

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ÁREA DE POSGRADO
MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA



Rediseño del radio de filete circunferencial en los ejes de un rodillo
transportador

TESIS

Que presenta para obtener el grado de MAESTRO EN CIENCIAS

José Alonso Valenzuela Gutiérrez

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Álvaro González Ángeles

Mexicali B.C.

22 de Octubre 2010

Agradecimientos.

Lograr cumplir los objetivos que se plantearon en el presente proyecto ha sido gracias a la participación de las personas, organismos (*CONACYT*) e instituciones educativas que me brindaron su apoyo, permitiendo que logre un desarrollo como persona e investigador. Adquiriendo conocimiento científico multidisciplinario, al recibir apoyo y orientación del grupo de investigadores con el cual cuenta la Universidad Autónoma de Baja California (Facultad de Ingeniería). Especialmente del Dr. Álvaro González Ángeles quien siempre estimuló el interés de investigación, transmitiendo sus conocimientos; de esta forma su guía ha influido en la dedicación requerida por los proyectos de investigación.

Un agradecimiento especial a la Universidad Central de Venezuela (Facultad de Metalurgia y Ciencia de los Materiales) y a las personas por quien fue posible ampliar mis conocimientos en la caracterización de materiales.

ÍNDICE GENERAL

Índice de figuras.	III
Índice de tablas.	VI
Resumen.	VII
Abstract.	VIII
Hipótesis.	IX
Objetivo.	IX
Objetivos específicos.	IX
Metas.	IX
Justificación.	IX
 Capítulo I Antecedentes.	
1.1 Introducción.	1
1.2 Historia de la empresa.	2
1.3 Diseño original del radio de filete circunferencial de 0.5 plg.	2
1.4 Historia de los metales.	3
1.5 Clasificación de aceros.	5
1.6 Manufactura de productos de acero en barras por colada continua.	9
1.7 Historia, evolución y aplicaciones del rodillo.	10
1.8 Historia del estudio en fallas por fatiga y su evolución.	12
 Capítulo II Marco teórico.	
2.1 Tolerancias y ajustes dimensionales.	14
2.2 Propiedades mecánicas.	15
2.3 Composición química del acero <i>AISI/SAE 1045</i> .	17
2.4 Esfuerzo y deformación.	18
2.5 Transmisión de potencia por ejes circulares.	23
2.6 Fuerzas resultantes en poleas acanaladas para bandas en forma de <i>V</i> .	24
2.7 Densidad.	26
2.8 Esfuerzo normal máximo.	27
2.9 Esfuerzo cortante máximo.	27
2.10 Momento flexionante resultante.	27
2.11 Círculo de Mohr.	28

2.12	Esfuerzos fluctuantes.	32
2.13	Concentración de esfuerzos.	32
2.14	Fractura.	34
2.15	Fatiga.	34
2.16	Teorías de fallas por fatiga.	37
2.17	Límite de resistencia a la fatiga.	46
2.18	Factores de seguridad.	52
2.19	Tratamientos térmicos del acero.	54
2.20	Tratamientos termoquímicos del acero.	56
2.21	Microscopía óptica metalúrgica.	58
2.22	Difracción de rayos <i>X</i> .	58
2.23	Microscopía electrónica de barrido (<i>SEM</i>).	59
2.24	Metodo de elemento finito (Ansys).	60

Capítulo III Análisis experimental.

3.1	Análisis y evaluación de las condiciones de operación en el eje del rodillo.	62
3.2	Rediseño del radio de filete circunferencial de hombro.	75
3.2.1	Determinación del radio de filete mínimo.	82
3.3	Simulación del radio de filete circunferencial de hombro rediseñado.	86
3.4	Evaluación del procedimiento de maquinado de los ejes.	86
3.5	Parámetros para mecanizar los ejes del acero <i>AISI/SAE</i> 1045 templado y revenido.	88
3.6	Caracterización del acero <i>AISI/SAE</i> 1045.	89
3.7	Tratamiento térmico de temple y revenido al acero <i>AISI/SAE</i> 1045.	90

Capítulo IV Resultados y discusiones.

4.1	Resultados.	93
4.2	Discusiones.	102
4.3	Conclusiones.	103
4.4	Recomendaciones para trabajos futuros.	104

Anexo I	Memoria de cálculos.	105
Anexo II	Gráficos.	108
Anexo III	Planos.	111
Referencias.		113

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1	Diseño original del radio de filete de 0.5 p/g (a) y sistema de rodillos transportadores (b).	3
Fig. 1.2	Histórico horno Bessemer.	4
Fig. 1.3	Grabado del trabajo en una fragua en la edad media.	4
Fig. 1.4	Diagrama del proceso colada continua.	9
Fig. 1.5	Elemento denominado rodillo.	10
Fig. 1.6	Rodillos de carga.	11
Fig. 1.7	Transportador de rodillos.	12
Fig. 1.8	Rodillos de laminación.	12
Fig. 2.1	Diagrama esfuerzo-deformación de materiales dúctiles en tensión.	20
Fig. 2.2	Dimensiones proporcionales al espécimen redondo en pruebas estándar a tensión.	22
Fig. 2.3	Eje transmisor de un par de torsión t constante con velocidad angular ω .	23
Fig. 2.4	Fuerzas sobre poleas acanaladas.	24
Fig. 2.5	Círculo de Mohr para esfuerzos.	28
Fig. 2.6	Esfuerzo cortante y normal en un sistema de ejes.	31
Fig. 2.7	Convención de signos para esfuerzos cortantes y normales.	31
Fig. 2.8	Evolución de la falla.	36
Fig. 2.9	Envolvente de mohr.	40
Fig. 2.10	Diagrama de Goodman modificado para fatiga de materiales dúctiles.	43
Fig. 2.11	Diagrama de Goodman modificado, mostrando la línea de esfuerzo seguro.	43
Fig. 2.12	Comparación del método Gerber, Goodman, Soderberg y elíptica ASME para esfuerzos fluctuantes en materiales dúctiles.	45
Fig. 2.13	Bloque con cavidad esférica.	46
Fig. 2.14	Efecto del tamaño de probeta sobre el límite de fatiga en flexión y torsión con inversiones.	49
Fig. 2.15	Gráficas de distribución de esfuerzo y resistencia que muestran el esfuerzo medio μ_σ y la resistencia media μ_s .	50
Fig. 2.16	Tensiones admisibles en distintos tipos de materiales.	53
Fig. 2.17	Influencia directa de temperatura de revenido, sobre la dureza y resiliencia en aceros al carbón.	55
Fig. 2.18	Fatiga de un acero semiduro, con tratamiento de temple y revenido.	56

Fig. 2.19	Reflexión de rayos X .	59
Fig. 2.20	Descripción esquemática de un SEM .	60
Fig. 3.1	Cargas (W_R, R_3, W_P y F_B) y reacciones (R_1 y R_2) sobre el rodillo y sus ejes.	63
Fig. 3.2	Componentes F_1 y F_2 , de la fuerza de flexión (eje) y fuerza impulsora neta (polea).	65
Fig. 3.3	Componentes F_1 y F_2 de la fuerza de flexión F_B .	66
Fig. 3.4	Coordenadas en el plano x,y para los centros de gravedad de cada figura geométrica en el rodillo.	67
Fig. 3.5	Diagrama de fuerzas P_1 a P_8 y reacciones R_1 a R_4 sobre los rodillos por el peso del cartón.	68
Fig. 3.6	Diagrama de fuerzas P_7, P_8 y reacciones R_{4x}, R_{4y} en el punto del rodillo frontal looper.	68
Fig. 3.7	Diagrama de fuerzas y reacciones en los puntos denominados rodillo inferior y rodillo frontal looper.	70
Fig. 3.8	Esquema de fuerzas (W_R, R_{3y}, W_P, F_{By}) y reacciones (R_{1y}, R_{2y}) que actúan sobre el rodillo en el plano x, y .	71
Fig. 3.9	Esquema de fuerzas (P_{5x}, F_{Bx}) y reacciones (R_{1x}, R_{2x}) que actúan sobre el rodillo en el plano x, z .	73
Fig. 3.10	Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante sobre el plano x,y .	74
Fig. 3.11	Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante sobre el plano x,z .	75
Fig. 3.12	Momento flector máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.	76
Fig. 3.13	Momento cortante o tangencial máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.	77
Fig. 3.14	Esfuerzos normales máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.	78
Fig. 3.15	Esfuerzos cortante o tangencial máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.	79
Fig. 3.16	Torno paralelo manual monarch modelo 16" W .	87
Fig. 3.17	Cortadora de disco Metacut- $M250$ (a) y microscopio trinocular (b).	90
Fig. 3.18	Horno Sentro Tech Corp modelo $ST-1200.7812$.	90
Fig. 3.19	Ciclo de temple y revenido para el acero al carbón $AISI/SAE 1045$.	91
Fig. 3.20	Microscopio electrónico de barrido Hitachi modelo $S-2400$.	91

Fig. 3.21 Prensa Tinius Olsen modelo <i>H 25K-T8</i> (a) y microindentador digital modelo HVS-1000a (b).	92
Fig. 4.1 Esfuerzo máximo (von Mises) para un radio de 0.5 <i>plg.</i>	94
Fig. 4.2 Esfuerzo máximo (von Mises) para un radio de 0.8942 <i>plg.</i>	95
Fig. 4.3 Esfuerzo máximo (von Mises) para un radio de 3.022 <i>plg.</i>	95
Fig. 4.4 Esfuerzo-deformación del acero <i>AISI/SAE 1045</i> .	96
Fig. 4.5 Relación de dureza y resistencia última de tensión del acero <i>AISI/SAE 1045</i> .	97
Fig. 4.6 Fotomicrografía a 400x en corte longitudinal (a) y transversal (b) al acero <i>AISI/SAE 1045</i> .	98
Fig. 4.7 Fotomicrografías obtenidas por <i>SEM</i> a 6000x (a) y a 10000x (B) al acero <i>AISI/SAE 1045</i> .	98
Fig. 4.8 Microestructura obtenida por <i>SEM</i> a una magnificación de a) 600x y b) 1500x.	100
Fig. 4.9 Fotomicrografías a una magnificación de 500x a) y b).	100
Fig.4.10 Microestructuras obtenida a través de un microscopio trinocular a una magnificación de 400x, a)temple 1508°F (820°C), b)temple 1508°F (820°C) y revenido 392°F (200°C), c)temple 1508°F (820°C) y revenido 860°F (460°C), d)temple 1508°F (820°C) y revenido 1202°F (650°C).	101

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Clasificación <i>AISI/SAE</i> .	8
Tabla 2.1	Composición química de acero 1045 según <i>AISI/SAE</i> .	17
Tabla 2.2	Propiedades mecánicas del acero 1045, 4340 y 8620 según <i>AISI/SAE</i> .	17
Tabla 2.3	Condiciones que afectan el límite de fatiga.	47
Tabla 2.4	Parámetros para el acabado superficial.	48
Tabla 2.5	Factores de confiabilidad k_t , correspondiente a una desviación estándar de 8% de límite de fatiga.	51
Tabla 3.1	Interpolación para flexión con un valor de $k_t = 1.083$.	82
Tabla 3.2	Interpolación para torsión con un valor de $k_t = 1.083$.	82
Tabla 3.3	Interpolación para flexión con un valor de $k_t = 0.4183$.	86
Tabla 3.4	Interpolación para torsión con un valor de $k_t = 0.4183$.	86
Tabla 3.5	Velocidades de corte, avances, profundidad y potencia.	89
Tabla 3.6	Costo en la fabricación del rodillo en aceros <i>AISI/SAE</i> 1045, 4340 y 8620.	89
Tabla 4.1	Factores para un esfuerzo máximo de von Mises 20,628.32 lb/plg^2 .	93
Tabla 4.2	Esfuerzos máximos de von Mises (Ansys Workbench).	96
Tabla 4.3	Ensayo de dureza y tensión a muestras del acero <i>AISI/SAE</i> 1045.	97

Resumen.

Estudios han mostrado que las fallas por fatiga bajo esfuerzo repetido alternante o cíclico, causó la rotura de materiales a un nivel de esfuerzo por debajo del esfuerzo último de tensión y/o esfuerzo de fluencia del material. En el presente trabajo se estudió la falla por fatiga en el radio de filete de un eje de acero *AISI/SAE* 1045, utilizado como rodillo de carga en la industria del papel. Se infirió, que la falla prematura del eje fue consecuencia de la fabricación, debido a que el diseño en el radio de filete circunferencial no se realizó bajo análisis de esfuerzo.

Se propuso rediseñar un radio de filete de hombro bajo análisis de esfuerzo, determinando el radio mínimo para el nivel de esfuerzo requerido en los ejes del rodillo. El análisis de diseño fue realizado por el método analítico y validado por el método computacional Ansys. Además, se incrementó la resistencia a tensión bajo condiciones estáticas en la superficie del eje de acero *AISI/SAE* 1045, con un endurecimiento por tratamiento térmico de temple a 1508°F (820°C) y revenido a 860°F (460°C).

El límite de fatiga del acero *AISI/SAE* 1045 fue establecido considerando el 50% del esfuerzo último de tensión, obtenido por ensayo de tensión.

Para validar las propiedades del material que suministró el fabricante, fueron utilizadas técnicas de caracterización metalográficas, así como ensayos de tensión y microindentación Vickers. Se estableció que los valores de resistencia última a tensión y esfuerzo de fluencia del acero *AISI/SAE* 1045 proporcionados por el proveedor son menores a los obtenidos por ensayos de tensión y microindentación Vickers realizados bajo las normas *ASTM E 8* y *E 384-09*.

El nivel de esfuerzo (von Mises) para el diseño original, obtenido por el método computacional y analítico, excedió el límite a fatiga para el acero *AISI/SAE* 1045, limitando el diseño a una vida finita. El rediseño del radio de filete fue realizado considerando un factor de concentración de esfuerzo geométrico nulo, obteniendo así, un límite a fatiga mayor. El temple a 1508°F (820°C) y el revenido a 860°F (460°C) produjeron un incremento en la resistencia última de tensión y esfuerzo de fluencia, en el acero *AISI/SAE* 1045 suministrado por el proveedor, pero el incremento en la resistencia a fatiga no fue significativo con el que se obtendría al remplazarlo con un acero de alta resistencia a fatiga como el *AISI/SAE* 4340.

Abstract.

Studies have shown that fatigue failures under repeated alternating or cyclic stress caused the breakage of materials to stress levels under their ultimate tensile strength and/or yield strength. In this work, it was studied the fatigue failure in the fillet radius of a steel shaft *AISI/SAE* 1045, used as a charge roller in the paper industry. It was inferred, that the premature failure of the shaft was a consequence of the manufacture, due to the circumferential fillet radius design was not made under stress.

It was proposed to redesign a shoulder fillet radius under stress analysis, to determine the minimum radius at the stress level required on the roller axis. The design analysis was realized by the analytical method and validated by Ansys computational method. In Addition, it was increased the tensile strength under static condition on the surface of the steel shaft (*AISI/SAE* 1045), with heat treatment of quenching at 1508°F (820°C) and tempering at 860°F (460°C).

The fatigue limit of the steel *AISI/SAE* 1045 was established considering the 50% of the ultimate tensile strength, obtained by tension test.

To validate the properties of the material supplied by the manufacturer were used metallographic characterization techniques, as well as, tensile and Vickers micro-indentation tests. It was established that the values of ultimate tensile strength and yield stress values for steel *AISI/SAE* 1045 provided by the supplier are lower than those obtained by tension and Vicker micro-indentation test realized under *ASTM* standard *E* 8 and *E* 384-09.

The level of stress (von Mises) for the original design, obtained by the computational and analytical method, exceeded the fatigue limit for steel *AISI/SAE* 1045, limiting the design to a finite life. The fillet radius redesign was made considering a geometric stress concentration factor null, getting thus, a higher fatigue limit. The quenching at 1508°F (820°C) and tempered at 860°F (460°C) produced an increase in the ultimate tensile strength and yield stress, in the steel *AISI/SAE* 1045 supplied by the supplier, but the increase in fatigue resistance is not significant with that obtained by replacing with steel high fatigue resistance as *AISI/SAE* 4340.

Hipótesis.

La prematura falla por fatiga en el eje del rodillo, fue considerada como consecuencia de un diseño deficiente en el radio de filete circunferencial, por tal razón se realizó el rediseño del radio bajo análisis analítico para el límite de resistencia a fatiga del acero *AISI/SAE* 1045 y en acuerdo con los esfuerzos producidos durante operación. La realización del tratamiento de temple y revenido propuesto, permitirá aumentar la resistencia mecánica del material en la superficie e incrementar el límite de resistencia a fatiga del radio de filete circunferencial rediseñado.

Objetivo.

Rediseñar el radio de filete circunferencial en los ejes del rodillo transportador para reducir la concentración de esfuerzos e incrementar el límite de resistencia a fatiga.

Objetivos específicos.

- Reducir la incidencia de falla por fatiga.
- Reducir la concentración de esfuerzos.
- Incrementar la resistencia mecánica a través del tratamiento térmico.

Metas.

- Determinar si la causa de la falla por fatiga en el elemento se debe al concentrador de esfuerzo.
- Rediseñar el radio de filete circunferencial para incrementar la vida útil del elemento.
- Simular el rediseño utilizando la herramienta computacional de elemento finito Ansys.

Justificación.

El diseño del radio de filete circunferencial que presentó fallas por fatiga, retrasó el cumplimiento de los objetivos y metas establecidas en el programa de producción de la compañía a la que pertenece el diseño, generando la necesidad de validar el diseño original del radio con filete circunferencial a través del método de análisis analítico y por el método computacional Ansys. De manera que el rediseño cumpla con el límite de resistencia a fatiga del acero *AISI/SAE* 1045, para las condiciones producidas durante operación, asegurando el funcionamiento eficiente y seguro.



Capítulo I Antecedentes.

1.1. Introducción.

La fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual se produce la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas. Muchos aspectos pueden interferir para que una falla por fatiga sea producida como la selección incorrecta del material, diseño deficiente del elemento, pobre o inadecuada aplicación de tratamientos térmicos, defectos producidos por maquinado en la pieza, etc. En el presente trabajo se expuso a consideración un acero *AISI/SAE 1045*, empleado como eje para un elemento denominado rodillo, que representa parte de una línea de proceso para la industria de impermeabilizantes, en el cual se produjo falla por fatiga, los primeros análisis a partir de la observación indicaron que la falla se produjo en el cambio de dimensión del eje. Llegando a considerar que los niveles de esfuerzo en el concentrador de esfuerzos este por encima de los límites requeridos por el material. Debido a que no se tiene realizado un análisis de diseño para el radio de filete circunferencial que asegure su funcionamiento, el departamento a cargo de resolver la falla en el elemento realizó modificaciones. Las modificaciones actuales mantienen al elemento funcionando, pero no aseguran que el elemento este operando por debajo del límite de resistencia a fatiga del material.

Dentro de las consideraciones expuestas en este trabajo se encuentran los orígenes de los aceros a través de la historia, las primeras formas y la actual de cómo se logra conformar el acero que hoy en día se produce. La selección en las primeras aplicaciones de los aceros enfrentaron diferentes conflictos que dieron origen a teorías que actualmente son utilizadas para definir y/o resolver fallas por fatiga, estas teorías llevaron un largo proceso de desarrollo. Dichas teorías fueron consideradas para desarrollar el análisis que determinó las correcciones en las que se mejoró el actual diseño del radio con filete. El tratamiento térmico de temple a 1508°F (820°C) y revenido a 860°F (460°C) fue aplicado en el acero *AISI/SAE 1045* para incrementar la resistencia superficial y mantener su ductilidad en el interior.

