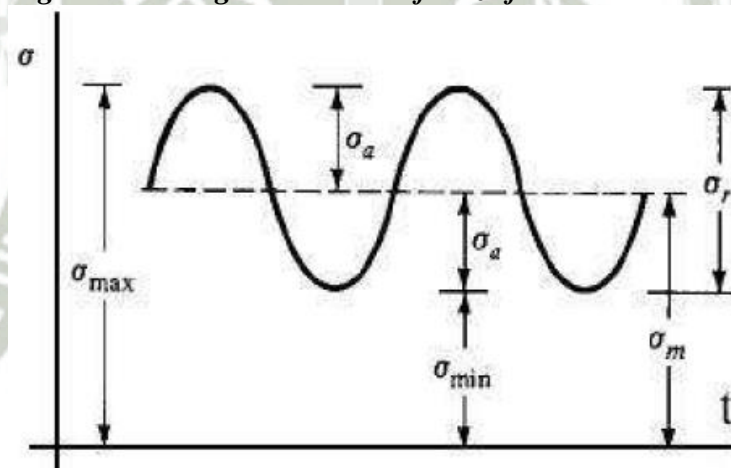
$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \qquad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \qquad (33)$$

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

- $\sigma_{min}$  = Tensión mínima
- $\sigma_{m\acute{a}x}$  = Tensión máxima
- $\sigma_a$  = Tensión alternante, amplitud de la tensión
- $\sigma_m$  = Tensión media
- $\sigma_r$  = Intervalo total de tensión
- $\sigma_s$  = Tensión estática o estacionaria

Algunas de las cuales, pueden verse en la siguiente figura:

**Figura 90 - Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

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

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \qquad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \qquad (34)$$

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.

#### 2.11.4.1 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.

##### 2.11.4.1.1 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 puntos  $(0, S_f)$  y  $(S_{ut}, 0)$ . Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es  $S_f$ , 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:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (35)$$

Este criterio 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.

##### 2.11.4.1.2 Criterio de Soderberg

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando  $\sigma_f = S_f$ , 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:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (36)$$

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

### 2.11.4.1.3 Criterio de Gerber

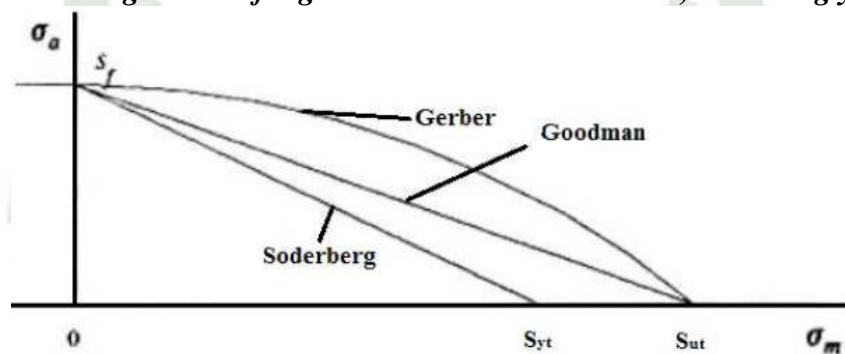
Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de  $\sigma_a$  con  $\sigma_m$  se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto  $(0, S_f)$ , su eje es el de ordenadas y pasa por el punto  $(S_{ut}, 0)$ .

Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left( \frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (37)$$

En la figura 91 se pueden apreciar los distintos criterios, y las diferencias entre ellos.

**Figura 91 - Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber**

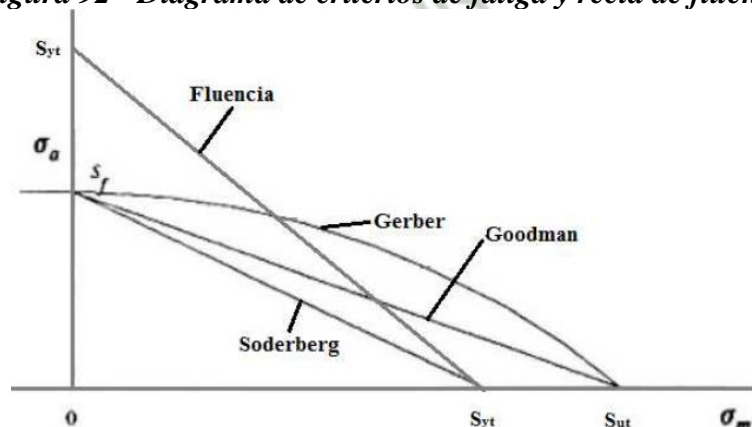


*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

Según la figura 91, cuando el punto representativo del estado tensional  $(\sigma_m, \sigma_a)$  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.

**Figura 92 - Diagrama de criterios de fatiga y recta de fluencia**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

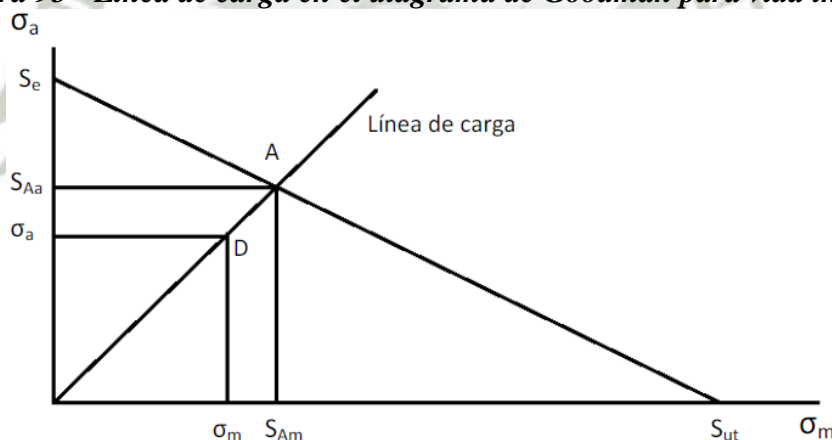
### 2.11.4.2 Línea de carga

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.

**Figura 93 - Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

El punto A representa la situación en la que se produce el fallo, en el caso de desear vida infinita.

Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el número por el 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. Como el punto A verifica la ecuación de Goodman se tiene que:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1 \quad (38)$$

Si la carga externa 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.

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (39)$$

Por tanto:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (40)$$

De esta manera queda definido el coeficiente o factor de seguridad  $n$ .

