

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ÁREA DE POSGRADO

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA



TESIS

**“ANÁLISIS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE FATIGA DE UNA
LLAVE DE ACERO 4140”**

**QUE PRESENTA PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN INGENIERÍA
MECÁNICA**

BERNABÉ RAMÍREZ SALAZAR

DIRECTOR DE TESIS

DR. ISRAEL SAUCEDA MEZA

MEXICALI, B.C.

OCTUBRE 2009

ÍNDICE

Índice de figuras.....	v
Índice de tablas.....	viii
Lista de símbolos.....	ix
Agradecimientos.....	xi
Dedicatorias.....	xii
Resumen.....	xiii
Abstract.....	xiv
Hipótesis.....	xv
Objetivo.....	xv
Metas.....	xv
Justificación.....	xv
Introducción.....	xvi

CAPÍTULO I.- HERRAMIENTAS PARA TORQUE

1.1- Tipos de herramientas para torque.....	1
1.1.1.- Herramientas de torque de tipo manual.....	1
1.1.2.- Herramientas neumáticas de torque controlado.....	6
1.1.3.- Herramientas de torque de corriente directa (DCTools).....	9
1.2.- Antecedentes de fatiga en esfuerzos a tensión.....	12
1.3.- Antecedentes del elemento finito.....	14
1.3.1.- Antecedentes históricos del elemento finito.....	15

CAPÍTULO II.- ANTECEDENTES TEÓRICOS DE DISEÑO

2.1.- Concepto de diseño	16
2.1.1.- Definición del diseño de la ingeniería.....	16
2.1.2.- Relevancia de la metodología de diseño.....	17

2.2.- Análisis de esfuerzo	18
2.2.1.- Diagrama esfuerzo-deformación.....	19
2.2.2.- Esfuerzo.....	20
2.2.3.- Círculo de Morh.....	21
2.2.4.- Esfuerzos normales por flexión.....	25
2.3.- Estudio mecánico de la ruptura o fractura	29
2.3.1.- Fractura dúctil.....	30
2.3.2.- Fractura Frágil.....	30
2.3.3.- Estado de esfuerzo en una grieta.....	30
2.3.4.- Factor crítico de intensidad de esfuerzo.....	32
2.4.- Resistencia a la fatiga	33
2.4.1.- Pruebas de fatiga y de fluencia.....	35
2.4.2.- Análisis del origen de las fallas por fatiga.....	35
2.4.3.- Fatiga en ciclos bajos.....	39
2.5.- Análisis del elemento finito	42
2.5.1.- Metodología para el análisis del elemento finito.....	42

CAPÍTULO III.- ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITO EN LA LLAVE DE ACERO 4140

3.1.- Metodología para experimentación	45
3.2.- Modelado de llave en 3D	48
3.3.- Análisis de esfuerzos de llave de torque	49
3.3.1.- Comprobación de resultados obtenidos.....	51
3.4.- Cambio de configuración de la herramienta	53
3.4.1.- Análisis de esfuerzos con modificación de geometría de llave.....	53
3.4.1.1.- <i>Eliminado de chaflanes</i>	54
3.4.1.2.- <i>Modificación en estrías y eliminado de chaflanes</i>	56
3.4.1.3.- <i>Adición de tapa de refuerzo, eliminado de chaflanes y modificación de estrías</i>	58
3.4.2.- Análisis de esfuerzos en llave con modificación de palanca y eliminado de chaflanes.....	59

3.4.2.1.- Adición de refuerzos laterales.....	61
3.4.2.2.- Adición de tapa de refuerzo.....	63
3.4.2.3.- Adición de refuerzos laterales y tapa de refuerzo.....	64
3.4.3.- Análisis de esfuerzos en llave con modificación de palanca, eliminado de chaflanes y modificación en estrías.....	65
3.4.3.1.- Adición de refuerzos laterales.....	66
3.4.3.2.- Adición de tapa de refuerzo.....	67
3.4.3.3.- Adición de refuerzos laterales y tapa de refuerzo.....	68
3.5.- Cambio de material de la herramienta.....	69
3.5.1.- Análisis de fatiga en llave modificada con acero 4640.....	69
3.5.2.- Análisis de fatiga en llave modificada con acero 4340.....	73
3.5.2.1.- Análisis de fatiga en llave con eliminación de chaflanes.....	76
3.6.- Análisis de resultados.....	79
Conclusiones.....	84
Recomendaciones para trabajos futuros.....	87
Referencias.....	90

Índice de Figuras

1.1.- Diversos tipos de desatornilladores.....	1
1.2.- Tipos de puntas de desatornilladores.....	2
1.3.- Desarmador Philips.....	2
1.4.- Llave española.....	2
1.5.- Llaves de tuerca con casquillo.....	3
1.6.- Llaves Allen o “hexagonales”.....	4
1.7.- Torquímetro de click.....	4
1.8.- Montaje de llaves intercambiables para torquímetros de click.....	5
1.9.- Torquímetro de aguja o reloj.....	5
1.10.- Herramienta neumática de torque controlado.....	6
1.11.- Herramienta de torque neumática con transmisión de engranes “boa”.....	7
1.12.- Herramienta neumática de torque controlado con unidad de pulso.....	8
1.13.- Sistema de vacío para mantenimiento a unidad de pulso.....	8
1.14.- Motor de corriente directa.....	9
1.15.- Junta de apriete.....	9
1.16.- Controladores de dtools.....	10
1.17.- Diversos tipos de cables de comunicación entre motor y controlador.....	10
1.18.- Equipo con controladores sigma y alphas para diversos motores.....	11
1.19.- Sistema transductor y módulo digital para calibración de dtool.....	12
2.1.- Curvas esfuerzo deformación de ingeniería y reales para materiales dúctiles.....	19
2.2.- Esfuerzos de tensión que actúan sobre un elemento dado.....	21
2.3.- Comportamiento de esfuerzos en un plano inclinado.....	22
2.4.- Círculo de Mohr.....	24
2.5.- Viga sujeta a momentos positivos.....	26
2.6.- Proporcionalidad entre esfuerzos de compresión y tensión.....	28
2.7.- Placa de longitud $2h$ y anchura $2b$ que tiene una grieta transversal central de extensión	
2a. El esfuerzo de tensión σ actúa en dirección longitudinal.....	31
2.8.- Placa con grieta transversal centrada sometida a carga de tensión longitudinal.....	31
2.9.- Falla por fatiga de una pieza forjada de $7\ 1/2$ -pulg de diámetro con ajuste a presión.....	34

2.10.- Probeta para ensayos de fatiga tipo viga rotatoria de R.R. Moore.....	37
2.11.- Diagrama S-N trazado a partir de los resultados de pruebas de fatiga axial con inversión completa.....	37
2.12.- Gráfica de límites de fatiga en función de resistencias a la tensión, con base en resultados de prueba reales para un gran número de hierros y aceros forjados.....	38
2.13.- Ciclos de histéresis de esfuerzo y deformación reales que muestran las cinco primeras inversiones de esfuerzo de un material con suavización cíclica.....	40
2.14.- Resultados monotónicos y cíclicos de esfuerzo-deformación.....	41
2.15.- Diagrama log-log que indica cómo se relaciona la duración a la fatiga con la amplitud de deformación real en el caso de acero SAE 1020, laminado en caliente.....	41
3.1.- Diagrama de flujo de las actividades a seguir, para la determinación del diseño eficaz para la herramienta intercambiable de torque	46
3.2.- Modelado de llave de torque intercambiable en Inventor.....	48
3.3.- Arreglo de modelado de llave para el análisis del elemento finito.....	49
3.4.- Resultado de esfuerzo máximo en llave de torque.....	50
3.5.- Comparativo entre zona de esfuerzo máximo de análisis y fractura en llave.....	51
3.6.- Resultado de esfuerzo máximo en llave de torque (comprobación de resultados).....	52
3.7.- Comparativo de modificación en llave de torque.....	54
3.8.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes.....	55
3.9.- Modificación de estrías de llave (a).- Llave sin estrías modificadas. (b) Llave con cambio de ángulo de estrías.....	56
3.10.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes y modificación en estriado	57
3.11.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación en estriado y adición de tapa de refuerzo.....	58
3.12.- Modificación en el ángulo del brazo de palanca de la llave de torque.....	59
3.13.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes y modificación de ángulo de palanca.....	60
3.14.- Comparativo entre llave original y llave con adición de refuerzos laterales.....	61
3.15.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de	

chaflanes, modificación de ángulo de palanca y adición de refuerzos laterales.....	62
3.16.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca y adición de tapa de refuerzo.....	63
3.17.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, adición de costillas y colocación de tapa de refuerzo.....	64
3.18.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca y modificación en estriado.....	65
3.19.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, modificación en estriado y adición de costillas.....	66
3.20.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, modificación en estriado y adición de tapa de refuerzo.....	67
3.21.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, modificación en estriado, adición de costillas y colocación de tapa de refuerzo.....	68
3.22.- Gráfica de fatiga del acero 4640.....	70
3.23.- Gráfica de esfuerzos y número de ciclos de llave modificada con un acero 4640.....	71
3.24.- Resultado de análisis de fatiga por elemento finito en llave modificada con acero 4640.....	72
3.25.- Curva de fatiga de acero 4340.....	73
3.26.- Gráfica de esfuerzos y número de ciclos de llave modificada con un acero 4340.....	74
3.27.- Resultado de análisis de fatiga por elemento finito en llave modificada con acero 4340.....	76
3.28.- Gráfica de esfuerzos y número de ciclos de llave original con eliminado de chaflán de acero 4340.....	77
3.29.- Resultado de análisis de fatiga por elemento finito en llave original sin chaflán con acero 4340.....	78
3.30.- Curvas de fatiga de aceros 4135 y 4140.....	80

Índice de tablas

3.1.- Propiedades mecánicas del acero 4640.....	69
3.2.- Valores de la curva de fatiga del acero 4640.....	71
3.3.- Propiedades mecánicas del acero 4340.....	73
3.4.- Valores de la curva de fatiga del acero 4340.....	75
3.5.- Valores de la curva de fatiga de llave con eliminado de chaflanes acero 4340.....	78
3.6.- Resumen de esfuerzos obtenidos con propuestas de rediseño.....	81
3.7.- Resultados de pruebas de fatiga.....	82

LISTA DE SÍMBOLOS

<i>a</i>	Dimensión
<i>A</i>	Área transversal
<i>b</i>	Dimensión, exponente de ductilidad a la fatiga
<i>B</i>	Brinell
<i>c</i>	Longitud del eje neutro al lado exterior de una viga, exponente de ductilidad a la fatiga
<i>el</i>	Límite elástico
<i>E</i>	Módulo de Young
<i>f</i>	Límite de fractura
<i>ft</i>	Pie
<i>h</i>	Dimensión
<i>H</i>	Número índice de dureza
<i>in</i>	Pulgadas
<i>I</i>	Momento de inercia
<i>k</i>	Kilo
<i>K</i>	Factor de intensidad del esfuerzo
<i>l</i>	Longitud, distancia
<i>lb</i>	Libra fuerza
<i>M</i>	Momento flexionante
<i>M</i>	Mega
<i>n</i>	Factor de seguridad
<i>N</i>	Número de ciclos
<i>pl</i>	Límite de proporcionalidad
<i>psi</i>	Unidad de libra sobre pulgada cuadrada
<i>P</i>	Carga, fuerza
<i>Pa</i>	Pascales (unidad de newton sobre metro cuadrado)
<i>R</i>	Rockwell
<i>S</i>	Esfuerzo, resistencia
<i>Sut</i>	Esfuerzo o resistencia ultima a la tensión

S_y	Esfuerzo o resistencia de fluencia
T	Torque
u	Límite de resistencia a la tensión
x	Coordenada cartesiana, aumentos de microscopio
y	Coordenada cartesiana, límite de fluencia
z	Coordenada cartesiana
Z	Módulo de sección
Δ	Incremento
ε	Deformación
σ	Esfuerzo
τ	Esfuerzo cortante
\emptyset	Ángulo de presión
ξ_F	Coefficiente de ductilidad a la fatiga
ρ	Radio de curvatura

AGRADECIMIENTOS

Un agradecimiento especial al Dr. Israel Saucedá Meza director de esta tesis ya que con su ayuda y asesoría fue posible el desarrollo y solución del caso de estudio analizado, así como a los doctores Álvaro Gonzales, Jesús Márquez y Víctor Nuño ya que con sus observaciones y sugerencias se logró estructurar este trabajo de manera adecuada, también extendo un agradecimiento al Ing. Emanuel Durazo compañero de maestría por su apoyo en los análisis de elemento finito realizados en esta tesis.

DEDICATORIAS

A mi familia y seres queridos

RESUMEN

La presente tesis estudia el caso específico de una llave de torque intercambiable de acero 4140 utilizada para el ensamble de flechas Cardán en camiones de carga, la cual presenta fracturas recurrentes debido a que es usada para realizar un apriete que sobrepasa el torque máximo que indica el fabricante, teniendo como promedio 500 ciclos de vida útil.

En la introducción de este trabajo se mencionan de manera general las partes más importantes que componen un tractocamión, hasta llegar al componente que es ensamblado con dicha herramienta, en donde se explica a detalle el problema antes mencionado. Posteriormente en el estado del arte se mencionan los tipos de herramienta existentes en el mercado para realizar aprietes, que van desde las típicas herramientas manuales hasta los sofisticados equipos electrónicos de torque controlado. En el marco teórico se menciona toda la teoría de esfuerzos y de fatiga necesaria para la comprensión del problema así como una breve explicación acerca del análisis del elemento finito.

Introduciéndonos en la problemática se simuló la herramienta de torque en un software paramétrico para posteriormente exportarla a ANSYS y realizar, el análisis de esfuerzos por medio del elemento finito, resultando que la llave experimentaba un esfuerzo superior al límite de fluencia del acero 4140, dónde la curva de fatiga de éste, indica un valor más bajo en el número de ciclos para dicho esfuerzo.

Por lo tanto se procedió a realizar un rediseño de la herramienta con el que se logró reducir el esfuerzo de manera significativa de 302 kpsi a 94 kpsi, sin embargo a pesar de la mejora realizada no se logró conseguir una vida útil mayor a los 500 ciclos, por lo que se propuso un cambio de material tomando en consideración dos tipos de aceros, el 4640 y 4340 seleccionados por tener un límite de fluencia mayor al del acero 4140, con los cuales se realizaron los análisis de fatiga, resultando como mejor opción el acero 4340 con una vida útil de 22×10^6 ciclos superando de sobremanera los 500 ciclos que soporta la llave real, obteniendo de esta forma la herramienta final del presente estudio.

ABSTRACT

The main focus of this thesis was to study the specific case of an interchangeable steel wrench torque 4140 used in the assembling of drive shaft in trucks. The above mentioned wrench, shows recurrent fractures due to the used tightening exceeded the maximum torque indicated by the manufacturer, having as feasible useful life an average of 500 cycles.

In the introduction of this work were mentioned, in a general way, the most important parts of a truck until getting to the component that is assembled with the previous mentioned tool. There it was explained specifically the problem mentioned above. Afterwards in the states of art, were mentioned the tools types for tightening offered in the market. Starting from the common manual tools to the sophisticated electronic equipment for the controller torque. In the theoretic frame, it was mentioned all the theory of strength and fatigue necessary to understand the problem, as well as a brief explanation about the finite element analysis.

Getting to the problem, a tool of torque was simulated in a parametric software for later exporting to ANSYS software and carry on it the strength analysis using the finite element, figure out the tool had a upper strength that the yield point of the steel 4140, were its fatigue curve indicated a lower value in the number of cycles of such effort.

Therefore, it was proceeded to redesign the tool, and it was posible to reduce the stress in a significant way of 302 kpsi to 94 kpsi, however despite the enhancement made, it was not posible to get a feasible useful life over the 500 cycles. Because of that it was proposed a change of material, considering 4640 and 4340. These steels were chosen due they posses a yield strength higher than that of 4140 steel which had been used to make the analysis of fatigue, ending up with the best option of the 4340 steel with a feasible useful life of 22×10^6 cycles which is the focus of this text.

HIPÓTESIS

Con la utilización de las herramientas de diseño y la técnica del elemento finito se rediseñará una nueva llave de torque reemplazable, que soporte un torque de 125 lb.ft y que tenga una vida útil mayor de los aproximadamente 500 ciclos que soporta la herramienta actual, la cual no se ha encontrado en el mercado.

OBJETIVO

Estudio y caracterización de una llave de torque reemplazable con el fin de proponer un nuevo diseño analizado por elemento finito, que soporte un torque superior al del diseño actual, alargando su vida útil.

METAS

- 1.- Determinar el número de ciclos de la llave de torque reemplazable de manera experimental.
- 2.- Comparar los resultados con el análisis numérico realizado a la llave de torque reemplazable.
- 3.- Hacer un cambio en la herramienta como propuesta para poder alargar la vida útil de la llave de torque reemplazable.
- 4.- Analizar la nueva propuesta y comparar los resultados con la herramienta anterior.

JUSTIFICACIÓN

La empresa Kenworth Mexicana, fabricante de camiones y tractocamiones, tiene un problema recurrente de fractura de llaves de torque reemplazables, debido a que los tornillos con los que se ensamblan las flechas motrices sobrepasan las especificaciones estándar; en este proceso se debe utilizar un tornillo especial que requiere mayor torque que uno común, lo cual provoca que la llave se fracture después de aproximadamente 500 ciclos generando grandes gastos por reposición, además, en el mercado no se han encontrado llaves con las capacidades de torque requeridas por lo que esta situación genera la necesidad de un estudio para mejorar las características de las llaves de torque.

INTRODUCCIÓN

Historia del camión

Se ha reconocido que la firma alemana Daimler es quien construyó el primer vehículo de carga comercial, introducido en el año de 1896, este era uno de cuatro modelos, con potencia proveniente de motores de 2 cilindros, desarrollando 4, 6, 8 y 10 caballos de fuerza respectivamente, se garantizaba que podían desplazarse por caminos con pendientes de hasta 8 por ciento (esto es que por cada 250 metros de recorrido asciende 20 metros equivalente a 4.6°), con una velocidad de 4 kilómetros por hora, completamente cargados [1].

Estos vehículos tecnológicamente sofisticados en su tiempo, fueron primitivos comparados con los de hoy en día. Eran de poco valor al competir con el ferrocarril y al transportar la carga por caminos lodosos, pero estaban reemplazando a los vehículos tirados por caballos.

Para el final de la primera década del presente siglo, había crecido el número de carreteras (de terracería) y se habían incrementado en todas las naciones industrializadas y ya jugaba un papel importante en la economía. Aún el ferrocarril dominaba en los viajes a larga distancia y los camiones alimentaban a la red de ferrocarriles.

En el mismo tiempo en el noroeste de los Estados Unidos, crecía la industria minera y maderera, creando necesidades especiales de transporte, para la extracción de estos recursos se requería se diseñara un camión que ayudara a resolver estas necesidades y esto dio por origen al nacimiento de los tractocamiones Clase 8 (vehículos con capacidad de grandes cargas).

En 1915 se estableció en Pórtland Oregon, la empresa Gerlinger Manufacturing Company, en 1917 la empresa cambio su nombre a Gersix. Este es la contracción de Gerlinger y Six que significaba seis porque se instaló por primera vez un motor de seis cilindros a gasolina a un vehículo [1].

La planta cambió de ubicación varias veces de Pórtland, OR a Tacoma y después a Seattle, WA. En 1923 los nombres de los accionistas más importantes de Gersix, los señores H. W. Kent y E. K. Worthington combinaron sus apellidos para formar el nombre de “Kenworth”, así se formo “Kenworth Motor Truck Corporation” [1].

En 1929, H. W. Kent fue nombrado presidente de la compañía donde sirvió hasta su muerte en 1937. Lo sustituyó Phillip G. Jonson quien había sido presidente de “Boeing Airplane Company”. Después de la muerte del señor Jonson en 1944, Kenworth pasó a ser propiedad y subsidiaria de Pacific Car & Foundry Company, con el señor Paul Piggot como presidente. Durante la segunda guerra mundial, Kenworth se dedicó a la producción de componentes militares [1].

En 1946 la compañía se estableció en su presente ubicación, al sur de Seattle, WA desde entonces a experimentado un crecimiento y expansión de su mercado. Han surgido nuevas ideas y el resultado ha reflejado una gran cantidad de innovaciones dentro de las cuales se puede mencionar [1]:

- Instalar un motor de 6 cilindros de gasolina.
- Instalar un motor diesel a un camión.
- Instalar tubo vertical de escape.
- Instalar un dormitorio separado de la cabina.
- El usar un bastidor de aluminio extruido etc.

Historia de Kenworth Mexicana

En 1952 en la ciudad de Mexicali nace Talleres Mecánicos Industriales “El Águila” inicia con la fabricación de implementos agrícolas y la reparación de maquinaria pesada, este negocio fue encabezado por el señor Gustavo Vildósola Castro [1].

En 1956 talleres mecánicos industriales “EL Águila” inició la fabricación de remolques de todo tipo para carretera siguiendo la tecnología facilitada por Utility Manufacturing de la Puente, CA.

En 1959 nace Kenworth Mexicana, S.A. de C.V., en Mexicali, Baja California, de lo que eran antes “Talleres Mecánicos Industriales El Águila S.A. de C.V.”, manufacturero a esa fecha de remolques de todo tipo para carretera [1].

Kenworth Mexicana después de haber ensamblado cuatro unidades prototipo (dos convencionales y dos con cabina sobre motor); se inicio fabricando diez unidades y sus remolques para una firma de Perú –se inició exportando- siendo el interés principal el fabricar los tractocamiones para el mercado mexicano, preferentemente.

En el año de 1988, Kenworth introduce al mercado el modelo T800 el cual substituye a el modelo W924-A, este vehículo era mucho más aerodinámico y contaba con diferentes innovaciones para ese entonces, mismas características que guarda hoy en día [1].

En el año de 1989 se fabrica para el mercado nacional el primer vehículo del modelo T450, el cual era similar al T800, con la diferencia que se construía sin dormitorio y con capacidad de cargas menores [1].

Asimismo en 1990 se inicia la fabricación de los modelos T600, el cual fue más aerodinámico que el T800, teniendo gran aceptación entre los transportistas mexicanos [1].

En 1993 se fabrica para el mercado nacional el T400 el cual era similar al T600 pero sin dormitorio, estos vehículos son desplazados del mercado, al poco tiempo, por otras aplicaciones de los modelos T600 y T800 [1].

En 1994, por primera vez se inicia la manufactura de camiones Clase 7 como lo es el modelo T300 un vehículo diseñado para transportar carga dentro de la ciudad [1].

Hasta el año 1995, Kenworth Mexicana era propiedad de la corporación VILPAC (Vildósola-Paccar), a partir de dicha fecha la propietaria es PACCAR [1].

Los modelos que se ofrecen en Kenworth Mexicana son T600, T800 y sus diferentes versiones, además se comercializan el T2000, W900L, C500 y bajo circunstancias especiales el K100.

A partir de 1996 aparece en el mercado nacional el concepto AEROCAB, el cual es aplicable a los modelos convencionales: W900, T600 y T800, esto consiste en una adaptación de una cabina y dormitorio más amplios y aerodinámicos esto con la intención de retener a operadores calificados, cada vez más escasos en la industria del transporte [1].

En el año de 1998 ingresa al mercado nacional el modelo T2000, el cual cuenta con lo más sofisticado tecnológicamente hablando en el mercado, este vehículo es fabricado exclusivamente en la planta de Chillicothe, OH. en Estados Unidos, pero con opciones de compra en el mercado mexicano [1].

En 1999, Kenworth diseña el modelo T604 el cual cuenta con características del modelo T2000 y del T600 proporcionando a la unidad mayor capacidad de enfriamiento a sus motores [1].

Principales componentes de un tractocamión

Un tractocamión cuenta con diversos componentes, donde cada uno dependiendo su aplicación, son fundamentales para el funcionamiento de la unidad, sin embargo a continuación se describirán solo los más sobresalientes ya que la intención de este tema no es la de describir el funcionamiento completo del tractocamión.

Cabinas

Existen dos tipos de cabinas que se utilizan en las unidades Kenworth. Las cabinas sobre motor y las cabinas convencionales. Las primeras como su nombre lo indica están instaladas arriba del compartimiento del motor, las cabinas convencionales son aquellas que se encuentran instaladas detrás del compartimiento del motor. Aparte existen dos tipos de cabinas sobre motor las que no tienen dormitorio y las que tienen dormitorio integral

Quinta rueda

La quinta rueda es un mecanismo de acople usada por un tractor para poder tirar de un semiremolque. Existen quintas ruedas para diferentes aplicaciones y no existe una quinta rueda para todas las aplicaciones.

Bastidor

El bastidor de la unidades Kenworth constan de dos largueros y algunos miembros transversales, son los largueros los que soportan la carga y los esfuerzos críticos. El bastidor tiene forma de escaleras, esta se le observa desde arriba, en sentido figurado el bastidor es la columna vertebral del vehículo.

La función del bastidor es la de proveer de una estructura sobre la cual se ha de montar un vehículo, es decir su carrocería y su tren motriz y soportar la carga máxima permitida para transportarla con seguridad.

Ejes

Ejes traseros: Como parte del tren motriz se incluye al eje delantero aunque generalmente no es motriz existe la opción de instalar eje delantero motriz. El eje delantero del vehículo cuando no es motriz tiene forma de de viga “Y” y esta no es completamente recta en relación a los ejes de las ruedas, pues la parte central del mismo eje se encuentra más abajo en relación a las espigas, por la razón de que la suspensión delantera se instala por debajo de los largueros del bastidor y no generalmente como se instala en la parte posterior es decir en la suspensión trasera.

Ejes traseros: Los ejes traseros controlan y transmiten el par torsional que proviene de la flecha Cardán hacia las ruedas posteriores, además de que soportan las cargas impuestas sobre ellos, los ejes traseros cambian el flujo de la potencia, son capaces de absorber los esfuerzos de arranque y frenado, proveen de la superficie de montaje para instalar la suspensión, y permiten la acción diferencial entre las ruedas y los ejes.

Ruedas y llantas

En los extremos de los ejes se instalan las llantas que transmiten los esfuerzos de tracción y frenado del vehículo al suelo. Las llantas que son fabricadas de hule (caucho) se montan a las ruedas que son metálicas (rines) y estas se montan directamente a los ejes, los juegos de llantas pueden ser sencillos o dobles. Existen dos tipos de ruedas, las unidas permanentemente, es decir, el rin unido al disco central mediante soldadura o remachado, la parte central de este juego se denomina disco, y este monta a la masa del eje mediante un círculo de birlos (10 en total) y luego se fijan las ruedas mediante tuercas. El otro tipo de ruedas usadas en los camiones, son las ruedas denominadas de artillería las que cuentan con masas instaladas a los ejes del vehículo.

Tren motriz

Kenworth es una empresa especialista en carrocería es decir, cabinas dormitorios, bastidores, interiores, cofres, guardafangos, faldones, tanques de combustible, miembros transversales, etc. Pero el tren motriz que proporciona la potencia y par torsional a la unidad para mover la carga bajo diferentes condiciones de operación y variadas aplicaciones, es diseño y construcción de proveedores externos.

La función del tren motriz es la de producir, controlar, multiplicar y transmitir la energía mecánica para hacer posible que un vehículo se mueva y sea capaz de negociar diferentes condiciones de operación y las diversas cargas que se le asignen a la unidad. Sus componentes son motor, embrague, transmisión, **flechas Cardán**, ejes motrices, ruedas y llantas.

Flechas Cardán

La función de la flecha Cardán es la de transmitir el par torsional a diferentes longitudes y ángulos. Una flecha Cardán esta compuesta de dos yugos en cada uno de sus extremos, uno de ellos tiene una sección deslizante y el otro cuenta con un tubo que le da la longitud requerida a la flecha.

En la actualidad existen cuatro tipos de flechas usadas por Kenworth. La flecha para servicio estándar, servicio intermedio, servicio pesado y mantenimiento prolongado. Las flechas tipo estándar tienen componentes Spicer serie 1710 y el tubo tiene un diámetro exterior de 4.09 pulgadas con una pared de 0.180 pulgadas. Las de servicio intermedio utilizan el mismo tubo que las de servicio estándar pero sus componentes son de la serie 1810. Para servicio pesado se usan los componentes Spicer serie 1810 con un tubo diferente siendo este de 4.5 pulgadas y con pared de 0.134 pulgadas. Al seleccionar un tipo de flecha Cardán a usar es necesario saber los requerimientos de par torsional. Los modelos T2000 y W900 usan la flecha Spicer modelo SPL250 que es un componente de mantenimiento prolongado diseñado para soportar el uso durante más tiempo sin necesidad de tener que dar mantenimiento.