En el desarrollo del proyecto se realizó análisis metalográfico bajo la norma *ASTM E3* para determinar los cambios microestructurales producidos en el acero *AISI/SAE 1045*, sometido a

los tratamientos térmicos de temple y revenido, posteriormente se realizaron ensayos de microindentación Vickers y de tensión bajo las normas *ASTM E 384-09* y *E 8* determinando las propiedades mecánicas del acero suministrado por el fabricante y el incremento en las propiedades obtenidas por los tratamientos de temple y revenido.

El esfuerzo último y esfuerzo de fluencia obtenido de los ensayos de tensión de las muestras de acero *AISI/SAE 1045* suministrado por el fabricante y bajo tratamiento térmico de temple a 1508°F (820°C) y revenido a 860°F (460°C) fueron sometidos a simulación.

1.2. Historia de la empresa.

Zahorí nace en la ciudad de Mexicali y a través del tiempo ha tenido un crecimiento importante para la economía de baja california, distribuyendo sus productos a varias ciudades del país y del extranjero como lo es Japón y Estados Unidos, destacando los estados de California, Nevada, Florida y Arizona en los Estados Unidos. En 1984 Se constituyo la empresa Zahorí, buscando integrar una línea completa de productos impermeabilizantes para techos a base de asfaltos, la fabricación de papel fieltro seco comenzó operaciones en abril de 1988. Diez años después se da inicio al área de cementos plásticos (en donde se produce impermeabilizantes de aplicación en frio) la que se encuentra compitiendo en un mercado en crecimiento y con gran auge. Con la finalidad de mejorar la calidad en el proceso y obtener mayor rapidez en la producción, se inicia la modernización del área de fieltros en el mes de abril del 2002.

1.3. Diseño original del radio de filete circunferencial de 0.5 plg.

La falla por fatiga, se presentó en un rodillo transportador utilizado en la industria del papel como medio de transporte para la fabricación de cartón arenado, el rodillo pertenece a un sistema de 3 rodillos que operan en conjunto y básicamente se constituye de un cuerpo de acero al carbón y dos ejes de acero *AISI/SAE 1045*. En la figura 1.1 (a) se muestra el diseño original del radio de filete circunferencial con radio de 0.5 plg. (consultar anexo 3, plano 1) y la figura 1.1 (b) muestra el sistema al que pertenece.

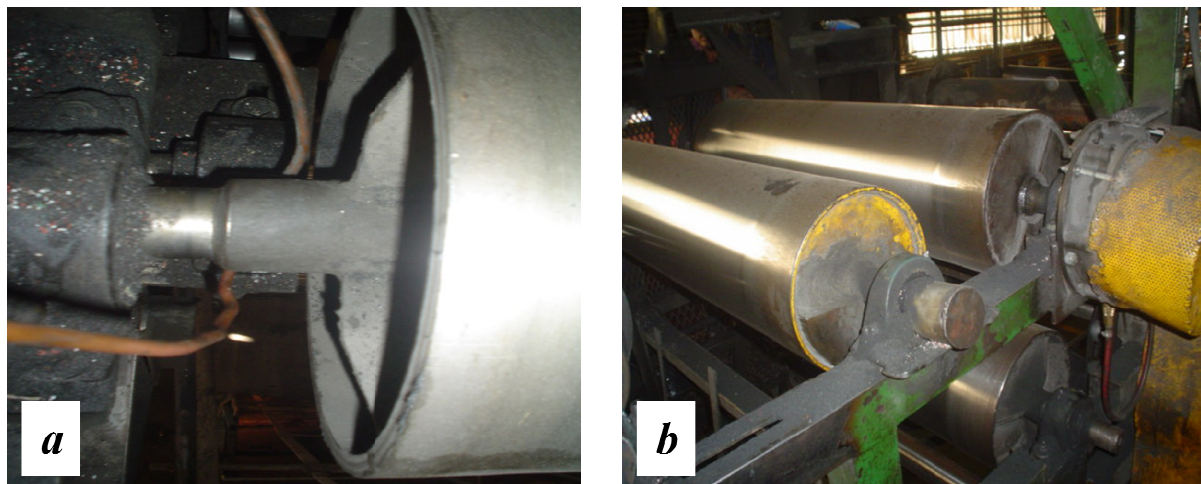


Fig. 1.1 Diseño original del radio de filete de 0.5 plg. (a) y sistema de rodillos transportadores (b).

1.4. Historia de los metales.

Aunque no se tienen datos precisos de la fecha en la que se descubrió la técnica de fundir mineral de hierro para producir un metal susceptible de ser utilizado, los primeros utensilios de este metal descubiertos por los arqueólogos en Egipto datan del año 3000 *ac*. También se sabe que antes de esa época se empleaban adornos de hierro. Algunos de los primeros aceros provinieron del este de África, fechados cerca de 1400 *ac*. En el siglo *IV ac*. Armas como la falcata fueron producidas en la península Ibérica. La China antigua bajo la dinastía Han, entre el 202 *ac*. y el 220 *dc*. Creó acero al derretir hierro forjado junto con hierro fundido, obteniendo así el mejor producto de carbón intermedio. Junto con sus métodos originales de forjar acero, los chinos también adoptaron los métodos de producción para la creación de acero Wootz o acero Damasco, una idea importada de China hacia el siglo *V*. El acero Wootz fue producido en India y en Sri Lanka desde aproximadamente el año 300 *ac*. Este temprano método utilizaba un horno de viento, soplado por los monzones. El acero crucible (Crucible Steel) basado en distintas técnicas de producir aleaciones de acero empleando calor lento y enfriando hierro puro y carbón, fue producido en Merv entre el siglo *IX* y el siglo *X*. En China, bajo la dinastía Song del siglo *XI*, la producción de acero empleaba dos técnicas: La primera fue a través del método BerganESCO bajo el cual se producía acero de calidad inferior por no ser homogéneo, el segundo método fue en el horno Bessemer (*fig. 1.2*) el cual utilizaba una des carbonización a través de repetidos forjados bajo abruptos enfriamientos.



Fig. 1.2 Histórico horno Bessemer.

El hierro para uso industrial fue descubierto hacia el año 1500. La tecnología del hierro se mantuvo mucho tiempo en secreto, difundándose extensamente hacia el año 1200 *ac.* Los artesanos del hierro aprendieron a fabricar acero calentando hierro forjado y carbón vegetal en recipientes de arcilla durante varios días, con lo que el hierro absorbía suficiente carbono para convertirse en acero auténtico. Las características conferidas por la templabilidad no fueron conocidas hasta la Edad Media (*fig. 1.3*), y hasta el año 1740 se logra producir lo que hoy día denominamos acero.



Fig. 1.3 Grabado del trabajo en una fragua en la edad media.

Los métodos antiguos para la fabricación del acero consistían en obtener hierro dulce en el horno, con carbón vegetal y tiro de aire. Una posterior expulsión de las escorias por martilleo y carburación del hierro dulce para cementación fundiendo el acero cementado en crisoles de arcilla. En Inglaterra se obtuvieron a partir de 1740, aceros de crisol. Fue Benjamín Huntsman el que desarrollo un procedimiento para fundir hierro forjado con carbono, obteniendo de esta forma el primer acero conocido. En 1856, Sir Henry Bessemer, hizo posible la fabricación de acero en grandes cantidades, pero dejo de tener utilidad, porque solo podía utilizar hierro con pequeñas porciones de fosforo y azufre. En 1857, Sir William Siemens ideo la fabricación industrial del acero, que es el que perdura hasta la actualidad, el procedimiento Martin Siemens, por descarburación de la fundición de hierro dulce y oxido de hierro. Siemens había experimentado en 1878 con la electricidad para calentar los hornos de acero, pero fue el metalúrgico francés Paul Heroult, co inventor del método moderno para fundir aluminio, quien inicio en 1902 la producción comercial del acero en hornos eléctricos. En 1948 se inventa el proceso del oxigeno básico *L-D*. Tras la segunda guerra mundial se iniciaron experimentos en varios países con oxigeno puro en lugar de aire para los procesos de refinado del acero. El éxito se logró en Austria en 1948, cuando una fábrica de acero desarrollo el proceso de oxigeno básico o *L.D*. En 1950 se inventa el proceso de colada continua que se utiliza cuando se requiere producir perfiles de acero de sección constante y en grandes cantidades. [1]

1.5. Clasificación de aceros.

- **Códigos y especificaciones.**

La seguridad pública está involucrada en el diseño y la fabricación de estructuras tales como: edificaciones, líneas de tuberías, embarcaciones, y recipientes de alta presión. Para minimizar el peligro de fallas prematuras, se establecen documentos para regular el diseño y construcción de estas estructuras, algunos productos son construidos para reunir requerimientos definidos que aseguren un nivel de calidad, uniformidad, o intercambiabilidad. Estos documentos son los llamados: Especificaciones, Códigos, Estándares y Reglas.

- **Organizaciones que escriben códigos.**

Los códigos y especificaciones son generalmente escritos por grupos de industriales, organizaciones de profesionales y de comercio, u oficinas gubernamentales, y cada código o especificación trata con las aplicaciones pertinentes específicamente al interés del organismo autor. Las grandes organizaciones de fabricantes pueden preparar sus propias especificaciones para satisfacer sus necesidades específicas. Ningún organismo que escribe códigos, aprueba, avala, garantiza, o en ninguna manera, da testimonio a la corrección de los procedimientos, diseños, o materiales seleccionados para la aplicación del código. Algunas especificaciones, por ejemplo: Society of Automotive Engineers, American Welding Society, American Society of Mechanical Engineers, American Society for Testing Materials, American Petroleum Institute, American Institute of Steel Construction y etc. [2]

- **Clasificación *SAE – AISI*.**

Es una norma que normaliza y racionaliza todo tipo, aceites, aceros, tolerancias.....etc. Por ejemplo en acería, la norma *AISI/SAE* es una clasificación de aceros y aleaciones de materiales no ferrosos. *AISI* es el acrónimo en inglés de American Iron and Steel Institute, mientras que *SAE* es el acrónimo en inglés de Society of Automotive Engineers. La inmensa variedad de aceros que pueden obtenerse por los distintos porcentajes de carbono y sus aleaciones con elementos como el cromo, níquel, molibdeno, vanadio, etc., ha provocado la necesidad de clasificar mediante nomenclaturas especiales, que difieren según la norma o casa que los produce para facilitar su conocimiento y designación. La *SAE* emplea, a tal fin, números compuestos de cuatro o cinco cifras, según los casos, cuyo ordenamiento caracteriza o individualiza un determinado acero. El significado de dicho ordenamiento es el siguiente:

Primera cifra 1 caracteriza a los aceros al carbono

Primera cifra 2 caracteriza a los aceros al níquel

Primera cifra 3 caracteriza a los aceros al cromo-níquel

Primera cifra 4 caracteriza a los aceros al molibdeno

Primera cifra 5 caracteriza a los aceros al cromo

Primera cifra 6 caracteriza a los aceros al cromo-vanadio

Primera cifra 7 caracteriza a los aceros al tungsteno

Primera cifra 9 caracteriza a los aceros al silicio-manganeso

Mediante el número *SAE*, los aceros al carbono, de hasta 1% de *C*, pueden ser fácilmente identificados; así un *SAE* 1025 indica: en la primera cifra 1 acero al carbono, la segunda cifra 0 ningún otro elemento de aleación predominante y las últimas cifras son 0.25% de carbono medio aproximado. La composición química porcentual de los aceros que corresponden a esta designación es: *C* = 0.22-0.28 %; *Mn* = 0.30-0.60 %; *S* = 0.05 % máx.; *P* = 0.04 % máx. Donde el manganeso (*Mn*), azufre (*S*) y el fósforo (*P*) no son considerados como factores capaces de dotar a la aleación de propiedades especiales, por no alcanzar el porcentaje mínimo de 1.5 %, 0.08 % y 0.1 %, respectivamente, requerido para ello.

En la clasificación *SAE* se han determinado a los metales de mayor uso en automotores; es por ello que los aceros al carbono sólo tienen designación convencional para aquellos de hasta 1 % y los cuaternarios (*Cr-Ni*, *Cr-Mo*, etc.) y complejos (*Cr-Ni-Mo*, etc.) no responden en sus números, a los vistos, como se verifica en la *tabla* 1.1. [3]

Tabla 1.1 Clasificación AISI-SAE.

Al Carbono	Comunes o no aleados	10xx
	Corte rápido	11xx
Manganeso	1.75 % <i>Mn</i>	13xx
Níquel	3.5 % <i>Ni</i>	23xx
	5 % <i>Ni</i>	25xx
Cromo-Níquel	1.25 % <i>Ni</i> ; 0.65-0.80 % <i>Cr</i>	31xx
	3.5 % <i>Ni</i> ; 1.55 % <i>Cr</i>	33xx
	Resistentes al calor y a la corrosión	303xx
Molibdeno	0.25 % <i>Mo</i>	40xx
Cromo-Molibdeno	0.5-0.95 % <i>Cr</i> ; 0.20-0.25 % <i>Mo</i>	41xx
Níquel-Molibdeno	1.55-1.8 % <i>Ni</i> ; 0.2-0.25 % <i>Mo</i>	46xx
	3.5 % <i>Ni</i> ; 0.25 % <i>Mo</i>	48xx
Níquel-Cromo-Molibdeno	1.8 % <i>Ni</i> ; 0.5-0.8 % <i>Cr</i> ; 0.25 % <i>Mo</i>	43xx
	0.55 % <i>Ni</i> ; 0.5 % <i>Cr</i> ; 0.2 % <i>Mo</i>	86xx
	0.55 % <i>Ni</i> ; 0.5 % <i>Cr</i> ; 0.25 % <i>Mo</i>	87xx
	3.25 % <i>Ni</i> ; 1.2 % <i>Cr</i> ; 0.12 % <i>Mo</i>	93xx
	0.45 % <i>Ni</i> ; 0.4 % <i>Cr</i> ; 0.12 % <i>Mo</i>	94xx
	0.55 % <i>Ni</i> ; 0.17 % <i>Cr</i> ; 0.2 % <i>Mo</i>	97xx
	1 % <i>Ni</i> ; 0.8 % <i>Cr</i> ; 0.25 % <i>Mo</i>	98xx
Cromo	Bajo <i>Cr</i> : 0.27 y 0.65 % <i>Cr</i>	50xx
	Bajo <i>Cr</i> : 0.8; 0.95 ó 1.05 % <i>Cr</i>	51xx
	Bajo <i>Cr</i> : 0.5 % <i>Cr</i>	501xx
	Mediano <i>Cr</i> : 1 % <i>Cr</i>	511xx
	Alto <i>Cr</i> : 1.45 % <i>Cr</i>	521xx
	Resistente al calor y a la corrosión	514xx
		515xx
Cromo-Vanadio	0.95 % <i>Cr</i> ; 0.15 % mínimo <i>V</i>	61xx
Silicio-Manganeso	1.4 y 2 % <i>Si</i> ; 0.65 y 0.85 % <i>Mn</i>	92xx
Aceros fundidos	Resistentes a la corrosión	60xxx

1.6. Manufactura de productos de acero en barras por colada continua.

La colada o vaciado es uno de los procesos más antiguos que se conocen para trabajar los metales, es el proceso que consiste en colocar un molde con la forma que se requiere debajo de un crisol, el que con una válvula puede ir dosificando material fundido al molde. Por gravedad el material fundido pasa por el molde, el que está enfriado por un sistema de agua, al pasar el material fundido por el molde frío se convierte en pastoso y adquiere la forma del molde. Posteriormente el material es conformado con una serie de rodillos que al mismo tiempo lo arrastran hacia la parte exterior del sistema. Una vez conformado el material con la forma necesaria y con la longitud adecuada el material se corta y almacena. Por este medio se pueden fabricar perfiles, varillas y barras de diferentes secciones y láminas o placas de varios calibres y longitudes. La colada continua es un proceso muy eficaz y efectivo para la fabricación de varios tipos de materiales de uso comercial sobre todo cuando se requiere un material de sección constante y en grandes cantidades. (fig.1.4) [4]

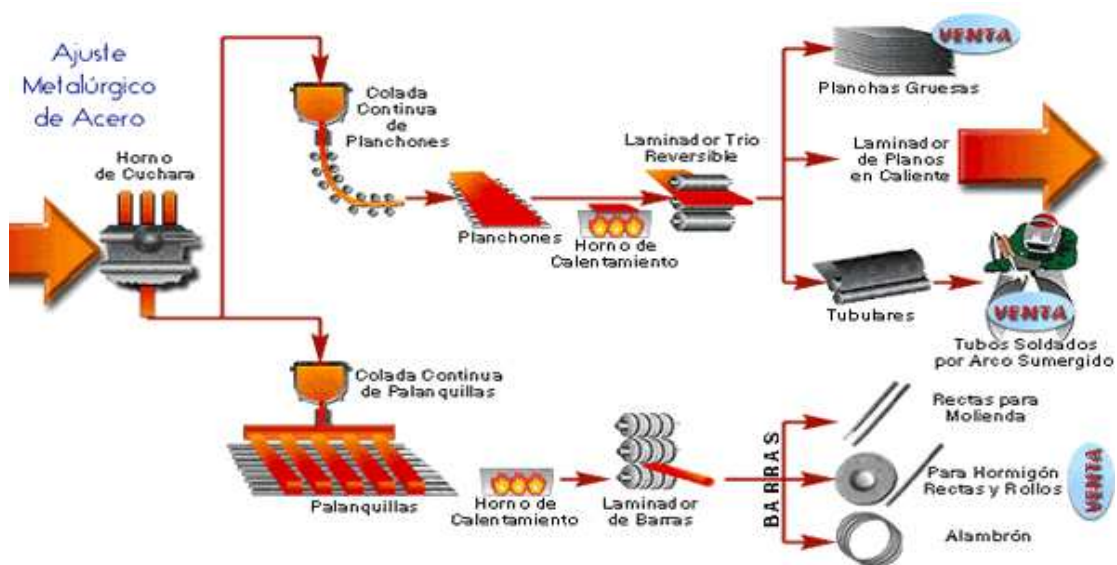


Fig. 1.4 Diagrama del proceso colada continua [5].

1.7. Historia, evolución y aplicaciones del rodillo.

- **Historia del rodillo.**

Rodillos fabricados en madera (troncos macizos de árbol) fueron empleados hace más de 5,000 años por los egipcios para el desplazamiento de cargas pesadas. Y para los Sumerios en Mesopotámica, que vivieron hace 3,000 años los cuales cortaban piedras de modo cilíndrico en los que tallaban sus diseños, los llamados cilindros-sellos de pequeñas dimensiones unos 10 cm. de alto. Estos cilindros se hacían rodar sobre arcilla blanda, dejando la impresión de su diseño original. El grabado en relieve de hoy en día está basado en este principio básico. A partir de ese momento el rodillo no evolucionó como tal, excepto su transformación en rueda permitiendo el desplazamiento con la carga.

El rodillo (*fig 1.5*) es simplemente un cilindro o tubo mucho más largo que grueso. El cual permite reducir la fricción que existe entre un objeto y la superficie sobre la que se mueve, al convertir el desplazamiento por deslizamiento en desplazamiento por rodadura.

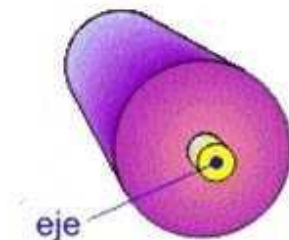


Fig. 1.5 Elemento denominado rodillo.