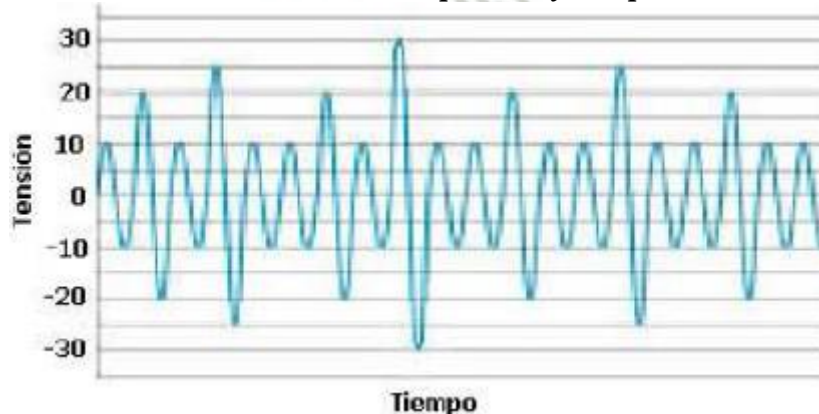
El procedimiento expuesto también es válido para otros criterios de fallo. Si, por ejemplo, se hubiese elegido el criterio de Gerber, el factor de seguridad se obtendría de la ecuación:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left( \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (41)$$

### 2.11.5 Estimación del daño acumulativo

El problema de daño a fatiga está asociado a la acumulación de daño en la estructura del material, y dado que muchas sollicitaciones reales no son tan exactas como para responder a los patrones que se han comentado hasta ahora, es necesario establecer un patrón de análisis que permita evaluar el proceso de daño ante la presencia de sollicitaciones como la de la figura 94.

**Figura 94 - Secuencia de tensiones con amplitudes y componentes medias variables**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

Existen distintos modelos propuestos para predecir la vida a fatiga de los componentes que se hallan en servicio sometidos a sollicitaciones de amplitud variable. Entre los distintos modelos el más simple es la ley de acumulación de daño lineal de Palmgren y Miner. Sin embargo, este modelo presenta el serio inconveniente de que, al no tener en cuenta el efecto ejercido por el orden de aplicación de los ciclos puede conducir a errores importantes en la valoración de la vida en servicio de un equipo.

En un intento de superar estas limitaciones se han desarrollado otros métodos, que sí tienen en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos sobre el daño acumulado. Estos métodos se analizan a continuación, junto con la ley de Palmgren-Miner, comentando las mejoras que introducen con respecto a ella.

#### **2.11.5.1 Modelos de acumulación de daños de fatiga**

En este apartado se analizan estos modelos centrándose fundamentalmente en aquellos que parecen ofrecer una mayor precisión en sus predicciones o han alcanzado un mayor grado de utilización.

##### **2.11.5.1.1 Modelos de acumulación lineal de daño**

El modelo más utilizado en la predicción del daño acumulado es el propuesto por Palmgren y Miner. Su popularidad se debe en gran medida a la sencillez de cálculo.

Este modelo se basa en dos supuestos:

i. La aplicación de  $n_i$  ciclos consume una fracción de vida igual al cociente  $n_i/N_i$ . Donde  $N_i$  es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuado en las mismas condiciones de tensión media y amplitud de tensión.

$$d_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (42)$$

ii. El fallo del componente se producirá cuando la suma de todas estas fracciones de vida alcance la unidad.

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \geq 1 \quad (43)$$

Sin embargo, este modelo presenta el inconveniente de que al no tener en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos, puede conducir a predicciones erróneas. La facilidad de aplicación representa su mayor atractivo, pero ante este riesgo de cometer

errores en la predicción de vida a fatiga de componentes parece oportuno introducir alguna modificación que permita alcanzar una mayor precisión.

En este sentido se han propuesto diferentes métodos que tienen en común el no cuestionar la acumulación lineal de daño, aunque intentan introducir el efecto ejercido sobre la vida a fatiga por la secuencia de aplicación de las cargas de diversas formas. Es interesante destacar por ejemplo, que se ha establecido un valor de la suma de las fracciones de vida distinto de la unidad, que el efecto de daño de fatiga se considere como el provocado por una entalla que se hubiera introducido en el material o que, dado que los ciclos de mayor amplitud generan unas tensiones residuales en el fondo de la grieta, afectando a su posterior progresión bajo los ciclos menores, el número de ciclos a rotura a utilizar en el cálculo no sea el obtenido en ensayos de amplitud constante sino en los efectuados sobre probetas a las que se ha aplicado una precarga de un nivel igual a la tensión máxima de la secuencia real de ciclos, de forma que induzca una tensión residual similar.

#### **2.11.5.1.2 Modelos de acumulación no lineal de daño**

Es evidente que cualquier modelo que proponga una acumulación no lineal del daño conducirá a una ley que venga expresada por una curva en lugar de por la recta característica de una acumulación lineal.

De todas las formulaciones de la curva de daño, muy probablemente, la que ha recibido mayor aceptación ha sido la realizada por Manson y Halford en 1981. El concepto de la curva de daño establece que la acumulación de éste se produce siguiendo la curva asociada con el nivel de vida (o de tensión aplicada) correspondiente.

Esto supone, según la figura 95, que si el primer bloque de ciclos de amplitud constante incrementa el daño desde cero hasta el nivel correspondiente al punto A, cualquier daño que se produzca en otras condiciones de tensión deberá partir desde este mismo nivel (punto B) y seguir la curva obtenida para la nueva tensión.

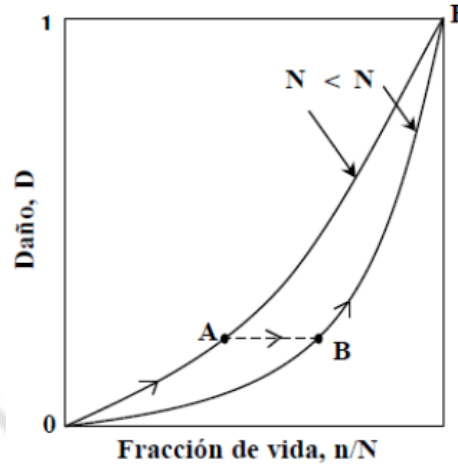
Si se varía de nuevo el nivel de tensión de los ciclos de fatiga, el proceso prosigue de una forma similar hasta el momento en que se produce la rotura (nivel de daño 1).

La figura 96 muestra de forma esquemática el proceso de acumulación del daño de fatiga, en ella se observa claramente el efecto ejercido por el orden de aplicación de ciclos.

Si el primer bloque de ciclos se aplica a un nivel de tensión elevado, se llega hasta el punto A, y si en ese punto se reduce el nivel de la tensión, se pasa del punto A al punto B para

seguir en esta nueva curva hasta la rotura. En este caso, la suma de las relaciones entre el número de ciclos aplicados y aquellos que conducen a la rotura en fatiga de amplitud constante, omite el tramo AB, y será por tanto, inferior a la unidad.

**Figura 95 - Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada**



*Fuente: Diseño de Elementos de Máquina – Mott -2006*

Sin embargo, en el caso de que la aplicación de los ciclos se produzca en el orden inverso, este tramo AB se incluirá dos veces, por lo que la suma total de las fracciones de vida será mayor que uno.

La aplicación por parte de Manson y Halford de la curva de daño propuesta a la predicción de vida a fatiga de amplitud variable de materiales tan diferentes como un acero maraging 300 CVM, un acero de baja aleación AISI 4130, una aleación Ti-6Al-4V o una aleación de aluminio, conduce a unos resultados altamente satisfactorios, hallándose en la gran mayoría de los casos muy próximos los valores previstos y los resultados experimentales.

### **III. PLANTEAMIENTO OPERACIONAL**

#### **3.1 Técnicas e instrumentos**

La técnica que se utilizará en el presente trabajo será la observación; los instrumentos de la observación están definidas por fichas bibliográficas, archivos de resumen, cámara fotográfica y un ordenador personal.