Se debe tener en cuenta el hecho que una flecha Cardán sencilla no debe exceder en su longitud de 78 pulgadas (1.98 metros) de ojo a ojo, en caso de requerirse una longitud mayor, se ha de colocar un soporte intermedio denominado balero central o puente balero. Así de esta manera se pueden instalar dos flechas Cardán de menor longitud cada una.

Para determinar la longitud de una flecha Cardán se debe conocer la distancia que existe desde el eje delantero del vehículo hasta la parte trasera del motor, a esta distancia le llamaremos 'X', luego se requiere conocer la longitud de la transmisión a usar desde la base donde se instala al motor hasta el ojo de la flecha Cardán y a esta la llamaremos 'Y', posteriormente del centro del eje trasero o ejes traseros, necesitamos conocer la dimensión 'Z' que es medida desde el centro en cuestión hasta el ojo del carrier delantero donde se ha de instalar la flecha Cardán. La fórmula para determinar la longitud de la flecha es entre ejes restando la sumatoria de $X + Y + Z$ y el resultado será la longitud de la flecha o flechas Cardán a usar.

Problemas presentados en herramienta de torque

En la manufactura de cualquier unidad móvil de la industria automotriz, existen diversas juntas o uniones que de acuerdo a su aplicación requieren de torques específicos de considerable precisión.

La selección de la herramienta adecuada para realizar dichos torques depende de las condiciones en las que se realizará la operación, así como la magnitud del torque y el tipo de junta que se desea apretar. Sin embargo hay casos en los que los requerimientos rebasan las opciones disponibles en el mercado lo que origina una selección inadecuada de la herramienta y un resultado posterior de fallas recurrentes debido a que la herramienta no es la óptima para el proceso. Tal es el caso del ensamble de la flecha Cardán a la transmisión, puente de balero y ejes, pertenecientes al sistema del tren motriz del camión, donde se tiene una situación crítica y complicada para el correcto ensamble de los componentes mencionados.

Este problema se está presentando en la empresa Kenworth Mexicana, ya que en el apriete de los tornillos para el ensamble de flechas Cardán, se cuenta con una herramienta de torque inadecuada, la cual se está fracturando frecuentemente, debido a que se realiza un apriete que requiere un torque mayor para el que ha sido diseñada dicha herramienta.

Dependiendo del tipo de camión varia la cantidad de tornillos para ensamble de flechas que se deben apretar y van desde los 16 a 22 tornillos por unidad, aunado a esto, el acceso para el apriete en ciertos tornillos es muy reducido, todo esto genera la necesidad de una herramienta ligera y de dimensiones no robustas que se adecue a la ergonomía requerida para el proceso.

Después de un análisis por parte del departamento de ingeniería se determinó que para ese proceso no se podían utilizar herramientas de torque neumáticas ni electrónicas, ya que estas son muy pesadas y provocarían la fatiga del operario, además de que sus dimensiones serían un problema al momento de intentar apretar los tornillos de difícil acceso. Así que, debido a esto se decidió que en un primer paso se ajustaran los tornillos con una pistola de impacto neumática, aclarando que esta pistola de impacto no regula ningún torque sino que únicamente une la junta para posteriormente con un torquímetro de click realizar el ajuste faltante y dar el torque estipulado para ese proceso.

El tornillo utilizado para la unión de la flechas es un tornillo de 1/2" especial, ya que resiste un torque superior al de los tornillos comunes de esta misma medida. El proceso pide realizar un torque de 125 lb.ft, cuando los tornillos comerciales estándar con una medida de 1/2" no

sobrepasan la capacidad de soportar un torque de 80 lb.ft. Por esta razón cualquier llave, buscada en el mercado, para el apriete de tornillos de esa dimensión cuenta únicamente con capacidades estándar y no soporta ser utilizada por un periodo largo de tiempo.

El torquímetro de click es un maneral por medio del cual se hace palanca y se da el ajuste final al tornillo, este tiene una entrada especial para colocar la llave de torque intercambiable. Con este herramental se hace el ajuste de los tornillos, presentándose la falla por fatiga en la llave de torque intercambiable ya que soporta aproximadamente 500 ciclos o aprietes, hasta que se fractura en una zona donde se tiene una evidente concentración de esfuerzo debido a la forma de la herramienta.

Esto genera atrasos en la producción y pone en riesgo la seguridad del operador, además que se fracturan aproximadamente 3 herramientas por semana, y se generan grandes costos por reposición.

CAPÍTULO I.- HERRAMIENTAS PARA TORQUE

1.1.- Tipos de herramientas para torque

Existen diversos tipos de herramientas de torque para diferentes tipos de aplicaciones, aparte de las típicas y conocidas herramientas para ajustar como desatornilladores o llaves comunes de tuercas, también abundan en el mercado herramientas especiales para realizar torques con excelente precisión, tal es el caso de las herramientas de torque controlado de corriente directa, las cuales toman en consideración, de entre varios factores, el tipo de junta a apretar, la fricción entre las partes, así como las estrategias de apriete en las cuales se varía la velocidad e incluso se controlan las vueltas cuando el tornillo está siendo apretado. De una amplia gama de herramientas para realizar aprietes, en los siguientes temas, se describirán los tipos de herramientas más conocidos y utilizados actualmente en la industria [2].

1.1.1.- Herramientas de torque de tipo manual

Los desatornilladores se fabrican en una amplia variedad de formas, tipos y tamaños (fig. 1.1). Las dos clases más comunes utilizadas son el estándar o de punta plana y el de punta en cruz o Philips, en la figura 1.2 se muestran los diferentes tipos de puntas. Ambas clases se fabrican en varios tamaños y estilos, como el de espiga estándar, el de espiga corta y el acodado [2].



Figura 1.1.- Diversos tipos de desatornilladores.

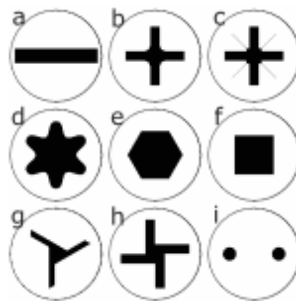


Figura 1.2.- Tipos de puntas de desatornilladores.

Los desatornilladores Philips tienen la punta en forma de cruz para ser utilizados en tornillos de cabezas cruciformes (fig. 1.3). Estos desatornilladores se fabrican en cuatro tamaños: #1, #2, #3 y #4, que corresponden a las entradas de diferente tamaño en la cabeza de sujetadores [2].



Figura 1.3.- Desarmador Philips.

Además de los desatornilladores se utilizan varias clases de llaves de tuercas, cada una adecuada a un propósito o empleo específico. El nombre de la llave se deriva de su uso, forma o fabricación. Las siguientes clases de llaves de tuercas son las empleadas comúnmente [2].

Las llaves comunes o de boca fija pueden tener entrada en un solo extremo o en los dos. Sus aberturas están usualmente a un ángulo de 15° con respecto al mango para permitir que la tuerca o la cabeza de un perno puedan ser giradas en espacios reducidos sesgando un poco la llave [2].

Las llaves comunes (o “españolas”), como la mostrada en la figura 1.4 con doble boca, tienen usualmente aberturas de diferente tamaño en cada extremo, para mayor utilidad. Estas llaves vienen disponibles en tamaños tanto en sistema inglés como en sistema métrico [2].



Figura 1.4.- Llave española.

Las llaves de tuercas de 12 estrías son de boca cerrada, lo cual rodea completamente a la tuerca; son útiles para el acceso a lugares reducidos donde la tuerca se puede ser girada solo un poco a la vez. El anillo de la boca tiene 12 estrías cortadas con precisión alrededor de la cara interior. Las estrías se ajustan estrictamente a los bordes paralelos en la parte exterior de una tuerca. Puesto que cuando se utiliza el tamaño adecuado esta llave no puede resbalar al accionarla, se prefieren por sobre la mayoría de las otras clases de llaves. Estas llaves generalmente tienen un tamaño de boca diferente en cada extremo y están disponibles en tamaños en fracciones de pulgada y en sistema métrico [2].

Las llaves de tuerca con casquillo, mostradas en la figura 1.5, son similares a las estriadas, ya que se fabrican usualmente con 12 puntas o estrías y rodean por completo a la tuerca. Los casquillos o dados también están disponibles en tamaños del sistema inglés y el sistema métrico. Existen varios manerales disponibles para los diversos casquillos, incluyendo los de trinquete y los de ajuste de torsión. Cuando las tuercas o pernos deben apretarse dentro de ciertos límites para evitar

deformación, se utilizan llaves de casquillo en combinación con un maneral con ajuste de torsión [2].



Figura 1.5.- Llaves de tuerca con casquillo.

Las llaves de tuercas ajustables pueden ser variadas en su entrada dentro de ciertos límites para adaptarse a diversos tamaños de tuercas o cabezas de perno. Esta llave es particularmente útil para tuercas de tipo especial, o cuando no se dispone de otra llave del tamaño adecuado. Desafortunadamente esta clase de llave llamada también “perico” puede resbalar cuando no es ajustada apropiadamente a las caras planas de la tuerca [2].

Las llaves Allen (fig. 1.6), para tornillo opresor comúnmente conocidas como llaves hexagonales, son de punta hexagonal y entran justamente en el hueco de un tornillo opresor. Se fabrican de acero para herramienta y están disponibles en juegos que se adaptan a una gran variedad de medidas de tornillos. El tamaño indicado de la llave es la distancia entre las caras opuestas de la punta de la llave. Usualmente esta distancia es la mitad del diámetro exterior del tornillo opresor Allen en el cual se utiliza. Estas llaves están disponibles en tamaños tanto del sistema inglés como en el sistema métrico [2].



Figura 1.6.- Llaves Allen o "hexagonales".

Un tipo de herramienta manual la cual está diseñada para realizar aprietes de magnitud controlada es el torquímetro de click, este consta de un maneral, que al alcanzar el momento torsionante máximo para el que ha sido calibrado, transmite un sonido que indica que ha alcanzado el torque máximo (fig. 1.7).



Figura 1.7.- Torquímetro de click.

Este tipo de herramientas generalmente se utilizan cuando las tuercas o pernos tienen que apretarse dentro de ciertos límites o rangos de torque para evitar deformación.

En su gran mayoría este tipo de herramientas utilizan llaves intercambiables las cuales se instalan en el extremo del maneral como se muestra en la figura 1.8, brindando la oportunidad de apretar pernos de diferentes dimensiones utilizando el mismo torquímetro.



Figura 1.8.- Montaje de llaves intercambiables para torquímetro de click.

Los tipos de herramientas intercambiables utilizadas en el torquímetro de click pueden variar dependiendo de diversos factores a saber: del tamaño y el tipo de perno que se desea ajustar, de la resistencia o la capacidad de torque máximo que puede resistir la llave intercambiable sin llegar a romperse y de la accesibilidad que la herramienta tiene para realizar el apriete requerido, sin encontrarse con obstáculos que impidan ajustar la tuerca o el perno correctamente.



Figura 1.9 Torquímetro de aguja o reloj.

Otro tipo de torquímetro muy utilizado en la industria, principalmente en la industria automotriz, es el torquímetro de aguja o de reloj, el cual consta de una carátula en su maneral que indica el torque con el cual ha sido apretado una tuerca o tornillo, ver figura 1.9.

Este tipo de herramienta se utiliza generalmente para verificar los torques realizados previamente por otra herramienta de torque controlado, esto para asegurar que la junta ajustada no pase con un torque que exceda los rangos de torque previamente establecidos.

1.1.2.- Herramientas neumáticas de torque controlado.

Las herramientas de torque neumáticas (fig. 1.10), se han convertido rápidamente en la herramienta neumática más común y utilizada en la industria en general. Su uso es muy variado y son altamente eficaces.



1.10.- Herramienta neumática de torque controlado.

Comparadas con las herramientas eléctricas convencionales, las herramientas neumáticas:

- Son económicas y fáciles de usar.
- Tienen menos partes móviles, lo que alarga su vida útil.
- Brindan más potencia y un torque más elevado que muchas herramientas eléctricas.

Las claves para un aprovechamiento óptimo de las herramientas neumáticas:

- Compatibilidad entre la compresora de aire y las características de la herramienta.
- Conectores para unir correctamente la herramienta y la manguera de aire.
- Buen mantenimiento de la compresora y la manguera de aire.
- Ajuste correcto de la presión de aire para la herramienta en uso.

Sus aplicaciones son muy variadas que van desde ensamble general, en talleres mecánicos, armado de estructuras metálicas, mantenimiento industrial, y altamente utilizadas en la industria automotriz, una de sus principales características es que cuentan con un torque firme para ajustes precisos y tienen más fuerza que las herramientas eléctricas para apretar y aflojar con facilidad. Existen dos tipos de herramientas neumáticas de torque controlado, las herramientas con unidad de pulso y las de transmisión de engranes [3].

Las herramientas de torque neumáticas con transmisión de engranes son comúnmente conocidas como “boas” (fig. 1.11).



1.11.- Herramienta de torque neumática con transmisión de engranes “boa”.

Este tipo de herramienta funciona directamente con la energía que le proporciona el aire comprimido, moviendo la transmisión compuesta de varios engranes de diversos tamaños, este sistema cuenta con un resorte el cual ejerce una presión que puede ser regulada sobre dos platos dentados, si el torque excede el valor requerido para un cierto proceso, los platos dentados comenzarán a brincar entre si evitando errores en el apriete [3].

El otro tipo de herramienta neumática de torque controlado, son las herramientas con unidad de pulso (fig. 1.12).



1.12.- Herramienta neumática de torque controlado con unidad de pulso.

En este tipo de herramienta, el aire entra y pasa al motor neumático por medio de unas blades, en la inducción del aire se produce el giro debido al recorrido que este tiene en el interior de la herramienta, esto le da la fuerza de giro.

El motor cuenta con un engrane que se conecta con la unidad de pulso la cual es hidráulica, su función es por medio de una válvula la cual permite regular el rango de torque de la herramienta, para dar mantenimiento a la unidad de pulso se utiliza un sistema de vacío para cambiar el aceite en la unidad (fig. 1.13) [3].



1.13.- Sistema de vacío para mantenimiento a unidad de pulso.

El mantenimiento a las unidades de pulso se realiza regularmente debido a que el aceite utilizado por la unidad de pulso tiende a ensuciarse y esto produce pérdida de exactitud en el momento de apretar la junta para el cual ha sido calibrada la herramienta.

1.1.3.- Herramientas de torque de corriente directa (DCTools)

Existen diversos tipos y tamaños de motores de corriente directa para torque, así como diversas configuraciones de sistemas para apriete que varían dependiendo de las restricciones que tiene cada aplicación, a continuación se hará una breve explicación de las características y funcionamiento de este tipo de herramientas.

Los motores de corriente directa, como el que se muestra en la figura 1.14, cuentan con una transmisión mecánica compuesta de diversos engranes para controlar la potencia de salida efectuada por un servomotor de características específicas [4].



Figura 1.14.- Motor de corriente directa

A diferencia de otras herramientas de torque, éstas utilizan un servomotor ya que es necesario controlar la cantidad de vueltas que éste realiza, así como el ángulo de giro para el apriete de las juntas (fig. 1.15).

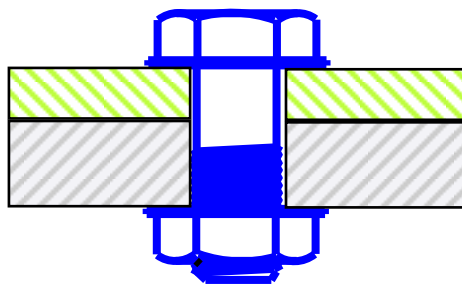


Figura 1.15.- Junta de apriete.

Situado entre el servomotor y el sistema de engranaje los motores de corriente directa cuentan con un transductor el cual detecta la magnitud de torque realizado por el desplazamiento que experimenta en sus extremos y transmite la información en forma de pulsos eléctricos.

Los motores son controlados por medio de un módulo electrónico de mando (fig. 1.16), donde por medio de un software proporcionado por el fabricante se elaboran las estrategias de apriete necesarias según la aplicación que se le dará a la herramienta, las estrategias de apriete requieren de un análisis especializado ya que en estas se definen los parámetros de torque aceptables para el tipo de junta, donde se tiene que tomar en consideración la capacidad del tornillo así como las partes que serán ajustadas. Los rangos de torque se definen a partir de un “*target*” u objetivo de torque dando un valor máximo y mínimo con los cuales el controlador indicará cuando las lecturas hayan salido de los límites permitidos [4].



Figura 1.16.- Controladores de dtools.

Otro componente principal de este sistema, es el cable de comunicación (fig. 1.17) que va del controlador al motor, este recibe los impulsos eléctricos transmitidos por el transductor localizado en el motor y lo conduce al controlador el cual descodifica la información y muestra en una pantalla el torque realizado (fig. 1.16), a su vez el cable de comunicación transmite la información del controlador al motor para realizar el apriete según las estrategias programadas.



Figura 1.17.- Diversos tipos de cables de comunicación entre motor y controlador.

Existen configuraciones en las que debido a la aplicación se requiere de más de un solo motor, en la mayoría de los casos se ocupa que cada motor tenga estrategias diferentes de apriete para que la junta asiente de manera correcta sobre su contraparte y no experimente variación entre las tensiones ejercidas a cada uno de los pernos con los cuales ha sido apretada, si el apriete presenta variación podría provocar una fractura entre las juntas, en estos casos se requiere una buena intercomunicación entre cada controlador del sistema puesto que se requieren tantos controladores como motores a utilizar.

Para tales configuraciones se utiliza un controlador adicional “*sigma*” el cual dirige y organiza la tarea de los demás controladores “*alpha*” (fig. 1.18), para que sus motores operen de manera sincronizada y en los tiempos programados, este tipo de tecnología es lo que hace a las herramientas de corriente directa, las herramientas más exactas y confiables que se pueden encontrar actualmente en el mercado, y que aparte de su gran precisión ofrece rapidez y agilización para realizar procesos críticos de manera más ergonómica.



Figura 1.18.- Equipo con controladores *sigma* y *alphas* para diversos motores.

Como todo equipo de medición las herramientas de torque de corriente directa sufren pequeñas variaciones debido al uso y esto provoca que en ocasiones las mediciones arrojadas en la pantalla del controlador sean diferentes a las experimentadas directamente en la junta, por tal motivo se realizan periódicamente calibraciones para asegurar que el torque medido sea el correcto [4].



1.19.- Sistema transductor y módulo digital para calibración de dtool.

Como se muestra en la figura 1.19 la calibración de las herramientas de corriente directa se realiza por medio de un transductor externo el cual se coloca entre la junta a apretar y el motor, un cable que forma parte del transductor se conecta en un equipo digital para medición de torque, se realizan varios aprietes de prueba registrándose las lecturas arrojadas por el equipo digital y las arrojadas por el controlador de la herramienta, si existe demasiada variación se accesa al controlador y se ajustan los parámetros de calibración hasta llegar al torque real.

Una de la principales desventajas de este tipo de equipo es que debido a su diseño robusto tienen acceso limitado en áreas reducidas que requieran de un torque alto, ya que entre mayor requerimiento de torque el motor tiende a ser más grande, por lo cual en estos casos se descartan y se utilizan herramientas más sencillas y de menor tamaño [4].

1.2.- Antecedentes de fatiga en esfuerzos a tensión

Las partes sujetas a aplicaciones sucesivas de cargas o a condiciones que generan tensión, que varían con el tiempo a lo largo de varios miles o millones de ciclos, fallan como consecuencia del fenómeno que se conoce como fatiga. Los materiales se prueban sometidos a la acción de cargas cíclicas controladas para determinar su capacidad de resistir tales cargas sucesivas o repetitivas. La información resultante se reporta como resistencia a la fatiga a la cual también se le asigna el nombre de resistencia por durabilidad del material [5].

Las fallas por fatiga ocurren en diferentes formas. Una de ellas es por fluctuación de esfuerzos o por el resultado de deformaciones, lo que se conoce como fatiga mecánica. Otra es por cargas cíclicas asociadas con altas temperaturas que causará la conocida fluencia por fatiga. Así mismo, la imposición de sustancias químicas o medios agresivos asociados con cargas cíclicas, provocará fatiga por corrosión. Por otro lado, si se tiene la repetida aplicación de cargas en materiales con rozamiento mutuo, se puede llegar a ocasionar la falla por rozamiento [5].

Se puede definir a la fatiga de los materiales como el “deterioro que se desarrolla bajo la acción de ciclos repetidos de carga o deformación de cierta amplitud, en una determinada pieza”; este deterioro se manifiesta en imperfecciones y eventualmente rotura. Si bien la *fatiga* se desarrolla en todos los materiales (incluyendo metales, plástico, gomas, hormigón, etc.), este estudio se concentrará en el acero 4140 (aunque se está haciendo cada vez más necesario conocer el comportamiento de materiales plásticos y compuestos en fatiga, pues el diseño recurre cada vez más a este tipo materiales). No obstante, los mecanismos involucrados en la producción de fatiga pueden diferir en los diversos materiales [5].

La fuente principal de fatiga son las heterogeneidades de los materiales. Todos los materiales, aún los cristales más perfectos, están llenos de imperfecciones de muchos tipos, de modo tal que ningún material puede ser considerado perfectamente homogéneo. Bajo cargas repetidas el efecto de las heterogeneidades se ve enfatizado.

Es sabido que un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión mucho más baja que la necesaria para producir la fractura con una sola aplicación de carga. Esto se debe a la fatiga, que se produce principalmente por tres efectos: pérdida de resistencia, pérdida de ductilidad, y aumento en la incertidumbre en cuanto a la resistencia y a la duración (vida en servicio) del material [5].

La acción de la fatiga se puede observar en diferentes piezas, pero sobre todo en partes móviles tales como: componentes de máquinas rotativas (están sujetos a tensiones alternas); resortes (son deformados en cantidades variables); alas de aeronaves (están sometidas a cargas repetidas de

ráfagas); neumáticos (son deformados repetidamente con cada revolución de la rueda); etc., y afecta desde juguetes para niños hasta transbordadores espaciales. Se ha prestado poca atención al efecto de la Fatiga sobre materiales frágiles ya que estos, aún bajo cargas constantes, presentan daños similares al de fatiga (por efecto de heterogeneidades) [5].

Los primeros ingenieros estuvieron concentrados en problemas estáticos, e interesados particularmente en las propiedades dinámicas de los materiales. Ellos realizaron múltiples pruebas de esfuerzos estructurales, de las cuales seleccionaban la que llegaba a ser la más importante, tomándola como estándar de referencia y considerándola en prácticas de diseño como un factor de seguridad, logrando disminuir en gran parte las fallas de servicio de las máquinas o equipos de trabajo [5].

1.3.- Antecedentes del elemento finito

El método del elemento finito ha llegado a ser una herramienta poderosa en la solución numérica de un amplio rango de problemas de ingeniería. Las aplicaciones van desde el análisis por deformación y esfuerzo en automóviles, aeronaves, edificios y estructuras de puentes hasta el análisis de los campos del flujo de calor, de fluidos, magnético, filtraciones y otros fenómenos físicos. Con los avances en la tecnología de las computadoras y de los sistemas CAD, pueden modelarse problemas complejos con relativa facilidad. En una computadora pueden probarse varias configuraciones alternas antes de construir el primer prototipo. Todo esto sugiere que debemos modernizarnos empleando estos desarrollos para entender la teoría básica, las técnicas de modelado y los aspectos computacionales del método del elemento finito. En este método de análisis, una región compleja que define un continuo se discretiza en formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Las propiedades del material y las relaciones gobernantes, son consideradas sobre esos elementos y expresadas en términos de valores desconocidos en los bordes del elemento. Un proceso de ensamble, cuando se consideran debidamente las cargas y restricciones, da lugar a un conjunto de ecuaciones. La solución de esas ecuaciones nos da el comportamiento adecuado del continuo [6].

1.3.1- Antecedentes históricos del elemento finito

Las ideas básicas del método del elemento finito se originaron gracias a los análisis estructurales de las aeronaves. En 1941, Hrennikoff [7] presentó una solución de problemas de la elasticidad usando el “método de trabajo del marco”. En un artículo publicado en 1943 [8], Courant uso interpolación polinomial sobre subregiones triangulares para modelar problemas de torsión.

Turner y otros investigadores obtuvieron matrices de rigidez para armaduras, vigas y otros elementos y presentaron sus hallazgos en 1956 [9]. Clough fue el primero en acuñar y emplear el término elemento finito en 1960.

En los primeros años de 1960 [6], los ingenieros usaron el método para obtener soluciones aproximadas en problemas de análisis de esfuerzos, flujo de fluidos, transferencia de calor y otras áreas.

En 1961 [10] Martin extendió el método de elemento finito hacia problemas de tres dimensiones con el desarrollo de matrices de rigidez tetraedral, por Gallagher en 1962 [11] y por Melosh en 1963 [12].

A finales de la década de 1960 y principios de la siguiente, el análisis por elemento finito se aplicó a problemas no lineales y de grandes deformaciones. El libro de Orden sobre continuos no lineales aparecieron en 1972 [6][13].

CAPÍTULO II.- ANTECEDENTES TEÓRICOS DE DISEÑO

2.1.- Concepto de diseño

Como definición de diseño mecánico se puede decir que es la transformación de conceptos e ideas en maquinaria útil [14], tales como: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos e instrumentos diversos. Su principal característica es que el diseño mecánico hace uso de las mecánicas aplicadas a la ingeniería, las ciencias de los materiales y las matemáticas [15].

El diseño de ingeniería mecánica es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias térmicas y de fluidos teniendo como principal disciplina el diseño mecánico. Aparte de las ciencias fundamentales que se requieren, las bases del diseño de ingeniería mecánica son las mismas que las del diseño mecánico [15].

2.1.1.- Definición del diseño de la ingeniería

El objetivo del diseño en la ingeniería, consiste en satisfacer necesidades humanas, en particular todas aquellas necesidades que pueden ser resueltas mediante la utilización de los factores y avances tecnológicos que se tienen hasta la actualidad [16].

La característica que distingue a los objetos producidos por el diseño en la ingeniería, de aquellos producidos por cualquier otro tipo de actividad en diseño, es el grado con el cual los factores tecnológicos son aplicados contribuyendo a su realización. Cualquier actividad de diseño que conlleva a la realización física de una idea del diseñador, hace uso de factores tecnológicos. La diferencia consiste en el nivel de sofisticación requerido en la manipulación y aplicación de estos factores y del nivel necesario del entendimiento físico que ocurre [16].

Cuando algún producto se puede obtener con una tecnología simple de manera satisfactoria, o con un proceso que puede reducirse a una rutina que pueda aprender y desarrollar un técnico, no se requiere del diseño de ingeniería. La tecnología involucrada en el diseño de ingeniería y sus aplicaciones debe intervenir cuando se tiene cierta complejidad, y cuando la producción y optimización de resultados requiere de procedimientos analíticos. Siempre es requerido en el diseño en la ingeniería una síntesis de factores técnicos, humanos y económicos así como la consideración de factores sociales y políticos, tanto como la consideración de cualquier otro problema relevante [16].

Por ejemplo para el diseño de una máquina se deben tomar en consideración varios elementos diferentes, diseñados apropiadamente y arreglados para trabajar en conjunto como una unidad, aparte de las decisiones fundamentales concernientes a la carga, a la cinemática y a la selección de materiales apropiados para el buen funcionamiento de esta [14]

2.1.2.- Relevancia de la metodología de diseño

Un método es una propuesta de una forma de proceder. Consiste en una serie de actividades que se deben de realizar para lograr un propósito. La metodología en el diseño mecánico debe plantear los pasos a seguir para que, con la aplicación de los conocimientos que brinda el estudio de la mecánica, se pueda llevar a cabo el desarrollo de productos, desde su etapa de la comprensión del problema a resolver, hasta llegar a la obtención de toda la información necesaria, y debidamente detallada para que haga factible su fabricación, uso, conservación y retiro [16].