En la actualidad también se le da el nombre de rodillo a ruedas cuya longitud es muy grande respecto a su diámetro y que manteniéndose fijas en el espacio (debido a que también disponen de un eje de giro) permiten el desplazamiento de objetos sobre ellas.

- **Aplicaciones del rodillo.**

La principal diferencia entre el rodillo y la rueda es que esta se desplaza con el objeto que se mueve (va unida a él gracias al eje y el soporte), mientras que el rodillo no (permanece fijo en el espacio o se traslada a diferente velocidad que el objeto). Existen muchos tipos de rodillos y muchas aplicaciones (máquinas de escribir, apisonadoras, proyectores de cine,...etc.), pero las principales utilidades del rodillo se centran en:

Cojinetes de rodillos. Sustituyendo a las bolas en caso de que la fuerza ejercida entre las pistas exterior e interior fuese muy elevada. Estos mecanismos son de gran utilidad para reducir la fricción que aparece entre la rueda y el eje (o entre el eje y la armadura en el caso de que aquel gire solidario con la rueda), pues convierte un giro con deslizamiento en uno con rodadura. Prácticamente todos los mecanismos dotados de movimiento giratorio incluyen un cojinete.

Movimiento de cargas por medio de rodillos (*fig. 1.6*). Aunque tiene la ventaja de facilitar el movimiento de grandes cargas al introducir un elemento que produce rodadura entre la carga y el suelo; tiene el inconveniente de que, a medida que la carga se desplaza, los rodillos se van quedando atrás, por lo que se hace necesario introducirlos de nuevo por el frente.

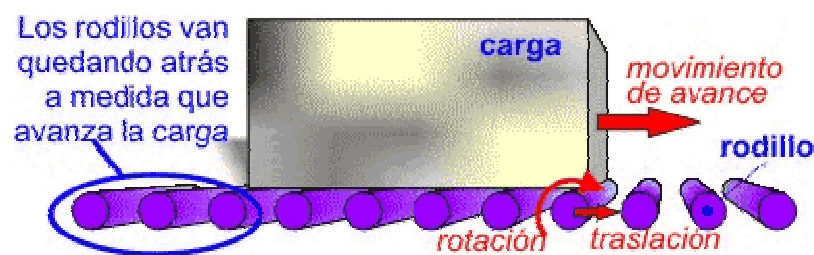


Fig. 1.6 Rodillos de carga.

Pasillo rodante. Es una superficie formada por rodillos (*fig. 1.7*) sobre los que se desliza la carga sin apenas fricción. Es empleado en grandes almacenes, centros de distribución de cargas, cajas de los centros comerciales, cintas transportadoras. Son adecuados para la producción en masa o en procesos de flujo continuo.

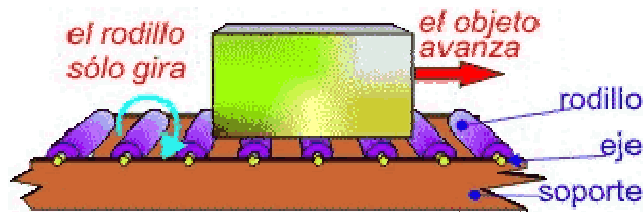


Fig. 1.7 Transportador de rodillos.

Conformado de materiales (laminación). El rodillo en las acerías se emplea en una parte del proceso denominado tren de laminación (fig. 1.8), el cual permite reducir el espesor de un material dándole la forma adecuada con una combinación de presión y giro. [6]

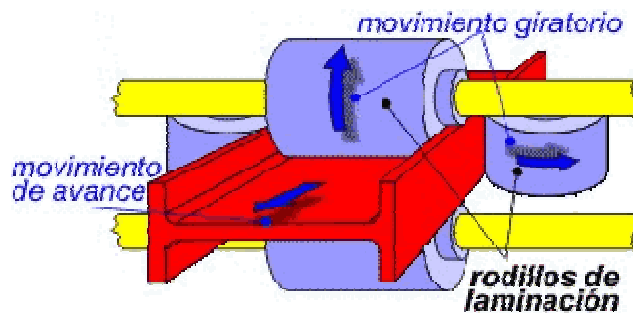


Fig. 1.8 Rodillos de laminación.

1.8. Historia del estudio en fallas por fatiga y su evolución.

- **Historia en fallas por fatiga.**

La rotura por fatiga tiene aspecto frágil aun en metales dúctiles, puesto que no hay apenas deformación plástica asociada a la rotura. El proceso consiste en un inicio, y posterior propagación, de fisuras. La superficie de fractura es perpendicular a la dirección del esfuerzo. Aunque es conocido desde antiguo, este comportamiento no fue de interés para los ingenieros hasta mediados del siglo *XIX*, momento en el cual comenzaron a producirse roturas en los ejes de las ruedas de los trenes que pugnaban, por aquel entonces, por imponerse como medio de locomoción al amparo de la incipiente revolución industrial. [7]

- **Historia sobre las teorías de fatiga.**

Para explicar el fenómeno se propusieron teorías que justificaban la pérdida de resistencia mecánica en la alteración de la estructura interna del acero por campos magnéticos o por el propio giro del eje. Por absurdas que puedan parecer estas teorías, hay que tener en cuenta que por entonces los conocimientos relativos a la estructura interna de los materiales eran muy limitados, aunque se sabía que el proceso de fabricación condicionaba la textura del material confiriéndole unas determinadas propiedades. Hacia 1845, Rankine demostró que la reducción de las concentraciones de tensiones alargaba la vida del eje. Posteriormente, hacia 1860, Wöhler desarrolló diversas máquinas de ensayo para el estudio sistemático del fenómeno, una de las cuales, la probeta rotatoria, inspira los actuales ensayos de fatiga de materiales férricos. Wöhler extrajo dos conclusiones de aquellos ensayos: la primera, que las fuerzas necesarias para provocar la rotura con cargas dinámicas son muy inferiores a las necesarias en el caso estático, y la segunda, que existe un umbral por debajo del cual las probetas no se rompían (límite de fatiga).

Ya en el siglo XX, Humfrey y Ewing observaron que, bajo cargas dinámicas, aparecían deformaciones por deslizamiento similares a las obtenidas en el caso estático, de modo que el progreso de dichas líneas era el que conducía a la rotura. Posteriormente, Hanson y Gough introdujeron la hipótesis del endurecimiento por deformación (acritud) para explicar la existencia del límite de fatiga, de modo que con cargas pequeñas el endurecimiento llegaba a compensar y detener el avance del deslizamiento. Actualmente, aunque se acepta la teoría del endurecimiento/deslizamiento, no existe una formulación cuantitativa que permita realizar un cálculo fiable. No obstante, la multitud de datos disponibles, especialmente para materiales férricos y otros materiales metálicos, ha permitido desarrollar métodos de cálculo para el diseño de piezas confiables. Este no es el caso de materiales de aparición reciente, para los que es necesaria la fabricación y el ensayo de prototipos. [7]

Capítulo II Marco teórico

2.1. Tolerancias y ajustes dimensionales.

La tolerancia es el margen de medidas límite que puede tener una pieza. Si tenemos una cota nominal (C), la tolerancia es la diferencia entre una cota máxima (C_M) y una cota mínima (C_m):

$$T = C_M - C_m \quad (2.1)$$

Podemos decir que fijar el valor de la tolerancia no es suficiente, sino que tendremos que establecer también los valores de esa tolerancia respecto a la cota nominal y en ese sentido se pueden establecer diversas situaciones: La diferencia que existe entre la cota máxima y la cota nominal se llama diferencia superior (S):

$$S = C_M - C \quad (2.2)$$

La diferencia que existe entre la cota mínima y la cota nominal se llama diferencia inferior (i):

$$i = C_m - C \quad (2.3)$$

Cuando una pieza tiene que encajar en otra, previamente deben conocerse las medidas de ambas. Para simplificar, diremos que son agujeros las piezas que contienen y ejes las contenidas. Si la cota inferior de la pieza que contiene es exactamente igual a la cota exterior de la pieza contenida, el ajuste es perfecto. Pueden darse los siguientes casos:

Ajuste con juego o móvil: cuando el diámetro del agujero es mayor que el del eje

$$\text{Juego máximo: } J_{\max} = C_{M \text{ agujero}} - C_{m \text{ eje}} \quad (2.4)$$

$$\text{Juego mínimo: } J_{\min} = C_{M \text{ eje}} - C_{m \text{ agujero}} \quad (2.5)$$

Ajuste con apriete o fijo: cuando el diámetro del eje es mayor que el del agujero.

Ajuste indeterminado: puede ser apriete o juego.

Definimos apriete máximo (A_M) como la diferencia entre la medida máxima del eje y la mínima del agujero, y apriete mínimo (A_m), como la diferencia entre la medida mínima del eje y la máxima del agujero. [8]

2.2. Propiedades mecánicas.

- Elasticidad.

Capacidad de un metal para ser deformado bajo la acción de una carga y de regresar a su tamaño y forma originales cuando se libera la carga. [9]

- Plasticidad.

Capacidad de deformación permanente de un metal sin que llegue a romperse. [9]

- Tenacidad.

Es la energía por unidad de volumen que el material puede absorber antes de romperse. [9]

- Rigidez (modulo de elasticidad).

La rigidez se expresa por medio del modulo de elasticidad, y se obtiene si el esfuerzo se divide entre la deformación correspondiente a cualquier punto dado. [9]

$$\text{Modulo de elasticidad } lb/plg^2 = \frac{\text{Esfuerzo}}{\text{Deformación}} \quad (2.6)$$

- Fragilidad.

Propiedad que expresa falta de plasticidad, y por tanto, de tenacidad. Los materiales frágiles se rompen en el límite elástico, es decir su rotura se produce espontáneamente al rebasar la carga correspondiente al límite elástico. [9]

- Resiliencia.

Es la resistencia de un metal a su rotura por choque. [9]

La *ASTM* (American Society for Testing and Materials) sociedad estadounidense de prueba de materiales ha establecido procedimientos de prueba para determinar las diversas propiedades

de un material. Los experimentadores siguen estos procedimientos para obtener resultados reproducibles de propiedades de materiales. [10]

- **Dureza.**

Se entiende por dureza la propiedad de la capa superficial de un material de resistir la deformación elástica, plástica y destrucción, en presencia de esfuerzos de contacto locales inferidos por otro cuerpo, más duro, (indentador ó penetrador) de determinada forma y dimensiones [11]. Los métodos existentes para la medición de la dureza se distinguen básicamente por la forma de la herramienta empleada (indentador), por las condiciones de aplicación de la carga y por la propia forma de calcular la dureza. La elección del método para determinar la dureza depende de factores tales como tipo, dimensiones y espesor de la muestra. [12]

- Ensayo de dureza Rockwell.

El método se basa en la medición de la profundidad de penetración de una determinada herramienta bajo la acción de una carga prefijada. Para los materiales duros se emplea como elemento de penetración un cono de diamante, y para los semiduros y blandos una bola de acero. El cuerpo empleado para la penetración se hace incidir sobre la superficie de la pieza a ensayar con una carga determinada. La profundidad de penetración alcanzada constituye el valor de dureza para el material, esta corresponderá a una de las escalas en dureza Rockwell.

- Ensayo de dureza Brinell.

Se comprime una bola de acero templada, de diámetro (D) 2.5; 5 ó 10 *mm*, contra el material a ensayar con una fuerza P . Después de liberar la carga se mide el diámetro (d) de la huella con un dispositivo amplificador óptico, en cualquier caso el espesor de la probeta debe ser cuando menos 10 veces la profundidad de la huella. [13]

- Pruebas o ensayos de microdureza.

Las cargas de prueba para este ensayo están entre 1 y 1000 *gr*. Hay dos tipos de marcadores empleados para la prueba de micro dureza: la pirámide de diamante Vickers de base cuadrada de 136°, y el marcador Knoop de diamante alargado. La prueba básicamente consiste en

utilizar cargas muy ligeras que permitan probar partes muy pequeñas y secciones muy delgadas. Puede utilizarse para determinar la dureza del micro constituyente individual en la microestructura. [14]

- Ensayo de dureza Vickers.

La dureza Vickers es un método de ensayo por indentación. Este método es aplicable a materiales blandos y duros, y sobre todo a ensayos de probetas delgadas. El equipo para la prueba de dureza Vickers consiste generalmente de una máquina que soporta la probeta y permite un contacto gradual y suave entre esta y el penetrador, bajo una carga predeterminada que se aplica durante un periodo de tiempo dado. [13]

2.3. Composición química del acero AISI/SAE 1045.

Tabla 2.1 Composición química del acero 1045 según AISI/SAE. [15]

Designación AISI – SAE	C	Mn	P (máx.)	S (máx.)
1045	0.43 – 0.50	0.60 – 0.90	0.040	0.050

- Propiedades mecánicas entre materiales para fabricación de ejes.

Tabla 2.2 Propiedades mecánicas del acero 1045, 4340 y 8620 según AISI/SAE. [15]

Designación AISI–SAE	Resistencia a tensión		Límite de fluencia		Límite elástico		Modulo de elasticidad		HRB	HRC	Límite de resistencia a fatiga
	Ksi	Mpa	Ksi	Mpa	Ksi	Mpa	10 ⁶ Psi	Gpa			
1045 Normalizado	91	632	77	531	49	340	29	200	97	---	45.5
8620 Normalizado	102	703	85	586	---	---	30	207	96	---	51
4340 normalizado	176	1213	114	786	---	---	30	210	---	37	88

Las propiedades corresponden a barras de 20 a 30 mm de sección, probadas conforme a las practicas estándar con probetas de 50 mm según norma NMX B.17 (de acuerdo al fabricante).

2.4. Esfuerzo y deformación.

- **Esfuerzo.**

Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área y se denomina esfuerzo a la fuerza por unidad de área, la cual se denota con la letra griega sigma (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.7)$$

Donde: P = fuerza axial; A = área de la sección transversal.

Cabe destacar que la fuerza empleada debe ser perpendicular al área analizada y aplicada en el centroide del área para así tener un valor de σ constante que se distribuye uniformemente en el área aplicada.

- **Deformación.**

La resistencia del material no es el único parámetro que debe utilizarse al diseñar o analizar una estructura; controlar las deformaciones para que la estructura cumpla con el propósito para el cual se diseñó tiene la misma o mayor importancia. El análisis de las deformaciones se relaciona con los cambios en la forma de la estructura que generan las cargas aplicadas. Una barra sometida a una fuerza axial de tracción aumentará su longitud inicial; se puede observar que bajo la misma carga pero con una longitud mayor este aumento o alargamiento se incrementará también. Por ello para definir la deformación ε como el cociente entre el alargamiento δ y la longitud inicial L , indica que sobre la barra la deformación es la misma porque si aumenta L también aumentaría δ . Matemáticamente la deformación sería:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2.8)$$

Se obtiene que la deformación ε es un valor adimensional siendo el orden de magnitud en los casos del análisis estructural alrededor de 0.0012, lo cual es un valor pequeño.

- **Diagrama esfuerzo – deformación.**

En el ensayo de tensión se aplican cargas axiales a una probeta de dimensiones normalizadas, los extremos son fijados a unas mordazas y se aplica una fuerza en forma de tensión. Continuamente es medido el esfuerzo aplicado y el alargamiento del material con equipo informático que registra los valores. Estos ensayos se denominan pruebas estáticas debido a que las cargas se aplican muy lentamente, ya que la forma de aplicación incide en la respuesta de los materiales. Después de realizar la prueba de tensión se establece el esfuerzo y la deformación para varias magnitudes de la carga con lo que se traza el diagrama de esfuerzo contra deformación. Tal diagrama es característico del material y proporciona información acerca de las propiedades mecánicas y el comportamiento típico del material.

En la *figura 2.1* se muestra el diagrama esfuerzo deformación representativo de los materiales dúctiles. El diagrama empieza con una línea recta desde *O* hasta *A*. En esta región, el esfuerzo y la deformación son directamente proporcionales, y se dice que el comportamiento del material es lineal. Después del punto *A* no existe una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación, por lo que el esfuerzo en el punto *A* se denomina límite de proporcionalidad. La relación lineal entre el esfuerzo (σ) y la deformación (ϵ) puede expresarse mediante la ecuación $\sigma = E\epsilon$ donde E es una constante de proporcionalidad conocida como el módulo de elasticidad o Young del material. La Rigidez (módulo de elasticidad) se expresa por medio del módulo de elasticidad, y se obtiene si el esfuerzo se divide entre la deformación correspondiente a cualquier punto dado.

$$E(\text{modulo de elasticidad}) = \frac{\sigma(\text{esfuerzo})}{\epsilon(\text{deformación})} \quad (2.9)$$

En el diagrama el módulo de elasticidad es la pendiente en la región linealmente elástica y su valor depende del material particular que se utilice.

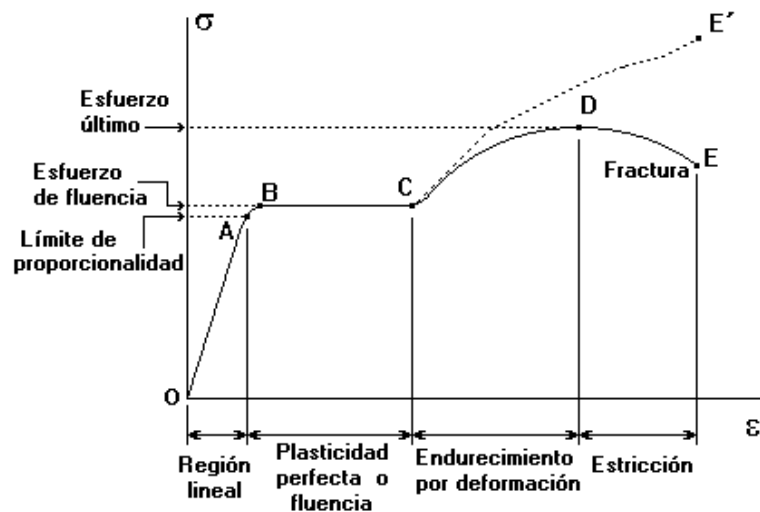


Figura 2.1 Diagrama esfuerzo-deformación de materiales dúctiles en tensión.

La ecuación $\sigma = E\varepsilon$ se conoce como ley de Hooke. Al incrementar la carga más allá del límite de proporcionalidad, la deformación aumenta más rápidamente para cada incremento en esfuerzo. La curva de esfuerzo-deformación asume una pendiente cada vez más pequeña, hasta que el punto *B* de la curva se vuelve horizontal. A partir de este punto se presenta un alargamiento considerable, con un incremento prácticamente inapreciable en la fuerza de tensión (desde el punto *B* hasta *C* en el diagrama). Este fenómeno se conoce como cedencia o fluencia del material y el punto *B* se denomina esfuerzo de cedencia o punto de cedencia (o esfuerzo de fluencia o punto de fluencia) y se define como la propiedad de algunos metales a deformarse lenta y espontáneamente bajo la acción de su propio peso o de cargas muy pequeñas. Desde la región *B* hasta *C*, el material se vuelve perfectamente plástico, lo que significa que puede deformarse sin un incremento en la carga aplicada.

Después de sufrir grandes deformaciones que se presentan durante la fluencia en la región *BC* el material empieza a mostrar un endurecimiento por deformación. Durante este proceso, el material sufre cambios en su estructura cristalina y atómica, lo que origina un incremento en la resistencia del material a futuras deformaciones. Por tanto, un alargamiento adicional requiere de un incremento en la carga de tensión, y el diagrama esfuerzo-deformación toma una pendiente positiva desde *C* hasta *D*. Finalmente la carga alcanza su valor máximo y el

esfuerzo correspondiente (en el punto D) se denomina esfuerzo último. El alargamiento posterior de la barra se acompaña de una reducción en la carga y finalmente se presenta la fractura en un punto E , tal como se indica en el diagrama. Se presenta una contracción lateral de la muestra cuando se alarga, lo que origina una reducción en el área de la sección transversal. La reducción en el área es muy pequeña como para tener un efecto apreciable en el valor de los esfuerzos calculados antes del punto C , pero más allá de este punto la reducción comienza a modificar el perfil del diagrama. El esfuerzo real es mayor que el esfuerzo nominal debido a que se calcula con un área menor.