#### **3.2 Estructura de los instrumentos**

Los instrumentos están diseñados para el acopio de la información que expliquen y definan las diferentes variables que permitan estimar la vida útil de un eje de máquina. Con la correcta aplicación de los instrumentos de la investigación, se tendrá una información clara de las variables que sustenten el proyecto de investigación utilizando metodologías que ayuden a predecir la vida útil de los elementos de máquinas sometidos a fatiga estructural.

#### **3.3 Campo de verificación**

##### **3.3.1 Ámbito**

EL ámbito de aplicación de este trabajo de investigación corresponde a la gestión de activos que permita predecir la vida útil de elementos de maquina sometidos a cargas cíclicas utilizando metodologías modernas confiables con procedimientos económicas.

##### **3.3.2 Temporalidad**

El trabajo de investigación es de índole descriptivo y una fase exploratoria, se partida del estudio de un fenómeno físico como es la fatiga estructural en elementos de máquina sometidos a cargas cíclicas; en el estudio se realizará un análisis de los diferentes factores que afectan la vida útil de ejes de maquina con el propósito de predecir la vida útil a través de métodos computarizado modernos como es el análisis de los elementos finitos. El periodo de estudio donde se realizará la investigación estará comprendido entre agosto del 2015 hasta diciembre del 2016.

##### **3.3.3 Unidad de estudio**

Debido a la gran importancia que le dan hoy en día las empresas al área de la ingeniería de mantenimiento de bienes y servicios; el área de mantenimiento trata de tener planificado todas sus operaciones con un grado alto de certeza, uno de los parámetros para esa planificación es la vida útil de partes, competentes, sistemas o equipos que les permita tomar una decisión para un mantenimiento planificado.

Los ejes de máquinas son muy frecuentes en cualquier equipo de la industria, y la falla de este elemento causa que el equipo tenga que parar repentinamente generando costos por inoperatividad; e allí la importancia de poder predecir la vida útil de estos elementos de máquina.

La unida de estudio estará enfocada al área de equipos rotatorios de diferentes empresas como Moly Cop Adesur S.A., Sociedad Minera Cerro Verde S.A.A., Constructora Recife S.A.C. y otras empresas de Arequipa.

### **3.4 Recopilación de datos**

Con el fin de recolectar los datos necesarios para la investigación se tomará en cuenta los siguientes medios y herramientas:

- Revisión bibliográfica: Por este medio como las revistas, manuales, libros, tesis y paper se tendrá una idea clara del problema para su entendimiento y posterior análisis.
- Observación del caso de estudio: Esta observación ayuda a establecer cuáles son los elementos críticos en un equipo rotatorio y cuál es el modo de falla más común que lo ocasiona.
- Entrevistas al personal de producción: Con estas entrevistas (Anexo 8) se tendrá de buena fuente los datos necesarios para la investigación debido a que estos están en contacto directo con los equipos y conocer sus parámetros de funcionamiento y estándares de mantenimiento.

### **3.5 Recursos y materiales necesarios**

Para este trabajo la investigación los recursos estarán compuestos por:

- Un investigador.
- Asesoramiento de profesionales especialista en el tema.
- Entrevistas a personal que labora con equipos rotatorios.

En cuanto a los materiales para la investigación se requerirá:





- Libros de especialidad y bibliografía complementaria por Internet.
- Ordenador personal con software de diseño y ofimática.
- Unidades rígidas de almacenamiento de datos y USB.

### **3.6 Financiamiento**

Este trabajo de investigación será financiado con recursos propios del investigador.

El presupuesto para una empresa particular de ingeniería que pretenda realizar este tipo de análisis computacional, necesitaría invertir en hardware, software y capacitación; gran parte de la inversión correspondería a la adquisición de licencias de los programas. En el cuadro 15 se muestra una estimación de costos para la fecha 28-10-2016 recogidas de internet.

**Cuadro 15 – Costos de una estación de simulación computacional**

RECURSOS NECESARIOS		PRECIOS ESTIMADO
	Estación de computo HP Z230 Intel Xeon	\$ 6000.00
	Licencia por un año SolidWorks 2014 estándar	\$ 2000.00
	Licencia por un año ANSYS V.15 estándar	\$ 7000.00
	Capacitación para el uso de programas	\$ 3000.00
<b>Total</b>		<b>\$ 18000.00</b>

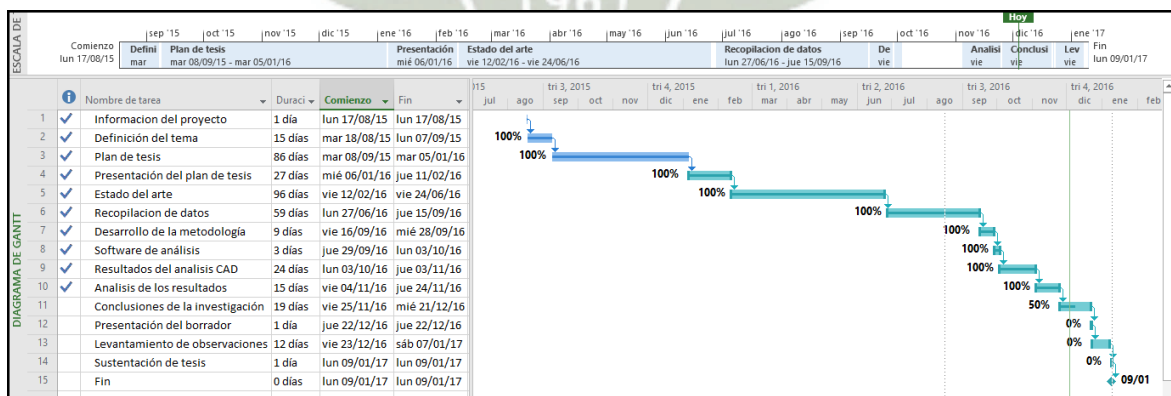
**Fuente:** Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”  
**Autor:** Huacasi Añamuro, Ludwin David

Para el caso de esta investigación se usó Software educacional de la UCSM y UCSP.