Hoy en día uno de los temas que más atraen la atención del trabajo de investigación sobre el diseño en ingeniería, es precisamente su aspecto metodológico. En décadas pasadas, los libros sobre diseño mecánico hacían referencia en su parte introductoria a alguna metodología de diseño describiéndola de manera muy generalizada. Comúnmente la enseñanza formalizada de diseño mecánico se ajustaba solo al cálculo de elementos de máquinas, y en el mejor de los casos, los ingenieros de diseño, de acuerdo a su experiencia personal adquirida durante el ejercicio de la

profesión, desarrollaban su propia metodología. Actualmente, debido a la importancia que se ha descubierto en torno a la metodología de diseño, se investiga sobre las mejores formas de proceder y se publican libros enteros sobre este tema [16].

En el desarrollo de productos, la metodología de diseño tiene una relevancia significativa, la cual debe su origen a la creciente competencia propiciada por la globalización de la economía. Hay tres factores básicos que determinan el éxito o fracaso de un producto para su introducción y/o permanencia en los mercados mundiales; calidad, costo y tiempo de desarrollo. Todos ellos, ligados estrechamente con el método seguido durante el proceso de diseño [16].

2.2.- Análisis de esfuerzo

A continuación se estudiará la resistencia de un elemento expuesto a cargas externas. Estas cargas externas originan esfuerzos internos en el elemento. Si se desea prevenir cualquier tipo de riesgo a la hora de utilizar algún producto desarrollado, se debe tener la plena certeza de que los esfuerzos que en este se produzcan nunca excederán la resistencia calculada. El presente tema contempla la manera de determinarlos, para posteriormente estudiar el concepto de resistencia y como relacionarla con el esfuerzo para lograr la seguridad. Se debe tener en cuenta que los esfuerzos que sean calculados serán tan confiables como los valores de las cargas externas y las medidas geométricas que se empleen para determinarlos [15].

Cuando un producto se ha procesado, manufacturado y entregado al consumidor, el fabricante ya no puede tener control sobre el mismo, ni tampoco sobre las cargas externas a las que pueda someterse. Debido a este motivo, entre otros, surge la necesidad de realizar ensayos y pruebas experimentales, las cuales son muy importantes en el diseño y desarrollo de una nueva máquina o un nuevo dispositivo [15].

Para relacionar las cargas en estructuras reales con la deformación que producen, se deben efectuar experimentos para determinar el comportamiento de la carga-deformación de los materiales usados en la fabricación de las estructuras como por ejemplo aluminio, acero o

concreto. En pruebas de tensión o de compresión se obtienen muchas propiedades mecánicas útiles en la siguiente sección se describirá como se realiza una prueba de tensión, y las propiedades que se obtienen en una prueba de este tipo [17]

2.2.1.- Diagrama esfuerzo deformación

Las propiedades mecánicas de un material se determinan a través del ensayo destructivo de muestra bajo condiciones de carga controladas, los mejores datos de propiedades de los materiales se obtienen a partir de pruebas destructivas o no destructivas bajo cargas en servicio. La American Society for Testing and Materials (ASTM) define las normas para probetas de prueba y procedimientos de ensayo para una diversidad de mediciones de propiedades de ensayo [18].

La prueba de materiales de uso más común es el ensayo a la tensión, que consiste en un material que se máquina con dimensiones estándar y longitud calibrada, la longitud calibrada es una longitud arbitraria señalada mediante 2 marcas de punzón para que el aumento pueda ser medido. La probeta esta pulida a terminación espejo para eliminar concentraciones de esfuerzos provenientes de defectos superficiales, la probeta es estirada lentamente hasta que se rompe mientras se observa continuamente la carga y la deformación. El resultado es una gráfica de esfuerzo deformación como se muestra en la figura 2.1 [18].

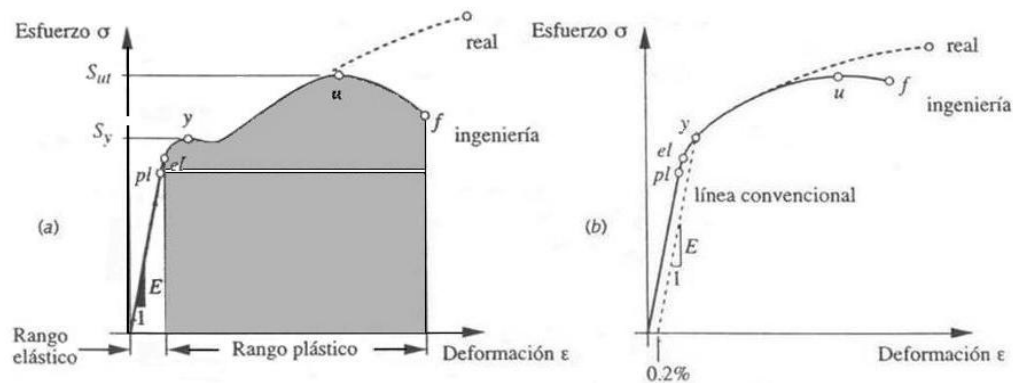


Figura 2.1.- Curvas esfuerzo deformación de ingeniería y reales para materiales dúctiles: (a) Acero al bajo carbono
(b) Acero recocido al alto carbono.

En el diagrama esfuerzo deformación los parámetros que se miden son la carga y la deflexión, pero lo que se grafica es el esfuerzo y la deformación, donde el esfuerzo se define como la carga por unidad de área (o carga unitaria) $\sigma = P/A$ donde "P" es la carga aplicada en cualquier instante y "A" es el área de sección recta original de la probeta. Se supone que el esfuerzo queda distribuido de manera uniforme en toda la sección transversal, las unidades de esfuerzo son psi o Pa.

La deformación es el cambio en longitud por unidad de longitud y se calcula a partir de $\epsilon = l - l_0 / l_0$ donde " l_0 " es la longitud calibrada original y " l " es la longitud de la pieza a cualquier carga "P", el resultado no tiene unidades.

El modulo de elasticidad es el límite de proporcionalidad, por debajo del cual el esfuerzo es proporcional a la deformación según la ley de Hooke $E = \sigma / \epsilon$, donde "E" define la pendiente de la curva esfuerzo deformación hasta su límite de proporcionalidad punto "pl" de la figura 2.1a, y se conoce como **módulo de Young** o **módulo de elasticidad**, E es una medida de la rigidez del material en su rango elástico y tiene las unidades de esfuerzo.

El punto identificado como "el" en la figura 2.1b es el límite elástico, o sea, el punto más allá del cual el material sufrirá una deformación permanente, es decir una deformación plástica. El límite elástico marca la frontera entre las regiones de comportamiento elástico y plástico del material. El límite de proporcionalidad y el límite elástico están por lo general tan cerca, que se consideran uno mismo [18].

2.2.2.- Esfuerzo

Como se muestra en la figura 2.2a, la cual ilustra un elemento del estado general de esfuerzo tridimensional, se puede apreciar como se presentan seis esfuerzos cortantes τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{yz} , τ_{zy} , τ_{zx} y τ_{xz} , todos positivos; y, también tres esfuerzos normales σ_x , σ_y y σ_z positivos. El elemento está en equilibrio estático y, por lo tanto [15]:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad (1)$$

Se consideran esfuerzos de tensión positivos los dirigidos hacia afuera del elemento. Los cortantes son positivos si actúan en la dirección positiva de un eje de referencia. El primer subíndice de una componente de esfuerzo cortante indica el eje coordenado, que es perpendicular a la cara del elemento; el segundo indica el eje de coordenadas paralelo a dicha componente. Las caras negativas del elemento tendrán esfuerzos cortantes que actúan en dirección opuesta, pero también se les considera positivos [15].

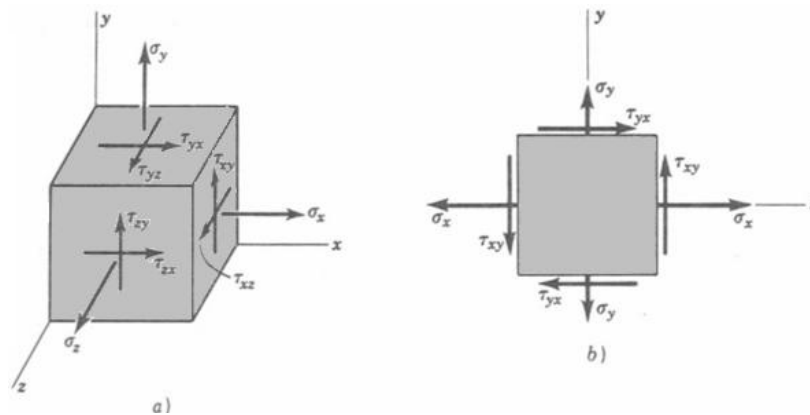


Figura 2.2.- Esfuerzos de tensión que actúan sobre un elemento dado.

El estado de *esfuerzo plano o biaxial* se muestra en la figura 2.2b. En este caso sólo los esfuerzos normales se tratarán como positivos o negativos. El sentido de las componentes de un esfuerzo cortante se especifican de acuerdo con el sentido en que giran las manecillas del reloj (s.r.), o bien, en sentido contrario (s.c.r.). De acuerdo con esto en la figura 2.2b, τ_{yx} es de s.r. y τ_{xy} es de s.r. [15].

2.2.3.- Círculo de Morh

Un método gráfico utilizado para facilitar el cálculo de esfuerzos en planos con ángulos de inclinación es el círculo de Morh. Uno de los problemas de diseño más importantes es el de relacionar la resistencia de un elemento mecánico con los esfuerzos internos producidos por las cargas externas [15].

A continuación se tratarán los esfuerzos σ y τ que actúan en ese plano. Al sumar las fuerzas correspondientes a todas las componentes de esfuerzo e igualarlas a cero, los esfuerzos σ y τ serán:

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\phi + \tau_{xy} \sin 2\phi \quad (2)$$

$$\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\phi + \tau_{xy} \cos 2\phi \quad (3)$$

Derivando la primera ecuación con respecto a ϕ e igualando a cero el resultado es:

$$\tan 2\phi = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (4)$$

La ecuación (4) determina dos valores particulares del ángulo 2ϕ , uno de los cuales define el esfuerzo normal máximo σ_1 , y el otro el esfuerzo normal mínimo σ_2 . A estos dos esfuerzos se les da el nombre de *esfuerzos principales* y a sus direcciones correspondientes se les llama *direcciones principales*. El ángulo entre las direcciones principales es de 90° . De manera semejante se deriva la ecuación (3), se iguala a cero el resultado y se obtiene:

$$\tan 2\phi = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (5)$$

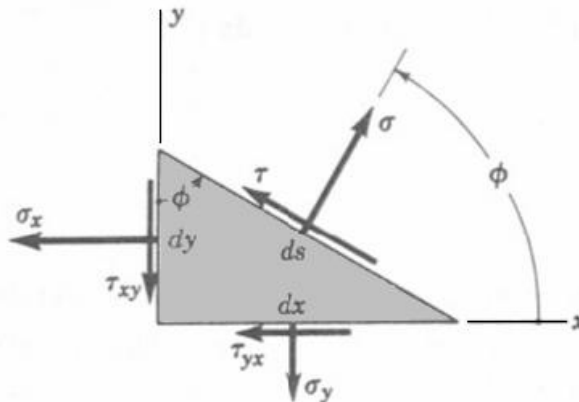


Figura 2.3.- Comportamiento de esfuerzos en un plano inclinado.

La ecuación (5) define los dos valores de 2ϕ , en los que el esfuerzo cortante τ alcanza un valor máximo [15].

Se puede observar que la ecuación (4) se puede escribir en la forma siguiente:

$$2\tau_{xy} \cos 2\phi = (\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\phi$$

o bien

$$\sin 2\phi = \frac{2\tau_{xy} \cos 2\phi}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (6)$$

Si ahora se sustituye la ecuación (6) de $\sin 2\phi$ en la ecuación (3), se obtiene

$$\tau = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \frac{2\tau_{xy} \cos 2\phi}{\sigma_x - \sigma_y} + \tau_{xy} \cos 2\phi = 0 \quad (7)$$

La ecuación (7) indica que el esfuerzo cortante que se aplica en las dos direcciones principales es igual a cero.

Si se despeja $\sin 2\phi$ de modo semejante en la ecuación (5) y se sustituye el resultado en la ecuación (2), se tiene que

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (8)$$

La ecuación (8) indica que los dos esfuerzos normales ejercidos en las direcciones de los dos esfuerzos cortantes máximos son iguales entre si.

Las fórmulas de los dos esfuerzos principales se pueden obtener sustituyendo el ángulo 2ϕ de la ecuación (4) en la (2). El resultado es:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (9)$$

De manera similar, los dos esfuerzos cortantes máximos serán:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (10)$$

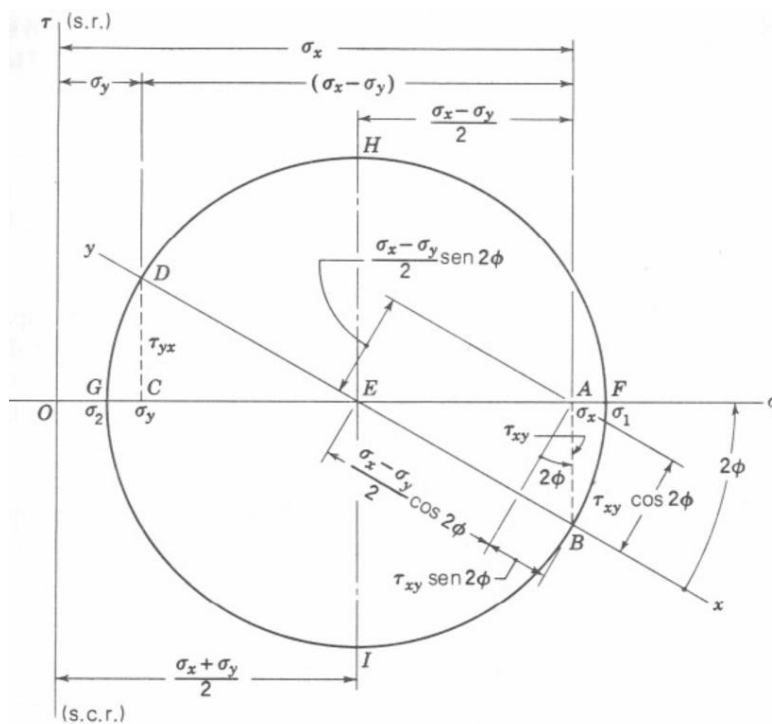


Figura 2.4.- Círculo de Mohr.

El diagrama del círculo de Mohr, es un método gráfico para expresar las relaciones obtenidas en esta sección, el cual es un medio eficaz para determinar el estado de esfuerzo en un punto y conocer la dirección de los diversos componentes relacionados al esfuerzo plano. Como se muestra en la figura 2.4, se define un sistema de coordenadas, donde los cortantes se presentan como ordenadas y los esfuerzos normales como abscisas.

En el eje de las ordenadas los esfuerzos cortantes que tienen el sentido de las agujas del reloj (s.r) se definen dibujándolas hacia arriba, y los esfuerzos cortantes que tienen un sentido contrario al del reloj (s.c.r.) se trazan hacia abajo. En el eje de las abscisas, los esfuerzos normales de tensión los cuales son positivos se trazan a la derecha del origen O , y los esfuerzos normales de compresión (negativos), se marcan a la izquierda.

2.2.4.- Esfuerzos normales por flexión

Para definir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión, se debe tomar como base las condiciones ideales que se describen a continuación:

1. La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales o de torsión.
2. El material es isótropo y homogéneo.
3. El material cumple la ley de Hooke.
4. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
5. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
6. Las dimensiones de la viga son tales que sólo puede fallar por flexión y no por aplastamiento, corrugación o pandeo lateral.
7. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.

La parte de una viga en la que actúa un momento flexionante positivo ' M ' se muestra en la figura 2.5a. El eje " y " es el eje de simetría y el eje " x " coincide con el eje neutro de la viga, y el plano ' xz ' que contiene los ejes neutros de todas las secciones recibe el nombre de *plano o superficie neutra* [15].

Cuando se aplica un momento positivo la superficie superior de la viga se flexiona hacia abajo al igual que el eje neutro esto se puede apreciar en la figura 2.5b. Antes de presentarse la curvatura, habrá una sección AB originalmente paralela a CD , puesto que la viga era recta, posteriormente

girará en un ángulo "d" hasta la posición A' B', AB y A' B' son rectas, de modo que se ha verificado la hipótesis de que las secciones planas permanecen así durante la flexión [15].

Si utilizamos "ρ", para representar el radio de curvatura del eje neutro de la viga, "ds" para la longitud de un elemento diferencial de dicho eje y "dφ" para el ángulo entre las rectas CD y A' B', entonces de la definición de curvatura se tiene

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\phi}{ds} \quad (11)$$

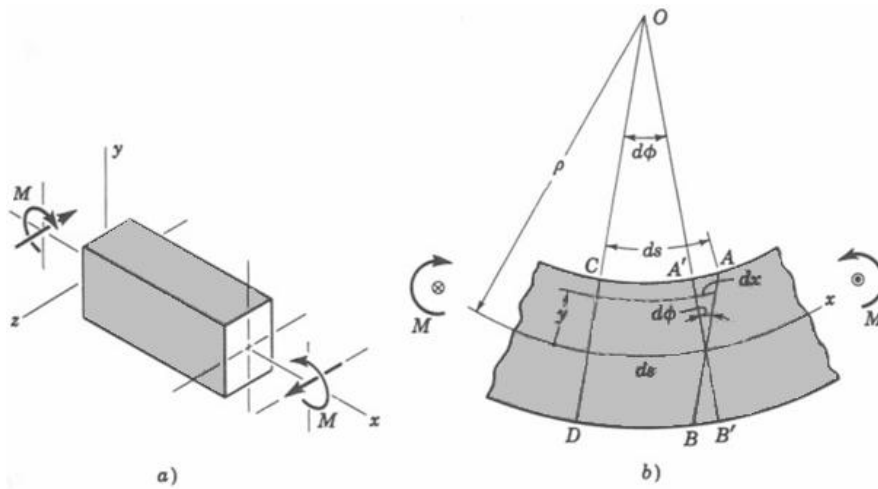


Figura 2.5.- Viga sujeta a momentos positivos.

Se puede apreciar en la figura 2.5b, el cambio de longitud de una "fibra" separada del eje neutro por una distancia, y es:

$$dx = y d\phi \quad (12)$$

La deformación es igual a ese cambio dividido entre la longitud original, o sea:

$$\epsilon = -\frac{dx}{ds} \quad (13)$$

donde el signo negativo indica compresión. Si sustituimos las ecuaciones (11) y (13) en la ecuación (12) obtenemos:

$$\epsilon = -\frac{y}{\rho} \quad (14)$$

De esta forma, la deformación es proporcional a la distancia “y” desde el eje neutro. Si ahora aplicamos la fórmula del esfuerzo “ $\sigma = E\epsilon$ ” y la sustituimos en la ecuación (14) se tiene que

$$\sigma = -\frac{Ey}{\rho} \quad (15)$$

Esto significa que no actúan fuerzas axiales en la viga ya que se trata de flexión pura. Lo anterior se puede expresar en forma matemática sumando todas las fuerzas horizontales que actúan en la sección transversal e igualando la suma a cero. La fuerza que actúa sobre un elemento de área dA es σdA ; por lo tanto [15]

$$\int \sigma dA = -\frac{E}{\rho} \int y dA = 0 \quad (16)$$

La ecuación (16) determina la localización del eje neutro de la sección. El momento estático o de primer orden del área transversal con respecto al eje neutro corresponde a la segunda integral de la ecuación (16), y es igual a cero, por lo tanto, dicho eje pasa por el centroide del área.

Después se puede observar que el equilibrio requiere que el momento flexionante interno, originado por el esfuerzo σ , sea igual al momento externo M . Por lo tanto,

$$M = \int y \sigma dA = \frac{E}{\rho} \int y^2 dA \quad (17)$$

La segunda integral de la ecuación (17) es el momento de inercia del área transversal con respecto al eje z. Esto es

$$I = \int y^2 dA \quad (18)$$

A este momento también se le llama *momento de segundo orden de área*, ya que esta última magnitud carece de inercia. El verdadero momento de inercia se refiere a la masa. Si después se resuelven las ecuaciones (17) y (18) y se reordena, queda

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (19)$$

Con esta ecuación se pueden determinar las deflexiones en las vigas. Por último, al eliminar ρ sustituyendo las ecuaciones (15) y (19) resulta

$$\sigma = -\frac{My}{I} \quad (20)$$

La ecuación (20) establece que el esfuerzo por flexión es directamente proporcional a la distancia “y” desde el eje neutro y al momento flexionante “M”, como se indica en la figura 2.6. Se acostumbra hacer la sustitución $c = y_{\max}$ omitir el signo negativo y escribir [15]

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (21)$$

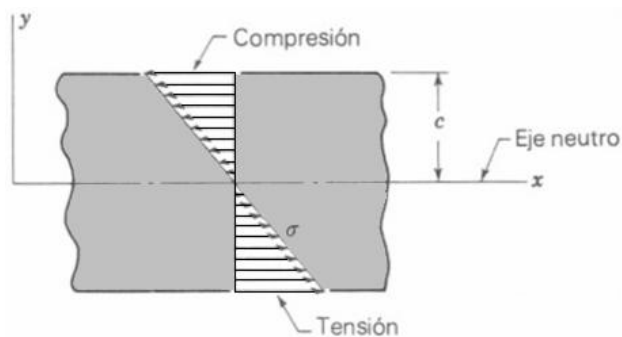


Figura 2.6.- Proporcionalidad entre esfuerzos de compresión y tensión.

La ecuación (21) da el valor del esfuerzo máximo. Cuando se sabe qué sentido tiene el momento, se determina a simple vista si los esfuerzos máximos son de tensión o de compresión.

También es común escribir la ecuación (21) en cualquiera de estas otras formas donde $Z = I/c$ se llama *módulo de sección* [15].

$$\sigma = \frac{M}{I/c} \quad \sigma = \frac{M}{Z} \quad (22)$$

2.3.- Estudio mecánico de la ruptura o fractura

El valor de la carga media que produce fuerzas o deformaciones plásticas en un elemento se indica a través de los factores elásticos de concentración del esfuerzo, los cuales también son utilizados para realizar el análisis de las cargas que actúan sobre una pieza, estas cargas causan ruptura por fatiga. Los factores de concentración del esfuerzo se pueden utilizar únicamente para estructuras en las que se conocen todas las dimensiones con precisión, en especial el radio de la curvatura en las regiones donde la concentración de esfuerzos es alta. Si en alguna zona de una pieza existe una grieta, poro, inclusión o defecto cualquiera, de radio pequeño desconocido, el valor del factor elástico de concentración del esfuerzo tenderá a infinito a medida que el radio en la raíz tienda a cero, lo cual hace inútil al factor de concentración del esfuerzo. Incluso si se conociera el radio de curvatura en la extremidad de la grieta, los esfuerzos altamente localizados producirían una deformación plástica local rodeada por una región de deformaron elástica. A manera de conclusión en este caso los factores elásticos de concentración del esfuerzo no nos lleva a criterios útiles para el diseño cuando se presentan grietas muy agudas [15].

Existen cinco tipos fundamentales de fracturas: de tipo dúctil, frágil y colapso plástico, sin embargo en ocasiones puede ser más difícil clasificar las fracturas si tienen características comunes a más de uno de estos grupos, como por ejemplo una fractura por corrosión y fatiga.

2.3.1.- Fractura dúctil

Este tipo de fractura se presenta bajo una intensa deformación plástica. La fractura dúctil comienza con la formación de un cuello y la formación de cavidades dentro de la zona de estrangulamiento. Después las cavidades se juntan o fusionan en una sola grieta en el centro de la muestra y se propaga hacia la superficie en dirección perpendicular a la tensión aplicada. Cuando se acerca a la superficie, la grieta cambia su dirección a 45° con respecto al eje de tensión y resulta una fractura de cono y embudo.

2.3.2.- Fractura Frágil

En este tipo de fractura la pieza dañada no presenta una deformación apreciable, debido a una rápida propagación de la grieta. Comúnmente se presentan a lo largo de planos cristalográficos específicos a los cuales se les llama *planos de fractura* que son perpendiculares a la tensión aplicada.

La mayoría de las fracturas frágiles son transgranulares o sea que se propagan a través de los granos. Sin embargo si los límites de grano constituyen una zona de debilidad, es posible que la fractura se propague intergranularmente. Las bajas temperaturas y las altas deformaciones favorecen la fractura frágil

2.3.3.- Estado de esfuerzo en una grieta

Si suponemos una grieta aguda, transversal, del espesor de una pieza, donde la longitud es $2a$, además se presenta en el centro de una placa rectangular, como se ve en la figura 2.7. Se somete a un esfuerzo de tensión axial medio σ a ambos extremos de la placa. Siendo la longitud $2h$ más grande en comparación con la anchura $2b$, y esta dimensión también es aún más grande comparada con el largo $2a$ de la grieta, el análisis elástico muestra que las condiciones para el

desarrollo de la grieta son controladas por la magnitud del factor elástico K de intensidad del esfuerzo, y que en este caso es:

$$K_0 = \sigma\sqrt{\pi a} \quad (23)$$

En este caso se pueden emplear las unidades SI de MPa \sqrt{m} , o kpsi \sqrt{pulg} en el sistema inglés para el factor K_0 . Si, por ejemplo, $h/b = 1$ y $a/b = 0.5$, la magnitud de K_0 debe ser modificada aplicando el factor 1.32, resultando

$$K_1 = 1.32\sigma\sqrt{\pi a} \quad (24)$$

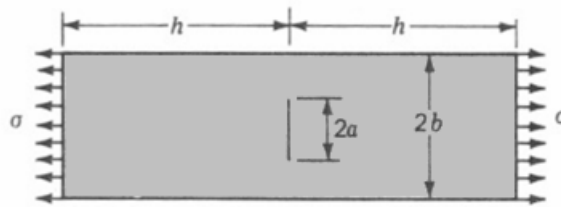


Figura 2.7.- Placa de longitud $2h$ y anchura $2b$ que tiene una grieta transversal central de extensión $2a$. El esfuerzo de tensión σ actúa en dirección longitudinal.

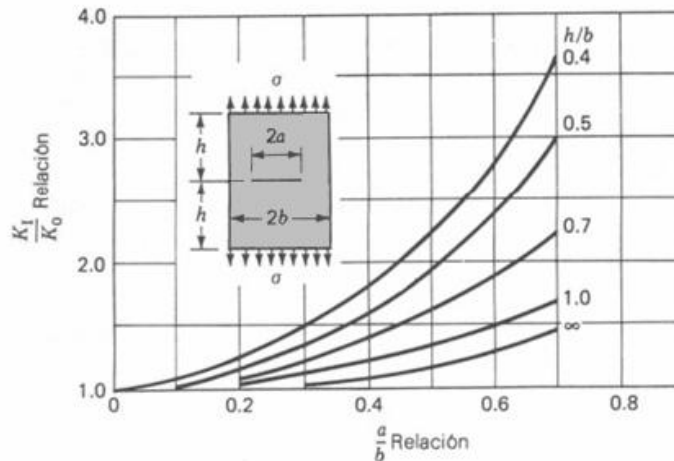


Figura 2.8.- Placa con grieta transversal centrada sometida a carga de tensión longitudinal [15].

De acuerdo con esto se puede observar que K_I es función del esfuerzo axial medio y de la geometría de la pieza. Específicamente para este problema se obtuvieron soluciones en particular según una gran cantidad de valores de las relaciones h/b y de a/b , que se muestran gráficamente en la figura 2.8, donde K_I es el valor deseado y K_0 es el valor base calculado a partir de la ecuación (23) [15].

2.3.4.- Factor crítico de intensidad de esfuerzo

En el tema anterior se describen las condiciones de un elemento mecánico bajo la acción de un esfuerzo aplicado, a través del cálculo de factor de intensidad del esfuerzo. Desde el punto de vista del diseñador el valor es una condición análoga al esfuerzo. A continuación se describirá la otra mitad de la ecuación de diseño, es decir, el valor análogo a la resistencia del material, que se denomina factor crítico de intensidad de esfuerzo o tenacidad a la ruptura, y se denota mediante el símbolo K_c [15].