En la cercanía del esfuerzo último, la disminución del área se aprecia claramente y ocurre un estrechamiento pronunciado de la barra, conocido como estricción. Si para el cálculo del esfuerzo se emplea el área de la sección transversal en la parte estrecha del cuello ocasionado por la estricción, la curva real esfuerzo-deformación seguirá la línea punteada CE' . La carga total que puede resistir la probeta se ve efectivamente disminuida después de que se alcanza el esfuerzo último (curva DE), pero esta disminución se debe al decremento en área de la probeta y no a una pérdida de la resistencia misma del material. En realidad, el material soporta un aumento de esfuerzo hasta el punto de falla (punto E'). La ductilidad es la propiedad que le permite a un metal deformarse permanentemente y puede caracterizarse por su alargamiento total y por la disminución de área en la sección transversal donde ocurre la fractura. La elongación porcentual se define como sigue:

$$\text{Porcentaje de elongación (\%Elongación)} = \frac{L_f - L_0}{L_0} (100) \quad (2.10)$$

Donde L_0 es la longitud calibrada original y L_f es la distancia entre las marcas de calibración al ocurrir la fractura. La reducción porcentual de área mide el valor de la estricción que se presenta y se define como sigue:

$$\% \text{de reducción de área} (\%R_A) = \frac{A_0 - A_f}{A_0} (100) \quad (2.11)$$

Donde A_0 es el área original de la sección transversal y A_f es el área final en la sección de la fractura. En este ensayo las propiedades usualmente determinadas son: La resistencia a la cedencia (punto de cedencia), la resistencia a la tensión, la ductilidad (El alargamiento, la reducción de área), el módulo de elasticidad y el tipo de fractura. [16]

En el diagrama esfuerzo-deformación, la línea recta indica que la deformación es directamente proporcional al esfuerzo en el tramo elástico, este principio se conoce como la ley de Hooke. Asimismo, la proporción representada por la pendiente de la recta, es constante para cada material y se llama módulo de elasticidad (E), valor que representa la rigidez de un material. [17]

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (2.12)$$

$$E = \frac{P}{\frac{A}{\delta}} = \frac{PL}{A\delta} = \delta = \frac{PL}{AE} \quad (2.13)$$

- **Dimensiones del espécimen estándar para ensayos de tensión.**

En la *figura 2.2* se muestran las dimensiones de los especímenes proporcionales al espécimen redondo estándar para realizar los ensayos a tensión bajo la norma *ASTM E8*.

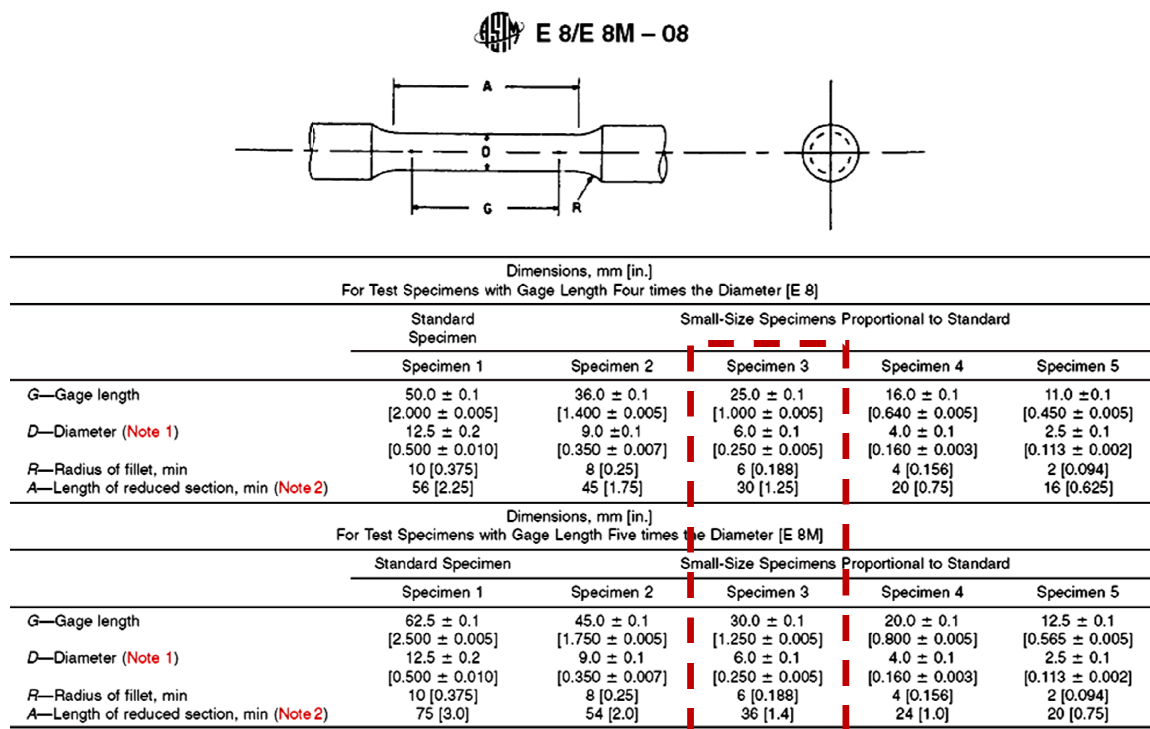


Fig. 2.2 Dimensiones proporcionales al espécimen redondo en pruebas estándar de tensión.

2.5. Transmisión de potencia por ejes circulares.

El uso más importante de los ejes circulares es transmitir potencia mecánica de un dispositivo o máquina a otra. La potencia se transmite por el movimiento rotatorio del eje y la cantidad de potencia transmitida depende de la magnitud del par y de la velocidad de rotación. Supongamos que un eje impulsado por un motor (fig. 2.3) gira a una velocidad angular ω , medida en (rad/s). El eje transmite un par T a una máquina que efectúa un trabajo útil. En general, el trabajo W efectuado por un par de magnitud constante es igual al producto del par por el ángulo que gira; o sea,

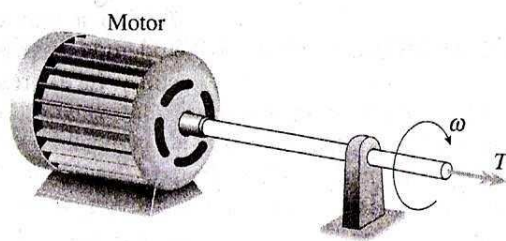


Fig. 2.3 Eje transmisor de un par de torsión T constante con velocidad angular ω .

$$W = T\psi \quad (2.14)$$

Donde ψ es el ángulo de rotación en radianes. La potencia es la velocidad con que se efectúa un trabajo, o

$$P = \frac{dW}{dt} = T \frac{d\psi}{dt} \quad (2.15)$$

En donde P es el símbolo para la potencia y t el tiempo. La razón de cambio $d\psi/dt$ del desplazamiento angular ψ es la velocidad angular ω y, la ecuación anterior puede escribirse

$$P = T\omega \quad (2.16)$$

A menudo la velocidad angular se da como la frecuencia f de rotación, que es el número de revoluciones por unidad de tiempo. La unidad de frecuencia es el hertz (Hz), igual a una revolución entre segundo s^{-1} . Como una revolución es igual a 2π radianes, obtenemos

$$\omega = 2\pi f \quad (2.17)$$

La expresión para la potencia se convierte en [18]

$$P = 2\pi f T \quad (2.18)$$

2.6. Fuerzas resultantes en poleas acanaladas para bandas en forma de V.

El aspecto general del sistema impulsor mediante una banda en V es similar al sistema impulsor por medio de cadena. No obstante, presenta una diferencia importante. Ambos lados de la banda en forma de V se encuentran en tensión, como indica la *figura 2.4*. La tensión en el lado tenso, F_1 es de mayor magnitud que la tensión en el lado flojo, F_2 por consiguiente, existe una fuerza neta de impulso en las poleas acanaladas que equivale a

$$F_n = F_1 - F_2 \quad (2.19)$$

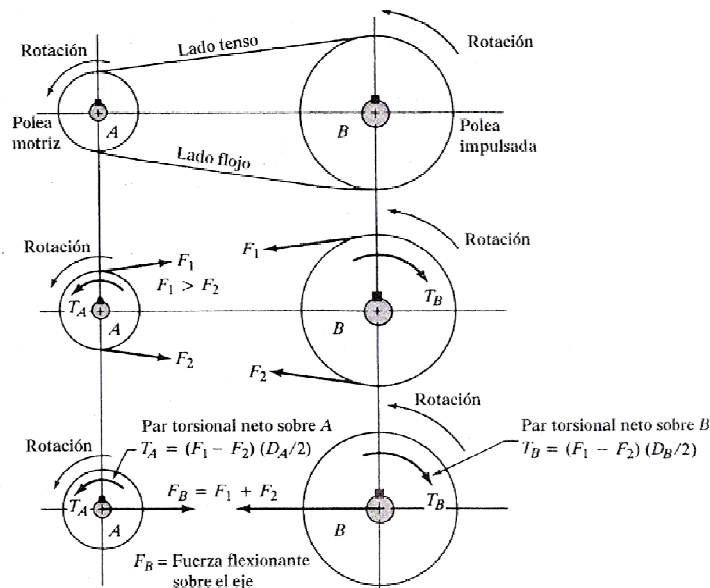


Fig. 2.4 Fuerzas sobre poleas acanaladas.

La magnitud de la fuerza neta de impulso puede calcularse a partir del torque que se transmite

$$F_N = T_A \left(\frac{D_A}{2} \right) \quad (2.20)$$

Observe, sin embargo, que la fuerza de flexión en el eje que soporta a la polea acanalada depende de la suma $F_1 + F_2 = F_B$. Para ser más exactos, deben utilizarse los componentes de F_1 y F_2 paralelos a la línea de los centros de las dos ruedas dentadas. No obstante, a menos que las dos ruedas dentadas sean muy diferentes en el diámetro, será mínimo el error que presenta como consecuencia de

$$F_1 + F_2 = T_B \quad (2.21)$$

Para determinar la fuerza de flexión F_B , se requiere de una segunda ecuación en la que intervengan las dos fuerzas F_1 y F_2 . Esto se obtiene al suponer que existe una relación entre la tensión del lado tenso y la tensión del lado flojo. Para impulsores de banda en forma de V , se considera, que esta relación es

$$F_1 / F_2 = 5 \quad (2.22)$$

Es conveniente obtener una relación entre F_N y F_B a partir de la forma

$$F_B = C F_N \quad (2.23)$$

Donde C es una constante a determinar

$$C = \frac{F_B}{F_N} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} \quad (2.24)$$

Sin embargo a partir de la ecuación 2-22, $F_1 = 5F_2$. Así,

$$C = \frac{F_B}{F_N} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} = \frac{5F_2 + F_2}{5F_2 - F_2} = \frac{6F_2}{4F_2} = 1.5 \quad (2.25)$$

Entonces, para bandas en forma de V , la ecuación 2.23 se convierte en,

$$F_B = 1.5 F_N = 1.5 T / (D/2) \quad (2.26)$$

Se acostumbra considerar que la fuerza de flexión, F_B , actúa como una sola fuerza a lo largo de la línea de los centros de las dos poleas acanaladas como se ilustra en la *figura 2.4*. [19]

2.7. Densidad.

La densidad ρ^* de un cuerpo es tal que la masa de un elemento diferencial de su volumen es $dm = \rho dV$. Por tanto las dimensiones de ρ son (masa)/(volumen). La masa total de un cuerpo es

$$m = \int_m dm = \int_V \rho dV \quad (2.27)$$

Un cuerpo cuya densidad es uniforme en todo su volumen se conoce como homogéneo. En este caso, la masa total es igual al producto de la densidad y el volumen:

$$m = \rho \int_V dV = \rho V \text{ cuerpo homogéneo} \quad (2.28)$$

El peso específico $\gamma = g\rho$. El peso de un elemento de un volumen dV de un cuerpo es $dW = \gamma dV$, y el peso total de un cuerpo homogéneo es igual a γV . Sustituyendo $dm = \rho dV$ en la ecuación 2.28, podemos expresar las coordenadas del centro de masa en función de integrales de volumen:

$$x = \frac{\int_V \rho x dV}{\int_V \rho dV} \quad y = \frac{\int_V \rho y dV}{\int_V \rho dV} \quad z = \frac{\int_V \rho z dV}{\int_V \rho dV} \quad (2.29)$$

Si ρ es conocida como función de la posición en un cuerpo, estas integrales determinan su centro de masa.

El centro de masa de un cuerpo homogéneo coincide con el centroide de su volumen. Si un cuerpo es homogéneo, $\rho = \text{constante}$ y las ecuaciones 2.30 corresponden al centroide de su volumen. [20]

$$x = \frac{\int_V x dV}{\int_V dV} \quad y = \frac{\int_V y dV}{\int_V dV} \quad z = \frac{\int_V z dV}{\int_V dV} \quad (2.30)$$

2.8. Esfuerzo normal máximo.

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Esas cargas producen momentos de flexión en la viga, las cuales a su vez causan el desarrollo de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, esto es, son de tensión o de compresión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección. En ese punto la formula de la flexión muestra como resultado el esfuerzo: [20]

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.31)$$

Donde, M = magnitud del momento de flexión en esa sección, I = momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro y c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada, en la sección transversal de la viga. [20]

2.9. Esfuerzo cortante máximo.

Cuando un par de torsión o un momento de torsión, se aplica a un elemento, tiende a deformarlo por torcimiento, lo cual causa una rotación de una parte del elemento en relación con otra. Ese torcimiento provoca un esfuerzo cortante en el miembro. Para un elemento pequeño del miembro, la naturaleza del esfuerzo es igual que la que se experimenta bajo el esfuerzo cortante directo. Sin embargo, en el cortante torsional, la distribución de esfuerzos no es uniforme en la sección transversal. Cuando un eje redondo macizo se somete a un par de torsión, la superficie externa sufre la máxima deformación cortante unitaria y, por consiguiente, el esfuerzo cortante torsional máximo que se calcula con [20]

$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{J} \quad (2.32)$$

2.10. Momento flexionante resultante.

Si el momento flexionante máximo ocurre en un punto determinado para cada plano que pueden ser x,y y x,z en un elemento en rotación. Entonces el momento flexionante máximo es la suma vectorial de los momentos en cada plano. [21]

$$M_R = \pm \sqrt{M_{x,y}^2 + M_{x,z}^2} \quad (2.33)$$

2.11. Círculo de Mohr.

El círculo de Mohr es una técnica para representar gráficamente un tensor simétrico y calcular con ella momentos de inercia, deformaciones y tensiones, adaptando los mismos a las características de un círculo (radio, centro, etc.). También empleado para el cálculo del esfuerzo cortante máximo absoluto y la deformación máxima absoluta. *Fig. 2.5.*

- **Caso bidimensional.**

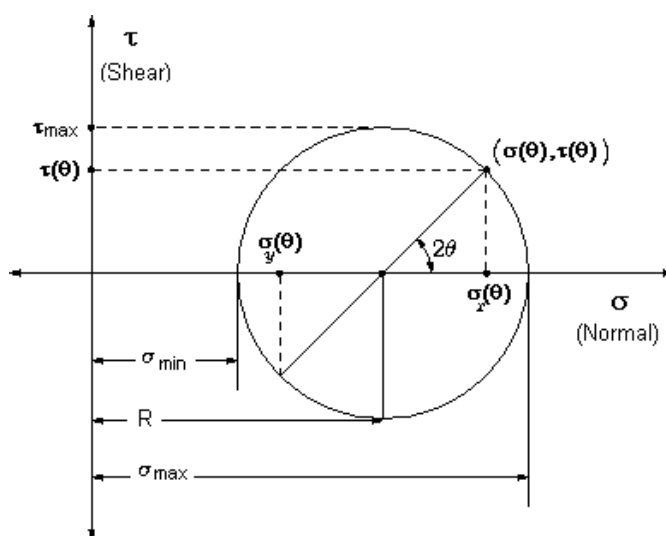


Fig. 2.5 Círculo de Mohr para esfuerzos.

En dos dimensiones el círculo de Mohr permite determinar la tensión máxima y mínima, a partir de dos mediciones de la tensión normal y tangencial sobre dos ángulos que forman 90° . Medida 1 (σ_x, τ), Medida 2 ($\sigma_y, -\tau$).

El eje vertical se encuentra invertido, por lo que esfuerzos positivos van hacia abajo y esfuerzos negativos se ubican en la parte superior. Usando ejes rectangulares, donde el eje horizontal representa la tensión normal σ y el eje vertical representa la tensión cortante o tangencial τ para cada uno de los planos anteriores. Los valores del círculo quedan representados de la siguiente manera:

Centro del círculo de Mohr:

$$C = (\sigma_{med}, 0) = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}, 0 \right) \quad (2.34)$$

Radio del círculo de Mohr:

$$r = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.35)$$

Las tensiones máximas y mínimas vienen dados en términos de esas magnitudes simplemente por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{med} + r \quad (2.36)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_{med} - r \quad (2.37)$$

Estos valores se pueden obtener también calculando los valores propios del tensor tensión que en este caso viene dado por:

$$T|_{x,y} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau \\ \tau & \sigma_y \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

- **Caso tridimensional.**

El caso del estado tensional de un punto P de un sólido tridimensional es más complicado ya que matemáticamente se representa por una matriz de 3×3 para la que existen 3 valores propios, no necesariamente diferentes.

$$T|_{x,y,z} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

En el caso general, las tensiones normal (σ) y tangencial (τ), medidas sobre cualquier plano que pase por el punto P , representadas en el diagrama (σ, τ) caen siempre dentro de una región delimitada por 3 círculos. Esto es más complejo que el caso bidimensional, donde el estado tensional caía siempre sobre un único círculo. Cada uno de los 3 círculos que delimitan la región de posibles pares (σ, τ) se conoce con el nombre de círculo de Mohr. [22]

- **Esfuerzos principales y esfuerzo cortante máximo.**

La combinación de esfuerzos normales y cortantes aplicados que produce el esfuerzo normal se llama esfuerzo principal máximo σ_1 , su magnitud se calcula con la siguiente ecuación: [20]

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad (2.40)$$

La combinación de esfuerzos principales aplicados que produce el esfuerzo normal mínimo se llama esfuerzo principal mínimo σ_2 , su magnitud se calcula con la siguiente ecuación: [20]

$$\sigma_2 = \sigma_{\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad (2.41)$$

Esfuerzo cortante máximo. Se presentara en una orientación distinta del elemento de esfuerzos y su magnitud se calcula con: [20]

$$\tau_{(\max, \min)} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad (2.42)$$

El esfuerzo normal que existe junto con el esfuerzo cortante máximo sobre el elemento sometido al esfuerzo cortante máximo. [22]

$$\sigma_{prom} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \quad (2.43)$$

Condiciones de esfuerzo en cualquier orientación del elemento sometido a esfuerzo.

$$\sigma_u = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\cos 2\theta - \tau_{xy}\sin(2\theta) \quad (2.44)$$

$$\tau_{uv} = \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\sin(2\theta) - \tau_{xy}\cos 2\theta \quad (2.45)$$

El círculo de Mohr se dibuja en un sistema de ejes perpendiculares con el esfuerzo cortante (τ) marcado en el eje vertical y el esfuerzo normal, (σ), en el eje horizontal como se indica a continuación en la *figura 2.6*. [22]

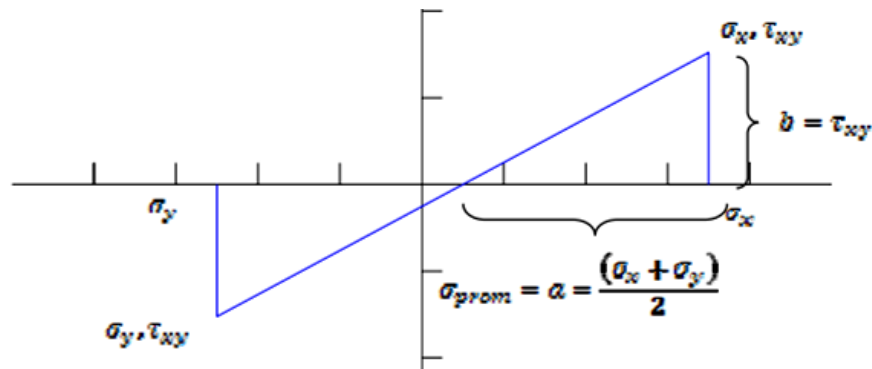


Fig. 2.6 Esfuerzo cortante y normal en un sistema de ejes.