### 3.7 Cronograma de trabajo

La presente investigación se desarrollada en función del siguiente cronograma de Trabajo:

**Figura 96 - Cronograma de trabajo de la investigación**



**Fuente:** Propuesta de Tesis: “Predicción de la vida útil de ejes de máquina sometidos a fatiga por simulación computacional”  
**Autor:** Huacasi Añamuro, Ludwin David

### Anexo 2 – Coeficientes modificativos del límite de fatiga para ejes

Factor de acabado superficial  $K_a = a \cdot S_{ut}^b$

ACABADO SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	KPsi	MPa	
ESMERILADO	1.34	1.58	-0.085
MAQUINADO – ESTIRADO EN FRIO	2.7	4.51	-0.265
LAMINADO EN CALIENTE	14.4	57.7	-0.718
FORJADO	39.9	272	-0.995

Factor de tamaño  $K_b$

PARA FLEXION Y TORSIÓN		
$K_b =$	$(d / 0.3)^{-0.1133}$ in	$0.11 \leq d < 2$ in
	$(d / 7.62)^{-0.1133}$ mm	$2.79 \leq d < 51$ mm
	$0.6 \leq K_b < 0.75$	$d > 51$ mm o $d > 2$ in
PARA AXIAL PURA		
$K_b =$	1	$d \leq 2$ in
	0.8	$2$ in $< d < 4$ in
	0.7	$4$ in $< d \leq 12$ in
	0.6	$d \leq 12$ in

Factor de confiabilidad  $K_c$

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

Factor de carga  $K_{car}$

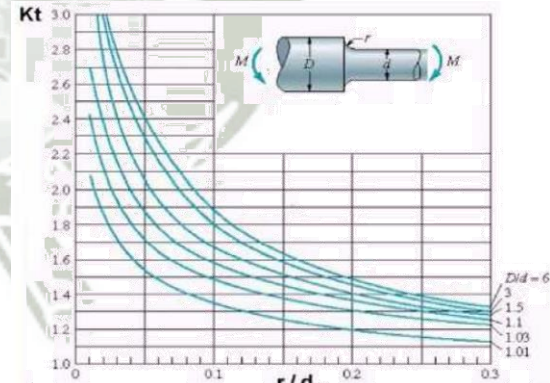
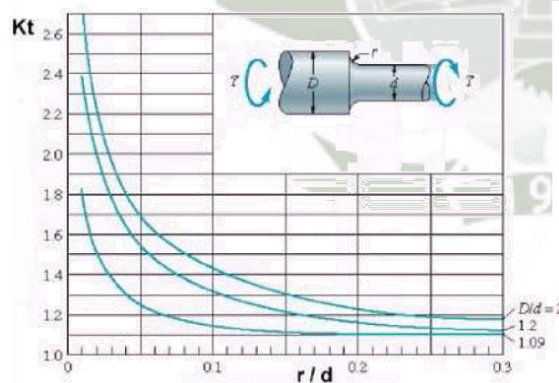
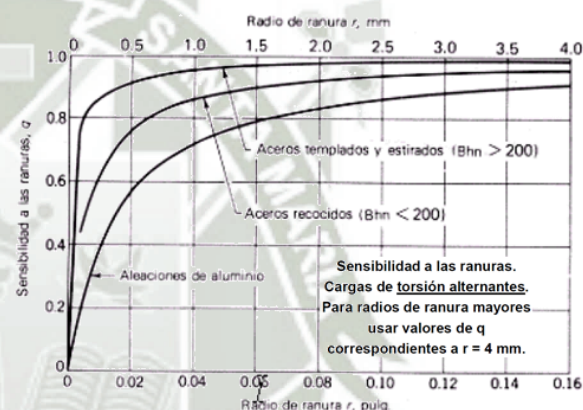
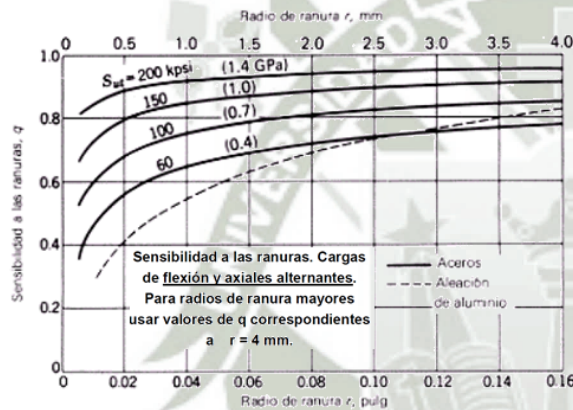
Modo de carga	Promedio $K_{car}$
Flexión	1
Axial	0.85
Torsión	0.59

Factor de temperatura  $K_d$

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

$$K_e = \frac{1}{\beta_{rf}} \left[ \beta_{rf} = q(K_t - 1) + 1 \right]$$

Factor de concentración de tensiones  $K_e$

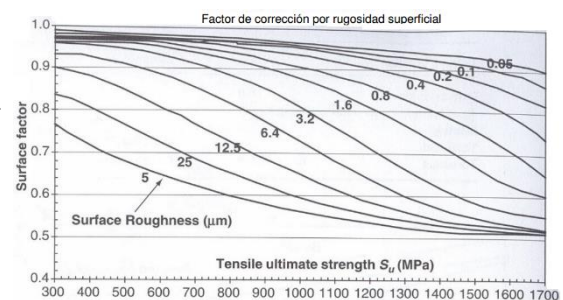


Factor de efectos diversos  $K_f$

Corrosión por apriete (fretage):

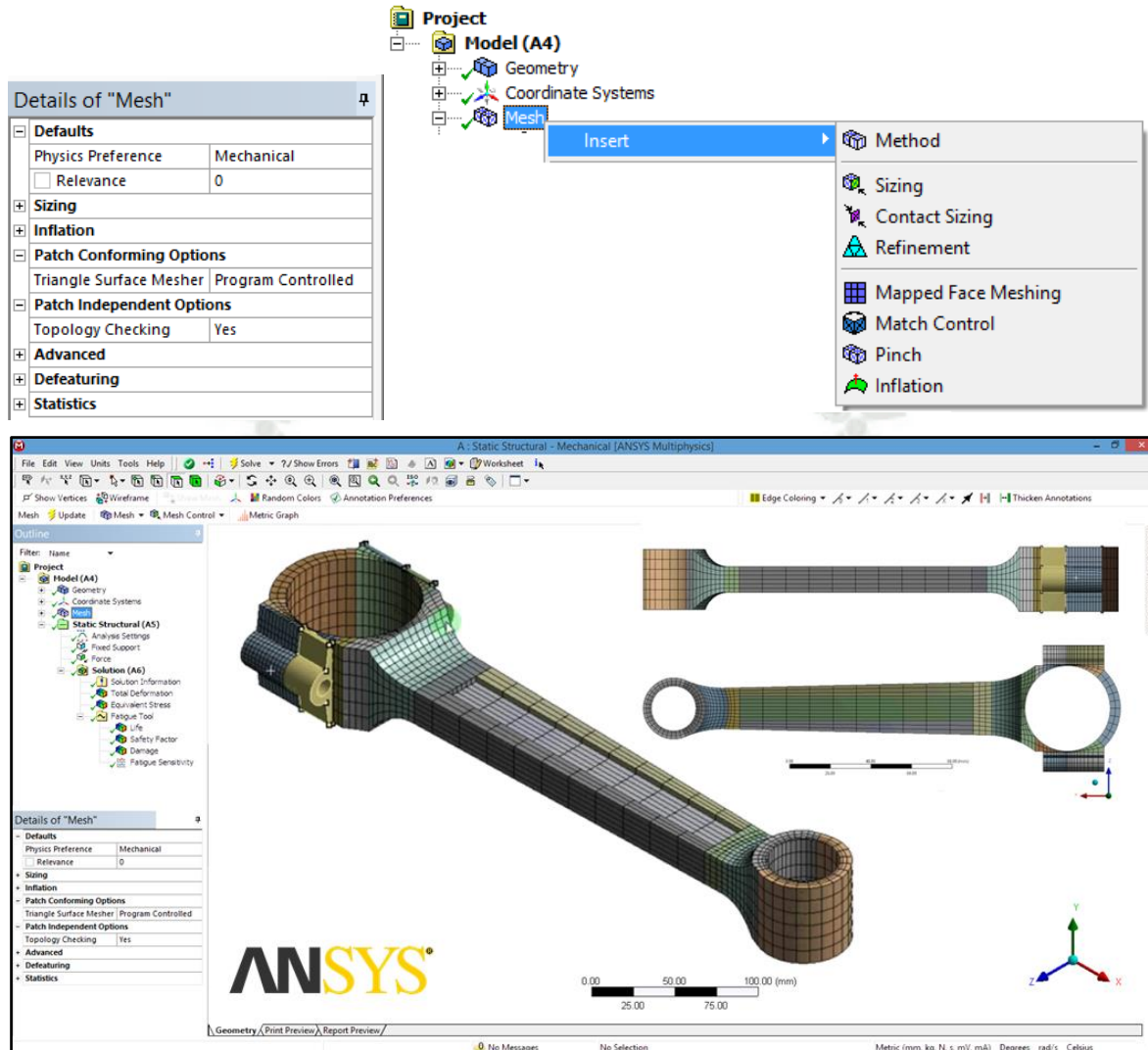
La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%.