A través de ensayos o pruebas, que son cuidadosamente controladas, de un cierto material, se mide el factor de intensidad de esfuerzo, según el cual se propagará una grieta. Esto corresponde al factor crítico de intensidad del esfuerzo K_c . Así pues, en el caso de un esfuerzo aplicado conocido a que actúa en un elemento en el que existe una grieta de longitud conocida o supuesta $2a$, cuando la magnitud de K se hace igual a la de K_c , ocurrirá la propagación de la grieta. Por consiguiente el factor de seguridad n para el diseñador es [15]

$$n = K_c / K \quad (25)$$

En la práctica, la longitud y localización de una grieta consideradas en el diseño constituyen una combinación impropia que conduce a un alto grado de debilidad en una estructura. De modo que $2a$ es la magnitud mayor de agrietamiento que no será detectada por los métodos que se utilizan en la manufactura y en la conservación de la pieza. La localización y orientación de esta grieta (o

grietas) deben seleccionarse como las de peor consideración. A veces, más de una ubicación puede ser crítica, de modo que debe llevarse a cabo el análisis del elemento con grietas en una o ambas localizaciones [15].

A menudo puede simplificarse el trabajo del analista de fallas si la fractografía establece en forma precisa la ubicación y tamaño de la grieta que condujo a la ruptura final. Entonces, el problema consiste en determinar K_I como función del esfuerzo (que puede no ser conocido) y comparar K_I con K_{Ic} medidos para el material en cuestión a fin de obtener una estimación del esfuerzo cuando se suscita la ruptura final [15].

2.4.- Resistencia a la fatiga

Para obtener las propiedades de materiales relacionadas con el diagrama esfuerzo deformación, la carga se aplica en forma gradual dando suficiente tiempo para que se desarrolle la deformación. En las condiciones usuales la probeta se ensaya hasta que se destruye, de manera que los esfuerzos se aplican sólo una vez. Estas condiciones se conocen como *condiciones estáticas* y se tienen con alto grado de aproximación en muchas estructuras y elementos de máquina [15].

En muchos casos hay que analizar elementos de máquina que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes y, sin embargo, después de un cuidadoso análisis se descubre que los esfuerzos máximos reales fueron inferiores a la resistencia última del material y, muchas veces, aún menores que la resistencia de fluencia. La característica más notable de estas fallas ha sido que los esfuerzos se repitieron muchas veces. Por lo tanto, la falla se denomina falla *por fatiga* [15].

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta, y ésta es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista y es bastante difícil localizarla por inspección o con rayos X. La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material, tal como un cambio en la sección transversal, un chavetero (o cuñero), o un orificio. Hay otros puntos menos obvios donde es

probable que se inicien fallas por fatiga, como las marcas de inspección o de otra clase, grietas internas o irregularidades causadas por el maquinado. Una vez que se forma una grieta, el efecto de concentración del esfuerzo se hace mayor y se extiende más rápidamente. Como el área esforzada disminuye en tamaño, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que, finalmente, el área restante falla de repente. En consecuencia, las fallas por fatiga se caracterizan por dos áreas distintas (fig. 2.9). La primera se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto que la segunda se origina en la ruptura repentina. La zona tiene un aspecto muy parecido al de la fractura de un material frágil como el hierro colado, que ha fallado por tensión [15].

Cuando las piezas de máquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande debido a que el esfuerzo excedió a la resistencia de fluencia. Entonces debe reemplazarse antes de que ocurra la ruptura. Por tanto, muchas fallas estáticas son visibles y se detectan anticipadamente, pero una por fatiga no da señal alguna: es repentina y total y por lo tanto, peligrosa. El diseño contra fallas estáticas es relativamente sencillo, pues los conocimientos actuales sobre el asunto son bastante completos [15].

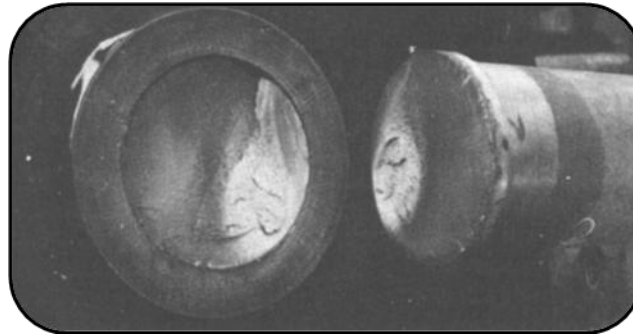


Figura 2.9.- Falla por fatiga de una pieza forjada de 7 1/2-pulg de diámetro con ajuste a presión. La probeta es de acero UNS G10450, normalizado y revenido, y fue sometida a flexión rotatoria.

2.4.1.- Pruebas de fatiga y de fluencia

Las pruebas de fatiga y de fluencia se efectúan en cuatro tipos de máquinas:

1. De empuje y tracción (carga axial).
2. De doblez rotatorio (mediante un brazo de palanca rotatorio con carga fija en el extremo).
3. De doblez inverso (aplicando un movimiento alterno de doblez a una placa plana de la muestra).
4. De torsión (aplicando un torque). El ciclo de esfuerzo frecuentemente tiene forma sinusoidal debido a la naturaleza de las máquinas de prueba y la amplitud del esfuerzo suele mantenerse constante [19].

Para investigar el comportamiento por fatiga de un material, se prueba una serie de muestras del mismo hasta que fallan, a diferentes valores de amplitud de esfuerzo y cada prueba da un punto a un diagrama de esfuerzo contra el logaritmo de número de ciclos (que se denomina curva S-N) [19].

2.4.2.- Análisis del origen de las fallas por fatiga

La mayoría de las fisuras de fatiga comienzan en discontinuidades visibles, que actúan como multiplicadores de tensiones, como pueden ser: orificios, empalmes, chaveteros y discontinuidades microscópicas tales como inclusiones, rechupes, defectos de fabricación, etc.

Las fisuras ocasionadas por nucleación se originan debido al endurecimiento producido en las regiones donde ha habido fluencia. La nucleación se produce a partir de esta fluencia altamente localizada.

A medida que la tensión (o carga) aumenta, estos cristales "débiles" fluirán primero, pero como están rodeados por material elástico, no afectan apreciablemente el diagrama de tensión

deformación estático. No obstante ha habido fluencia, y a una tensión nominal que generalmente no sobrepasa el límite elástico.

En general las fisuras de fatiga comienzan en la superficie de la pieza, en discontinuidades visibles, que actúan como concentradores de tensiones. Probablemente los cristales adyacentes a la superficie están menos restringidos que los cristales circundantes, y por eso los cristales "más débiles" suelen encontrarse próximos a la superficie. Aquí, la fluencia inicial es ocasionada no por un cristal desfavorablemente orientado sino por un aumento local en la tensión provocado por una concentración de tensiones.

La nucleación sigue siendo altamente localizada. Los puntos débiles ahora son las pequeñas regiones afectadas por la concentración de tensiones. En otro tipo de materiales (metales unicristalinos y sólidos amorfos), los cristales débiles desfavorablemente orientados son reemplazados por otras heterogeneidades que actúan como puntos débiles. Una vez que las fisuras de fatiga comienzan, la propagación y la fractura son igual que antes.

Pese a estas pequeñas discrepancias, podemos considerar que en la nucleación todas las formas de fatiga son básicamente similares; solo en etapas posteriores aparecen diferencias.

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas y, así, se cuentan los ciclos o alteraciones de esfuerzos que soporta el material hasta la falla o ruptura. El dispositivo para ensayos de fatiga más usado es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R.R. Moore. Ésta somete a la probeta a flexión pura (no a cortante transversal) por medio de pesos. La muestra que se ilustra en la figura 2.10 se maquina y se pule muy cuidadosamente, recibiendo un pulimento final en dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales [15].

Otros equipos para ensayos de fatiga permiten aplicar a las probetas esfuerzos axiales, torsionales o combinados, de tipo fluctuante o alternante (invertido alternativamente).

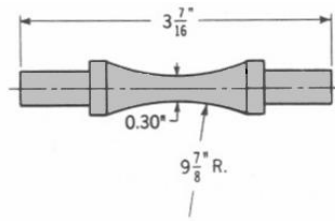


Figura 2.10.- Probeta para ensayos de fatiga tipo viga rotatoria de R.R. Moore.

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario un gran número de pruebas debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con la viga rotatoria se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (alternaciones o inversiones sucesivas de esfuerzo) de la viga que se requieren para la falla [15].

La primera prueba se realiza con un esfuerzo algo menor que la resistencia última del material, la segunda se lleva a cabo con un esfuerzo menor que el utilizado en la primera. Este proceso se continúa y los resultados se grafican obteniendo un diagrama llamado *S-N* (fig. 2.11).

Esta gráfica puede trazarse en papel semilog o log-log. En el caso de metales férreos y sus aleaciones ésta se vuelve horizontal después de que el material ha sido esforzado durante un cierto número de ciclos. El empleo de papel logarítmico destaca el recodo o ángulo de la curva, que no se manifestaría si los resultados se graficaran en un sistema de coordenadas cartesianas [15].

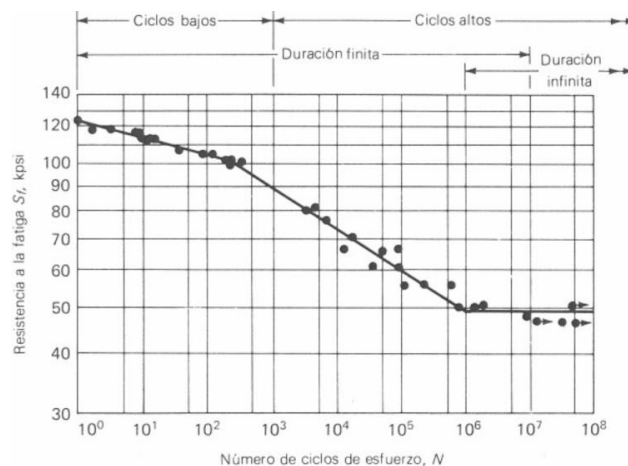


Figura 2.11.- Diagrama *S-N* trazado a partir de los resultados de pruebas de fatiga axial con inversión completa.

Material: acero UNS G41300 normalizado [15].

En la figura 2.11 también se distingue una *región de duración finita* y una *región de duración infinita*. El límite entre tales regiones no puede definirse con claridad, excepto en el caso de un material específico; pero se localiza entre 10^6 y 10^7 ciclos para los aceros, como se ilustra en la misma figura.

La determinación experimental de los límites de resistencia a la fatiga es muy extensa y costosa. En el caso de un diseño preliminar y de prototipo, y también para algunos análisis de fallas, se necesita un método rápido de estimación. Existe una gran cantidad de datos publicados acerca de resultados obtenidos mediante pruebas con la máquina de viga rotatoria y ensayos a tensión simple. Al graficarlos, como en la figura 2.12, puede observarse si existe alguna correlación entre ambos conjuntos de resultados. La gráfica indica que el límite de resistencia a la fatiga varía para los aceros, desde aproximadamente 35% a 60% de resistencia a la tensión hasta un valor de S_{ut} cercano a 200 kpsi (1400 MPa). Comenzando con $S_{ut} = 200$ kpsi, más o menos, la dispersión parece aumentar pero la tendencia es hacia la nivelación, como lo indica la línea punteada horizontal en $S = 100$ kpsi [15].

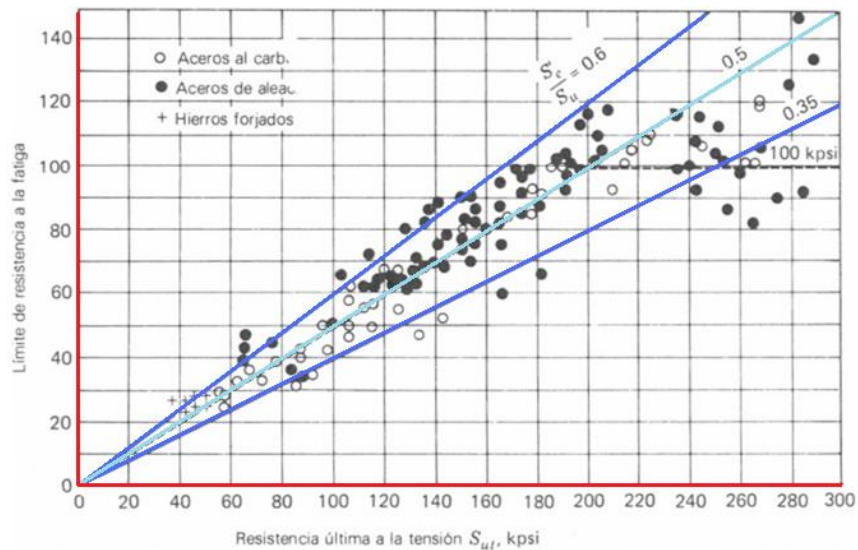


Figura 2.12.- Gráfica de límites de fatiga en función de resistencias a la tensión, con base en resultados de prueba reales para un gran número de hierros y aceros forjados [15].

2.4.3.- *Fatiga en ciclos bajos*

En esta sección se tratará acerca de la resistencia a la fatiga de probetas o muestras de prueba y de elementos reales de máquina, cuando son sujetos a alteraciones o inversiones de esfuerzo hasta de 10 ciclos aproximadamente. Es deseable tener conocimientos acerca de la resistencia a la fatiga en esta región de ciclos bajos para el diseño de dispositivos de corta duración, como son los proyectiles autopropulsados o misiles, y para diseñar otras máquinas en las que deba considerarse la posibilidad de sobrecargas muy grandes durante el tiempo de duración de la máquina [15].

Una falla por fatiga casi siempre da comienzo en una discontinuidad local, como una ranura, muesca, grieta u otra área de alta concentración del esfuerzo. Cuando el valor del esfuerzo en la discontinuidad excede al límite elástico se presenta deformación plástica. Para que ocurra una falla por fatiga deben existir deformaciones cíclicas de naturaleza plástica. Así, en el estudio de la fatiga en ciclos bajos, es necesario investigar el comportamiento de materiales sujetos a ciclos de deformación.

En 1910, mediante experimentos Bairstow verificó la teoría de Bauschinger de que pueden cambiar los límites elásticos del hierro y del acero, hacia arriba o hacia abajo, al ocurrir variaciones cíclicas del esfuerzo producido. En términos generales, los límites elásticos de los aceros recocidos tienden a aumentar cuando están sujetos a ciclos de alternación del esfuerzo, en tanto que en los estirados en frío se presenta un límite elástico decreciente. Las probetas sometidas a inversiones de flexión no son adecuadas para operar en ciclos de deformación debido a la dificultad que presenta la medición de las deformaciones plásticas [15].

La figura 2.13 ha sido elaborada para mostrar el aspecto general de estas gráficas en los primeros ciclos de deformación cíclica controlada. En este caso, la resistencia disminuye con las repeticiones de los esfuerzos, como lo evidencia el hecho de que las alternaciones ocurren siempre en niveles de esfuerzo aún más bajos. Como se observó anteriormente, en otros materiales puede presentarse reforzamiento por inversiones cíclicas de esfuerzos [15].

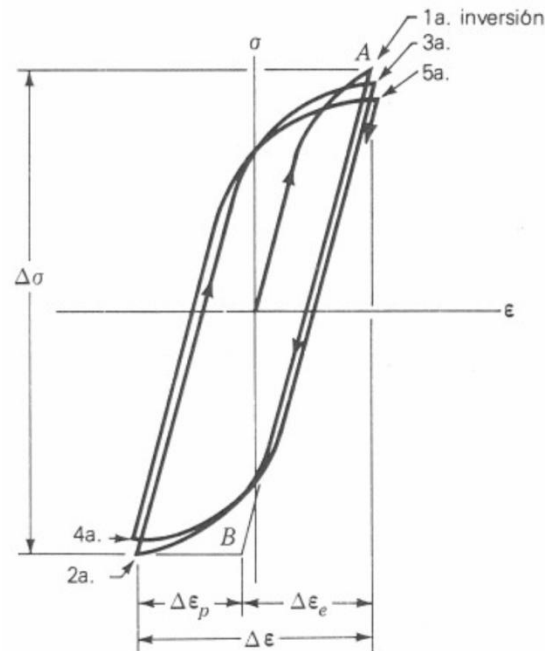


Figura 2.13.- Ciclos de histéresis de esfuerzo y deformación reales que muestran las cinco primeras inversiones de esfuerzo de un material con suavización cíclica.

Es posible obtener resultados ligeramente distintos si ocurre la primera inversión en la región de compresión. Probablemente esto se debe al efecto de la compresión como intensificadora de la resistencia a la fatiga [15].

El trabajo de Landgraf contiene varias gráficas que comparan las relaciones monotónicas esfuerzo-deformación a tensión y a compresión, con la curva cíclica esfuerzo-deformación. Dos de estas representaciones han sido trazadas de nuevo y se muestran en la figura 2.14. Su importancia es que destacan la dificultad de predecir la resistencia a la fatiga de un material a partir de valores conocidos de naturaleza monotónica de resistencias de fluencia o resistencias últimas en la región de ciclos bajos.

El SAE Fatigue Design and Evaluation Steering Committee emitió un informe en 1975, en el que la duración de alternaciones hasta la falla se relacionaba con la amplitud de la deformación. El reporte contiene una gráfica de esta relación en el caso de acero SAE 1020 laminado en caliente, y se reproduce en la figura 2.15.

Para explicar dicha gráfica primero se definirán los siguientes términos [15]:

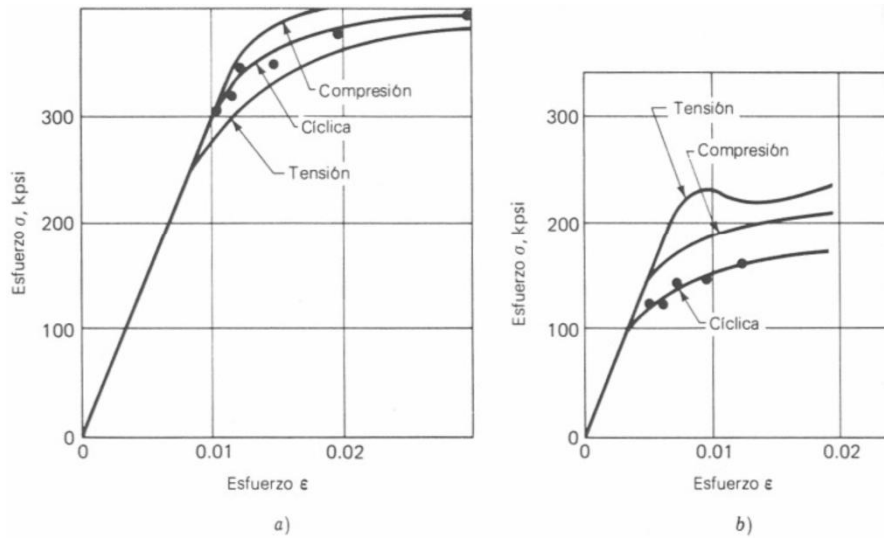


Figura 2.14.- Resultados monotónicos y cíclicos de esfuerzo-deformación, a) Acero ausformado H-11, 660 Bhn; b) acero SAE 4142, 400 Bhn [15].

Coeficiente de ductilidad a la fatiga “ ξ'_F ” es la deformación real correspondiente a la ruptura en una inversión del esfuerzo (punto A de la figura 2.13). La línea de la deformación plástica comienza en este punto en la figura 2.15.

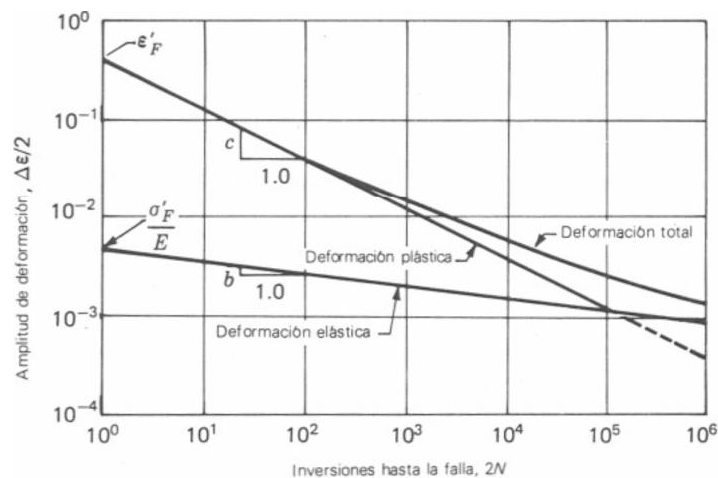


Figura 2.15.- Diagrama log-log que indica cómo se relaciona la duración a la fatiga con la amplitud de deformación real en el caso de acero SAE 1020, laminado en caliente. (Reproducido con autorización de Tech. Report SAEJ 1099.) [15].

Coefficiente de resistencia a la fatiga σ'_F es el esfuerzo real correspondiente a la ruptura en una inversión del esfuerzo (punto A en la figura 2.13). Obsérvese en la figura 2.15 que la línea de la deformación elástica se inicia en σ'_F / E [15].

Exponente de ductilidad a la fatiga c es la pendiente de la recta de deformación plástica en la figura 2.15, y el exponente al que debe elevarse la duración $2N$ a fin de que sea proporcional a la amplitud de la deformación plástica real.

Exponente de resistencia a la fatiga b es la pendiente de la recta de deformación elástica, y el exponente al que debe elevarse la duración $2N$ para que sea proporcional a la amplitud del esfuerzo real [15].

Ahora bien, en la figura 2.13 se observa que la deformación total es la suma de los componentes elásticos y plásticos. Por consiguiente, la amplitud de la deformación total es:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} \quad (26)$$

La ecuación de la recta de la deformación plástica en la figura 2.15 es:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_F (2N)^c \quad (27)$$

2.5.- Análisis del elemento finito

2.5.1.- Metodología para el análisis del elemento finito

La técnica de análisis por elementos finitos (AEF) consiste en dividir la geometría en la que se quiere resolver una ecuación diferencial de un campo escalar o vectorial en un dominio, en pequeños elementos, teniendo en cuenta unas ecuaciones de campo en cada elemento, los elementos del entorno de vecindad y las fuentes generadoras de campo en cada elemento [20].

Habitualmente, esta técnica es muy utilizada en el ámbito de la ingeniería debido a que muchos problemas físicos de interés se formulan mediante la resolución de una ecuación diferencial en derivadas parciales, a partir de cuya solución es posible modelar dicho problema (transmisión del calor, electromagnetismo, cálculo de estructuras, etc.).

Esta técnica se encuentra automatizada en las herramientas *software* comerciales, llamadas herramientas de análisis por elementos finitos para problemas físicos tanto de propósito general, como aplicadas a problemas físicos particulares [20].

Existen multitud de problemas físicos cuya formulación desde un punto de vista matemático responde a una ecuación diferencial en derivadas parciales. Tal es el caso de la transmisión del calor, del electromagnetismo, de la mecánica de fluidos o del análisis estructural. La solución de dichos problemas tiene un interés elevado en ingeniería, ya que dichas soluciones son el punto de partida para el diseño y modelado de los sistemas físicos que representan aquellas ecuaciones [20].

En general, la resolución de las ecuaciones diferenciales que formulan un problema físico es de gran complejidad. Solamente en los casos en que se hacen simplificaciones sobre las dimensiones en que se estudia el problema para las distribuciones de campo, y sobre las geometrías en que se resuelven estas ecuaciones, es posible obtener una solución analítica del problema. En dichos casos, tales simplificaciones conducen a ecuaciones diferenciales de fácil resolución. El método de separación de variables también proporciona solución a multitud de problemas físicos. Por otro lado la semejanza y la analogía permiten la obtención de la solución de un problema físico cuando se conoce la solución a otro problema físico (análogo) que tiene la misma forma desde un punto de vista matemático [20].

Para todos los casos en los que las técnicas analíticas o bien porque pierden exactitud (debido a que la distribución de campo empieza a dejar de ser unidimensional), o bien porque no es posible aplicarlas, debido a que estos casos se salen del alcance de las mismas, es donde los métodos numéricos tienen mucha utilidad.

Esta técnica consiste en la resolución de las ecuaciones diferenciales que modelan el problema mediante procedimientos numéricos iterativos, resolviéndola de forma iterativa. Dentro de estas técnicas destaca la técnica de análisis por elementos finitos [20].

La técnica de análisis por elementos finitos (AEF) consiste en el empleo de los métodos numéricos en la resolución de un problema físico determinado. Este método numérico se basa en dividir la geometría en la que se quiere resolver un problema físico, en pequeños elementos en los cuales se resuelven las ecuaciones diferenciales correspondientes a un campo (la temperatura en transmisión del calor, el campo magnético en electromagnetismo, el campo de velocidades en mecánica de fluidos, etc.), en forma discreta, teniendo en cuenta las propiedades físicas de los materiales empleados, los elementos del entorno de vecindad, las condiciones de contorno y las fuentes generadoras de campo. La resolución de estas ecuaciones de forma discreta se realiza de forma iterativa hasta que se alcanza convergencia en la solución [20].

Las herramientas *software* que permiten realizar este proceso de forma eficiente y cómoda se denominan herramientas de análisis por elementos finitos, o simplemente herramientas de elementos finitos [20].

Existen herramientas de elemento finito de propósito general o multidisciplinar que permiten resolver varios problemas físicos como son: mecánica de fluidos, transmisión del calor, electromagnetismo, mecánica estructural, etc. y herramientas de elemento finito que se aplican a un problema físico específico. Hay herramientas que permiten incluso acoplar dos problemas como es el caso del problema térmico y del problema electromagnético. Es decir la salida de un problema se emplea como entrada en el otro problema y viceversa, de forma iterativa.

El proceso de generación de la solución mediante AEF se realiza en estas herramientas mediante varios pasos: definición de la geometría objeto de estudio, especificación del régimen a estudiar, asignación de las propiedades físicas de los materiales, asignación de las condiciones de contorno, aplicación de las cargas, mallado de la geometría, resolución del problema y análisis de la solución [20].

CAPÍTULO III.- ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITO EN LA LLAVE DE ACERO 4140

3.1.- Metodología para experimentación

A continuación se describirá la metodología para el desarrollo de experimentación, con el cual se pretende obtener la opción más eficaz para la solución del problema de rotura de llaves de torque. En la figura 3.1 se muestra de forma condensada en un diagrama de flujo, los pasos a seguir para la determinación del diseño adecuado para la herramienta de torque intercambiable.

El primer paso a seguir en la metodología de experimentación, fue el de realizar el diseño de la herramienta de torque intercambiable, que se está utilizando actualmente en el proceso de apriete de flechas.

Posicionándonos en este primer paso del diagrama de flujo, se procede, por medio de un software especializado para el diseño, tal como Pro-Engineer o Inventor, a modelar la herramienta procurando dibujarla a detalle con las dimensiones lo más aproximadas posibles a la realidad, esto para obtener valores precisos al momento de realizar el análisis numérico.

Una vez diseñada la herramienta de torque intercambiable se procedió a exportarla a un formato compatible al del software con el que será analizada, esto es en el caso de que el diseño no se haya realizado en el mismo software para el análisis numérico.

El análisis numérico se realiza en el software ANSYS para determinar el valor del esfuerzo máximo, para posteriormente determinar el número de ciclos que soportará la herramienta con el análisis de fatiga, basándose en una curva de fatiga del material correspondiente, para este estudio se procede a realizar un corte en la herramienta eliminando la geometría que no será de utilidad para el análisis, en este caso el corte es realizado a dos diferentes distancias con respecto al eje de torque de la llave, para corroborar que los datos arrojados por el análisis no muestren variación.