La convención de signos es la siguiente (fig. 2.7) [23]:

- Los esfuerzos normales positivos de tensión actúan hacia la derecha.
- Los esfuerzos normales negativos de compresión actúan hacia la izquierda.
- Los esfuerzos cortantes que tienden a girar al elemento sometido a esfuerzo en sentido horario (*SH*) se trazan hacia arriba en el eje τ .
- Los esfuerzos cortantes que tienden a girar al elemento sometido a esfuerzo en sentido anti horario (*SAH*) se trazan hacia abajo.

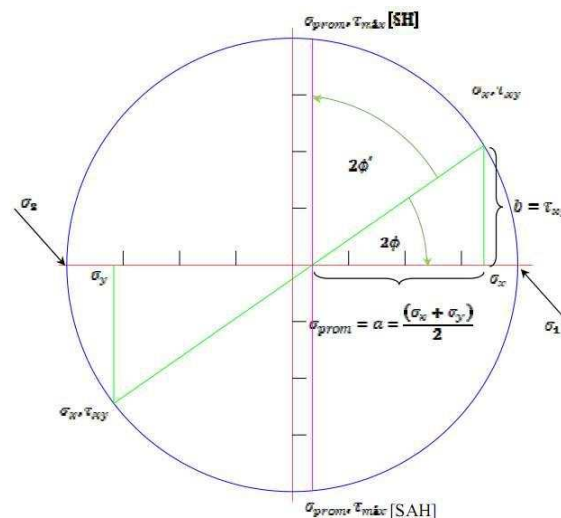


Fig. 2.7 Convención de signos para esfuerzos cortantes y normales²³.

2.12. Esfuerzos fluctuantes.

Si el esfuerzo de tensión en un punto está dado por el esfuerzo variable σ_a y el esfuerzo medio σ_m entonces ambos esfuerzos contribuyen a la falla. Se ha observado que casi todas las fallas en los especímenes probados son debido a las combinaciones de carga alterna y media. [24]

Los esfuerzos medios y alternos se calculan a partir de los esfuerzos máximos y mínimos con los métodos de análisis de esfuerzos o de elemento finito. [20]

$$\sigma_a = \left(\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \right) \quad (2.46)$$

$$\sigma_m = \left(\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \right) \quad (2.47)$$

2.13. Concentración de esfuerzos.

Los cambios abruptos en geometría pueden dar lugar a esfuerzos, esta irregularidad en la distribución de los esfuerzos causada por los cambios abruptos de forma se llama concentración de esfuerzos. Se presenta para cada tipo de esfuerzo, axial, de flexión o cortante que están presentes en filetes, agujeros, muescas, chaveteros, estrías, marcas de herramienta o raspaduras accidentales. Las inclusiones y defectos dentro del material o sobre la superficie también producen aumento de los esfuerzos. El valor máximo del esfuerzo en tales puntos se encuentra multiplicando el esfuerzo nominal, por un factor K_t de concentración de esfuerzos que se define como:

$$K_t = \frac{\text{valor más alto del esfuerzo real en filetes, muescas, agujeros, etc.}}{\text{esfuerzo nominal (ecuación elemental para la sección transversal mínima)}} \quad (2.48)$$

Factor de concentración del esfuerzo teórico

$$K_m = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} \quad (2.49)$$

Factor de concentración del esfuerzo geométrico

$$K_{ts} = \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{\tau_0} \quad (2.50)$$

Los valores de los factores de concentración de esfuerzo pueden encontrarse experimentalmente por análisis foto elástico o mediciones directas con extensómetros o por métodos computacionales usando elementos finitos de análisis. [25]

La concentración de esfuerzos podría despreciarse si la carga es estática, la temperatura es normal y el material es dúctil. En caso de carga cíclica, se advierte que el factor usado es ligeramente diferente al factor determinado solo por la aplicación de las relaciones geométricas.

- **Barras de sección circular con filete de hombre circunferencial (flexión).**

Pruebas foto elásticas (Leven y Hartman 1951) han sido hechas de barras de secciones circular en el rango de 0.03 a 0.3 para la relación de r / d . En comparación con otras pruebas foto elásticas de barras redondas (Allison 1961) considerando valida la relación d / D como valores comparativos, son razonablemente buenos para $d / D = 0.6$ y $d / D = 0.8$. Sin embargo para $d / D = 0.9$, los resultados son bajos. Tipton (1996) realizó un estudio por análisis de elemento finito y mostro que para $r/d < 0.05$ la grafica 1 y 2 para el factor de concentración de esfuerzo pueden sobre estimar el máximo esfuerzo entre un 3 y 21 %. Para las relaciones más pequeñas de r / d , se obtienen grandes posibilidades de error. La sobre estimación de los gráficos 1 y 2 fue previamente identificada por Gooyer y Overbeeke (1991) y Hardy y Malik (1992). En el análisis de elemento finito, Tipton calculó el factor de concentración de esfuerzo elástico k_t como $k_t = \sigma_1 / \sigma_{nom}$, donde σ_1 es el esfuerzo principal máximo y $\sigma_{nom} = 32M / \pi d^3$ para flexión. Para los límites geométricos $0.002 \leq r/d \leq 0.3$ y $1.01 \leq D/d \leq 6.0$ ellos encontraron que el factor de concentración de esfuerzo k_t para flexión puede ser representado como: [26]

$$K_t = 0.632 + 0.337 \left(\frac{D}{d} \right)^{-4.4} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 0.503 \left(\frac{D}{d} \right)^2}{1 - 2.39 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 3.368 \left(\frac{D}{d} \right)^4}} \quad (2.51)$$

- **Factores de concentración de esfuerzos por carga cíclica.**

El factor de concentración de esfuerzos K_f usado para carga cíclica es en realidad igual o menor que el factor K_t estático y geométrico de concentración de esfuerzos, y los efectos combinados de la carga cíclica y la concentración de esfuerzos dependerá de la sensibilidad del material. La manera más efectiva de determinar este factor es por pruebas experimentales del material en cuestión. El índice de sensibilidad o sensibilidad de muesca es una cantidad que define la sensibilidad de un material en particular ante los efectos combinados de la concentración de esfuerzos y ante la carga de fatiga. Puede definirse como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.52)$$

Donde K_f es el factor de concentración de esfuerzos por fatiga, K_t es el factor de concentración de esfuerzos solo por forma geométrica y q es el índice de sensibilidad. El valor de q siempre se encuentra entre $0 \leq q \leq 1$. [24]

2.14. Fractura.

La fractura es la separación de un cuerpo como respuesta a una tensión que puede ser estática (constante o variando lentamente con el tiempo) y a temperaturas que son bajas en relación con la temperatura de fusión del material. Las tensiones aplicadas pueden ser de tracción, compresión, de corte o torsionales. Los tipos de fractura típicos son dúctiles y frágiles. Esta clasificación está basada en la capacidad del material a experimentar deformación plástica. Los materiales dúctiles típicamente exhiben una sustancial deformación plástica, con alta absorción de energía en la fractura frágil. Para el material frágil existe una pequeña deformación plástica y baja absorción de energía en la fractura frágil. [27]

2.15. Fatiga.

Una de las causas más comunes de falla de los materiales se debe a la fatiga del material. Los materiales sometidos a cargas fluctuantes o repetidas tienden a desarrollar un comportamiento característico que difiere fundamentalmente del comportamiento bajo cargas constantes. Este “comportamiento diferente” se llama fatiga. Llamaremos fatiga al “fenómeno que afecta la resistencia de las piezas cuando se las somete a un número más o menos grande de

solicitaciones repetidas de una cierta amplitud”. La idea clave es que la sollicitación (carga o deformación) debe variar en el tiempo para obtener fatiga como posible causa de falla. 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 aumentó en la incertidumbre en cuanto a la resistencia y a la duración (vida en servicio) del material. Las normas *ASTM* definen a la fatiga como: “término general usado para describir el comportamiento de materiales sometidos a ciclos repetidos de tensión o deformación que ocasiona un deterioro del material que ocasiona una fractura progresiva”.

Manifestación y proceso de falla. El proceso ocurre en los metales al estar sometidos a fatiga simple (la forma más sencilla de fatiga), que tiene lugar bajo tensiones de tracción y compresión alternadas (siempre dentro del rango elástico) sobre miembros libres de discontinuidades. A los pocos ciclos de acción de la carga repetida comienzan a producirse cambios aislados en la estructura atómica en puntos dispersos del material; estos rápidamente comienzan a desarrollar fisuras sub microscópicas que crecen a medida que los ciclos continúan, hasta tener proporciones microscópicas y eventualmente llegan a ser visibles, cuando la fisura llega a un tamaño tal que debilita la pieza, se produce su rotura. El proceso de evolución de la falla se puede dividir en tres etapas *fig. 2.8*.

- Nucleación (*a*): se produce en los metales cuando el nivel de tensión aplicada es menor que el límite elástico estático. Aparece una deformación masiva generalizada, hasta que el metal endurece lo suficiente como para resistir la tensión aplicada (acritud total) en un punto denominado punto de iniciación, que suele estar situado en zonas de concentración de tensiones como ser entallas, cantos vivos, rayas superficiales o bien en inclusiones y poros.
- Propagación (*b* y *c*): abarca la mayor parte de la duración del proceso fatiga y se extiende desde el momento en que se produjo el endurecimiento por deformación generalizada (acritud total) hasta la formación de una grieta visible.

- Rotura (*d*): es la propagación de la grieta hasta que es lo suficientemente grande como para producir la rotura.

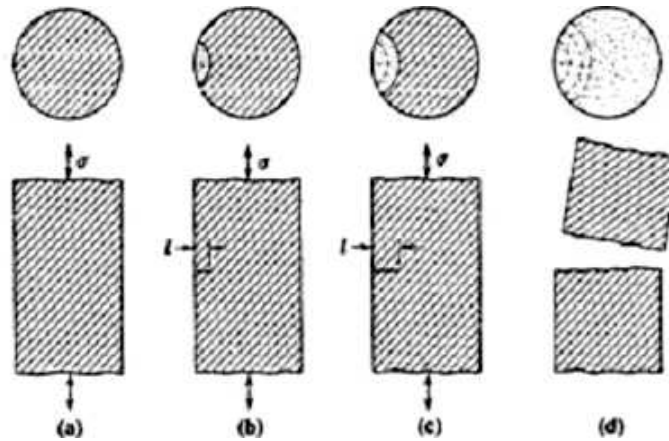


Fig. 2.8 Evolución de la falla.

La superficie de la fractura tiene dos zonas características:

a) Zona Lisa: aparece debido al roce por la propagación de la grieta a través de la sección. Esta propagación se indica con una serie de marcas anulares (llamadas líneas de parada o de reposo, similares a las marcas que dejan las olas sobre la playa), que se generan a partir del punto de nucleación (punto de concentración de tensiones). A su vez, podemos distinguir: marcas de playa que se forman en el frente de la fisura al producirse un reposo en el funcionamiento de la pieza. Consecuentemente no aparecerán en el caso de probetas, que generalmente se ensayan sin interrupción.

b) Zona Rugosa: Aparece al romper la pieza por disminución de la sección efectiva sana ante el mismo valor de carga actuante. La rotura final, contrariamente a la zona con marcas de playa que es lisa y suave, presenta una superficie fibrosa y de relieve muy accidentado. Se trata de la zona remanente sana, demasiado pequeña para aguantar un ciclo más de sollicitación, que termina rompiéndose frágilmente [28].

2.16. Teorías de fallas por fatiga.

- **Introducción.**

Un material ha alcanzado la rotura cuando llega a un límite de sollicitación tal que las tensiones poseen un valor para el cual el material ya no es utilizable para el fin, al que lo destina. En el caso de un material frágil prácticamente puede decirse que la rotura coincide con la rotura física, mientras que en el caso de un material dúctil, la rotura está en correspondencia con el límite de fluencia, ya que para este material allí empiezan las grandes deformaciones. [29]

- **Teoría de la máxima tensión normal (De Lamé o Rankine)**

La rotura de un cuerpo ocurre cuando en un punto de un sólido sollicitado por un estado cualquiera de tensión, la máxima tensión normal alcanza un valor igual a la máxima tensión normal que ocurre en ensayo de tracción simple. En un estado plano cualquiera la máxima tensión normal corresponde a la mayor tensión principal. En un estado de tracción simple la tensión normal ya es el valor máximo, en consecuencia:

$$\sigma_c = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (2.53)$$

$$\sigma_c = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sigma$$

En lo que respecta a los materiales frágiles, la teoría conduce a resultados satisfactorios. Para los materiales dúctiles, los resultados no coinciden con las experiencias; en efecto, para el caso de corte puro esta teoría nos dice que la rotura debe acontecer cuando la tensión tangencial alcanza el valor correspondiente a la tensión de fluencia, mientras que la experiencia demuestra que la tensión tangencial de fluencia es bastante menor que el valor correspondiente a la tensión normal. En base a esto, surge que esta teoría no es aplicable a materiales dúctiles. [29]

- **Teoría de la deformación máxima (Saint Venant).**

La rotura de un cuerpo ocurre cuando la deformación específica en la dirección de la máxima tensión principal alcanza el valor de la máxima deformación específica que corresponde a la rotura por tracción simple. En un estado plano cualquiera:

$$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \frac{1}{E} [\sigma_{m\acute{a}x} - \mu \sigma_{m\acute{a}x}] \quad (2.54)$$

$$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \frac{1}{E} \left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2} - \mu \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2} \right) \right]$$

$$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \frac{1}{E} \left[\frac{(1-\mu)}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \frac{(1-\mu)}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2} \right]$$

Mientras que en el estado de tracción simple: $\varepsilon_{m\acute{a}x} = \sigma_c / E$ luego:

$$\sigma_c = \left[\frac{(1-\mu)}{2} (\sigma_x - \sigma_y) + \frac{(1-\mu)}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \right] \quad (2.55)$$

$$\sigma_c = \left[\frac{(1-\mu)}{2} \sigma + \frac{(1-\mu)}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = (1-\mu)\tau \right]$$

Como puede verse, las expresiones anteriores dependen del coeficiente de Poisson, y en consecuencia varían con el material, pero tampoco sirve para materiales dúctiles. [29]

- **Teoría de la máxima energía de deformación (Beltrami – Haigh – Huber).**

En un punto cualquiera de un sólido sujeto a un estado de tensión, el comienzo de la plastificación ocurre cuando la energía total de deformación por unidad de volumen, correspondiente al estado de tensión dado, es igual a la energía total de deformación unitaria que corresponde a la sollicitación por tracción simple, para el límite de fluencia.

En un estado plano arbitrario:

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 2\mu\sigma_x\sigma_y + 2(1+\mu)\tau_{xy}^2] \quad (2.56)$$

Mientras que para el estado de tracción simple, $u=(1/2E)\sigma_c^2$ con lo que:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 2\mu\sigma_x\sigma_y + 2(1+\mu)\tau_{xy}^2} \quad (2.57)$$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 2(1+\mu)\tau^2} = \sqrt{2(1+\mu)}\tau$$

Los ensayos de Bridgman han demostrado la inexistencia de esta teoría. La naturaleza da un ejemplo de esto, pues si consideramos los trozos de roca en el fondo del mar, éstos están sometidos a tensiones normales muy altas, que producen una energía de deformación mucho mayor que la alcanzada en un ensayo de tracción, y sin embargo permanecen intactos. [29]

- **Teoría de la máxima tensión tangencial (Guest – Coulomb).**

La rotura de un material comienza cuando en un punto cualquiera del mismo, sujeto a un estado múltiple de tensiones, la máxima tensión de corte alcanza el valor de la máxima tensión de corte que ocurre en un ensayo de tracción simple.

En un estado plano cualquiera:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (2.58)$$

Mientras que en el estado de tracción simple $\tau_{m\acute{a}x}=\sigma_c/2$

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (2.59)$$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 2\tau$$

Esta teoría conduce a resultados aceptables para ciertos materiales dúctiles, en especial cuando las tensiones tangenciales son preponderantes. Experimentalmente se comprueba que $\tau_f \approx 0.57$ y según esta teoría $\tau_f \approx 0.5 \sigma_f$. [29]

- **Teoría de Mohr.**

Los límites de fluencia y de rotura de un material quedan definidos por las tensiones que desarrollan en los planos de deslizamientos y fractura. La tensión tangencial en el plano de fractura o escurrimiento alcanza para el estado límite un valor máximo, que es función de la correspondiente tensión normal y de las características del material. Suponga un punto sujeto a un determinado estado de tensión y hagamos crecer las tensiones principales σ_1 y σ_2 hasta alcanzar la rotura si se trata de un material frágil, o el comienzo de la fluencia si es dúctil. Repitiendo el concepto para otros estados de tensión obtendremos toda una familia de circunferencias que corresponden a estados de rotura. La curva envolvente se denomina “envolvente de Mohr (fig. 2.9) o curva de resistencia intrínseca”.

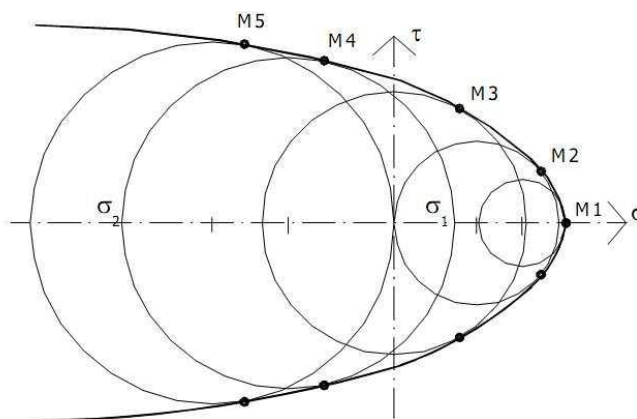


Fig. 2.9 Envolvente de Mohr.

Dado un estado de tensión, el mismo estado será determinante de la rotura o fluencia si la circunferencia de Mohr corta la curva o es tangente a la misma. La dificultad de esta teoría radica en que la curva intrínseca puede conocerse en forma experimental. Sin embargo, tiene ventaja importante en cuanto a que es aplicable tanto a materiales dúctiles como frágiles, aunque responde más a las características de rotura. [29]

La teoría de la energía de distorsión recibe también los siguientes nombres, teoría de la energía de esfuerzo cortante, teoría de von Mises-Hencky, Teoría del esfuerzo cortante octaédrico.