TRATAMIENTO SUPERFICIAL	$K_f$
NIQUELADO	1
GALVANIZADO	1
METALIZADO POR ASPERSION	0.86
CROMADO	1
$20 < S_e \leq 30$ Kpsi	0.7
$30 < S_e$	0.45



### Anexo 3 – Estructura y calidad de malla de los elementos finitos

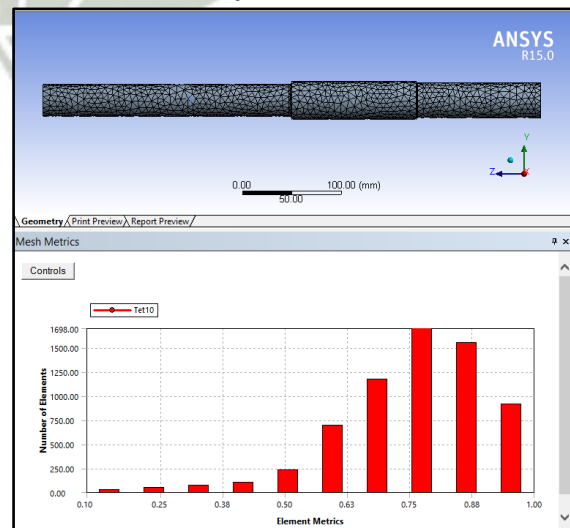
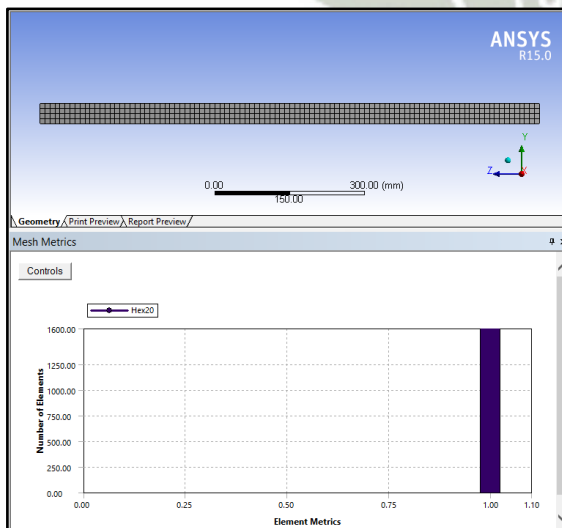
#### Técnica de mallado estructurado



#### Estadísticas de calidad de malla: Relación de forma de cada elemento finito

Alta Calidad

Baja Calidad

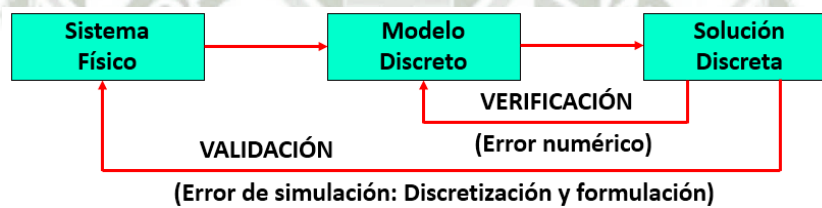


### Anexo 4 – Error se simulación y convergencia computacional

Se puede producir grandes errores en el modelamiento debido al uso de opciones inadecuadas del programa o debido al uso inadecuado del programa, los resultados de un programa no son confiables si el usuario no entiende cómo funciona el programa o si no tiene nociones físicas para entender los resultados.

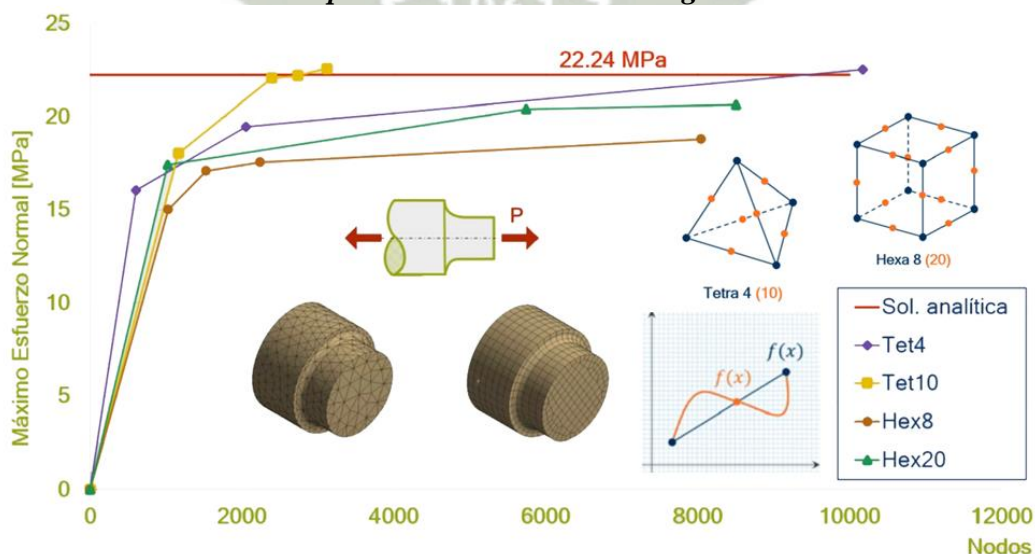
Las tres principales fuentes de error en una solución típica de elementos finitos son los errores de discretización que resultan de transformar el sistema físico (continuo) en un modelo de elementos finitos, y pueden estar relacionados con el modelamiento de la forma externa del elemento, los errores de formulación surgen del uso de elementos que no describen de forma precisa el comportamiento del problema físico y los errores numéricos que ocurren como el resultado de los procedimientos numéricos de cálculo, e incluye errores de truncamiento y de redondeo.