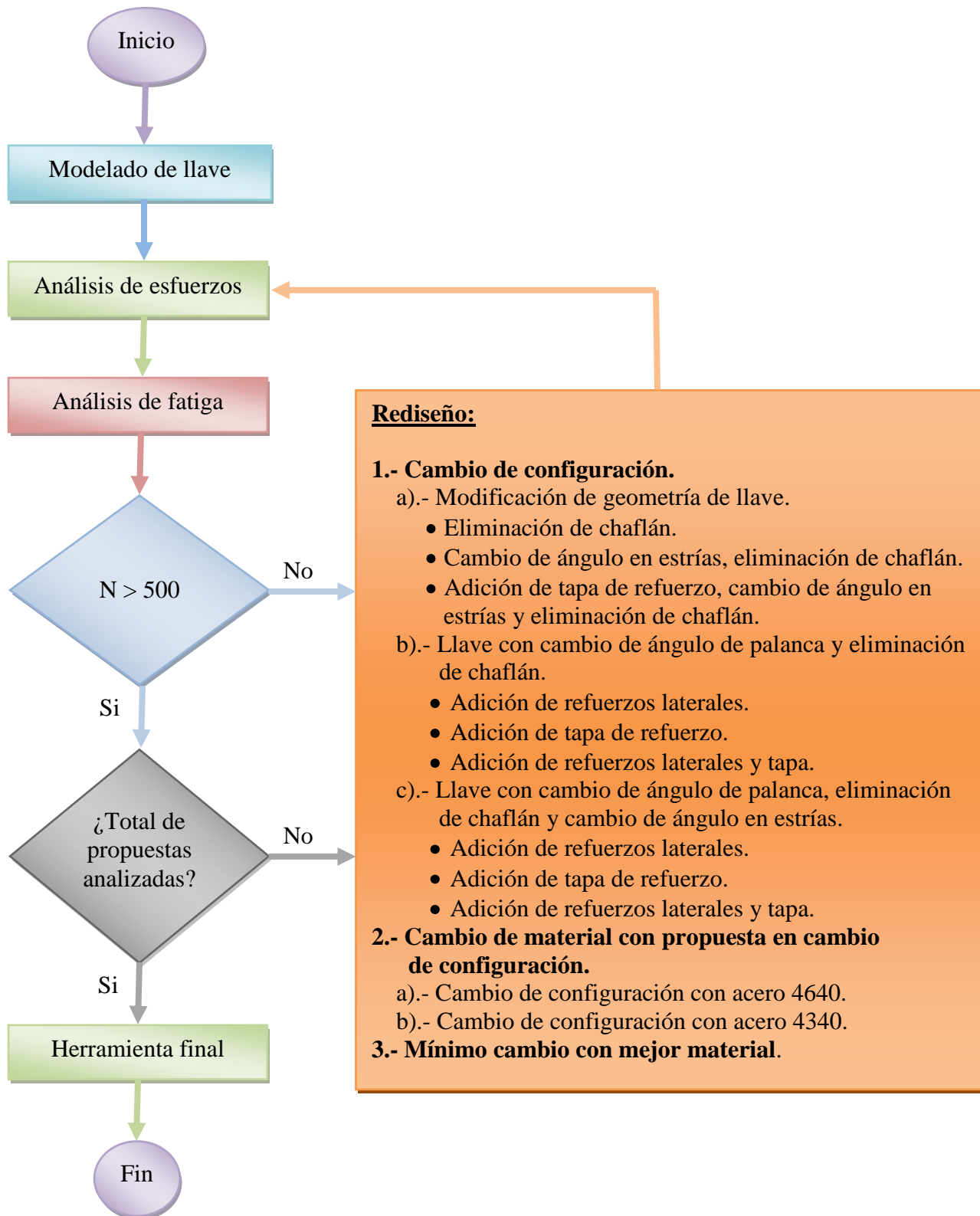


Figura 3.1.- Diagrama de flujo de las actividades a seguir, para la determinación del diseño eficaz para la herramienta intercambiable de torque.

Como se mencionaba anteriormente, mediante el programa de ANSYS se hace el análisis de esfuerzos para posteriormente realizar el análisis de fatiga, donde la primer pregunta que surge referente al análisis es la siguiente: ¿la vida útil determinada por el análisis numérico arroja un valor mayor a 500 ciclos?, si la respuesta es “sí” se originaría la segunda pregunta siguiente ¿han sido analizadas el total de propuestas de rediseño?, si la respuesta es “no” se continúan analizando las propuestas restantes.

Volviendo a la primera pregunta realizada, si la respuesta es “no” se procede a realizar el rediseño de la llave de torque delimitándolo en las siguientes opciones:

1.- Cambio de configuración.

a).- Modificación de geometría de llave.

- Eliminación de chaflán.
- Cambio de ángulo en estrías, eliminación de chaflán.
- Adición de tapa de refuerzo, cambio de ángulo en estrías y eliminación de chaflán.

b).- Llave con cambio de ángulo de palanca y eliminación de chaflán.

- Adición de refuerzos laterales.
- Adición de tapa de refuerzo.
- Adición de refuerzos laterales y tapa.

c).- Llave con cambio de ángulo de palanca, eliminación de chaflán y cambio de ángulo en estrías.

- Adición de refuerzos laterales.
- Adición de tapa de refuerzo.
- Adición de refuerzos laterales y tapa.

2.- Cambio de material con propuesta en cambio de configuración.

a).- Cambio de configuración con acero 4640.

b).- Cambio de configuración con acero 4340.

3.- Mínimo cambio con mejor material.

Retomando el diagrama de flujo se observa que el siguiente paso después del rediseño, es el de volver a realizar el análisis de esfuerzos por medio del método del elemento finito, una vez realizado el análisis se volverá a preguntar si el resultado de vida útil fue mayor a 500 ciclos, donde un resultado negativo nos volverá a conducir nuevamente a un rediseño. En esta parte el flujo se ciclaría hasta encontrar una opción que nos proporcione una vida útil aceptable.

Obteniendo la vida útil requerida, se pregunta nuevamente si el análisis obtenido corresponde al rediseño de la herramienta, donde si la respuesta es afirmativa, se obtendría la herramienta final.

3.2- Modelado de llave en 3D

Utilizando un software paramétrico de diseño, Inventor, se realizó el modelado de la llave que se esta utilizando actualmente para la realización de este apriete, se realizó un levantamiento de dimensiones y se diseñó una réplica exacta en el software de diseño antes mencionado, el modelado de la llave se puede apreciar en la figura 3.2.

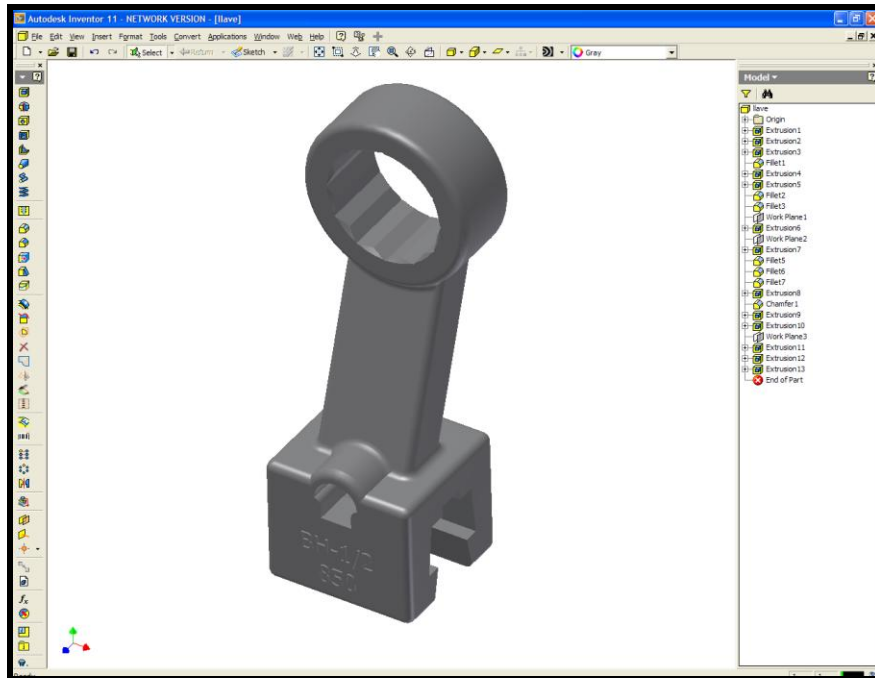


Figura 3.2.- Modelado de llave de torque intercambiable en Inventor.

Este diseño fue realizado para posteriormente ser exportado a un software para el análisis del elemento finito en este caso específico es utilizando el programa ANSYS.

Evitando problemas en el mallado para el análisis del elemento finito en el programa ANSYS, se realizó un corte en la llave en el cual se elimina la configuración de la parte inferior utilizada para sujetar el torquímetro de click con el cual se realiza el par de torsión en el apriete. El corte es realizado a 30 mm de distancia con respecto al centro de giro de la llave (ver figura 3.3).

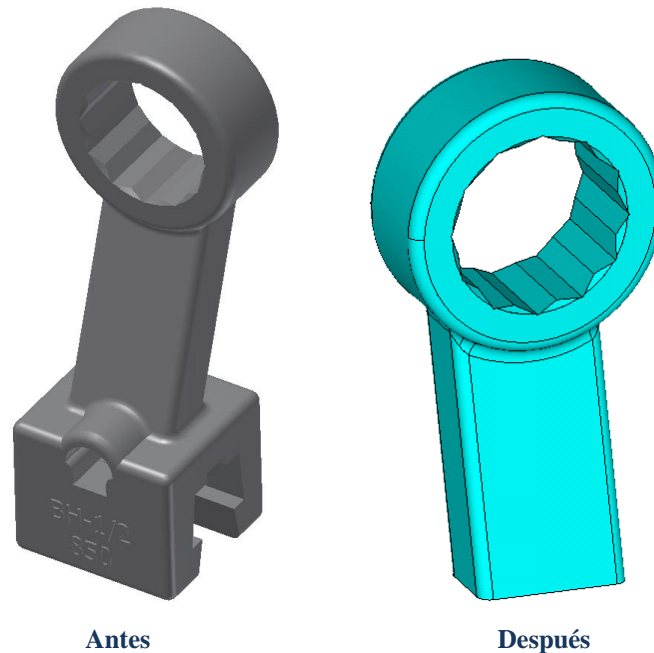


Figura 3.3.- Arreglo de modelado de llave para el análisis del elemento finito.

3.3.- Análisis de esfuerzos de llave de torque.

Una vez recortada la llave se procedió a realizar los cálculos de la carga que recibiría en la sección de corte debido al brazo de palanca proporcional a los 1.156 in a partir del centroide de giro, siendo esta la distancia exacta en la que no hay discontinuidades en la superficie debido al extremo de sujeción de la llave. El torque que la llave realiza es de 125 lb.ft.

El sistema de unidades que se manejó para realizar el análisis en el programa fue el sistema inglés. Realizando los cálculos correspondientes el valor de la carga que sería aplicada resultó de la siguiente forma

Se tiene un torque $T = Pl = 125 \text{ lb.ft.} = 1500 \text{ lb.in}$ donde $l = 1.156 \text{ in}$. Despejando P se obtiene la carga recibida en el área de corte:

$$P = \frac{T}{l} = \frac{1500 \text{ lb.in}}{1.156 \text{ in}} = 1297.6 \text{ lb} \approx 1298 \text{ lb}$$

Con esta fuerza se realizó el análisis de elemento finito donde el resultado del esfuerzo máximo se muestra en la figura 3.4.

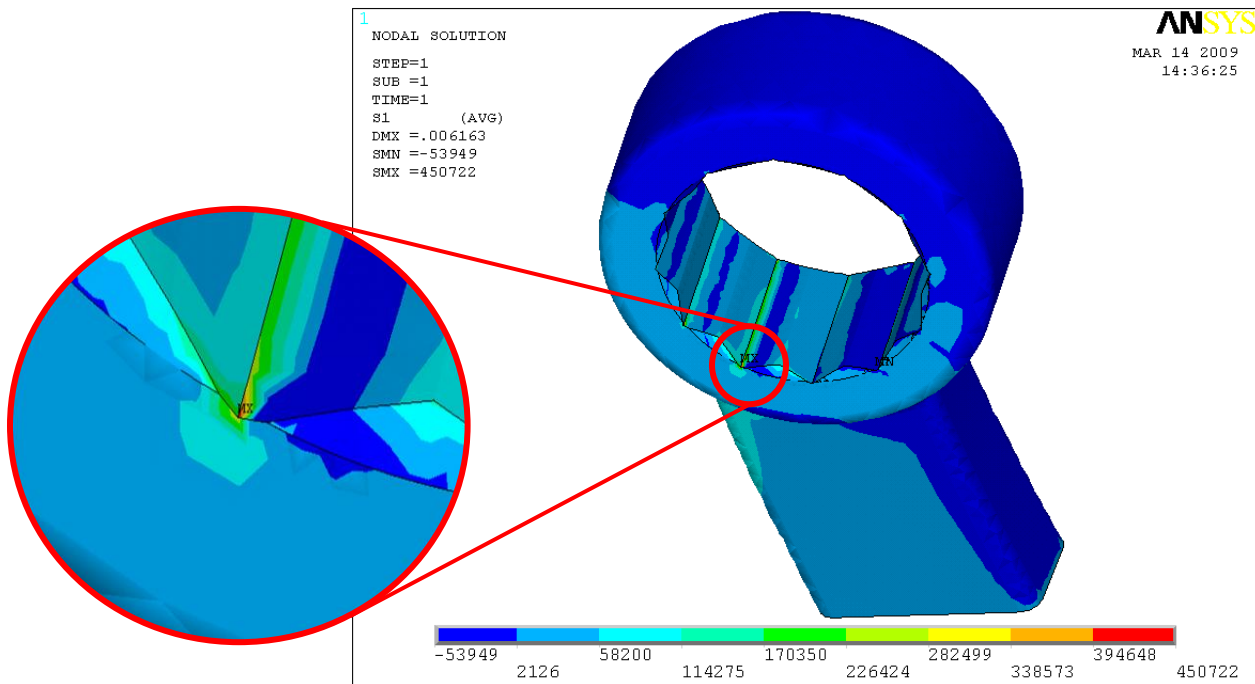


Figura 3.4.- Resultado de esfuerzo máximo en llave de torque.

Los resultados obtenidos en el análisis de esfuerzos por elemento finito nos indica un esfuerzo máximo de 450 kpsi, dando como zona principal afectada una de las estrías inferiores ya que la esquina que forma es un claro punto de concentración de esfuerzos.



Figura 3.5.- Comparativo entre zona de esfuerzo máximo de análisis y fractura en llave.

En el análisis de esfuerzos realizado nodo por nodo nos indica un esfuerzo máximo sufrido en la zona que se muestra ampliada en la figura 3.4 de 302 kpsi, concordando esta región con la zona donde la llave original sufre la fractura como se muestra en la figura 3.5.

3.3.1.- Comprobación de resultados obtenidos

Como comprobación de los resultados obtenidos en el estudio anterior, se realizó un análisis más de la llave recortada a una distancia menor con respecto al centroide de giro, se procedió a realizar los cálculos de la carga que recibiría en la sección de corte debido que el brazo de palanca disminuyó a una distancia de 0.866 in a partir del centroide de giro.

El sistema de unidades que se manejó para realizar el análisis en el programa fue el sistema inglés. Realizando los cálculos correspondientes el valor de la carga que sería aplicada resultó de la siguiente forma

Se tiene un torque $T = Pl = 125 \text{ lb.ft.} = 1500 \text{ lb.in}$ donde $l = 0.866 \text{ in}$. Despejando P se obtiene la carga recibida en el área de corte:

$$P = \frac{T}{l} = \frac{1500 \text{ lb.in}}{0.866 \text{ in}} = 1732.1 \text{ lb} \approx 1732 \text{ lb}$$

Con esta fuerza se realizó el análisis de elemento finito donde el resultado del esfuerzo máximo se muestra en la figura 3.6.

Los resultados obtenidos en el análisis de esfuerzos por elemento finito nos indica un esfuerzo máximo de 400 kpsi, dando como zona principal afectada la misma estría inferior que la del análisis anterior.

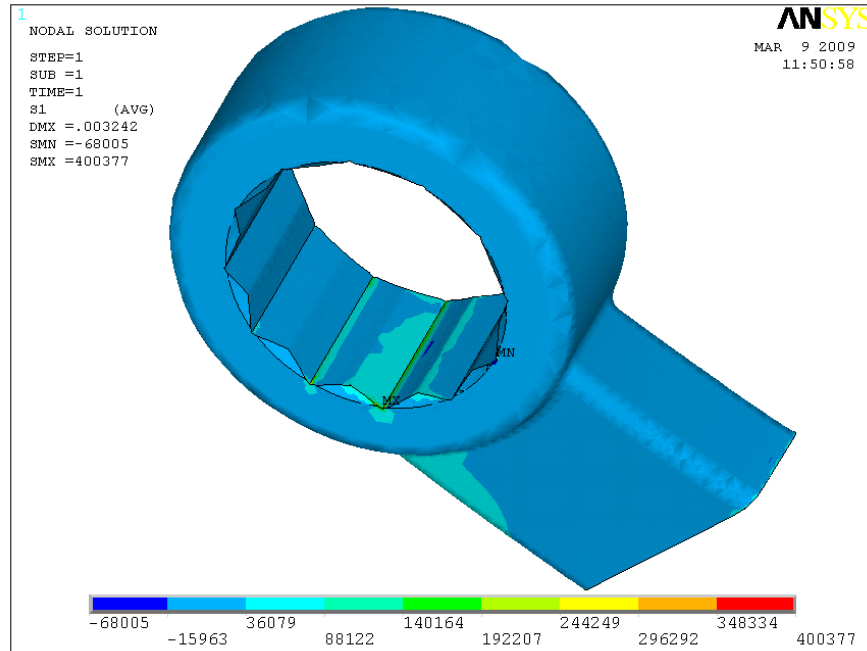


Figura 3.6.- Resultado de esfuerzo máximo en llave de torque (comprobación de resultados).

Sin embargo en el análisis de esfuerzos realizado nodo por nodo nos indica que el esfuerzo máximo sufrido es de 302 kpsi, siendo la misma región afectada con la misma intensidad de esfuerzo independientemente de la distancia en el brazo de palanca.

3.4.- Cambio de configuración de la herramienta.

Una vez realizados los análisis en la herramienta actual se efectuó un rediseño, adicionándole algunos cambios a la configuración de la herramienta para ver si con estas propuestas se podía eliminar el problema de la fractura recurrente, una vez realizados los rediseños se procedió a realizar el análisis de esfuerzos por medio del elemento finito.

Los cambios en la configuración de la herramienta se muestran a continuación donde los primeros análisis se realizaron a la llave original adicionándole pequeños cambios descritos en cada subtema, posteriormente se llevaron a cabo otra serie de análisis con una modificación en el ángulo de la palanca de la llave y la eliminación de un par de chaflanes, siendo los últimos análisis con la eliminación de los chaflanes de la llave realizando una pequeña rotación en el ángulo de las estrías y manteniendo un ángulo recto en la palanca de apriete.

3.4.1.- Análisis de esfuerzos con modificación de geometría de llave

A continuación se muestran los primeros cambios realizados a la llave de torque intercambiable en los cuales se trata de mantener la configuración general, adicionándole cambios sencillos tales como el eliminado de un par de chaflanes situados en el aro de apriete, posteriormente combinando esta modificación con un giro de 15° en la geometría de las estrías, de tal forma que la sección profunda en la cual se presenta la fractura, sea substituida por una sección prominente del estriado.

Continuando con la combinación de modificaciones, se adiciona a los rediseños anteriormente descritos, una tapa de $1/16''$ de espesor para tratar con esto de reafirmar el aro con el cual se realiza el apriete.

De esta forma se observaría de qué manera se comporta el esfuerzo sufrido por la llave con dichos cambios mencionados, y por consiguiente se identificaría cuáles son más eficaces para la reducción del daño sufrido por esta.

3.4.1.1.- Eliminados de chaflanes

El primer cambio realizado en la configuración de la llave, es el de eliminar un par de chaflanes situados a la orilla de las estrías en el aro de apriete, de aproximadamente $0.078'' \times 0.078''$ cada uno.

Estos chaflanes contenidos en el diseño de la pieza son agregados para facilitar la entrada de la cabeza de los pernos en el aro de apriete, sin embargo la eliminación de estos no afectaría en su utilización ya que las dimensiones del estriado contiene tolerancias para que la cabeza del perno a apretar no entre forzado produciendo un atoramiento.

La modificación realizada a la herramienta, con la eliminación de los chaflanes se muestra en la figura 3.7.

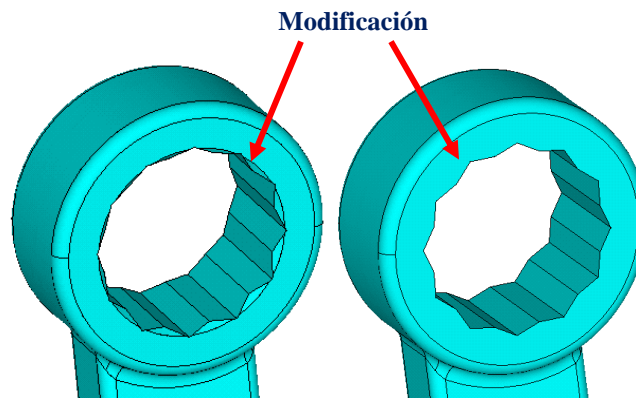


Figura 3.7.- Comparativo de modificación en llave de torque.

En esta figura se puede apreciar como las orillas del estriado quedan con forma de filo por la eliminación de los chaflanes. A continuación con los cambios realizados en el software de diseño se procedió a exportar la figura al programa ANSYS para realizar el análisis de esfuerzos por elemento finito, se malló la pieza, se empotró en las respectivas áreas, y se le aplicó la fuerza calculada en el apartado 3.3 ya que la distancia de la palanca con respecto al centro de giro no sufrió modificaciones.

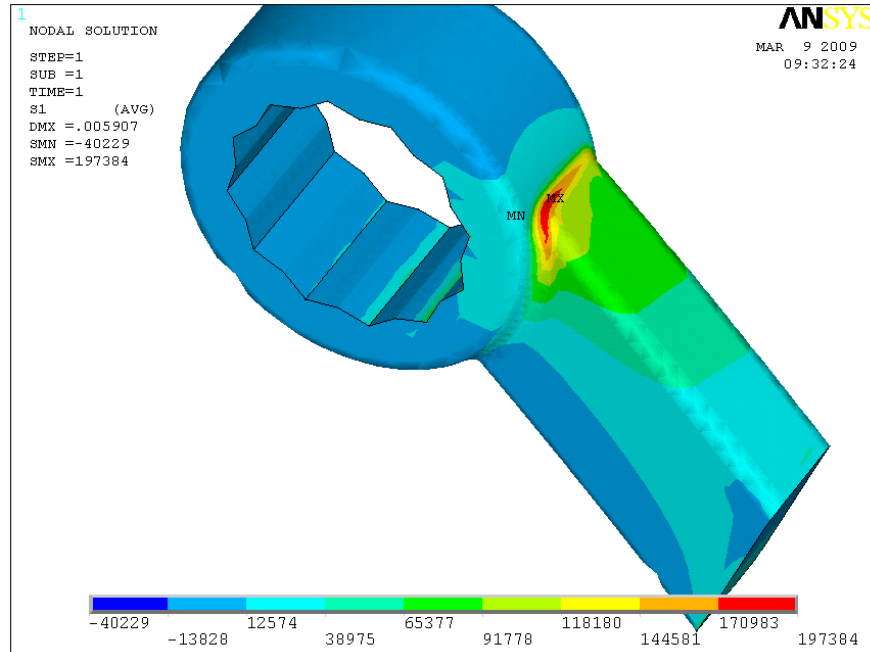


Figura 3.8.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes.

Como se puede observar en la figura 3.8 a diferencia del análisis de esfuerzos realizado a la llave original presentado en el apartado 3.3, el daño se presenta en otra zona de la pieza, localizándose el esfuerzo máximo en el cambio de sección del brazo de palanca a la sección del aro de apriete.

El valor del esfuerzo máximo obtenido en dicha zona, indica un menor daño sufrido que en el diseño original disminuyendo de 450,722 psi a 197384 psi, con un esfuerzo nodal máximo de 197 kpsi siendo de 302 kpsi en la llave original.

Ya que en el análisis de fatiga únicamente se toma en consideración el esfuerzo máximo sufrido en el nodo, podemos decir que con esta modificación se redujo el daño aproximadamente a un 65% del esfuerzo total que experimentaba la llave con el modelo original.

Con esta sencilla modificación se puede observar cómo, pequeños detalles innecesarios agregados a la configuración original de la llave, pueden afectar considerablemente en su durabilidad, con esto, lógicamente, acortando el número de aprietes que podría soportar sin fracturarse.

3.4.1.2.- Modificación en estrías y eliminado de chaflanes

En esta propuesta de rediseño se conservó la modificación realizada en el caso anterior ya que esta redujo considerablemente el esfuerzo sufrido por la llave.

Esta modificación consiste en un arreglo realizado en el estriado de apriete de la herramienta, en la figura 3.9 se muestra el movimiento realizado.

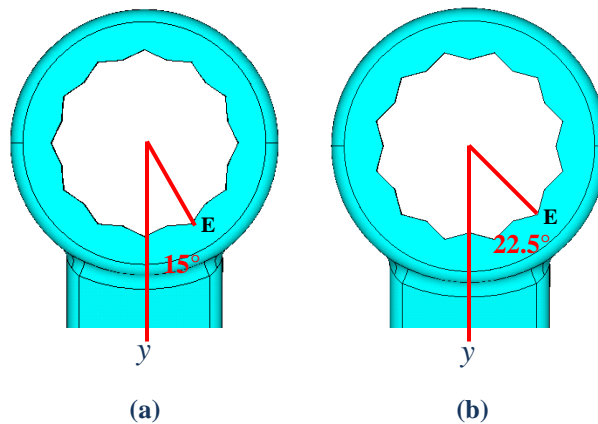


Figura 3.9.- Modificación de estrías de llave (a).- Llave sin estrías modificadas. (b) Llave con cambio de ángulo de estrías.

En la figura (a) se muestra el estriado de la llave con su configuración original en la cual la estría asignada con la letra “E” está ubicada a 15° con respecto al eje “y” de la pieza, en la figura (b) se muestra el estriado de la llave modificado quedando la estría “E” a 22.5° con respecto al eje “y” de la pieza, rotante con respecto al eje de giro 15°, consiguiendo de esta forma sustituir la sección profunda por la sección prominente del estriado, colocándose justo en la zona donde ocurre la fractura en la herramienta original.

Una vez realizados los cambios en el software de diseño se procedió a exportar la pieza al programa ANSYS, se malló la pieza, se empotró en las respectivas áreas, y se le aplicó la fuerza calculada en el apartado 3.3.

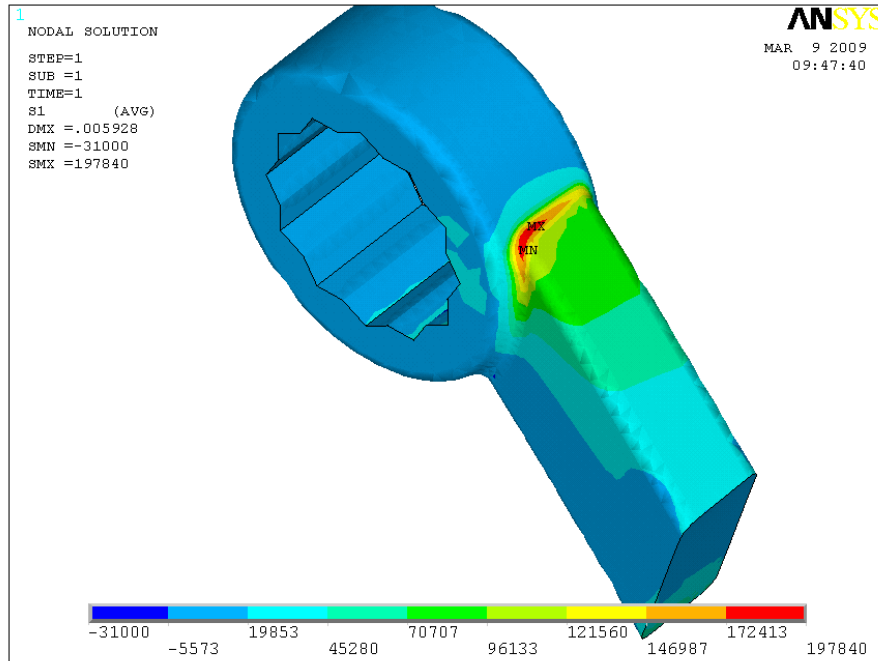


Figura 3.10.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes y modificación en estriado.

En la figura 3.10 se puede observar como el esfuerzo principal máximo se sigue presentando en la misma zona que el análisis anterior, a diferencia del esfuerzo sufrido en dicha área el cual se infiere incrementó ligeramente debido al giro de 15° en el estriado de la herramienta.

El valor del esfuerzo máximo arrojado por el programa indica un valor de 197,840 psi, superando el esfuerzo obtenido en el capítulo anterior de 197,384, sin embargo el esfuerzo nodal máximo siguió siendo el mismo con una magnitud de 197 kpsi.