- **Teoría de la máxima energía de distorsión (Huber – Hencky – von Mises).**

En un cuerpo sujeto a un estado cualquiera de tensión, el comienzo de la fluencia en un punto del cuerpo ocurre solamente cuando la energía de distorsión por unidad de volumen correspondiente a dicho estado de tensión, alcanza el valor de la energía de distorsión de la sollicitación por tracción simple, cuando se alcanza el límite de fluencia.

Para el estado doble de tensión:

$$u_F = \frac{(1+\mu)}{3E} [\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2] \quad (2.60)$$

Mientras que en el estado de tracción simple $u = ((1+\mu)/3E)\sigma_c^2$ con lo que

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.61)$$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{3}\tau$$

Esta teoría se adapta perfectamente a los materiales dúctiles, ya que según ésta $\tau_f \approx 0.57\sigma_f$, valor muy próximo a los obtenidos en ensayos. Para el caso particular de tensión hidrostática la energía de distorsión es nula y no hay fluencia, por lo que se interpreta que este fenómeno está íntimamente ligado a la energía de distorsión. [29]

- **Criterio de von Mises o esfuerzo equivalente.**

La siguiente expresión fue propuesta por R. von Mises (1913), como representación del criterio de falla por fluencia: [26]

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (2.62)$$

Donde σ_y es el esfuerzo de fluencia en una barra con carga uniaxial. Para cualquier otro modo de falla, remplace el σ_y por el apropiado nivel de esfuerzo, tal como σ_f . La cantidad correcta del lado derecho de la ecuación 2.62 en algunas ocasiones su disposición esta fuera del

análisis estructural de algún software, y es frecuentemente referida como el esfuerzo equivalente σ_{eq} : [26]

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (2.63)$$

El estado de la falla ocurre cuando la energía de distorsión alcanza la misma energía por una falla en un esfuerzo de tensión. Si $\sigma_3 = 0$, la ecuación 2.63 se reduce a [26]

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (2.64)$$

- **Forma alterna del esfuerzo de von Mises.**

Primero se deben calcular los esfuerzos en ciertas direcciones ortogonales convenientes x y y , que serían σ_x , $\sigma_y = \tau_x$. Entonces el esfuerzo de von Mises se puede calcular en forma directa con [26]

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.65)$$

Para esfuerzo con cortante $\sigma_y = 0$, la ecuación 2.65 se reduce a

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.66)$$

- **Criterio de Goodman.**

Este método es para fatiga bajo esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles. En el diagrama de Goodman se grafican los esfuerzos medios en el eje horizontal y los esfuerzos alternativos en el eje vertical. La parte derecha del diagrama (*fig. 2.10*) representa esfuerzos fluctuantes con un esfuerzo medio de tensión (+), se traza una línea recta desde la resistencia real estimada del material S'_n , en el eje horizontal. Las combinaciones de esfuerzo medio y de esfuerzo alternativo, que estén arriba de la línea indican posible falla, mientras que las que están abajo predicen que no habrá falla por fatiga. La ecuación de la línea de Goodman es [19]

$$\frac{\sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2.67)$$

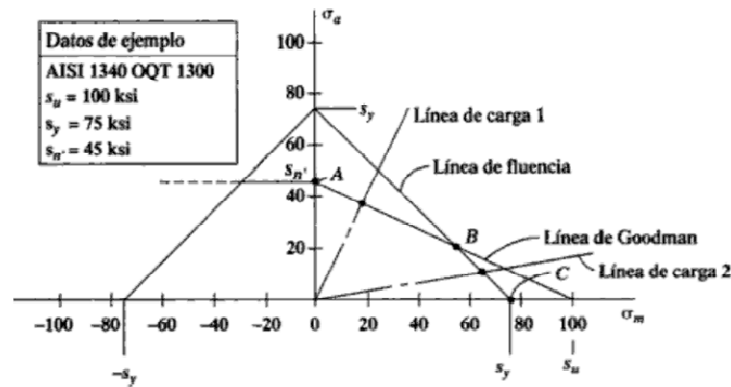


Fig. 2.10 Diagrama de Goodman modificado para fatiga de materiales dúctiles.

La ecuación 2.72. Se modifica introduciendo un factor de diseño en los valores de resistencia última y a la fatiga, para representar una línea de esfuerzo seguro (fig. 2.11). Todo factor por concentración de esfuerzo en la región de interés debe aplicarse al componente alterno, pero no al esfuerzo medio, por que las pruebas experimentales indican que la presencia de una concentración de esfuerzo no afecta la contribución del esfuerzo medio a la falla por fatiga. Con esto la ecuación de Goodman se obtiene [19]

$$\frac{k_t \sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_u} = \frac{1}{N} \quad (2.68)$$

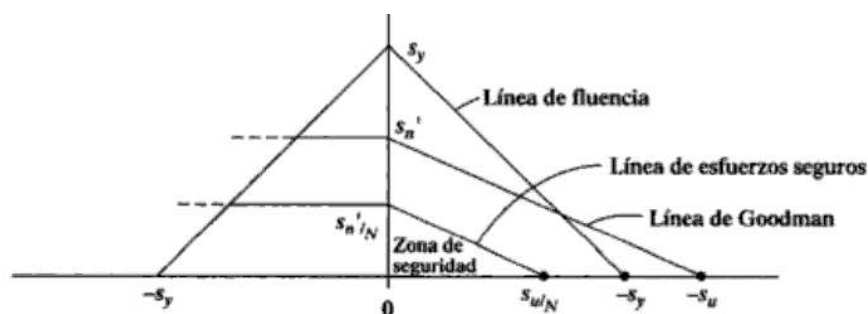


Fig. 2.11 Diagrama de Goodman modificado, mostrando la línea de esfuerzo seguro.

- **Criterio de Gerber.**

Este criterio se puede aplicar para estimaciones más precisas de la falla por fatiga. Este límite es parabólico (*fig. 2.12*) y se adapta a los puntos de falla determinados experimentalmente. [19]

$$\frac{\sigma_a}{S'_n} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (2.69)$$

- **Criterio de Soderberg.**

La línea de Soderberg (*fig. 2.12*) es la más conservadora y se traza entre la resistencia de fatiga y la resistencia de fluencia. Una ventaja de esta línea es que protege en forma directa contra la fluencia temprana en el ciclo. Sin embargo el nivel de conservadurismo es muy alto para que el diseño sea eficiente y competitivo. La ecuación de la línea de Soderberg es [19]

$$\frac{k_t \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (2.70)$$

- **Criterio curva cuadrática o elíptica ASME.**

Este criterio se basa en la hipótesis de que el esfuerzo cortante en un eje es repetido y se invierte cuando gira el eje, pero el esfuerzo cortante por torsión es casi uniforme. La ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra de manera gráfica en la *figura 2.12*, donde el eje vertical es la relación del esfuerzo flexionante invertido entre la resistencia a la fatiga del material. El eje horizontal es la relación del esfuerzo cortante torsional entre la resistencia a la cedencia por cortante del material. Los puntos que tienen el valor de 1.0 en esos ejes indica la falla inminente en flexión pura o en torsión pura, respectivamente. Los datos experimentales indican que la falla, bajo combinaciones de flexión y torsión, sigue aproximadamente el arco que une esos dos puntos, cuya ecuación es la siguiente: [19]

$$\left(\frac{\sigma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{S_{ys}} \right)^2 = 1 \quad (2.71)$$

Empleando $S_{ys} = S_y/\sqrt{3}$, de la teoría de la energía de distorsión. Incorporando un factor de diseño en cada término del primer miembro de la ecuación, para llegar a una expresión basada en esfuerzos de diseño: [19]

$$\left(\frac{N\sigma}{S'_n}\right)^2 + \left(\frac{N\tau\sqrt{3}}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (2.72)$$

Ahora se introduce un factor de concentración de esfuerzos para flexión, solo en el primer termino por que el esfuerzo es repetitivo. No se necesita factor en el termino del esfuerzo cortante torsional, porque se supone constante, y las concentraciones de esfuerzo tienen poca o ningún efecto sobre el potencial de falla. Entonces [19]

$$\left(\frac{k_t N\sigma}{S'_n}\right)^2 + \left(\frac{N\tau\sqrt{3}}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (2.73)$$

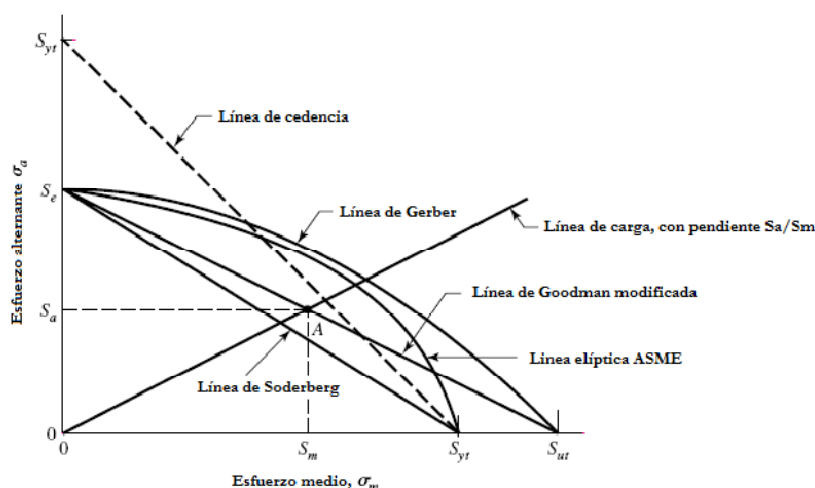


Fig.2.12 Comparación del método de Gerber, Goodman, Soderberg y Elíptica ASME para esfuerzos fluctuantes en materiales dúctiles.

- **Observaciones en el uso de teorías de falla.**

Si un miembro esta en un estado de esfuerzo uniaxial ($\sigma_{\max} = \sigma_1$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) el máximo esfuerzo puede ser usado directamente en $\sigma_{\max} = k_t \sigma_{nom}$ para un análisis de falla. Sin embargo cuando la localización del esfuerzo máximo esta en un estado de esfuerzo biaxial o triaxial resulta importante considerar no solo los efectos σ_1 si no también los de σ_2 y σ_3 en acuerdo con alguna de las teorías de falla. Para un eje con entalla circunferencial bajo cargas de tensión un punto en el fondo de la entalla está en estado de esfuerzo biaxial, esto es porque que el punto se encuentra sometido a esfuerzos axiales σ_1 y circunferenciales σ_2 como se muestra en la

figura 2.13. Para combinar la concentración de esfuerzo con la teoría de von Mises se introduce un factor k'_t . [26]

$$k'_t = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{x\text{máx}}} \quad (2.74)$$

Sustituyendo la ecuación del esfuerzo equivalente de von Mises. [26]

$$k'_t = \frac{\sigma_1}{\sigma} \sqrt{1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2} = k_t \sqrt{1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2} \quad (2.75)$$

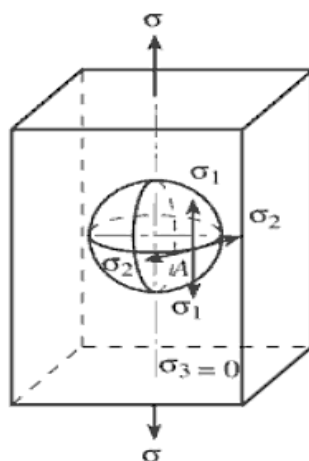


Fig.2.13 Bloque con cavidad esférica.

2.17. Límite de resistencia a la fatiga.

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga. [19]

$$\text{Límite de resistencia a la fatiga } S_e = 0.5 S_{ut} \quad (2.76)$$

Esta aproximación, se refiere al caso especial de esfuerzo repetido e invertido flexionante, en un espécimen de acero pulido con 0.300 plg. (7.62 mm) de diámetro, como se usa en el aparato de pruebas de fatiga R.R. Moore. [19]

- **Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.**

Marín* a propuesto una clasificación de los factores de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga que se describen en la *tabla 2.3* para tener en cuenta las más importantes de estas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación, de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto. [24]

Tabla 2.3 Condiciones que afectan el límite de fatiga. [24]

Condiciones que afectan al límite de fatiga	
Material	Composición química, base de falla, variabilidad
Manufactura	Método de fabricación, tratamiento térmico, corrosión por desgaste, condición de la superficie, concentración del esfuerzo.
Condición ambiental	Corrosión, temperatura, estado de esfuerzo, tiempos de relajación
Diseño	Tamaño, configuración, duración, estado de esfuerzo, concentración del esfuerzo, velocidad, desgaste.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f^{-1} S'_e \quad (2.77)$$

Donde S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

k_a = Factor de superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de confiabilidad.

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor de efectos diversos.

k_f = Factor de reducción de resistencia a la fatiga.

Acabado de superficie. El factor superficial depende de la calidad final en la superficie de la parte y del esfuerzo de tensión del material. Para encontrar las expresiones cuantitativas para un terminado común en las piezas de las maquinas (lijado, maquinado, estirado en frio, estirado en caliente, forjado, etc.). Las coordenadas de los puntos de información fueron

reunidos en un grafico a partir del límite de endurecimiento contra el esfuerzo ultimo de tensión la información fue recolectada por Lipson y Noll y reproducidos por Horger. [24]

$$k_a = a.S_{ut}^b \quad (2.78)$$

Donde S_{ut} es el mínimo esfuerzo de tensión y los valores de a y b son encontrados en la *tabla* 2.4 [24]

Tabla 2.4 Parámetros para el acabado superficial [24]

Acabado de la superficie	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Lijado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.7	4.51	-0.265
Estirado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

Factor de tamaño. La prueba de la viga rotatoria redonda da el límite de fatiga para una probeta generalmente de 0.3 *plg.* de diámetro resulta así que los limites de fatiga de elementos de máquina que tienen un tamaño mayor o diferente sección transversal rara vez se acercan a los valores obtenidos de las pruebas estándar de viga rotatoria. Kuguel* propuso una teoría basada en que toda falla está relacionada con la probabilidad de la interacción de un esfuerzo intenso con un desperfecto critico en un cierto volumen. Cuando es grande el volumen del material sujeto a una alta intensidad de esfuerzo, existe una mayor probabilidad de falla. Kuguel utiliza uno que se somete a esfuerzos de 95% del máximo o más, y compara esto con el equivalente de viga rotatoria para obtener un factor de tamaño. [24]

La *figura* 2.14 es una grafica de los datos de prueba, efectiva para probetas menores de 0.3 *plg.* y hasta 2.2 *plg.* de diámetro. El valor decreciente es sensiblemente uniforme aunque los datos presentan una gran dispersión. Para fines de referencia, los resultados de la teoría de Kuguel se grafican como una línea punteada. La línea llena o continua se obtiene de los resultados de la relación. Empleada en los casos de barras redondas en flexión y torsión. (R.

Kuguel "a relation between theoretical stresses concentration factor in fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume". [24]

$$k_b = 0.869d^{-0.097} \rightarrow [0.3p \lg d \leq 10p \lg] \quad (2.79)$$

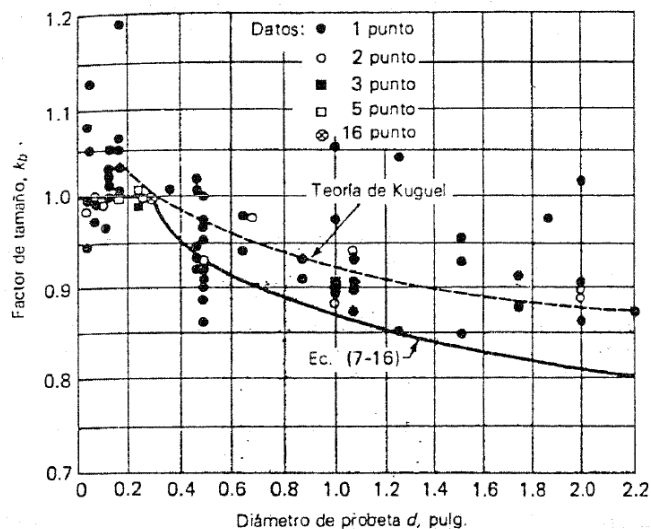


Fig.2.14 Efecto del tamaño de probeta sobre el límite de fatiga en flexión y torsión con inversiones.

Factor de confiabilidad. Para definir el significado exacto de confiabilidad supóngase que se tiene un gran grupo o población de partes mecánicas puede asociarse cierta resistencia S y cierto esfuerzo σ a cada pieza; pero como hay un gran número de ellas existe una población de resistencia y una de esfuerzos. Ambas podrían tener distribuciones semejantes a las mostradas en la figura.2.14 se designara por μ_σ y σ_σ a la media y a la desviación estándar del esfuerzo, mientras que se usaran μ_s y σ_s para denotar la media y la desviación estándar de la resistencia. Aunque la resistencia generalmente es mayor que el esfuerzo, la figura 2.15 muestra que el extremo de la derecha de la distribución del esfuerzo puede traslaparse con el extremo de la izquierda de la distribución de las resistencias y, por tanto, originar algunas fallas. Para determinar la confiabilidad se combinan las dos poblaciones. La población combinada tendrá entonces un valor medio y una desviación estándar iguales a: [24]

$$r = s - \sigma \quad \mu_r = \mu_s - \mu_\sigma \quad \sigma_r = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\sigma^2}$$

La variable estandarizada correspondiente z , es

$$Z_r = \frac{r - \mu_r}{\sigma_r} = \frac{r - (\mu_s - \mu_\sigma)}{\sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\sigma^2}}$$

Luego la confiabilidad es R es

$$R = P(z_r) = 1 - Q(z_r)$$

Las dos ecuaciones anteriores permiten determinar la confiabilidad de cualquier situación de esfuerzo en un material determinado o recíprocante, de forma que se puede determinar la variable estandarizada z , para cualquier confiabilidad deseada. [24]

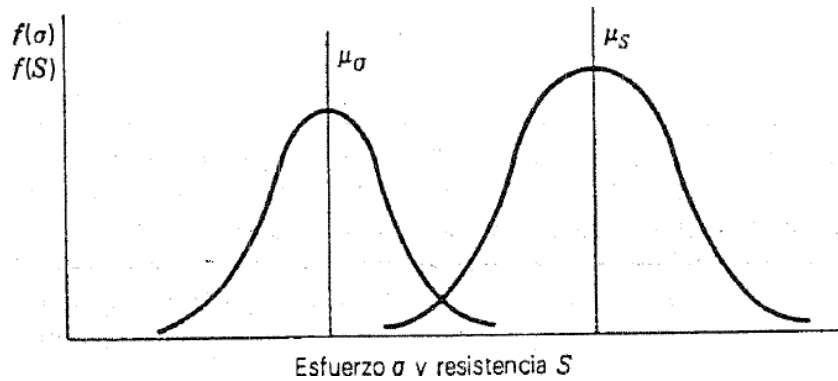


Fig.2.15 Gráficas de distribución de esfuerzo y resistencia, que muestran el esfuerzo medio μ_σ y la resistencia media μ_s .

Con ver la *tabla 2.8* se notará que no es probable que la desviación estándar del límite de resistencia a la fatiga para aceros exceda de 8%. De hecho los datos presentados por Haugen y Wirsching también muestran desviaciones estándar menores que 8%. Esto significa que para obtener el límite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad específica R , solo hay que restar cierto número de desviaciones estándar del límite medio de resistencia a la fatiga, por tanto, el factor de confiabilidad k_c es [24]

$$k_c = 1 - 0.8z_r \quad (2.80)$$

La *tabla 2.5* presenta la variable estandarizada Z_r , correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño, junto con el respectivo factor de confiabilidad k_c . [24]

Tabla. 2.5 Factores de confiabilidad k_p , correspondiente a una desviación estándar de 8% de límite de fatiga.