#### Fuentes de error en el uso de MEF

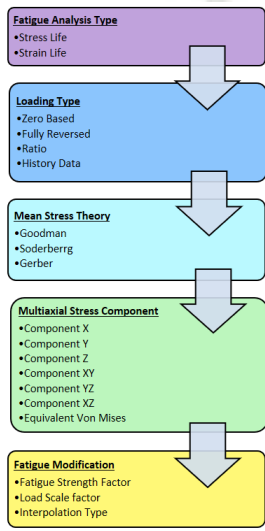
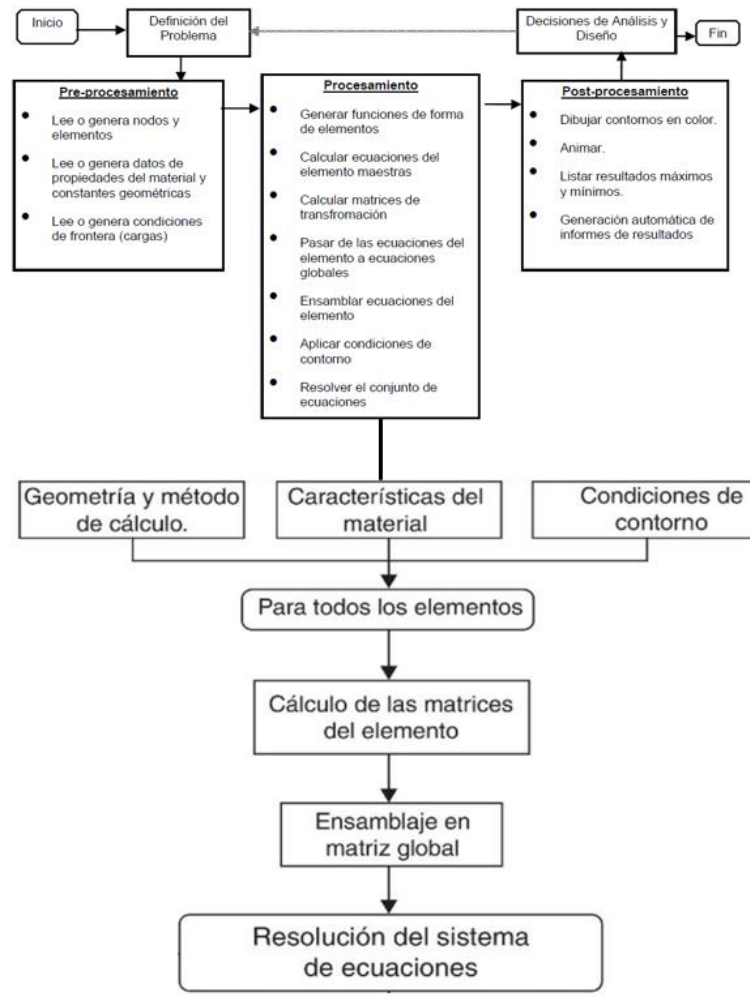
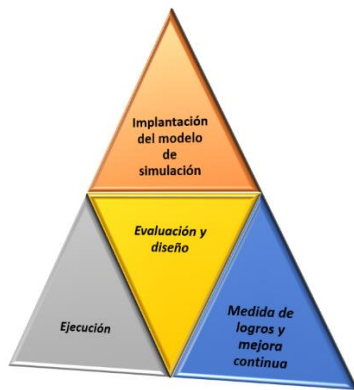


La convergencia de un método numérico es garantía de que, al realizar un buen número de repeticiones o iteraciones, las aproximaciones obtenidas terminan por acercarse cada vez más al verdadero valor buscado. Normalmente se puede encontrar métodos que convergen rápidamente, pero son demasiado inestables y, por el contrario, modelos muy estables, pero de lenta convergencia.

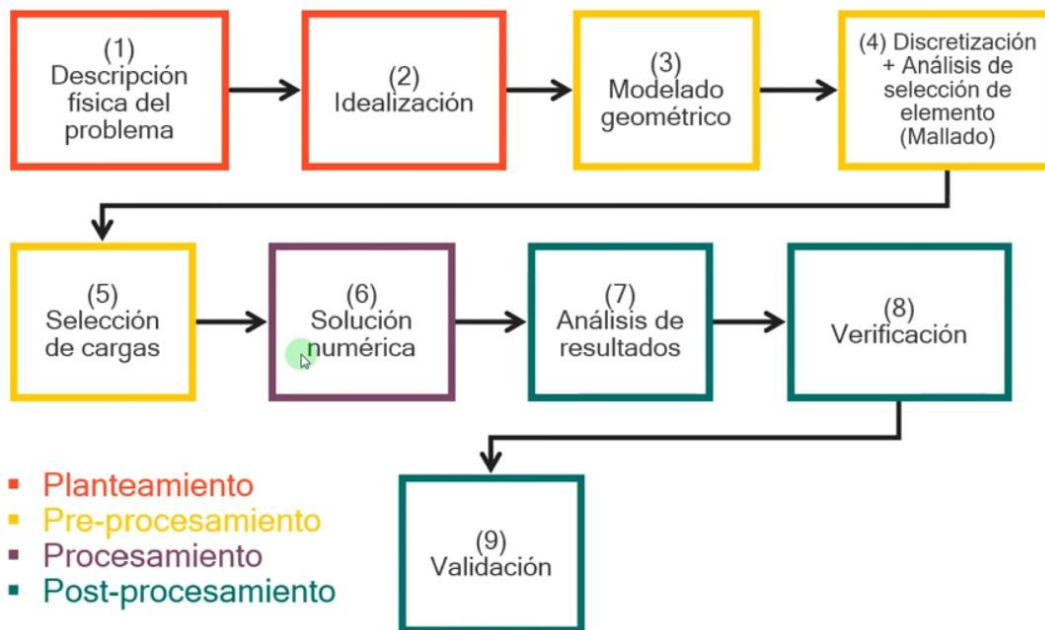
#### Comparativa de nivel de convergencia