Con esta opción no se observa una reducción en el esfuerzo sufrido por la llave, sin embargo a manera de experimentación se realizarán los demás análisis de modificaciones propuestos en los que se contiene este cambio, para de esta forma observar la manera en la que se comporta el esfuerzo sufrido por la llave con la combinación de estas modificaciones.

3.4.1.3.- Adición de tapa de refuerzo, eliminado de chaflanes y modificación de estrías

Un arreglo más en la configuración de la herramienta, es adicionar una tapa de refuerzo en el aro de apriete de la llave, agregado al par de modificaciones explicadas en los dos capítulos previos, lo cuales consistieron en eliminar los chaflanes de la herramienta y girar el estriado de apriete 15°.

Esta modificación consiste en reafirmar el aro de apriete con una tapa de 1/16" de espesor quedando en la cara opuesta donde entra la cabeza del perno o tornillo a apretar.

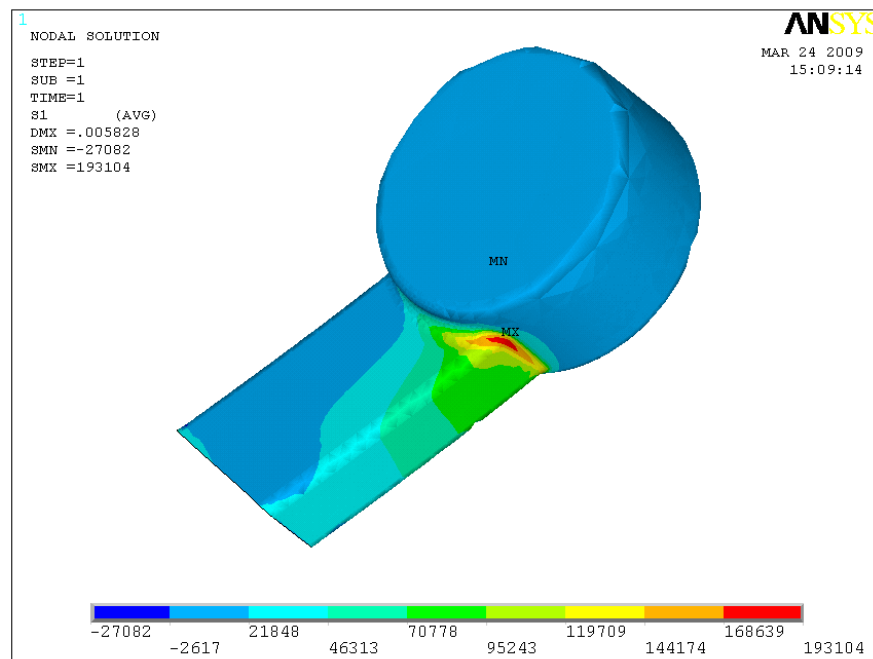


Figura 3.11.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación en estriado y adición de tapa de refuerzo.

Como se aprecia en la figura 3.11 el esfuerzo continúa presentándose en el cambio de sección de la palanca al aro de apriete, al igual que en los estudios anteriores, en este caso el esfuerzo principal máximo obtenido fue de 193,104 psi que se redujo en comparación con el esfuerzo máximo obtenido en el caso anterior, el cual fue de 197,480 psi.

La diferencia obtenida con respecto al análisis anterior es mínima, sin embargo es de utilidad tener la referencia de cómo se comporta el esfuerzo con este tipo de modificaciones.

3.4.2.- Análisis de esfuerzos en llave con modificación de palanca y eliminado de chaflanes

En el presente capítulo se realizaron dos modificaciones principales que acompañaron a los análisis posteriores realizados con tres diferentes cambios adicionales. Las dos modificaciones llamadas principales fueron, el eliminado de chaflanes descrito en el apartado 3.4.1.1 y la modificación en el brazo de palanca de la llave.

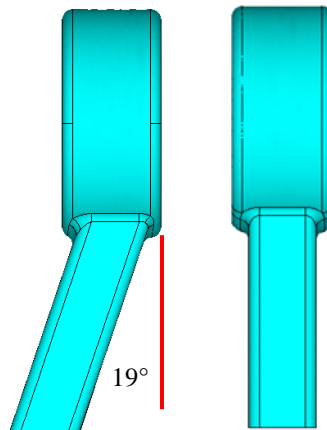


Figura 3.12.- Modificación en el ángulo del brazo de palanca de la llave de torque.

En la figura 3.12 se muestra la modificación realizada sobre el brazo de palanca de la llave torque, en ella se puede apreciar del lado izquierdo que la configuración original de la llave incluye un ángulo en el brazo de palanca de 19° , al lado derecho de la figura se muestra como el ángulo del brazo de palanca fue modificado de manera que éste quedara de forma paralela al aro de apriete.

La pieza modificada fue exportada al programa ANSYS para realizar el análisis de esfuerzos por elemento finito, teniendo las mismas restricciones que en los análisis anteriores.

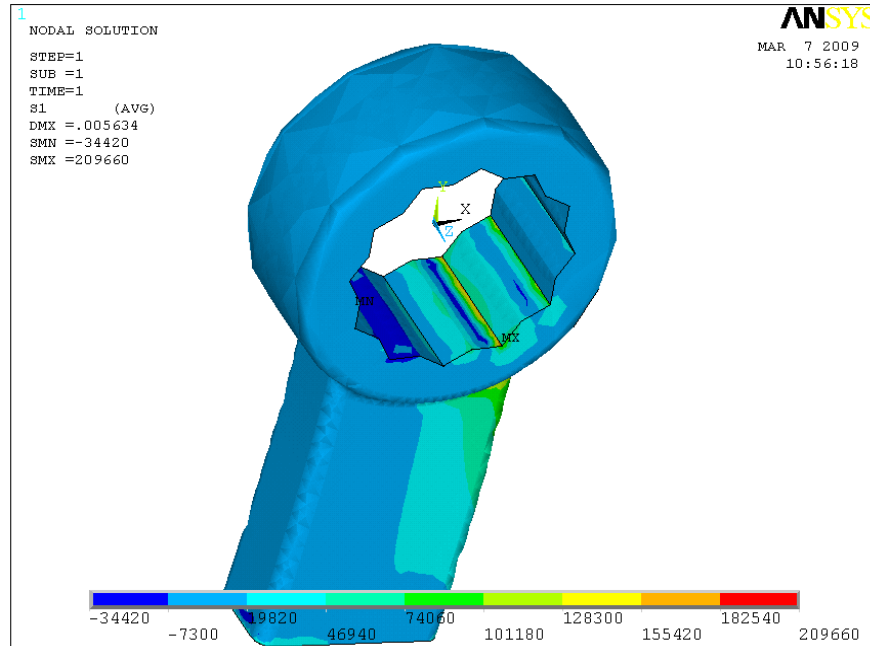


Figura 3.13.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes y modificación de ángulo de palanca.

El resultado del análisis de esfuerzos se muestra en la figura 3.13 el cual arrojó un esfuerzo principal máximo de 209,660 psi, siendo el esfuerzo nodal máximo de 184 kpsi, el cual resultó ser menor que en los análisis presentados en capítulos anteriores.

En la figura se puede observar que la zona en la cual se presentó el esfuerzo máximo es en una de las estrías de apriete, siendo la misma que presentó la falla en la llave original sin embargo el esfuerzo obtenido es mucho menor ya que la llave original sufría un esfuerzo nodal máximo de 302 kpsi.

Con estas dos modificaciones realizadas integradas a la llave se efectuarían tres experimentos mas, siendo el primero la adición de refuerzos laterales en el cambio de sección entre la palanca y el aro de apriete, el segundo es adicionar una tapa de refuerzo en el aro de apriete, y por último integrar todos los cambio realizados.

3.4.2.1.- Adición de refuerzos laterales

La modificación realizada en el presente capítulo es agregar a la forma de la llave un par de costillas de refuerzo en la zona de cambio de sección del brazo de palanca al aro de la llave. Este cambio es adicionado como anteriormente se había comentado a la modificación en el ángulo del brazo de palanca y la eliminación de los chaflanes localizados en el aro de apriete.

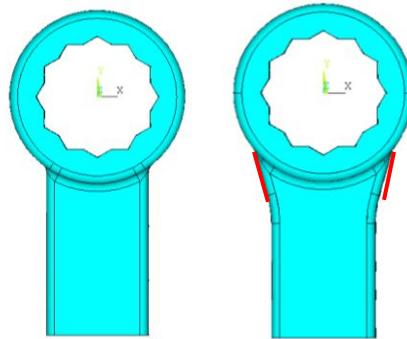


Figura 3.14.- Comparativo entre llave original y llave con adición de refuerzos laterales.

En la figura 3.14 se muestra el comparativo entre la forma de la llave original mostrada a la izquierda y la herramienta con la adición de los refuerzos laterales que se muestran resaltados con rojo a la derecha de la figura.

Las dimensiones asignadas a dichos refuerzos partieron respecto al eje de giro de la llave donde la parte más alta de las costillas se encuentra a 275 milésimas de pulgada y la parte más baja se encuentra a 562 milésimas de pulgada ambas dimensiones con respecto al eje “y” de la llave. Para la parte baja de las costillas la dimensión en “x” corresponde con las paredes de la palanca, y la parte más alta al punto de intersección entre la dimensión asignada y la circunferencia del aro de apriete, asignándole un radio de 0.5” en la parte inferior de las costillas, y en la parte superior un radio mínimo de 39.3 milésimas de pulgada, equivalente a 1 mm en el sistema métrico.

Estas dimensiones se asignaron de tal forma que al momento de realizar la exportación al programa ANSYS reconozca toda la geometría de la pieza, ya que el diseño de una geometría muy complicada produce errores en la lectura del archivo.

Una vez realizados los cambios en el software de diseño se procedió a exportar la pieza al programa para el análisis de esfuerzos por elemento finito, se malló la pieza, se empotró en las respectivas áreas, y se le aplicó la fuerza calculada en el punto 3.3.

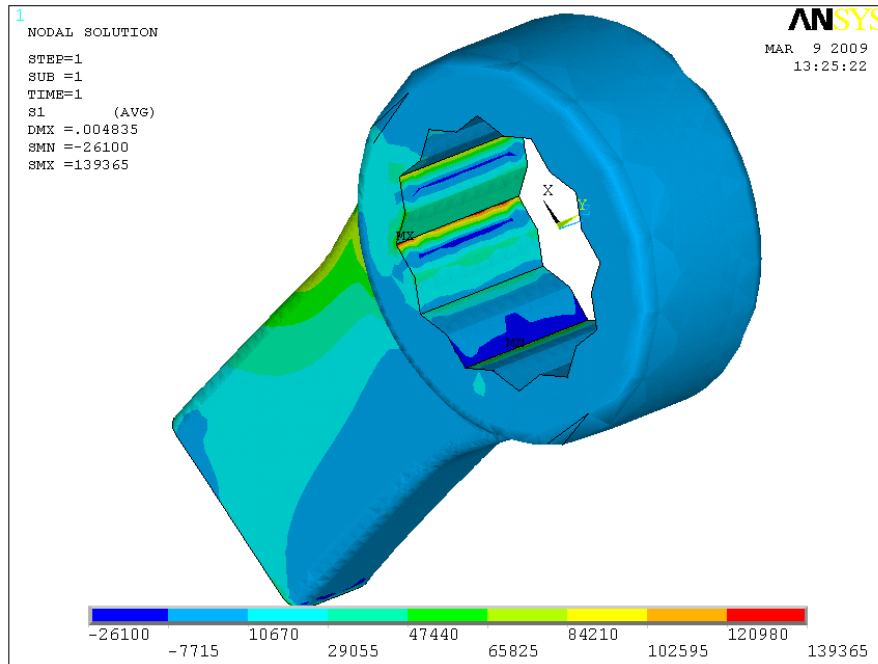


Figura 3.15.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca y adición de refuerzos laterales.

El resultado del análisis de esfuerzos mostrado en la figura 3.15 arrojó un valor de 139,365 psi, sin embargo el esfuerzo nodal máximo muestra un valor de 94 kpsi, resultando una mejor reducción del esfuerzo sufrido por la llave que en los análisis anteriores.

Se puede observar en la figura 3.15 que la zona en la cual se presentó el esfuerzo máximo es en la misma estría que presenta la falla la llave actual, sin embargo con este resultado obtenido el porcentaje de reducción con respecto al esfuerzo que sufre la llave original de 31%, menos de la mitad del daño sufrido.

El resultado obtenido nos mostró que esta podría ser una muy buena opción para el rediseño final de la llave de torque, a reserva que en los siguientes análisis con los demás rediseños propuestos se pudiera obtener un esfuerzo más bajo que este.

3.4.2.2.- Adición de tapa de refuerzo

Una modificación adicional en la configuración de la herramienta es la de agregar una tapa de refuerzo en el aro de apriete de la llave, no incluyendo las costillas de refuerzo indicadas en el capítulo anterior.

Esta modificación al igual que en el punto 3.4.1.3, consiste en reafirmar el aro de apriete con una tapa de 1/16" de espesor. Una vez realizados los cambios se exportó a ANSYS y se llevo a cabo el análisis de esfuerzos por elemento finito.

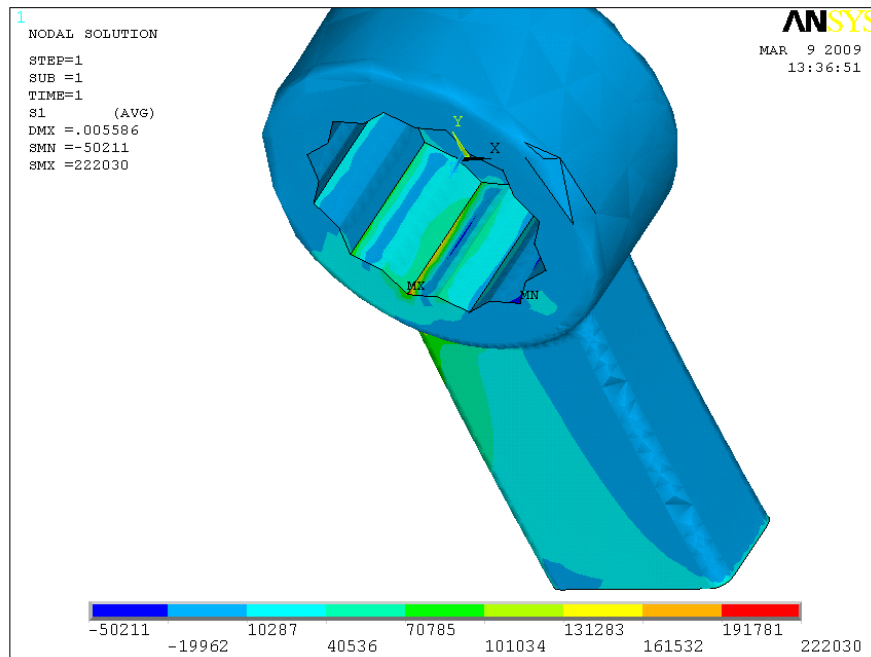


Figura 3.16.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca y adición de tapa de refuerzo.

En la figura 3.16 se observó que el esfuerzo continuó presentándose en la misma estría de los análisis anteriores resultando el esfuerzo máximo de 222,030 psi, arrojando un esfuerzo nodal máximo de 187 kpsi al igual que en el punto 3.4.2, con esto se puede apreciar que la adición de la tapa no produce una mejora significativa en el esfuerzo de la llave.

3.4.2.3.- Adición de refuerzos laterales y tapa de refuerzo

En este caso se incluyeron todas las modificaciones descritas en los tres capítulos anteriores, los cuales incluyen: eliminado de chaflanes, cambio de ángulo en brazo de palanca, adición de costillas laterales y colocación de tapa de refuerzo en el aro de apriete. Una vez añadidos todas estas modificaciones se exportó al programa ANSYS para realizar el análisis por elemento finito.

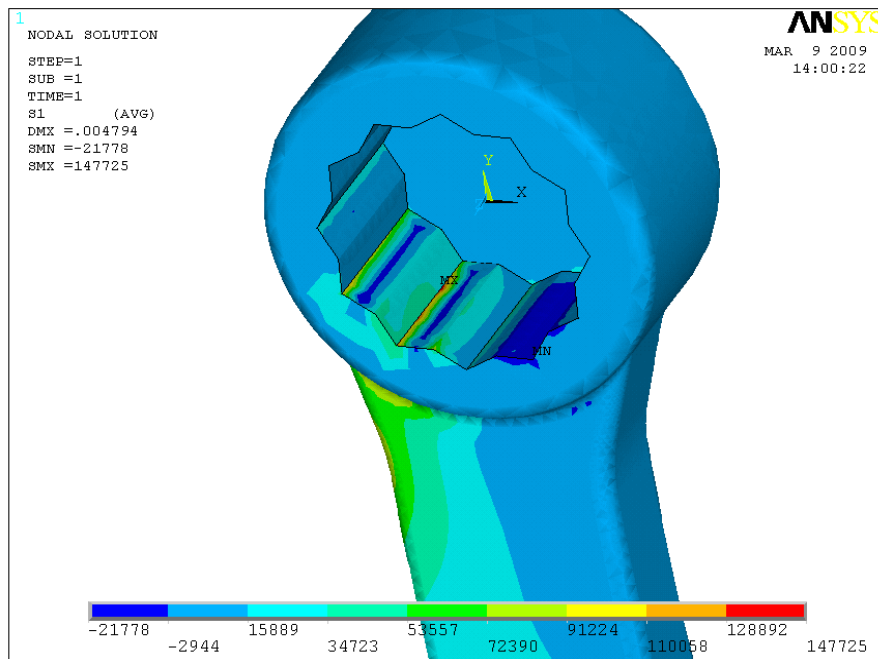


Figura 3.17.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, adición de costillas y colocación de tapa de refuerzo.

Como se muestra en la figura 3.17 el esfuerzo principal máximo es de 147,725 psi, dando como resultado el esfuerzo nodal máximo de 96 kpsi muy cercano al valor obtenido en el punto 3.4.2.1, presentándose como la zona con mayor daño la estría inferior de la llave.

Este resultado nos muestra que la adición de la tapa a los cambios realizados en el punto 3.4.2.1 únicamente aumenta el esfuerzo sufrido por la llave, aunque el incremento del valor del esfuerzo es muy ligero nos indica que para esta configuración inicial sería innecesario contemplarlo en el rediseño de la herramienta.

3.4.3.- Análisis de esfuerzos en llave con modificación de palanca, eliminado de chaflanes y modificación en estrías

Las modificaciones realizadas a continuación, fueron descritas en capítulo anteriores con la variante que en esta se incluyen tres modificaciones principales las cuales son: modificación del ángulo del brazo de palanca, eliminación de chaflanes y modificación de estrías, esta última descrita en el punto 3.4.1.2.

Debido a que, en los análisis realizados en la modificación del ángulo de palanca, arroja resultados de esfuerzos diferentes a la llave original se decidió realizar una experimentación más en la cual se incluye la modificación del estriado, y de esta forma observar la manera en la que se comporta el esfuerzo con la adición de tres modificaciones más: adición de costillas, colocación de tapa de refuerzo en el aro de apriete y la combinación de ambas modificaciones. Una vez realizados los cambios se exportó la figura para su análisis por elemento finito, donde los resultados se muestran en la figura 3.18.

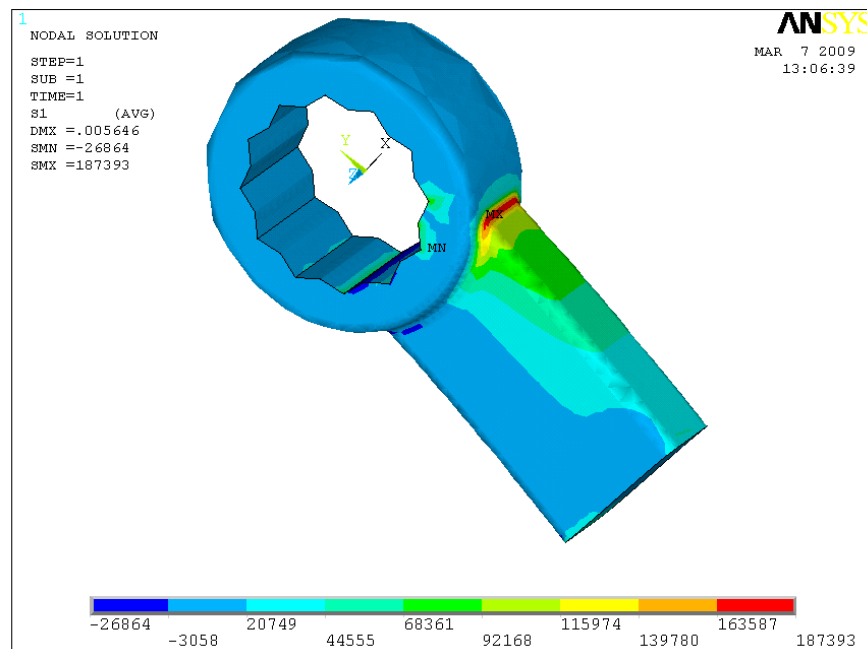


Figura 3.18.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca y modificación en estriado.

Como se puede apreciar en la figura 3.18 el resultado del esfuerzo máximo es de 187,393 psi, con el daño máximo localizado en el cambio de sección del brazo de palanca al aro de apriete, en esta zona el esfuerzo nodal máximo arrojado por el programa fue de 187 kpsi, no presentando variación con respecto al esfuerzo principal máximo.

3.4.3.1.- Adición de refuerzos laterales

A continuación se agregaron los refuerzos laterales o “costillas” descritos en el punto 3.4.2.1, los cual resultaría lo más indicado para la eliminación del punto de concentración de esfuerzos obtenido en el capítulo anterior.

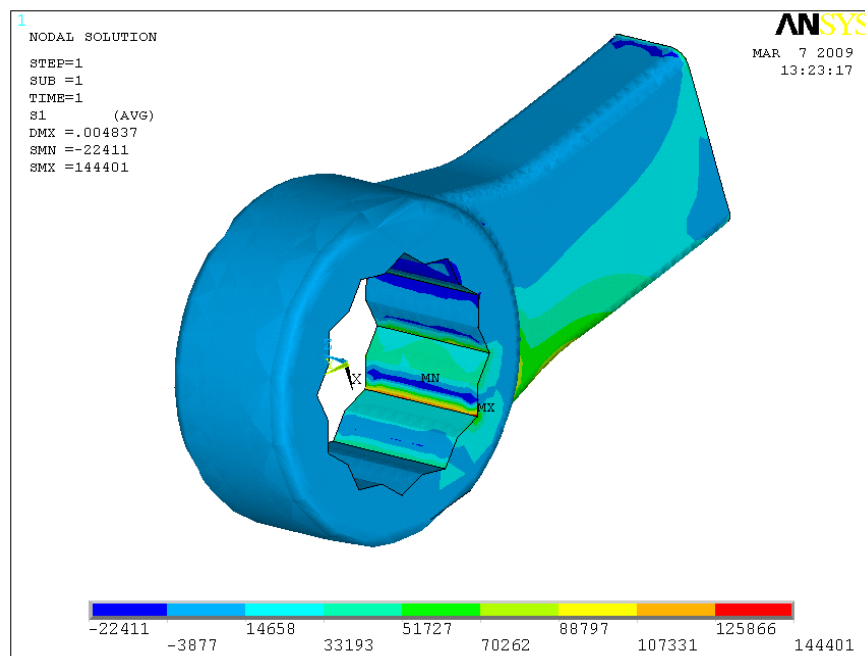


Figura 3.19.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, modificación en estriado y adición de costillas.

Ya exportado al programa de análisis por elemento finito la llave fue mallada empotrándola en las áreas correspondientes del estriado y aplicando la carga obtenida en el punto 3.3 sobre el brazo de palanca. El valor del esfuerzo obtenido se muestra en la figura 3.19.

Aquí se puede apreciar una reducción en el esfuerzo sufrido reduciendo el esfuerzo principal máximo a 144,401 psi con un esfuerzo nodal máximo de 94 kpsi resultando igual que el del caso 3.4.2.1 ya que las características en la configuración son muy similares a diferencia de la modificación realizada sobre las estrías en el presente capítulo.

Con estos resultados se puede concluir preliminarmente que la modificación en el estriado no mejora de manera significativa la eficacia de la herramienta, al contrario de la adición de los refuerzos laterales que disminuyen en gran medida el esfuerzo sufrido por esta.

3.4.3.2.- Adición de tapa de refuerzo

Continuando con las propuestas de rediseño, se procedió a colocar la tapa de refuerzo sobre el aro de apriete manteniendo el espesor de esta a 1/16". Una vez realizadas las modificaciones se realizó el análisis de esfuerzos por medio del elemento finito.

El resultado del esfuerzo principal máximo se muestra en la figura 3.20.

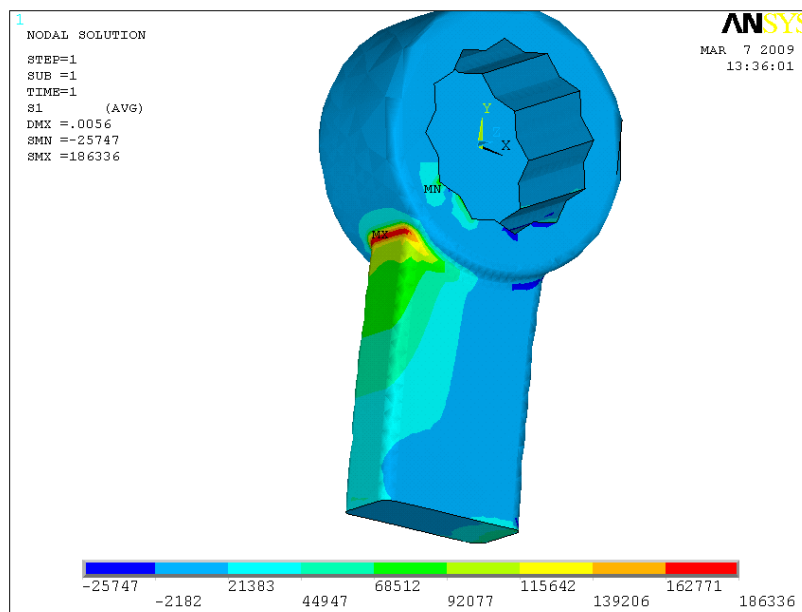


Figura 3.20.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, modificación en estriado y adición de tapa de refuerzo.

Como se muestra en la figura 3.20 el esfuerzo principal máximo fue de 186,336 psi con un esfuerzo nodal máximo de 186 kpsi, prácticamente igual al esfuerzo principal máximo, mostrando como zona de mayor daño el cambio de sección entre la palanca y el aro de apriete de la herramienta.

3.4.3.3.- Adición de refuerzos laterales y tapa de refuerzo

En esta última propuesta de rediseño se incluyen todas las modificaciones realizadas a saber: modificación del ángulo de palanca, eliminación de chaflanes, modificación de estriado, adición de costillas y colocación de tapa de refuerzo. Ya exportado para el análisis del elemento finito se le aplicaron todas las restricciones mencionadas en los apartados anteriores, obteniendo el resultado de la figura 3.21, en la cual se muestra un esfuerzo principal máximo de 133,493 psi, con un esfuerzo nodal máximo de 96 kpsi, presentándose el mayor daño en una de las estrías inferiores de la llave la cual concuerda con la zona donde sufre la fractura actualmente. Aunque sea un buen resultado resultaría innecesaria la adición de tantas modificaciones a la herramienta ya que, como se mostró en los casos anteriores, se puede obtener un menor esfuerzo con menos alteraciones en la configuración de la llave.