Confiabilidad R	Variable estandarizada Z_r	Factor de confiabilidad k_t
0.50	0	1
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702

Factor de temperatura. Debido a que la temperatura cambia las propiedades mecánicas de un material y que la existencia de un esfuerzo estático o medios induce así mismo flujo plástico en el material, esto significa que en el diagrama $S-N$ para los aceros perdería el quiebre o ángulo de la curva cuando se utilizara en el caso de temperaturas suficientemente altas. [24]

Las altas temperaturas movilizan las dislocaciones y reducen la resistencia a la fatiga de muchos materiales. Esta movilización origina la conversión de un proceso de falla esencialmente independiente del tiempo, en uno que si depende de él. Estas observaciones se pueden evaluar mediante la siguiente relación. Es importante recordar que el factor de temperatura debe ser aplicado en ambos extremos del diagrama $S-N$, debido a que la resistencia a la fatiga se reduce por el mismo factor en ciclos de 10^3 así como de 10^6 . [24]

$$k_d = 1 \rightarrow T \leq 450^\circ\text{C}(840^\circ\text{F}) \quad (2.81)$$

Factor de reducción de resistencia a fatiga.

$$k_f^{-1} = \frac{1}{k_f} \quad (2.82)$$

2.18. Factores de seguridad.

El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es un factor (número mayor que 1) que se utiliza para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general. En resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos y dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

En ambos casos lo que resulta en un sobredimensionamiento del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las sollicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc.

Coefficiente de Seguridad basado en las tensiones. Según este método, el cálculo de la resistencia se realiza controlando el valor de la tensión máxima que se produce en cierto punto de una estructura. La tensión máxima de trabajo no debe superar cierto valor.

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \frac{\sigma_L}{v} \quad (2.83)$$

σ_L : Cierta valor límite de la tensión para el material dado.

v : Número mayor que la unidad denominado “coeficiente de seguridad”

Para el caso de materiales dúctiles el valor límite σ_L es el límite de fluencia, en el caso de materiales frágiles σ_L es el límite de resistencia o tensión de rotura. La relación σ_L / v recibe el nombre de tensión admisible.

$$\frac{\sigma_L}{v} = \sigma_{\text{adm}} \quad (2.84)$$

Existen reglamentos que establecen los criterios de dimensionamiento del coeficiente de seguridad, por ejemplo, la norma *CIRSOC (SIREA)*.

En los materiales que tienen un período lineal elástico, la tensión admisible se encuentra en dicha zona, por lo tanto puede considerarse como válida la ley de Hooke, ya que la tensión de trabajo resulta menor o igual que la admisible. Para los materiales donde no existe un período elástico bien definido, también puede considerarse válida la ley de Hooke ya que para valores bajos de las tensiones, el diagrama $\sigma - \varepsilon$ se aproxima bastante a una recta *fig. 2.16*.

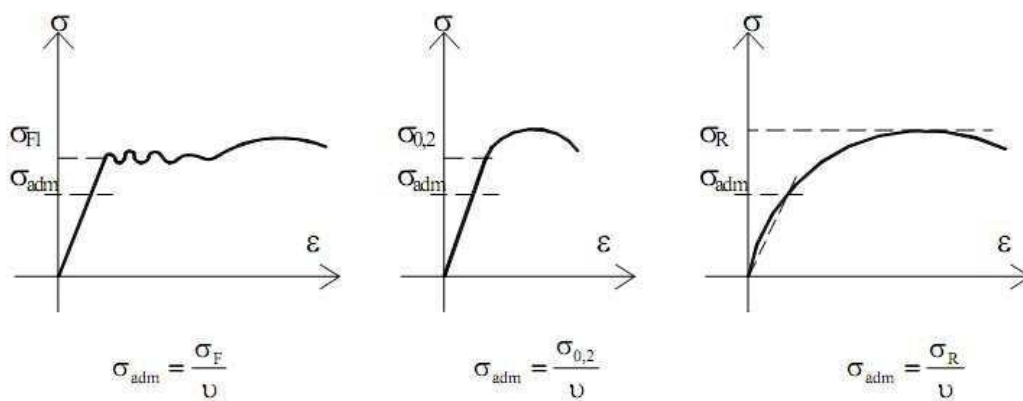


Fig. 2.16 Tensiones admisibles en distintos tipos de materiales.

Al criterio utilizado para determinar el valor del coeficiente de seguridad basado en relación de tensiones lo llamaremos criterio elástico. Además de este existe otro al cual lo llamaremos plástico.

La denominación utilizada para identificar a cada criterio, está relacionada al método de cálculo empleado para establecer valores de solicitaciones en la estructura: es decir que un método de cálculo elástico, y método de cálculo plástico. El coeficiente de seguridad a través del criterio plástico se establece en base a la relación de cargas. Entenderemos como máxima carga estructural, el límite del valor de carga que puede soportar una estructura sin dejar de cumplir satisfactoriamente los fines constructivos a que está destinada. En este caso el valor del coeficiente de seguridad viene dado por: [30]

$$v_p = \frac{\text{Máxima carga estructural}}{\text{Carga real (carga admisible) estructural}} = \frac{P_{rot}}{P_{trab}(P_{adm})} \quad (2.85)$$

El factor de seguridad a fatiga (*FSF*) predice si la estructura fallará debido a cargas cíclicas. El *FSF* se calcula primero identificando todos los ciclos de carga (tensiones medias y tensiones variables) y seguidamente mediante el diagrama de Goodman se obtienen los ciclos más desfavorables. El criterio de Goodman proporciona una estimación más conservadora del *FSF*, lo que significa que utilizando Goodman se tiende a sobredimensionar el diseño. El criterio de Goodman utiliza dos propiedades del material que son la tensión última y la máxima tensión alterna (o variable) [31].

2.19. Tratamientos térmicos del acero.

El tratamiento térmico en el material es uno de los pasos fundamentales para que pueda alcanzar las propiedades mecánicas para las cuales está creado. Este tipo de procesos consisten en el calentamiento y enfriamiento de un metal en su estado sólido para cambiar sus propiedades físicas. Con el tratamiento térmico adecuado se pueden reducir los esfuerzos internos, el tamaño del grano, incrementar la tenacidad o producir una superficie dura con un interior dúctil. la clave de los tratamientos térmicos consiste en las reacciones que se producen en el material, tanto en los aceros como en las aleaciones no férreas, y ocurren durante el proceso de calentamiento y enfriamiento de las piezas, con unas pautas o tiempos establecido. [32]

Temple. Su finalidad es aumentar la dureza y la resistencia del acero. Para ello, se calienta el acero a una temperatura ligeramente más elevada que la crítica superior entre 1652–1742°F (900 –950°C) y se enfría rápidamente (según características de la pieza) en un medio como agua, aceite, etc. Al elevar la temperatura del acero, la ferrita y la perlita se transforman en austenita, que tiene la propiedad de disolver todo el carbono libre presente en el metal. Si el acero se enfría despacio, la austenita vuelve a convertirse en ferrita y en perlita, pero si el enfriamiento es repentino, la austenita se convierte en martensita, de dureza similar a la ferrita, pero con carbono en disolución sólida.

Revenido. Sólo se aplica a aceros previamente templados, para disminuir ligeramente los efectos del temple, conservando parte de la dureza y aumentar la tenacidad. El revenido consigue disminuir la dureza y resistencia de los aceros templados, se eliminan las tensiones creadas en el temple y se mejora la tenacidad, dejando al acero con la dureza o resistencia deseada. [32]

El efecto de temperatura en el revenido de los aceros juega un doble papel, a medida que esta aumenta, disminuye la dureza y aumenta la tenacidad. Por lo general, en los aceros de uso común existe una zona de revenido comprendido entre temperaturas de 392 a 752°F (200 a 400°C), marcando dicho parámetro una verdadera frontera determinante de las características a obtener en el acero después del tratamiento. Si en el material templado deseamos obtener una elevada dureza, lo que comporta una elevada resistencia al desgaste, efectuaremos un revenido del acero a temperaturas de 392°F (200°C). Si por lo contrario, lo que pretendemos es obtener una elevada tenacidad sacrificando algo de dureza, entonces aplicaremos temperaturas superiores a los 752°F (400°C). Esta influencia que ejerce la temperatura de revenido sobre la dureza y resiliencia en aceros se observa en la *figura 2.17*. [33]

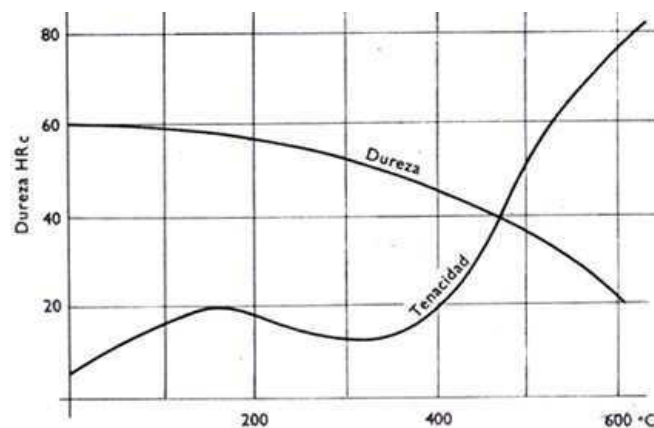


Fig.2.17 Influencia directa de temperatura de revenido, sobre la dureza y resiliencia en aceros al carbono.³³

Recocido. Consiste básicamente en un calentamiento hasta temperatura de austenización de $1472-1697^{\circ}F$ ($800-925^{\circ}C$) seguido de un enfriamiento lento. Con este tratamiento se logra aumentar la elasticidad, disminuir la dureza. Facilita el mecanizado de las piezas al homogeneizar la estructura, afinar el grano y ablandar el material, eliminando la acritud que produce el trabajo en frío y las tensiones internas. [32]

Normalizado. Tiene por objeto dejar un material en estado normal, es decir, ausencia de tensiones internas y con una distribución uniforme del carbono. Se suele emplear como tratamiento previo al temple y al revenido. [32]

El temple y revenido incrementa la resistencia a fatiga en flexión rotativa y la resistencia a tracción del acero al carbón semiduro mostrado en la *fig. 2.18*. [34]

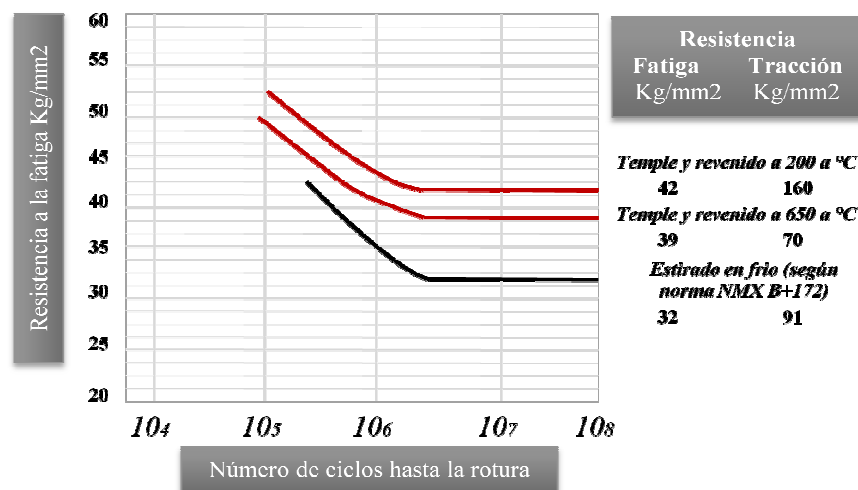


Fig.2.18 Fatiga de un acero al carbón semiduro, con tratamiento de temple y revenido.

2.20. Tratamientos termoquímicos del acero.

Se efectúa en aceros de bajo porcentaje de carbono (menos del 0.30%C). En el caso de los tratamientos termoquímicos, no solo se producen cambios en la estructura del acero, sino también en su composición química, añadiendo diferentes productos químicos durante el proceso del tratamiento. Estos tratamientos tienen efecto solo superficial en las piezas tratadas y consiguen aumentar la dureza superficial de los componentes dejando el núcleo más blando y flexible. Requieren el uso de calentamiento y enfriamiento en atmósferas especiales.

Cementación. Consiste en el endurecimiento de la superficie externa del acero al bajo carbono, quedando el núcleo blando y dúctil. Como el carbono es el que genera la dureza en los aceros en el método de cementado se tiene la posibilidad de aumentar la cantidad de carbono en los aceros de bajo contenido de carbono antes de ser endurecido. El carbono se agrega al calentar al acero a su temperatura crítica mientras se encuentra en contacto con un material carbonoso. Los tres métodos de cementación más comunes son: cajas para carburación, baño líquido y gas. La cementación se aplica a piezas que deben de ser resistentes al desgaste y a los golpes. Dureza superficial y resistencia. La temperatura usual de cementación es cercana a los $1742^{\circ}F$ ($950^{\circ}C$) y la profundidad de este tratamiento depende del tiempo y de la dureza deseada. Una vez obtenida la capa exterior rica en carbono, se endurece por temple.

Nitruración. Consiste en enriquecer la superficie de la pieza dentro de una corriente de gas amoníaco, mas nitrógeno calentándola en una atmósfera específica a temperatura comprendida entre 932 y $1076^{\circ}F$ (500 y $580^{\circ}C$), formándose una capa de muy poca profundidad pero de dureza muy superior a la capa de cementado. Durante el proceso no hay deformaciones y obtenemos una mayor resistencia a la corrosión.

Cianuración. Consiste en endurecer la superficie exterior de las piezas introduciendo carbono y nitrógeno aplicando temperaturas entre 1400 y $1742^{\circ}F$ (760 y $950^{\circ}C$). Posteriormente hay que templar las piezas. Se cementa colocando las piezas en baños de mezclas de sales fundidas, (cianuro, $H\dot{C}N$), de modo que el carbono difunde desde el baño hacia el interior del metal. Produce una capa más profunda, más rica en C y menos N . Sus principales ventajas son: eliminación de oxidación, profundidad de la superficie dura y contenido de C uniformes y gran rapidez de penetración; si bien posee ciertas desventajas como son: lavado de las piezas posterior al tratamiento para prevenir la herrumbre, revisión de la composición del baño en forma periódica y alta peligrosidad de las sales de cianuro, dado que éstas son venenosas. [32]

2.21. Microscopía óptica metalúrgica.

En comparación con uno de tipo biológico, el microscopio metalúrgico difiere en la manera en que la muestra es iluminada. Como una muestra metalográfica es opaca a la luz, la misma debe ser iluminada por luz reflejada. Un haz de luz horizontal de alguna fuente de luz es reflejado, por medio de un reflector de vidrio plano, hacia abajo a través del objetivo del microscopio sobre la superficie de la muestra. Un poco de esta luz incidente reflejada desde la superficie de la muestra se amplificara al pasar a través del sistema inferior de lentes, el objetivo, y continuara hacia arriba a través del reflector de vidrio plano; luego, una vez mas lo amplificara el sistema superior de lentes, el ocular. [35]

La amplificación máxima obtenida con el microscopio óptico es de $2000\times$. La limitación principal es la longitud de onda de luz visible, la cual limita la resolución de los detalles finos de la muestra metalográfica. [35]

2.22. Difracción de rayos X.

Los rayos X tienen una longitud de onda aproximadamente igual a la distancia de separación de los átomos en los sólidos, cuando los rayos X se dirigen a un material cristalino son difractados por los planos de los átomos en el cristal. Si algún haz choca en algún ángulo arbitrario, contra un conjunto de planos cristalinos, generalmente no habrá un haz reflejado, por que los rayos reflejados del cristal deben viajar diferentes longitudes y tenderán a estar fuera de fase o cancelarse entre sí; sin embargo a un ángulo específico conocido como ángulo de Bragg, θ , los rayos reflejados estarán en fase por que la distancia será un numero entero de las longitudes de onda. Las ondas pueden reflejarse (*fig. 2.19*) de un átomo situado en el punto H o en H' y permanecer en fase con K ; sin embargo, los rayos reflejados en planos subsuperficiales, como el H'' , también deben estar en fase en K . para que esto ocurra, la distancia $MH''P$ debe ser igual una o más longitudes de onda enteras. Si d es el espaciamiento entre planos y θ el ángulo de incidencia, la distancia MH'' será igual a $d \sen \theta$ y la distancia $MH''P$ será igual a $2d \sen \theta$, o sea $n\lambda = 2d \sen \theta$. Donde n puede tener valores de 1, 2, 3, etc.... Esto se conoce como ecuación de Bragg. [35]

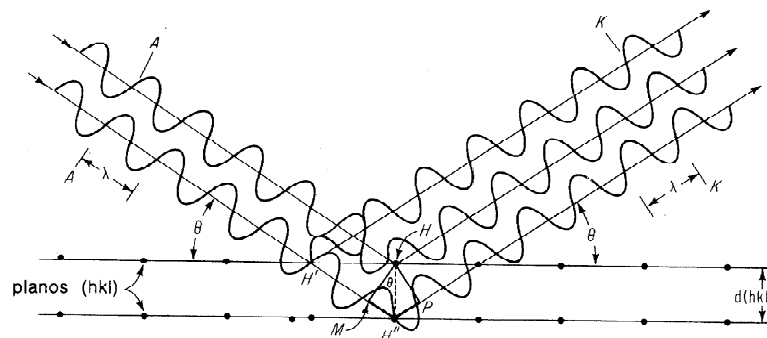


Fig. 2.19 Reflexión de rayos X.

2.23. Microscopía electrónica de barrido (SEM).

Se hace que un haz de electrones de diámetro pequeño de electrones trace una región cuadrada sobre la superficie de la muestra. Al mismo tiempo, se traza un patrón de rastreo, en sincronía sobre un tubo de rayos catódicos (TRC). Los electrones de baja energía son expelidos desde la superficie de la muestra por el haz de electrones, siendo la intensidad una función del ángulo entre el haz y la superficie local de la muestra. La intensidad del haz sobre el TRC se varía electrónicamente en proporción al número de electrones de baja energía lanzados desde la muestra. Esto provoca la formación de una imagen de la topografía de la superficie sobre el TRC conforme se traza el patrón de rastreo, y esta imagen puede ser vista y fotografiada. El poder de resolución del SEM se determina por medio del tamaño del haz de electrones sobre la superficie del espécimen. La distancia resoluble mínima es casi igual al tamaño del haz en la superficie. El cañón de electrones actúa como una lente electrostática formando una imagen del filamento de casi $60\ \mu m$ de diámetro. Esta imagen actúa como el objeto de la primera lente condensadora, y las tres lentes en el SEM tienen la función de reducir el tamaño del haz. (Algunos SEM utilizan solo dos lentes). También es función de la tercera lente, enfocar el haz sobre la superficie del espécimen, y en ese punto, el diámetro del haz ha sido disminuido por las tres lentes a tamaños tan pequeños como $10\ nm$ ($100\ \text{\AA}$). El haz se muestra como una línea y como consecuencia, no se ve la acción de enfoque de las lentes. Sin embargo la figura 2.20 ilustra como reflectan el haz las dos bobinas de rastreo para generar el patrón de rastreo sobre la superficie de la muestra. El aumento es igual al ancho del patrón de rastreo sobre la superficie de la muestra se controla por la corriente de las bobinas de rastreo. [34]

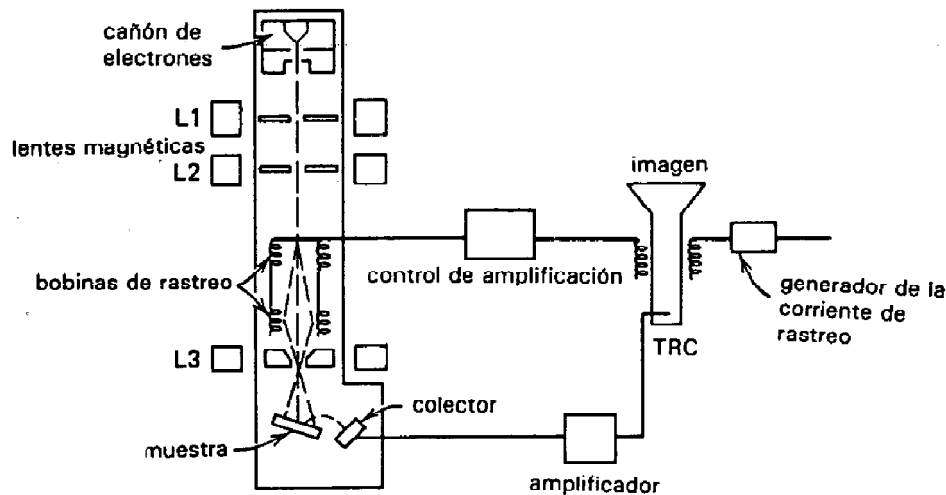


Fig. 2.20 descripción esquemática de un SEM.