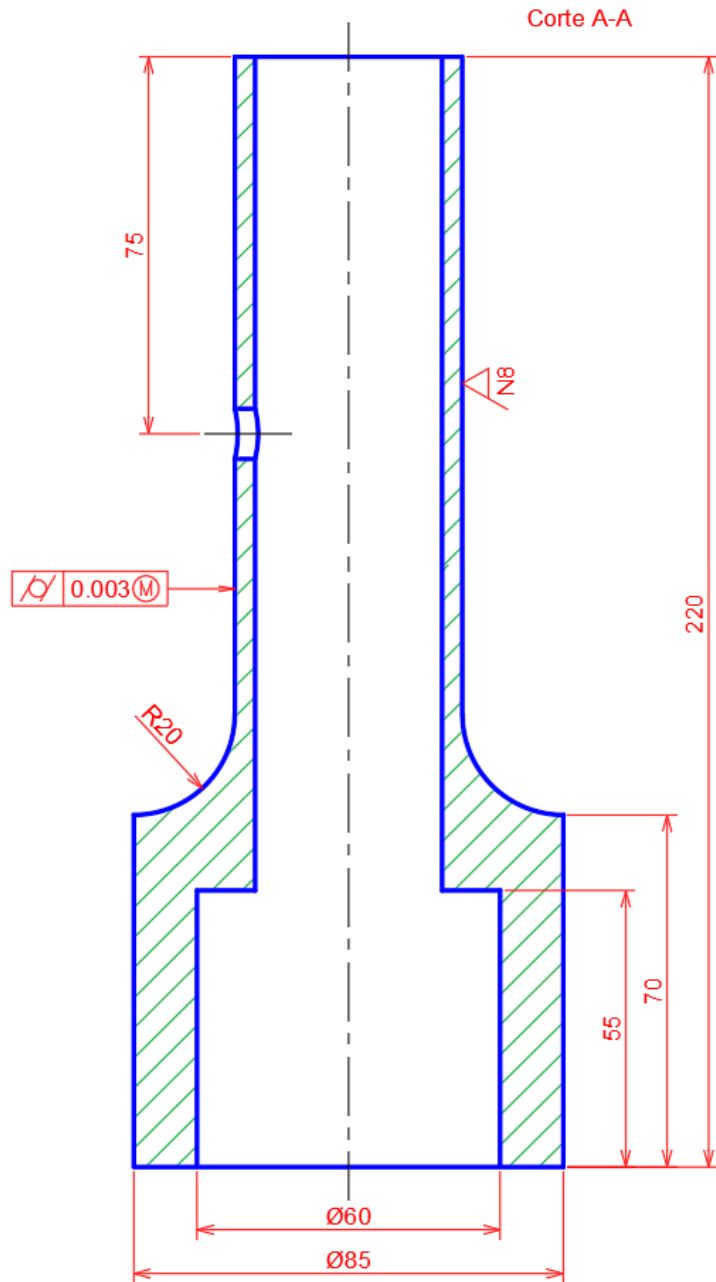
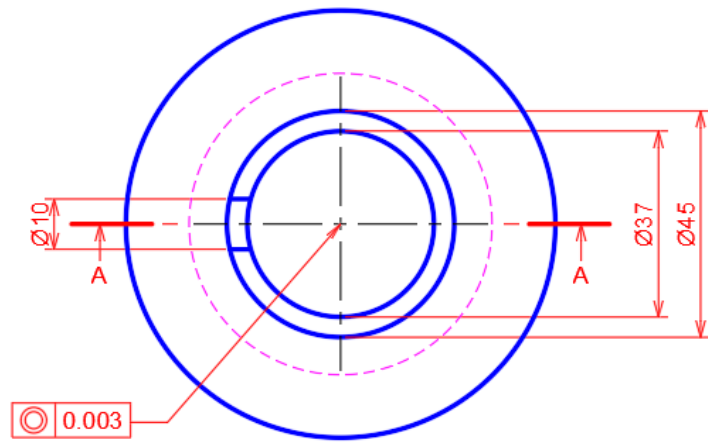


### Anexo 5 – Modelo y procedimiento de cálculo computacional



### ANSYS





	Nombre	Fecha	 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica
Elaboró:	Ludwin David Huacasi Añamuro	27/12/2016	
Revisó:			
Escala:	ANEXO 6 - PLANO DEL EJE DE TORNO		Pág: 01
1:2			Págs: 01-01

## Anexo 7 – Determinación de las variables del problema del eje del torno

**Coefficientes modificativos del límite de fatiga:**

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad a = 4.51 \quad b = -0.265 \quad S_{ut} = 690 \text{ MPa} \quad K_a = 4.51 \cdot 690^{-0.265} = 0.80$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad d = 45 \text{ mm} \quad K_b = \left(\frac{45}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.82$$

$$K_{car} = 1.00 \quad \text{Flexión}$$

$$K_d = 1.00 \quad T=20^\circ\text{C}$$

$$K_c = 0.66 \quad R = 0.99999 \quad \frac{1}{100000} \text{ fallos}$$

$$K_e = 0.86 \quad \frac{D}{d} = \frac{85}{45} = 1.9 \quad \frac{r}{d} = \frac{20}{45} = 0.4 \quad K_t = 1.2 \quad q = 0.8 \quad q = \frac{K_{f1}-1}{K_t-1} \quad K_e = \frac{1}{K_{f1}}$$

$$K_f = 0.95 \quad \text{Acabado superficial } 3.2\mu$$

**En la transmisión de potencia por el eje se tiene:**

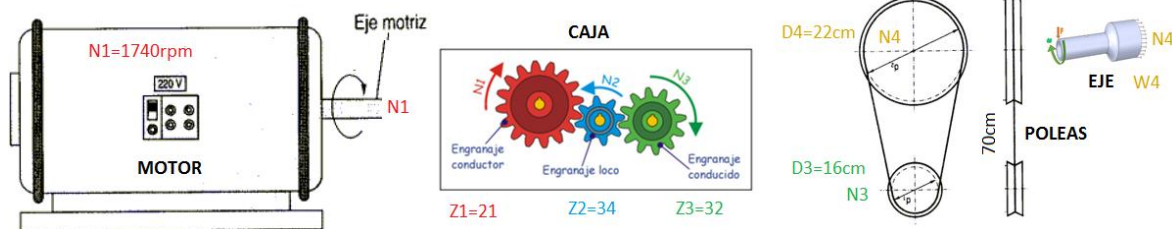
Motor eléctrico



Caja reductora



Transmisión por poleas



$$\text{Potencia} = 4000 \text{ W} \quad \text{rpm} = 1740$$

$$\text{En la caja de engranajes: } Z_1 N_1 = Z_2 N_2 \quad Z_2 N_2 = Z_3 N_3 \quad Z_1 N_1 = Z_3 N_3 \quad N_3 = \frac{Z_1 N_1}{Z_3} = 1141.88 \text{ rpm}$$

$$\text{En las poleas: } D_3 N_3 = D_4 N_4 \quad N_4 = \frac{N_3 D_3}{D_4} = 830.45 \text{ rpm} \quad \text{o también } \omega_4 = 13.48 \text{ rad/seg}$$

$$\text{El torque } T_4 = \frac{\text{Potencia}_4}{\omega_4} \quad P_4 = \text{Potencia} \cdot \text{Eficiencia}_{\text{transmisión}} \quad T_4 = \frac{4000 \times 0.90}{86.96} = 41.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Fuerza sobre el eje: } F = \frac{T_4}{r_4} = \frac{41.4}{0.11} = 376 \text{ N}$$

**Los ciclos de trabajo estimado del eje del torno:**

Para una hora de 60 minutos:  $13.84 \times 60 \times 60 = 49824 \text{ cps}$  en una hora


En un día de 12 horas:  $49824 \times 12 = 597888 \text{ cps}$  en un día

Para un año de 10 meses de 25 días:  $597888 \times 10 \times 25 = 149472000 \text{ cps}$  en un año.

Si al año se estima que el torne trabaje sin fallas:  $\frac{545990000 \text{ cps}}{149472000 \text{ cps}} = 3.7 \text{ años}$

Como los mantenimientos mayores se realizan anualmente y los tornos no trabaja el 100% de las 12 horas; el mantenimiento de recambio del eje se sugiere cada 4 años para conservar el estado operativo del tono.