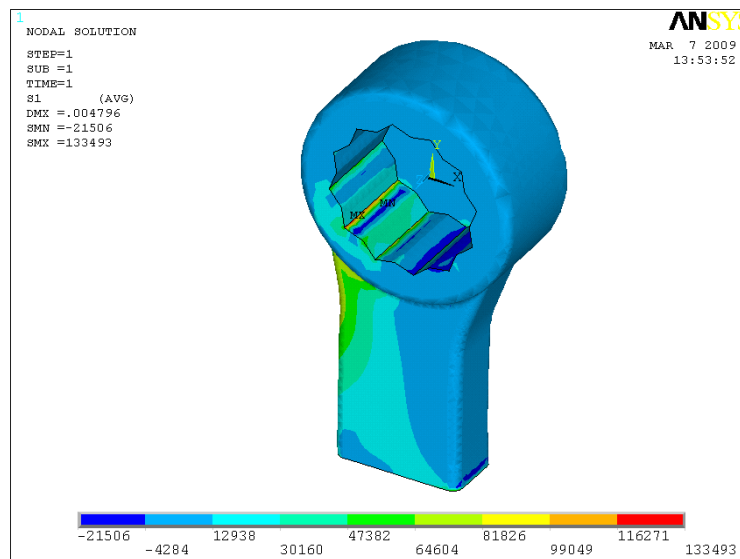


Figura 3.21.- Resultado de análisis de esfuerzos por elemento finito en llave con eliminado de chaflanes, modificación de ángulo de palanca, modificación en estriado, adición de costillas y colocación de tapa de refuerzo.

3.5.- Cambio de material de la herramienta

Debido a que con los cambios propuestos en la configuración de la herramienta se obtuvieron esfuerzos muy elevados de tal forma que quedaron muy por encima de los valores de fatiga encontrados para un acero 4140, se propuso el análisis de fatiga de la llave con dos aceros diferentes, en particular los aceros 4640 y 4340 en los cuales se identificó una curva de fatiga que podría soportar una vida útil mayor que la que posee actualmente la herramienta, a continuación se presentan 3 análisis de fatiga realizados a la llave, siendo los dos primeros análisis efectuados a la llave con la mejor propuesta de rediseño obtenido en el análisis de esfuerzos, con ambos materiales. El análisis final se le realiza a la llave con la curva de fatiga de un acero 4340, conservando la configuración original de la llave a excepción de la eliminación de 2 chaflanes situados en el aro de apriete lo cual incrementaba el esfuerzo sufrido en esa área, siendo efectuado este análisis final con el fin de observar que tan factible sería realizar un cambio mínimo en la configuración de la herramienta y cambiando el material por uno más resistente.

3.5.1.- Análisis de fatiga en llave modificada con acero 4640

Con los cambios realizados en el punto 3.4.2.1 en los cuales se obtuvo el menor esfuerzo encontrado al aplicar la carga requerida, se procedió a realizar el análisis de fatiga de la llave de torque, utilizando la curva de fatiga del acero 4640 (figura 3.22), que muestra una mayor vida útil para el esfuerzo requerido que la del acero 4140.

Las propiedades mecánicas de este material se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1.- Propiedades mecánicas del acero 4640 [15].

Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi	Resistencia a la tensión kpsi	Elongación en 2 pulg %	Reducción en area %	Dureza Brinell zHb
4640	Estirado a 800 °F	170	187	13	54	378

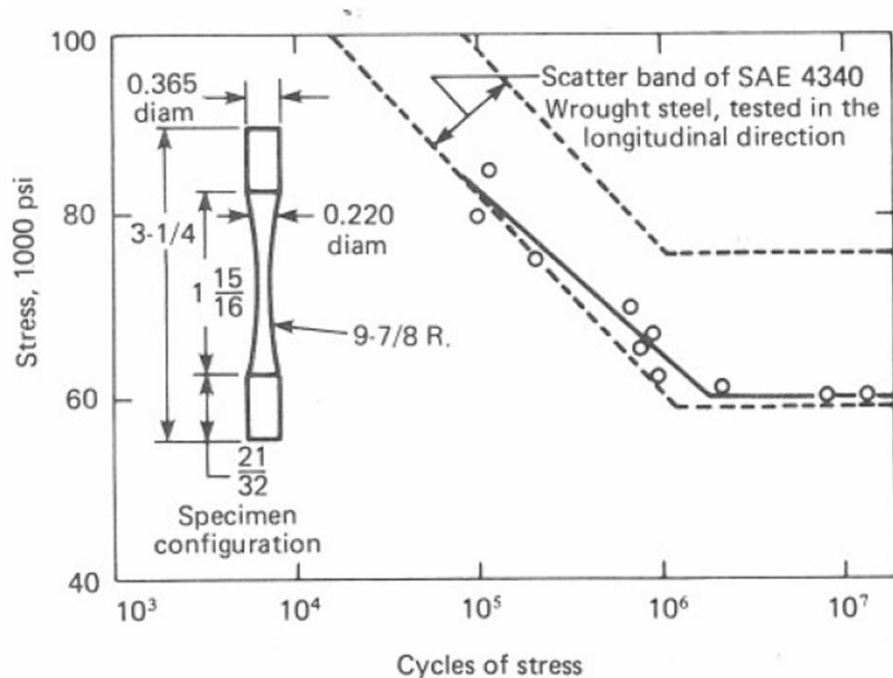


Figura 3.22.- Gráfica de fatiga del acero 4640 [21].

De acuerdo a lo resultados obtenidos en el análisis de esfuerzos por elemento finito mencionado anteriormente se obtuvo una magnitud de 94 kpsi para el nodo que sufría el mayor esfuerzo.

Como se puede apreciar en la gráfica 3.22 la vida útil correspondiente para el esfuerzo de 94 kpsi rebasa los 10,000 ciclos, esto para un espécimen con las características mostradas dentro de la misma figura.

Utilizando esta figura y el esfuerzo obtenido en el análisis del elemento finito, se graficaron las líneas de los esfuerzos que concuerdan con la vida útil correspondiente, asignando 20 valores donde los 94 kpsi es la magnitud media de los datos obtenidos.

Para esto se limpio la información contenida dentro de la gráfica y se proyectó la curva de fatiga hasta 120 kpsi para poder obtener los 10 valores situados por arriba del esfuerzo de 94 kpsi, la gráfica obtenida se muestra en la figura 3.23.

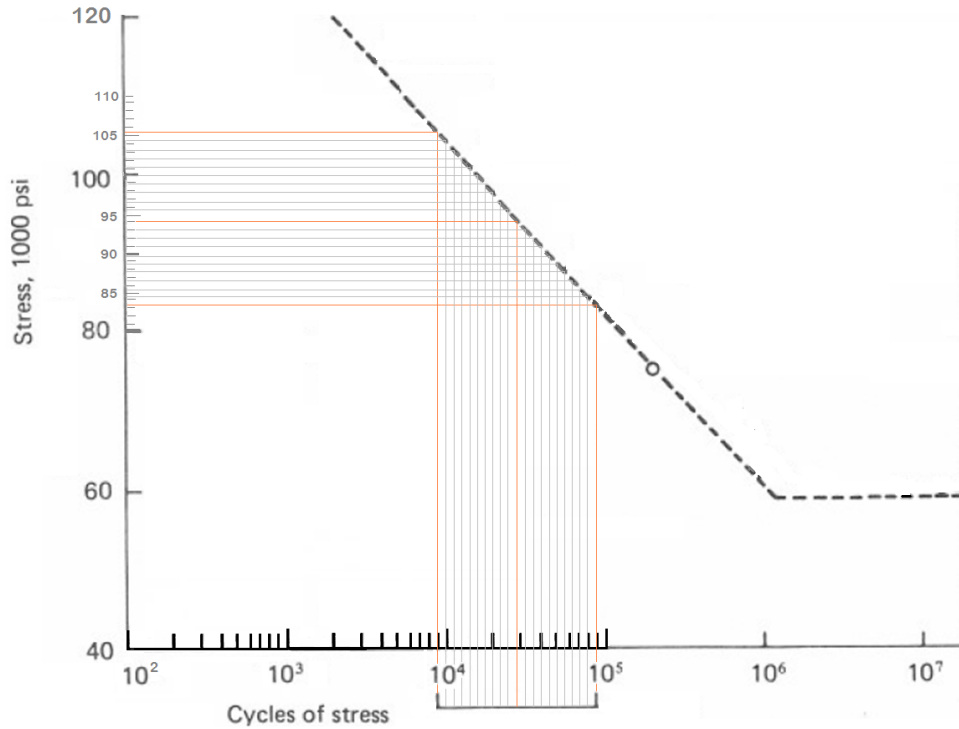


Figura 3.23.- Gráfica de esfuerzos y número de ciclos de llave modificada con un acero 4640 [21].

Con esta gráfica se obtuvo la relación existente entre el esfuerzo experimental y el número de ciclos que puede soportar el material, los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2.- Valores de la curva de fatiga del acero 4640.

	Número de ciclos	Esfuerzo psi		Número de ciclos	Esfuerzo psi
1	9000	105500	11	29000	94000
2	10000	104400	12	32000	93000
3	11600	103100	13	37000	92000
4	13300	102100	14	40000	91000
5	15000	101100	15	46000	89900
6	16600	100000	16	50000	88700
7	18300	98900	17	57000	87900
8	20000	97900	18	63000	86800
9	22500	96800	19	70000	85400
10	25000	95800	20	80000	84300

A través de esta tabla podemos conocer la vida útil aproximada que tendría la llave de torque sometida a un esfuerzo de 94 kpsi, siendo el material acero AISI 4640, alcanzando los 29000 ciclos, superando en gran medida a la vida útil de la llave original la cual es de aproximadamente 500 ciclos.

Utilizando estos datos se procedió a realizar el análisis de fatiga por medio del elemento finito en ANSYS, en la figura 3.24 se muestra el resultado arrojado por el programa del análisis de fatiga realizado.

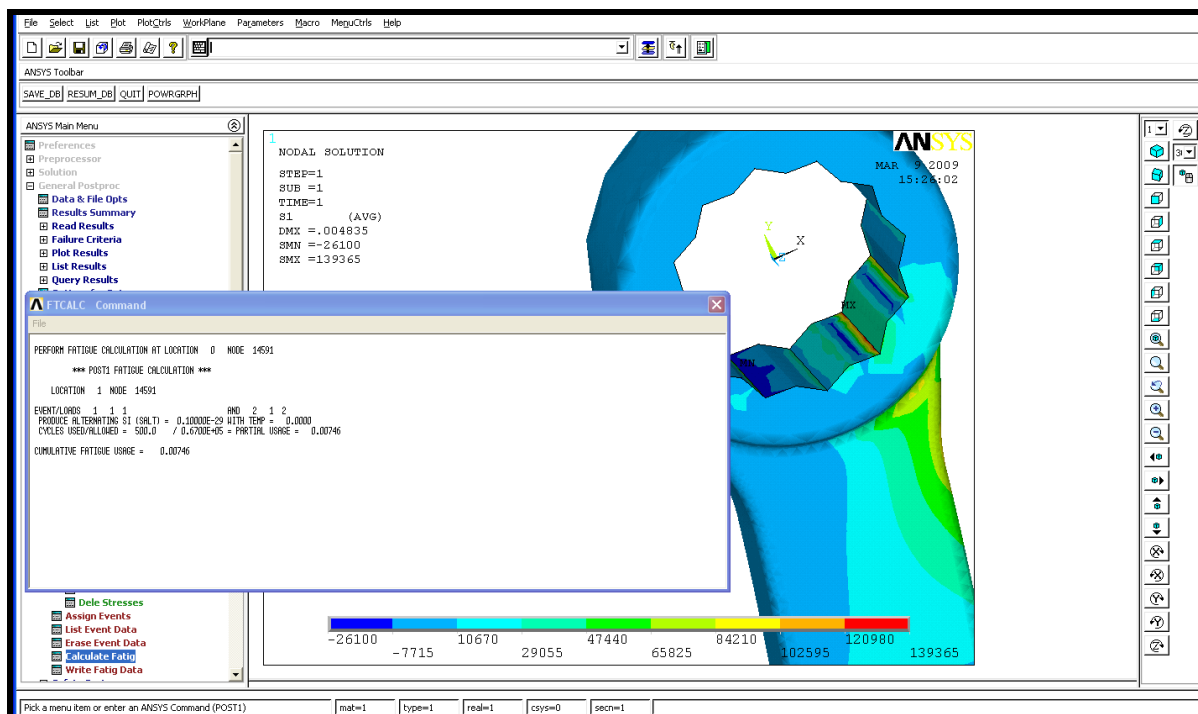


Figura 3.24.- Resultado de análisis de fatiga por elemento finito en llave modificada con acero 4640.

Como se puede apreciar el resultado arrojado por el programa es 0.7% con respecto a los 500 ciclos que soporta la llave original, teniendo el esfuerzo localizado en una de las estrías inferiores, correspondiendo la localización con la zona donde sufre el daño la herramienta original, sin embargo debido al amplio número de ciclos que soporta con este acero la fractura se presentaría en 2400 ciclos después de los que soporta la llave actualmente.

3.5.2.- Análisis de fatiga en llave modificada con acero 4340

Este material es uno de los mejores aceros grado maquinaria por su alto contenido de aleación, posee una excelente y profunda templabilidad, buena tenacidad y ductilidad y por su elevada resistencia a la tensión puede usarse en piezas sujetas a severos esfuerzos.

La aplicación de este tipo de acero es en todo tipo de partes sujetas a severos esfuerzos tales como flechas de transmisión automotrices, ejes, dados, engranes, barrenadoras, partes de perforación, cuchillos, tijeras para corte en caliente, etc.

En base a la curva de fatiga de este tipo de material se realizó el análisis de fatiga, la figura 3.25, muestra la curva de fatiga de un acero 4340.

Las propiedades mecánicas de este material se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3.- Propiedades mecánicas del acero 4340 [15].

Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi	Resistencia a la tensión kpsi	Elongación en 2 pulg %	Reducción en area %	Dureza Brinell zHb
4340	Bonificado	243	275	10	38	520

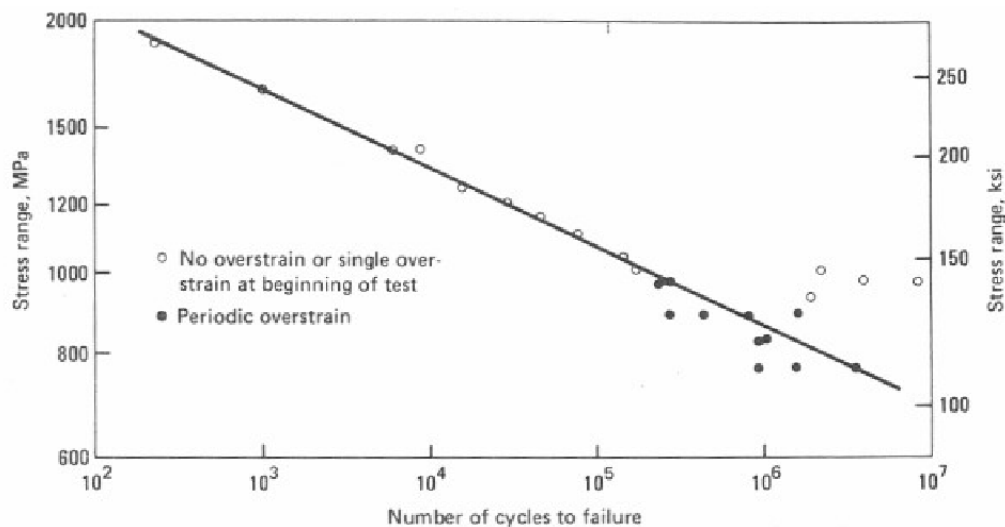


Figura 3.25.- Curva de fatiga de acero 4340 [21].

Al igual que en el apartado 3.5.1 se utilizó el resultado obtenido en el análisis de esfuerzos por elemento finito en el cual se obtuvo una magnitud de 94 kpsi reduciéndolo 208 kpsi, a partir del esfuerzo de 302 kpsi que actualmente experimenta la llave.

A diferencia de la curva de fatiga del acero 4640, en este tipo de material la vida útil correspondiente para el esfuerzo de 94 kpsi rebasa los 10^7 ciclos, evidentemente se puede observar una vida útil muy superior tanto a la del acero 4140, como a la del 4640, pasando de esta forma a una fatiga de alto número de ciclos.

Utilizando esta figura y el esfuerzo obtenido en el análisis del elemento finito, se graficaron las líneas de los esfuerzos que concuerdan con la vida útil correspondiente, asignando 20 valores donde los 94 kpsi es la magnitud media de los datos obtenidos.

Para presentar de una forma más clara la obtención de la información a partir de la gráfica, se le realizó un arreglo limpiando la información no utilizada y se proyectó la curva de fatiga hasta 85 kpsi para poder obtener los 10 valores situados por abajo del esfuerzo de 94 kpsi, la gráfica obtenida se muestra en la figura 3.26.

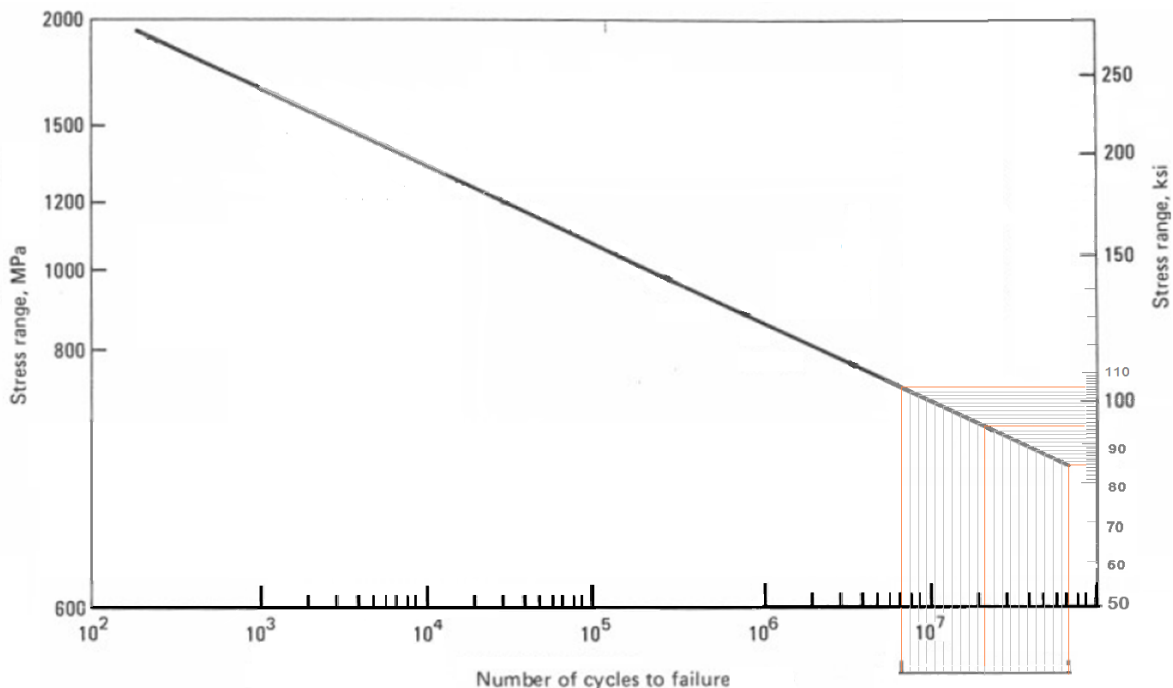


Figura 3.26.- Gráfica de esfuerzos y número de ciclos de llave modificada con un acero 4340 [21].

Con esta gráfica se obtuvo la relación existente entre el esfuerzo experimentado y el número de ciclos que puede soportar el material, donde los datos obtenidos se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3.4.- Valores de la curva de fatiga del acero 4340

Número de ciclos		Esfuerzo psi	Número de ciclos		Esfuerzo psi
1	7×10^6	105000	11	22×10^6	94000
2	8×10^6	103000	12	26×10^6	92700
3	9×10^6	101900	13	28×10^6	91900
4	9.6×10^6	100800	14	31×10^6	90900
5	11×10^6	99800	15	35×10^6	90300
6	13×10^6	99000	16	40×10^6	89400
7	14×10^6	98000	17	45×10^6	88400
8	16×10^6	96900	18	50×10^6	87500
9	18×10^6	96000	19	58×10^6	86300
10	20×10^6	94900	20	65×10^6	85600

A través de esta tabla podemos conocer la vida útil aproximada que tendría la llave de torque sometido a un esfuerzo de 94 kpsi siendo el material acero AISI 4340, aquí se puede apreciar como la herramienta alcanza los 22×10^6 ciclos, superando de esta forma tanto al acero 4140, que en base a datos obtenidos directamente de su utilización únicamente puede soportar 500 ciclos y al estudio de fatiga realizado sobre la misma herramienta rediseñada y con acero 4640 en el cual se obtuvo una vida útil de aproximadamente 29000 ciclos.

Una de las características adicionales de este material es que es un acero comercial a diferencia del acero 4640 el cual es menos común su utilización. Este acero AISI 4340 es llamado el “rey” de los aceros de aleación [22] debido a que posee mayor profundidad de endurecimiento que las aleaciones de serie 4100, además de mantener su resistencia y ductilidad a relativamente altas temperaturas

Utilizando la tabla 3.4 se procedió a realizar el análisis de fatiga por medio del elemento finito en ANSYS, en la figura 3.27 se muestra el resultado arrojado por el programa del análisis de fatiga realizado.

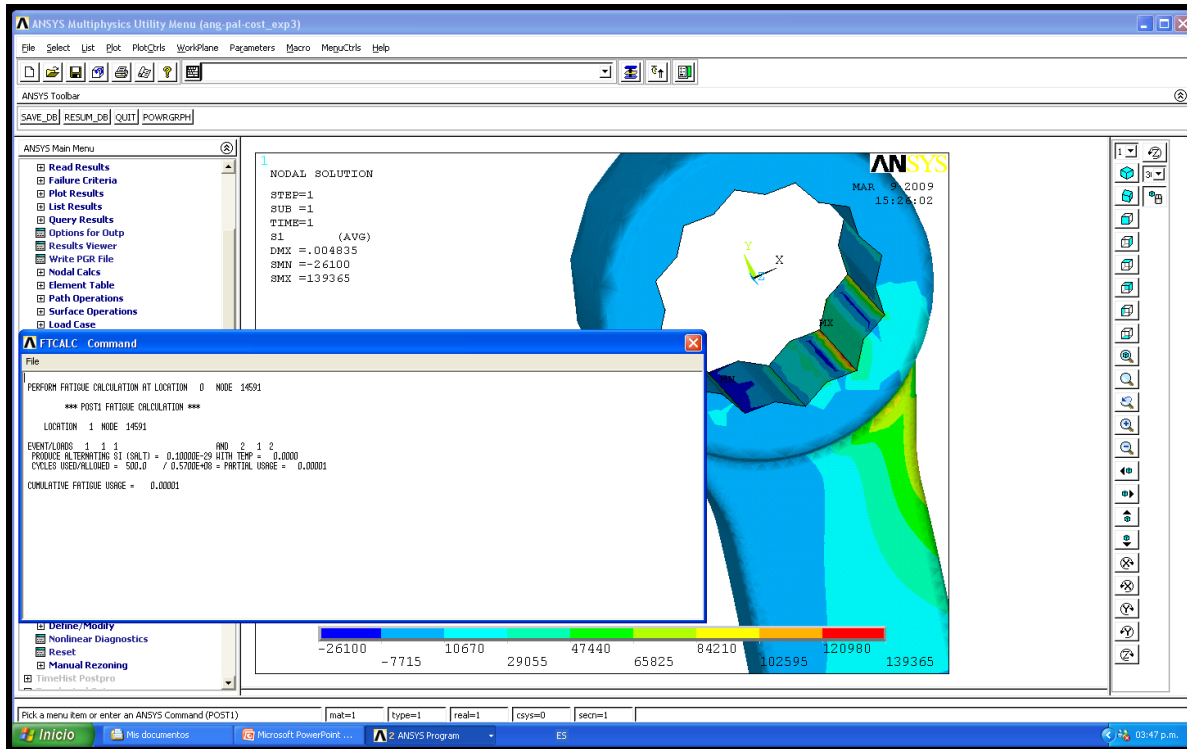


Figura 3.27.- Resultado de análisis de fatiga por elemento finito en llave modificada con acero 4340.

Como se puede apreciar el resultado de utilización arrojado por el programa es de 0.001% correspondiente a los 500 ciclos que soporta la llave original, con los cambios realizados en la configuración de la herramienta se disminuye el esfuerzo sufrido sin embargo el esfuerzo máximo sigue localizado en una de las estrías inferiores que corresponde con la localización de donde sufre el daño la herramienta original, a pesar de esto debido al amplio número de ciclos que soporta con este acero la fractura se presentaría 21.9×10^6 ciclos después, rebasando de sobre manera los ciclos que soporta la llave actualmente.

3.5.2.1.- Análisis de fatiga en llave con eliminación de chaflanes

Un análisis adicional de fatiga fue realizado a la llave original únicamente eliminando el par de chaflanes localizados en el aro de apriete tal como se explica en el punto 3.4.1.1, con la variante de realizar el análisis de vida útil con acero 4340.

En base a la curva de fatiga de este tipo de material se realizó el análisis de fatiga, la figura 3.25 muestra la curva de fatiga del acero 4340. Las propiedades mecánicas de este material se muestran en la tabla 3.3.

Se utilizó el resultado obtenido en el análisis de esfuerzos del punto 3.4.1.1 por elemento finito en el cual se obtuvo una magnitud de 197 kpsi a partir del cual se obtuvieron los 10 valores inferiores y 10 superiores de la curva de fatiga de este acero.

Utilizando esta figura y el esfuerzo obtenido en el análisis del elemento finito, se graficaron las líneas de los esfuerzos que concuerdan con la vida útil correspondiente, asignando 20 valores donde los 197 kpsi es la magnitud media de los datos obtenidos.

Para presentar de una forma más clara la obtención de la información a partir de la gráfica, se le realizó un arreglo limpiando la información no utilizada para poder obtener los valores situados en la gráfica de la figura 3.28.

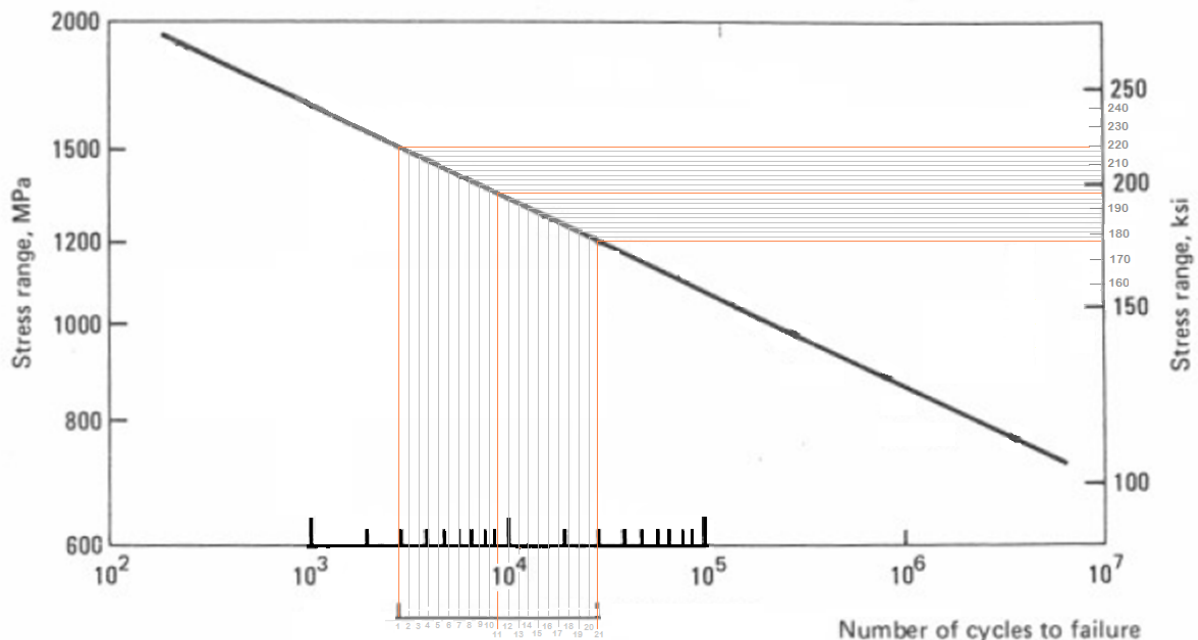


Figura 3.28.- Gráfica de esfuerzos y número de ciclos de llave original con eliminado de chaflán de acero 4340

[21].

Con esta tabla podemos observar la vida útil aproximada que tendría la llave de torque sometido a un esfuerzo de 197 kpsi en el material acero AISI 4340, aquí se puede apreciar como la herramienta alcanza los 9200 ciclos, superando de esta forma a los 500 ciclos del acero 4140, que soporta la llave original.

Como se puede apreciar en la figura 3.29 el resultado de utilización arrojado por el programa es de 1.8% correspondiente a los 500 ciclos que soporta la llave original, con los cambios realizados en la eliminación de los chaflanes de la herramienta se disminuye el esfuerzo sufrido teniendo como diferencia en este caso que el esfuerzo máximo está localizado en la unión de la palanca con el aro de la llave.

Esta zona de igual forma corresponde con la localización donde sufre el daño la herramienta original, sin embargo según este análisis la rotura comenzaría de manera inversa a cómo sucede realmente, a pesar de esto debido al amplio número de ciclos que soporta con este acero la fractura se presentaría a los 8700 ciclos después de los que soporta la llave original, superando lo que soporta la llave actualmente.

3.6.- Análisis de resultados

En el análisis de esfuerzos realizado sobre la llave original (punto 3.3) se obtuvo un valor de 302 kpsi en uno de los nodos localizados en el estriado de la herramienta el cual concuerda con la zona de fractura de la llave real, sin embargo este valor rebasa el límite de fluencia de este acero el cual es de 143 kpsi en condiciones de bonificado.

Ahora bien observando la curva de fatiga del acero 4140 en la figura 3.30 se puede apreciar que el valor de 302 kpsi se encuentra muy por encima de los valores mostrados en la escala vertical de la grafica, en este caso proyectando la curva con el esfuerzo obtenido sobrepasaría un valor menor a los cero ciclos, siendo, por lo tanto, inutilizable este tipo de acero.

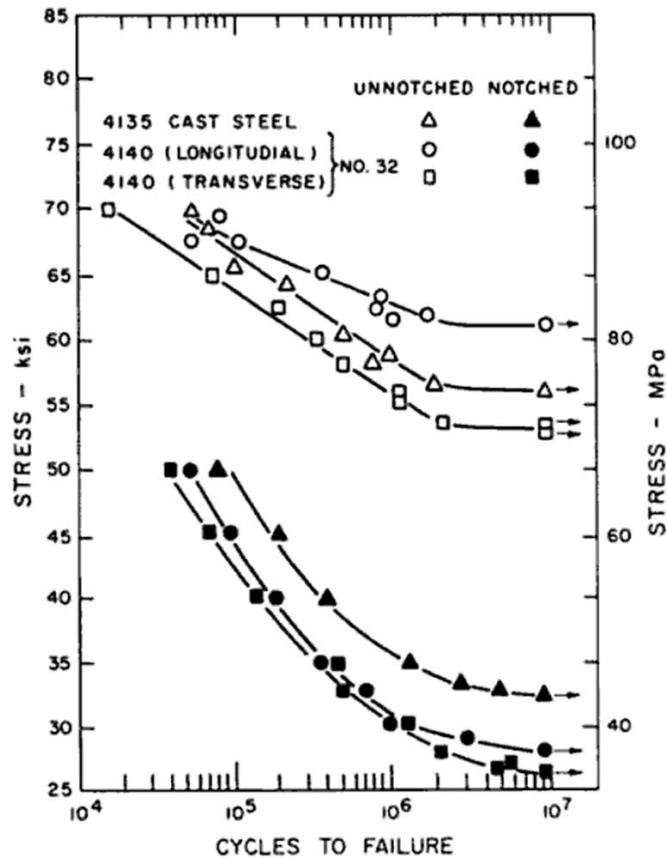


Figura 3.30.- Curvas de fatiga de aceros 4135 y 4140 [21].

Por lo tanto se vieron tres diferentes experimentos que consistían en determinar el esfuerzo principal máximo en la llave de torque por medio del análisis del elemento finito y así determinar el rediseño más adecuado que ayudara a disminuir el esfuerzo sufrido, donde cada experimento englobaba una serie de modificaciones adicionales en la configuración de la herramienta, obteniendo con esto diversos resultados que indicaban que rediseño beneficiaba más en la eficacia de la herramienta.

La obtención de los valores del esfuerzo principal máximo se muestra concentrada en la tabla 3.6, en ella se muestran los tres diferentes experimentos de rediseño con sus respectivas modificaciones adicionales, incluyendo el valor del esfuerzo nodal máximo así como el número de nodo donde se presenta el esfuerzo, el cual es necesario para realizar el análisis de fatiga en la herramienta.

Tabla 3.6.- Resumen de esfuerzos obtenidos con propuestas de rediseño.

Experimento 1.- Análisis de esfuerzos con cambio de geometría en llave			
Modificaciones	Esfuerzo principal máximo psi	Esfuerzo en nodo kpsi	Número de nodo
Eliminado de chaflanes	197,384	197	8976
Eliminado de chaflanes Modificación de estrías	197,840	197	8784
Eliminado de chaflanes Modificación de estrías Tapa de refuerzo	192,664	192	11992
Experimento 2.- Análisis de esfuerzos con ángulo de palanca recto y eliminado de chaflanes			
Modificaciones	Esfuerzo principal máximo psi	Esfuerzo en nodo kpsi	Número de nodo
Angulo de palanca recto Eliminado de chaflanes	209,660	184	7328
Refuerzos laterales	139,365	94	14591
Tapa de refuerzo	222,030	184	3281
Refuerzos laterales Tapa de refuerzo	147,725	96	11285
Experimento 3.- Análisis de esfuerzos con ángulo de palanca recto, eliminado de chaflanes y modificación de estrías			
Modificaciones	Esfuerzo principal máximo psi	Esfuerzo en nodo kpsi	Número de nodo
Angulo de palanca recto Eliminado de chaflanes Modificación de estrías	187,393	187	7558
Refuerzos laterales	144,401	94	14587
Tapa de refuerzo	186,336	186	3265
Refuerzos laterales Tapa de refuerzo	133493	96	112885

En el primer experimento realizado sobre la llave de torque se muestran los valores obtenidos con cada modificación adicional, el valor que se toma en consideración es el esfuerzo que se presenta en el nodo que es con el cual se realiza el análisis de fatiga, en este experimento la mejor modificación según el esfuerzo obtenido es el eliminado de chaflanes, modificación en la estrías y la adición de la tapa de refuerzo presentando como mínimo esfuerzo obtenido 192 kpsi.

En el experimento número dos se realizan los análisis con dos modificaciones que se mantendrán fijas en la configuración de la herramienta. Éstas son el ángulo recto en la palanca de apriete y el eliminado de chaflanes, como se puede apreciar en el experimento dos de la tabla 3.6 la opción que presenta el menor daño en el nodo es la adición de refuerzos con un esfuerzo de 94 kpsi, quedando como mejor opción el rediseño con las siguientes características: modificación de ángulo de palanca, eliminación de chaflanes y colocación de refuerzos laterales.

En el tercer experimento de la tabla 3.6 se muestran como modificaciones fijas la eliminación de chaflanes, modificación de estriado, y modificación de ángulo de palanca, donde el mejor cambio adicional resultó la colocación de refuerzos laterales con un esfuerzo nodal máximo de 94 kpsi al igual que en el experimento dos.

Si observamos los resultados de esfuerzos obtenidos de manera general se tienen dos opciones de rediseño en las cuales el esfuerzo resulta ser el mínimo alcanzado, con la adición de refuerzos laterales tanto en el experimento 1 como en el 2, resultando de 94 kpsi.

Para decidir entre estas dos opciones se tomó como consideración la propuesta que tuviera menos modificaciones, resultando la adición de refuerzos laterales del experimento 2 la mejor opción de rediseño, para posteriormente realizarle los análisis de fatiga con los materiales propuestos en los apartados 3.5.1 y 3.5.2.

Tabla 3.7.- Resultados de pruebas de fatiga.

Material	Descripción de rediseño	Tipo de acero	Esfuerzo obtenido	Número de ciclos	Porcentaje de utilización
4640	Eliminación de chaflanes Ángulo recto de palanca Refuerzos laterales	4640	94	29,000	0.70%
4340	Eliminación de chaflanes Ángulo recto de palanca Refuerzos laterales	4340	94	22×10^6	0.001%
4340	Eliminación de chaflanes	4340	197	9,200	1.80%

En la tabla 3.7 se muestran los análisis de fatiga realizados a la herramienta, en ella se muestran la descripción de las modificaciones realizadas en la herramienta, el tipo de acero con el cual fue realizado el análisis de fatiga, el valor del esfuerzo obtenido con la propuesta de rediseño, el número de ciclos obtenido, y el porcentaje de utilización arrojado por el programa ANSYS de acuerdo a la curva de fatiga obtenida en cada análisis.

En el primer análisis de fatiga realizado el acero propuesto fue el 4640 seleccionado por su límite de fluencia (tabla 3.1), más elevado con respecto al acero 4140, donde con el esfuerzo obtenido y graficando los valores en su curva de fatiga se obtuvieron 29,000 ciclos correspondientes al 0.7% de su utilización, sin embargo realizando el análisis de fatiga con el acero 4340 el cual posee un límite de fluencia (tabla 3.3) más elevado que el acero 4640 se obtuvieron 22×10^6 ciclos, colocando a este acero como mejor opción para el cambio de material de la herramienta.

Una propuesta adicional fue considerar la menor modificación sobre la herramienta con el material más resistente quedando como rediseño la eliminación de chaflanes del experimento 1, realizando el análisis de fatiga con el acero 4340, con esta opción se obtuvieron 9,200 ciclos equivalentes al 1.8% de utilización de la herramienta original, sin embargo con la vida útil obtenida en la segunda opción de la tabla 3.7 con 22×10^6 ciclos existe una diferencia muy arraigada como para considerarla superior a esta.

CONCLUSIONES

De acuerdo al resultado obtenido en el punto 3.3, el esfuerzo al que la llave está expuesto se encuentra muy por encima del límite de fluencia del material 4140 en condiciones de bonificado.

Según la información ofrecida por el proveedor de la herramienta, la manufactura de esta se realiza a partir del material mencionado, sin embargo de acuerdo a la gráfica 3.30 del apartado 3.6 la curva de fatiga de este acero rebasaría los cero ciclos hacia un valor negativo para alcanzar la magnitud del esfuerzo de 302 kpsi (punto 3.3), lo cual no concuerda con la vida útil que posee la herramienta en el uso real, ya que de acuerdo a los datos recabados en la operación resiste un promedio de 500 ciclos con lo que queda fuera de los parámetros indicados en la curva de fatiga de este acero.

Cabe mencionar que el único dato proporcionado por el fabricante fue el tipo de acero con el cual es manufacturada la herramienta, ya que información adicional es restringida debido a secretos industriales.

Con una información tan limitada no se sabe a qué tipos de tratamientos térmicos está siendo sometido este acero ni a que rangos de temperatura se le llevan a cabo, para lograr que la llave soporte esfuerzos tan altos a la cantidad de ciclos mencionados, incluso queda abierta la probabilidad de que no sea el acero indicado por el fabricante lo cual únicamente podría ser determinado mediante una microscopia electrónica de barrido o con un espectrofotómetro de admisión para conocer la composición química del material.

Con este previo análisis se puede apreciar que la herramienta soporta más ciclos de los que debería de soportar con un acero 4140 bonificado. Independientemente de que tipo de material este fabricada la llave y cual sea su composición química, se realizaron en primera instancia una serie de propuestas de rediseño en los cuales se modificaba la configuración y geometría de la herramienta con el fin de reducir el esfuerzo sufrido y así lograr de esta forma que la herramienta soporte una mayor cantidad de ciclos de acuerdo a la curva de fatiga del acero 4140.

Con estos cambios se logró reducir el esfuerzo de 302 kpsi a 94 kpsi resultando como mejor opción el rediseño de la llave con las siguientes modificaciones: eliminación de chaflanes del aro de apriete, modificación de ángulo de palanca y colocación de refuerzos laterales, sin embargo con este esfuerzo la vida útil de la herramienta seguía estando muy por debajo de los 500 ciclos tomando como referencia la curva de fatiga del acero 4140.

Por lo tanto se propusieron dos diferentes materiales para la manufactura de la llave los cuales poseían un límite de fluencia más elevado que el acero 4140, los materiales propuestos fueron el acero AISI 4340 y AISI 4640 donde los análisis de fatiga realizados sobre ambos aceros demostró que el acero 4340 supera con una enorme ventaja al acero 4640 ya que los ciclos obtenidos con el primero, para un esfuerzo de 94 kpsi indica una vida útil de 22×10^6 ciclos, mientras que con el acero 4640 se obtuvieron 29000 ciclos, con esta importante diferencia de ciclos se seleccionó lógicamente el acero 4340 el cual además de sus propiedades superiores a las del acero 4640, es un acero comercial de uso común en la industria mientras que el acero 4640 es utilizado para aplicaciones mas especiales lo que lo vuelve un acero raro de encontrar en el mercado.

En el análisis de fatiga adicional mostrado en la sección 3.5.2.1 se tomó el rediseño realizado en el punto 3.4.1.1 en el cual únicamente es eliminado el par de chaflanes localizados en el aro de apriete de la herramienta solo que en lugar de acero 4140 se analizó con acero 4340 resultando con una vida útil de 9200 ciclos, la ventaja de esta opción es que el cambio realizado en la geometría de la llave es mínimo y se conservaría en gran medida la configuración inicial de la herramienta teniendo como modificación significativa el cambio de material de la llave.

Debido a que el propósito de esta tesis es obtener la herramienta más eficaz para la operación descrito de manera que se le pueda sacar el mayor provecho posible durante su operación se selecciona como mejor propuesta de rediseño la descrita en el punto 3.4.2.1 fabricada con acero 4340 el cual según sus características posee excelentes propiedades para el maquinado [22].

Respecto a la forma en la que la llave puede ser fabricada, debido al modelo obtenido en el rediseño final tanto el contorno como el estriado de la herramienta pueden ser fabricados por

medio de una maquina EDM (Electrical Discharge Machining) por sus siglas en inglés mecanizado por descarga eléctrica la cual por medio de un hilo de latón bañado de un líquido dieléctrico circula una corriente eléctrica cortando el material por medio de electroerosión con una precisión de 0.01 mm a 0.05 mm.

Actualmente la planta cuenta con este equipo complementando el taller de maquinados en el cual se realizarían los desbastes adicionales de la configuración final del rediseño de la herramienta. El material propuesto está disponible con distribuidores de acero de la localidad por lo cual no se tendría problema en conseguirlo para proceder a la fabricación.

Recomendaciones para trabajos futuros

Un análisis adicional realizado sobre la llave de torque intercambiable fue un estudio metalográfico donde el resultado obtenido de la muestra indica que la estructura cristalina de la pieza es martensita revenida (ver figura 1), esto debido a que la pieza analizada es una herramienta previamente manufacturada la cual para su uso, fue sometida a un tratamiento térmico donde los resultados obtenidos muestran fue un temple revenido.

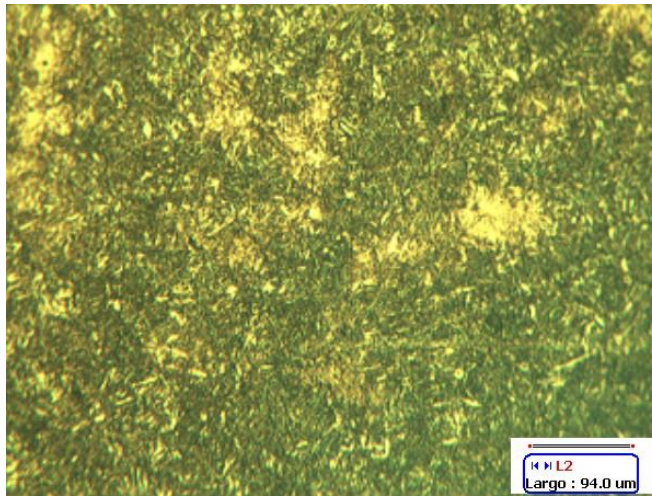


Figura 1.- Metalografía de llave intercambiable de torque acero ANSI 4140 (aumento de 400x).

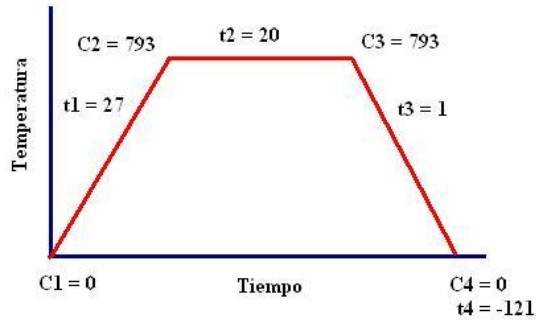
Después de haber realizado el análisis metalográfico se procedió a tomar la dureza de la muestra en un durómetro Rockwell con una carga de 150 kg obteniendo una dureza de 43 Rockwell C.

A manera de experimentación se recortó una parte de la herramienta para someterla al tratamiento termoquímico de cementación sólida para observar de qué manera se comportaba la dureza llevándola a través de las cuatro etapas de este tratamiento a saber: deposición, difusión, normalizado y temple.

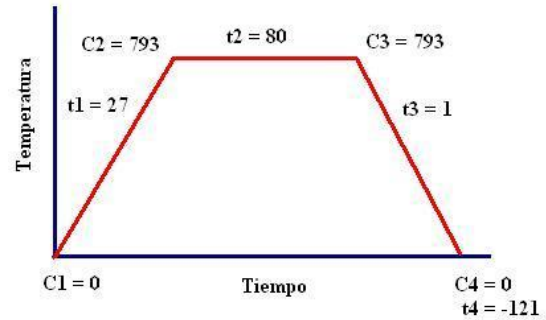
En la figura 2 se muestran los ciclos térmicos de las cuatro etapas del tratamiento termoquímico de la cementación sólida. La proporción asignada para esta práctica fue de 60% de grafito y 40% de activador, siendo en este caso 10 gramos de grafito natural y 6.6 gramos de carbonato de bario

para la cementación de la barra de acero 4140, y 9 gramos de grafito natural y 6 gramos de carbonato bario para la llave de torque intercambiable de acero 4140.

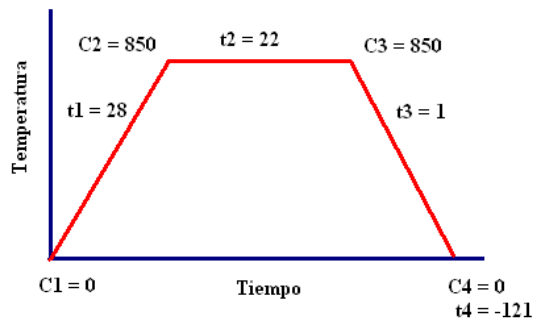
Ciclo térmico para tratamiento de deposición



Ciclo térmico para tratamiento de difusión



Ciclo térmico para tratamiento de normalizado.



Ciclo térmico para tratamiento de temple.

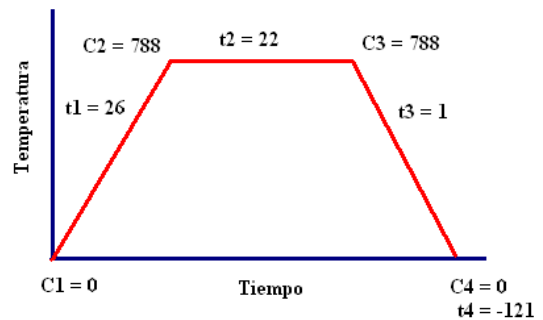
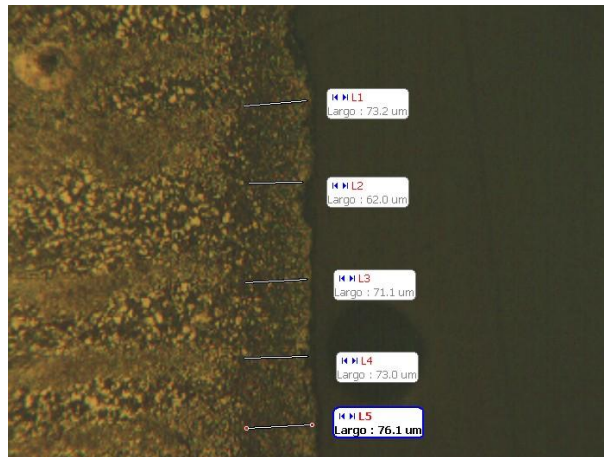
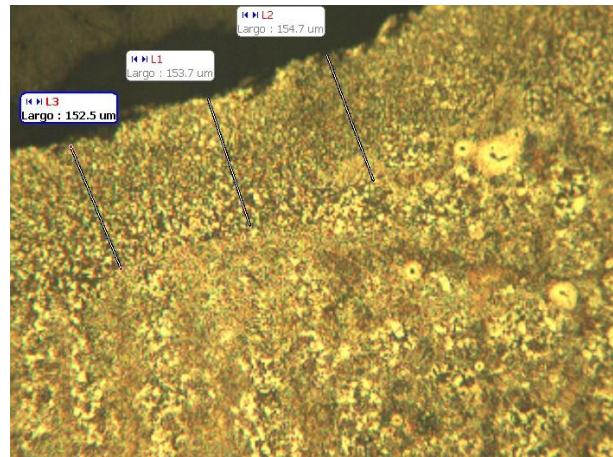
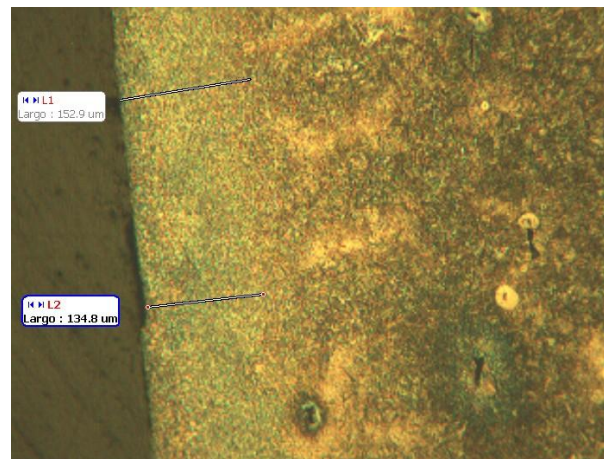
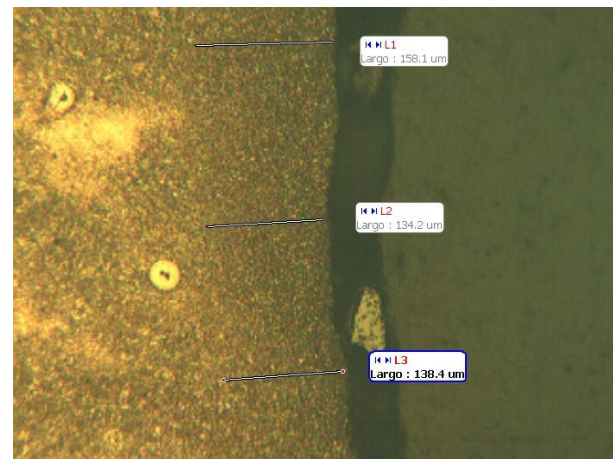


Figura 2.- Etapas de la cementación sólida.

Primeramente se debe de aclarar que no se consideró adecuadamente la temperatura de austenización para un acero 4140, ya que el diagrama de hierro carbono utilizado tiene discrepancias con respecto a otros diagramas, además de que tablas proporcionadas por fabricantes de este material recomiendan temperaturas de temple de entre 830 a 860 °C, siendo que en esta experimentación la temperatura de temple fue de 788 °C.

Considerando lo anteriormente mencionado, se analizaron las metalografías obtenidas en las diferentes etapas de la cementación sólida con las respectivas profundidades de capa en cada una de ellas, las cuales se muestran en la figura 3.

Metalografía de deposición (aumento de 200x).*Metalografía de difusión (aumento de 200x).**Metalografía de normalizado (aumento de 200x).**Metalografía de temple (aumento de 200x).**Figura 3.- Metalografías de las etapas de la cementación sólida.*

La dureza obtenida en la llave de torque después de la cementación fue ligeramente por arriba de los 68 Rockwell C con una profundidad de capa promedio de 140 micras, se puede apreciar como el tratamiento termoquímico de cementación produce dos tipos de materiales, uno superficial con una dureza muy elevada resistente a la abrasión y otro en su interior, tenaz y resistente a la fractura, ambos en una misma pieza.

En base a estos datos obtenidos queda abierta para una futura investigación el someter la llave completa a este tratamiento con las temperaturas correctas en los ciclos térmicos, variando los porcentajes de activador y grafito natural, de esta forma someter la llave a prueba para determinar la vida útil que podría soportar con dicho tratamiento.

Una recomendación adicional para trabajos futuros es llevar acabo la fabricación de la llave con el rediseño propuesto en esta tesis sometiéndola posteriormente a un tratamiento térmico de bonificado para mejorar sus propiedades.

Una vez obtenida la herramienta final se puede introducir para su uso en la operación de apriete de flechas y monitorear su funcionalidad, o de igual manera someterla a prueba realizando aprietes en una junta que simule las condiciones originales hasta comprobar que su vida útil supera los 500 ciclos que soporta la llave original.

Referencias

- [1] Alex Groner and Barry Provorse. "PACCAR The Pursuit of Quality". Documentary Media. Fourth Edition. Seattle , Washington 2005.
- [2] Steve F. Krar, Albert F. Check. Technology of Machine Tools. Alfaomega. Quinta edición. México D. F. pp 869. (2002).
- [3] AIMCO, Assembly Tool Catalog, www.aimco-global.com, (catálogo de herramental neumático para apriete).
- [4] Atlas Copco Tools and Assembly, Fastening Seminar, (seminario de introducción al funcionamiento de herramental *DCTool*, "*herramientas de torque controlado de corriente directa*").
- [5] Robert L. Mott. Machine Elements in Mechanical Design. Prentice Hall. Segunda edición. Edo. México. pp. 787. (1995).
- [6] Tirupathi R. Chandrupatla, Ashok D. Belegundu, Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería. Prentice Hall. Segunda edición. Edo. de México. pp. 462. (1999).
- [7] Hrennikoff, A., "Solution of Problems in Elasticity by the Frame Work Method" Journal of Applied Mechanics, Vol. 8, No. 4, pp. 169-175, Dec. 1941.
- [8] Courant, R., "Variational Methods for the Solutions of Problems of Equilibrium and Vibrations," Bulletin of the Mathematical Society, Vol. 49, pp. 1-23, 1943.
- [9] Tuner, M. J., Clough, R. W., Martin, H. C., and Topp, L. J., "Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, "Journal of Aeronautical Sciences, Vol. 23, No. 9, pp. 805-824, Sept. 1956.

[10] Martin, H. C., "Plane Elasticity Problems and the Direct Stiffness Method," The Trend in Engineering, Vol. 13, pp. 5-19, Jan. 1961.

[11] Gallager, R. H., Padlog, J., and Bijlaard, P. P., "Stress Analysis of Heated Complex Shapes," Journal of the American Rocket Society, Vol. 32, pp. 700-707, May 1962.

[12] Melosh, R. J., "Structural Analysis of Solids," Journal of the Structural Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, pp. 205-223, Aug. 1963.

[13] Daryl L. Logan."A First Course in the Finite Element Method". Broock/Cole Thomson Learning. Third Edition. California USA 2002.

[14] Bernard J. Hamrock, Bo Jacobson, Steven R. Schmid. Elementos de Maquinas. Mc Graw Hill. Primera edición. México D. F. (2000)

[15] Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell. Mechanical Engineering Design. Mc Graw Hill. Cuarta edición. México.. (1986).

[16] M. en C. Jorge Ramos Watanave, Dr. Guillermo Urriolagoitia Calderón. Curso El Diseño de Maquinaria. 1er Congreso Internacional de la sección de Estudios de Posgrado e Investigación de ESIME. (1996).

[17] Roy R. Craig, Jr. Mecánica de Materiales. Grupo Editorial Patria. Primera edición en español. México D. F. (2007).

[18] Robert L. Norton. "Diseño de Máquinas". Pearson Prentice Hill. Edo. de México 1999.

[19] Anderson/Leaver/Rawlings/Alexander-Noriega. Ciencia de los materiales. Lumisa.

[20] Miguel Escribano Rodenas, El Análisis por Elementos Finitos: Una Metodología muy Reciente en Economía, Departamento de Economía Financiera y Contabilidad Escuela

Universitaria de Estudios Empresarial Universidad Complutense de Madrid,
<http://www.uv.es/asepuma/XIV/comunica/117.pdf>.

[21] Howard E. Boyer. Atlas of Fatigue Curves. ASM International. Novena edición. Ohio (2006).

[22] Materials Resource. EMJ.