**Anexo 8 – Formato de entrevistas para el personal de producción**

	<b>Tesis: PREDICCIÓN DE LA VIDA ÚTIL DE EJES DE MÁQUINA SOMETIDOS  A FATIGA POR SIMULACIÓN COMPUTACIONAL</b>	
	<b>EMPRESA:</b>	
	<b>FECHA:</b>	<b>LUGAR:</b>
<b>PUESTO</b>		
¿Qué puesto que ocupa actualmente?  ¿Cuánto tiempo lleva en él?  ¿Cuánto tiempo trabajando en la empresa?  ¿Trabajo en otras empresas?		
<b>PROCESO</b>		
¿Qué proceso de producción conoce de la empresa?  ¿Conoce de equipos a máquinas rotatorias?  ¿Si falla una maquina rotatoria, se para el proceso?		
<b>MANTENIMIENTO</b>		
¿Tienen planes de mantenimiento de sus equipos?  ¿Qué fallas típicas tienen es sus equipos rotatorios?  ¿Manejan el termino vida útil?  ¿Conoce el termino fatiga?  ¿Cuánto tiempo en promedio toma reparar una maquina cuando falla el eje?  ¿A quién y cómo reportan las fallas de sus equipos?		
<b>PROPUESTAS</b>		
¿Te gustaría predecir la vida útil de tus equipos?  ¿Confiarías en los datos simulados por una computadora?  ¿Te gustaría contar con un sistema GMAC (gestión del mantenimiento asistido por computadora)?		
<b>REGISTRO FOTOGRÁFICO</b>		

## GLOSARIO DE TÉRMINOS

PALABRA CLAVE	DESCRIPCIÓN
Acabado superficial	Conjunto de irregularidades que posee una superficie.
Amplitud de onda	Valor más alto que registra una variable, midiéndose desde el punto medio o de equilibrio.
CAE	Conjunto de programas informáticos que permiten analizar y simular los diseños de ingeniería.
Cálculo analítico	Operaciones necesarias para prever el resultado de una acción previamente concebida.
Cálculo numérico	Matemática encargada de diseñar algoritmos para simular procesos matemáticos complejos.
Carga multiaxial	Un sistema multiaxial de cargas implica una evaluación en varios ejes.
Ciclo	Repetición de cualquier fenómeno periódico, en el que, transcurrido cierto tiempo.
Confiabilidad	Realizar una función requerida bajo condiciones dadas para un intervalo de tiempo dado.
Convergencia	Lugar donde ocurre la unión en un punto de varias líneas o trayectorias.
Corrosión	Deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico por su entorno.
Deformación	Cambio de tamaño debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas.
Discretización	Proceso matemático mediante el cual se obtiene resultados aproximados de la ecuación.
Diseño	Proceso de dar forma, dimensiones, materiales, fabricación y funcionamiento de una máquina.
Disponibilidad	Posibilidad de un activo o persona de estar presente cuando se la necesita.
Edad cronológica	Suma de años que ha transcurrido desde creación o nacimiento de un activo.
Eje	Barra cilíndrica que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve como centro para girar.
Electrolítico	Sustancia que contiene iones libres, que hacen que se comporte como un conductor eléctrico.
Elementos finitos	Método numérico para la aproximación de ecuaciones diferenciales parciales.
Error de cálculo	Incertidumbre de una medida de cálculo de una magnitud con respecto al valor real.
Esfuerzo	Diferentes tipos de acciones a las que puede estar sometido un cuerpo.
Estimación	Crear o considerar algo a partir de los datos que se tienen.
Evento físico	Es un punto del espacio-tiempo caracterizado por cuatro coordenadas.
Factor de seguridad	Relación del valor calculado máximo y el valor requerido esperado a la que se verá sometido.
Falla	Defecto de un material que la hace menos resistente.
Fatiga estructural	Cambio estructural permanente y progresivo que ocurre en un material sometido a tensiones.
Fractura	Se define como la culminación del proceso de deformación plástica.
Fretage	Corrosión por apriete que se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas.
Goodman	Criterio utilizado para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes.
Interpolación	Obtención de nuevos puntos partiendo del conocimiento de un conjunto discreto de puntos.
Mallado	Proceso de subdividir el modelo en pequeñas formas sencillas llamadas elementos.
Mantenimiento	Acciones que tienen como objetivo preservar o restaurar un activo para función requerida.
Metodología	De origen griego: <i>metà</i> ("más allá"), <i>odòs</i> ("camino") y <i>logos</i> ("estudio")
Modelo geométrico	Forma de un objeto físico que contiene información descrita por un medio geométrico.
Nucleación	Aparición o formación de una nueva fase estable en un punto dado del sistema.
Predicción	Anunciar un hecho futuro motivado por la investigación científica, tomado un modelo científico.
Proceso	Secuencia de pasos con algún tipo de lógica que se enfoca en lograr algún resultado específico.
Productividad	Relación entre la cantidad de bienes y servicios producidos y la cantidad de recursos utilizados.
Propagación	Fenómeno de hacer que algo llegue a distintos sitios de aquel en que se produce.
Riesgo	Medida de la magnitud de los daños frente a una situación peligrosa.
Sensibilidad	Capacidad o propensión para percibir discontinuidades geométricas de forma.
Simulación	Técnica numérica para conducir experimentos en una computadora digital.
Sistema	Conjunto ordenado de normas y procedimientos que regulan el funcionamiento de un grupo.
Strain Life	Método de vida-tensión, basada en que las tensiones locales controlan la vida a fatiga.
Stress Life	Método de vida-deformación, toma la nucleación de la grieta y el crecimiento de microfisuras.
Taxonomía	Ciencia que trata de los principios, métodos y fines de la clasificación científica.
Vida útil	Tiempo durante el cual un activo puede ser utilizado sin presentar falla inminente.
Von Mises	En ingeniería estructural es un criterio de fallo que indica el buen diseño para material.

## NOMENCLATURAS

$E$	Módulo de elasticidad longitudinal o Young
$F$	Fuerza concentrada
$I$	Momento de inercia
$K_a$	Factor de acabado superficial
$K_b$	Factor de corrección de tamaño
$K_{car}$	Factor de carga
$K_d$	Factor de temperatura
$K_e$	Factor de concentración de tensiones
$K_f$	Factor de efectos diversos
$K_t$	Factor de concentración de tensiones teórico
$M$	Momento flector
$N$	Número de ciclos
$q$	Sensibilidad de ranuras
$R$	Razón de esfuerzos
$S = \sigma$	Esfuerzo de tensión
$S_a = \sigma_a$	Esfuerzo alternante
$S_e = \sigma_e$	Esfuerzo limite a la fatiga
$S'_e = \sigma'_e$	Esfuerzo limite a la corregido
$S_f = \sigma_f$	Esfuerzo de fallo
$S_m$	Esfuerzo medio
$S_{ut}$	Esfuerzo ultimo de tracción
$T$	Torsión
$V$	Fuerza cortante
$w$	Fuerza distribuida
$\omega$	Velocidad angular
$\epsilon$	Deformación unitaria