2.24. Método de elementos finitos (Ansys).

El método de elemento finito ha llegado a ser una herramienta en la solución numérica de un amplio número de problemas de ingeniería que van desde el análisis de esfuerzos y deformaciones, campos de flujo de calor, de fluidos, magnéticos, etc. En la mayoría de los problemas de ingeniería, se requiere hallar los valores de un campo variable, tales como desplazamiento, esfuerzos, temperatura, presión y velocidad como una función de las coordenadas espaciales (x, y, z). Asimismo, en el caso de los problemas de estado transitorio, el campo variable tiene que ser hallado en función tanto de coordenadas (x, y, z) como del tiempo. Donde el primer paso del análisis del elemento finito comprende la discretización del dominio en pequeños subdominios denominados elementos finitos.

El análisis por elementos finitos implica tres etapas de actividad: pre procesamiento, procesamiento, pos procesamiento. Donde el pre procesamiento es la preparación de datos, como las coordenadas nodales, la conectividad, las condiciones frontera y la información sobre cargas y material. La etapa de procesamiento está relacionada con la solución de ecuaciones que resultan de la evaluación de las variables nodales. Cantidades como los gradientes o los esfuerzos pueden evaluarse en esta etapa. La fase de pos procesamiento es donde se presentan los resultados. En general en esta etapa se calculan y se muestran la



configuración deformada, las formas modales, la distribución de la temperatura y/o esfuerzos. Un análisis de elemento finito es una interacción lógica de las tres etapas.

Ansys es un programa computacional de propósito general enfocado al modelado de elemento finito, el cual numéricamente resuelve una amplia variedad de problemas mecánicos que incluyen análisis estáticos y dinámicos tanto lineales como no lineales, además soluciona problemas de transferencia de calor y de fluidos, así como también problemas electromagnéticos. En la etapa de procesamiento se definen los keypoints, líneas, áreas o volúmenes según lo requiera el problema. En esta fase también se define el tipo de elemento y las propiedades geométricas y del material, además se realiza la malla en líneas, áreas o volúmenes según se necesite. La malla puede generarse manualmente o de manera directa empleando los algoritmos integrados al paquete y que se formulan a partir de la algebra booleana. Realizando de manera automática las etapas de pre procesamiento, procesamiento y pos procesamiento. [35]

Capítulo III Análisis experimental.

3.1 Análisis y evaluación de las condiciones de operación en el eje del rodillo.

- **Condiciones que producen deterioro durante el servicio de operación al eje del rodillo.**

El rodillo se encuentra operando de forma constante durante 2 turnos de 11 horas al día. Así, durante 6 días por semana el equipo tuvo una operación mensual ideal de 528 horas, sin considerar el tiempo muerto que se producen por los departamentos. Los tiempos muertos mensuales por departamentos son 2 horas por mantenimiento mecánico, 1 hora por mantenimiento eléctrico y 6 horas por producción.

Tiempo real de operación diaria, $T_{\text{real de operación diaria}} = 21.625$ horas.

Las condiciones de medio ambiente bajo las cuales operó el rodillo fueron a temperatura ambiente 77°F (25°C) y no se encontraba en contacto con algún medio de corrosión y/o desgaste que modifique considerablemente las propiedades del eje en un periodo relativamente corto al promedio de vida.

- **Distribución de cargas y reacciones sobre el rodillo y sus ejes.**

El peso de la polea W_P y del rodillo W_R son fuerzas que actúan de manera constante y uniformemente distribuidas. Una fuerza de flexión alternante (F_B) y torsión constante, a través de la polea que se encargó de transmitir. (fig. 3.1)

La carga que actúa sobre el cuerpo del rodillo al transportar el cartón está uniformemente distribuida sobre una longitud de 39.37 plg, dicha carga se representa con dos componentes P_5 y P_6 , donde la resultante de estas componentes actúan de manera ascendente, hacia la derecha y a un ángulo determinado. (fig. 3.1)

Se desprecia la fuerza de fricción generada por contacto en el transporte del cartón sobre el cuerpo del rodillo.

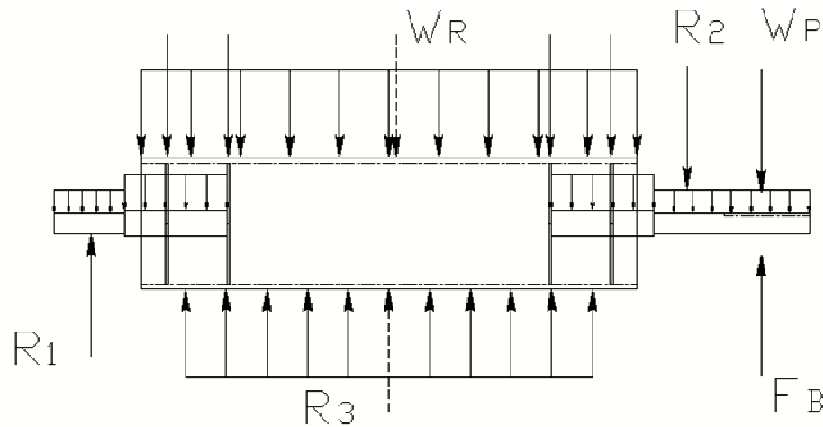


Fig. 3.1. Cargas (W_R , R_3 , W_P y F_B) y reacciones (R_1 y R_2) sobre el rodillo y sus ejes.

- **Fuerzas y momentos externos transmitidos sobre los ejes del rodillo y sus ejes.**

Datos de identificación del reductor y motor de acuerdo al fabricante *DODGE APG reducers*.

Reductor: Size 210DM4; Class II; Ratio 17.1; Torque máx. 10109 lb.plg; Torque de operación 4356 lb.plg; OHL 1490 lbf; RPM de salida 102; Motor: RPM 1760; H.P. 7.5; Factor de servicio 1.15

- Par torsor transmitido por el motor; (T_{Motor}).

$$T_{Motor} = \frac{HP \times 63025}{RPM} \quad (2.16)$$

$$T_{Motor} = \frac{(7.5H : P) \times (63025)}{1760RPM} = 268.57 lb.plg$$

El par torsor del reductor en la entrada es igual al par torsor de salida del motor (debido a que los ejes se encuentran conectados por medio de un cople rígido). El par torsor generado a la salida del reductor; ($T_{Salida reductor}$) se obtuvo a través de las ecuaciones 2.71 y 2.72.

$$T_{Salidareductor} = (T_{Motor}) \frac{RPM_{Motor}}{RPM_{Salidareductor}}$$

$$\% \text{Reductor} = \frac{RPM_{(entrada\ reductor)}}{RPM_{(Salida\ reductor)}}$$

$$17.1 = \frac{1760 RPM}{RPM_{(Salida\ reductor)}}$$

$$RPM_{Salida-reductor} = 102.92$$

$$T_{Salida-reductor} = (268.57 lb.plg) \times \frac{1760 RPM}{102.92 RPM} = 4592.54 lb.plg$$

El par torsor transmitido por el reductor hasta al eje del rodillo se transmitió mediante un sistema de poleas (*fig. 3.2*):

P_1 = polea a la salida del reductor.

P_4 = 1er polea sobre el rodillo Looper.

P_3 = 2da polea sobre el rodillo Looper.

P_5 = polea sobre el rodillo inferior Looper.

En la salida del reductor se obtuvo un par torsor de 4592.54 *lb.plg* a 102.92 *rpm*, que son transmitidos hasta el rodillo por un sistema de poleas, como se ilustra en la *figura 3.2*. Considerando que el par torsor se transmite constante hasta el rodillo de acuerdo a la siguiente relación $T_{P4} = T_{P3} = T_{P5}$ debido a que las poleas P_4 , P_3 y P_5 tienen los mismos diámetros. Obteniendo un par torsor en el rodillo de $T_{P5} = 7883.86$ *lb.plg*.

Fuerza impulsora neta F_{NP5} en la polea del rodillo inferior Looper y la fuerza de flexión F_B sobre el eje del rodillo inferior Looper a través de sus componentes F_1 y F_2 .

$$F_{NP5} = F_1 - F_2 = T_{P5} \left(\frac{D_{P5}}{2} \right) \quad (2.19)$$

$$F_{NP5} = 7883.86 lb.plg \left(\frac{6}{2} \right)$$

Fuerza impulsora neta en la polea, $F_{NP5} = 23,551.58 \text{ lb}$

$$F_B = 1.5 F_{NP5} = \frac{1.5 P_5}{D_{P5}/2} \quad (2.26)$$

$$F_B = \frac{1.5(7883.86 \text{ lb} \cdot \text{plg})}{6 \text{ plg} / 2}$$

Fuerza de flexión sobre el eje del rodillo, $F_B = 3,941.68 \text{ lbf}$

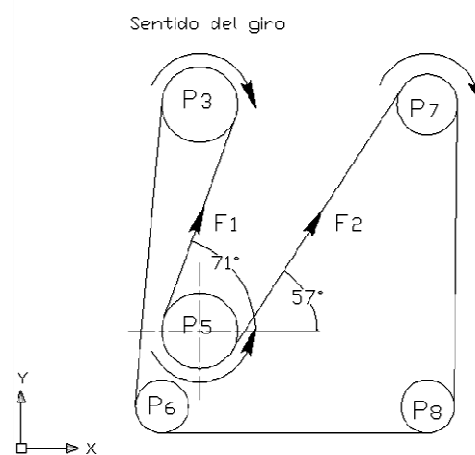


Fig. 3.2 Componentes F_1 y F_2 , de la fuerza de flexión (eje) y fuerza impulsora neta (polea).

A partir de la fuerza de flexión $F_B = 3,941.68 \text{ lbf}$ se determinó los valores de sus componentes F_1 y F_2 , de acuerdo a la siguiente relación:

$$\text{Si, } F_1 = 5F_2 \quad (2.22)$$

$$F_B = F_1 + F_2 \quad (2.21)$$

$$F_B = 5F_2 + F_2 = 6F_2$$

$$F_2 = \frac{F_B}{6} = \frac{3941.68 \text{ lb}}{6} = 656.98 \text{ lb}$$

Por lo tanto si $F_1 = 5F_2$

$$F_1 = 5(382.71lb) = 3284.94 lb$$

Donde la fuerza de flexión F_B resulto de las componentes $F_1=3284.94 lb$ y $F_2= 656.98 lb$. (Ley del paralelogramo), *Figura 3.3*.

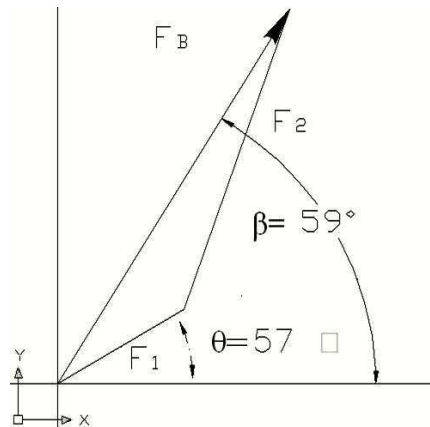


Fig. 3.3 Componentes F_1 y F_2 de la fuerza de flexión F_B .

Ángulo en el que actúa la fuerza de flexión F_B , sobre el eje del rodillo.

$$\text{Ley de senos} \quad \frac{3941.93lb}{\text{sen}166^\circ} = \frac{656.98lb}{\text{sen}\theta}$$

$$\theta = \text{sen}^{-1} \frac{656.98lb}{16294.22lb} = 2.31^\circ$$

$$\beta = \theta + 57^\circ = 2.31^\circ + 57^\circ = 59.31^\circ$$

La fuerza de flexión sobre el eje del rodillo $F_B=3941.93 lb$, actuó en sentido ascendente y hacia la derecha a un ángulo de $\beta=59.31^\circ$ respecto a la horizontal. (*fig. 3.3*). Los componentes de la resultante de la fuerza de flexión F_B son:

$$F_{Bx} = F_B \cos (59.31^\circ) = 3941.93 \cos 59.31^\circ = 2011.93 lb \quad (\text{Hacia la derecha})$$

$$F_{By} = F_B \text{sen} (59.31^\circ) = 3941.93 \text{sen} 59.31^\circ = 3389.82 lb \quad (\text{Hacia arriba})$$

- **Representación del peso por el rodillo como carga puntual.**

El peso de las figuras geométricas contenidas en el rodillo, considero homogénea la densidad del rodillo se tiene que $\rho_{acero} = 7.87 \text{ gr/cm}^3 = 0.284 \text{ lb/plg}^3$. Los cálculos para el volumen y masa, se encuentran concentrados en el *anexo 1*. Donde el centro de masa total $M_R = 350.11 \text{ lb}$ fue representado como carga puntual en las coordenadas, $x = 33.068 \text{ plg.}$, $y = -6.979 \text{ E}^{-4} \text{ plg}$ y $z = 0 \text{ plg}$, representado en la *figura 3.4*. Dichas coordenadas representan el centro de gravedad para el plano x,y en el rodillo. Para el plano y,z se desprecia las coordenadas del centro de gravedad, debido a que el centroide del rodillo coincide con el centro de masa para el rodillo en este plano.

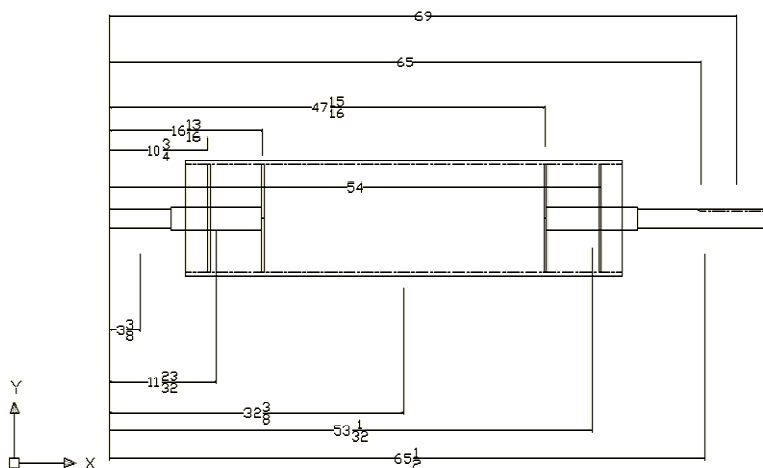


Fig. 3.4 Coordenadas en el plano x,y para los centros de gravedad de cada figura geométrica en el rodillo.

- **Cargas y reacciones producidas en el eje del rodillo por el peso del cartón.**

A partir de las cargas aplicadas al sistema por P_1 a P_8 se obtuvieron las reacciones en los puntos R_1 a R_2 así como sus componentes en x , y , con las que se determinó la carga aplicada al eje del rodillo por el peso del cartón. (fig. 3.5).

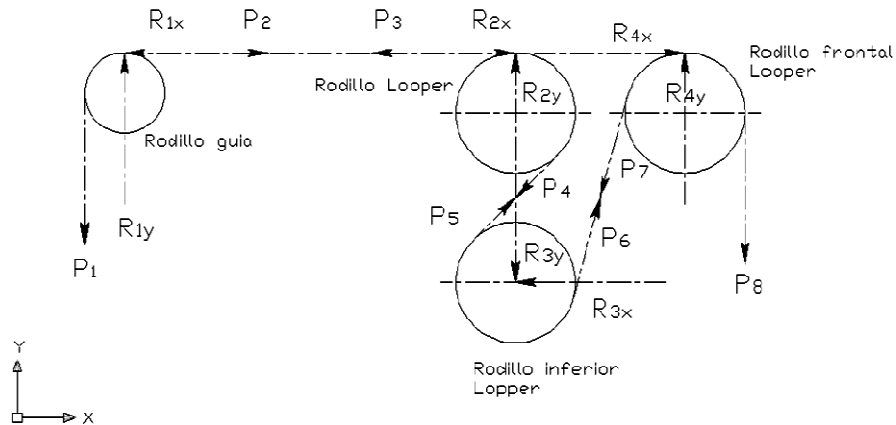


Fig. 3.5 Diagrama de fuerzas P_1 a P_8 y reacciones R_1 a R_4 sobre los rodillos por el peso del cartón.

Las siguientes cargas de acuerdo al diagrama de la figura 3.5 se presentaron en equilibrio. Por lo tanto, si $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 P_6 = P_7 = P_8 = 58.91 \text{ lb}$. Las reacciones R_{4x} y R_{4y} en el punto denominado rodillo frontal Lopper, se produjeron por el peso del cartón y obtenidos por suma de fuerzas en los ejes x y y con las componentes de P_7 , figura 3.6.

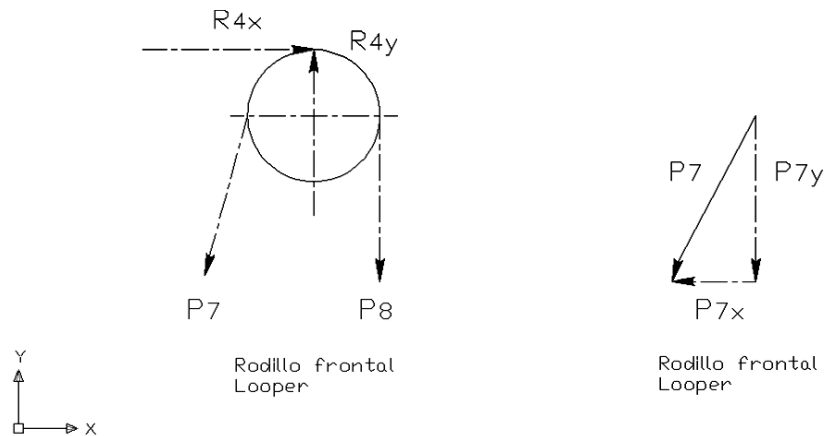


Fig. 3.6 Diagrama de fuerzas P_7 a P_8 y reacciones R_{4x} , R_{4y} en el punto del rodillo frontal Lopper.

Componente P_{7x} , figura 3.6.

$$F_{P_7} = 21.2 p \lg \quad F_{P_{7x}} = 5.5433 p \lg$$

$$(5.5433 p \lg) F_{P_7} = (21.2 p \lg) F_{P_{7x}}$$

$$F_{P7x} = \frac{5.5433 \text{ plg}}{21.2 \text{ plg}} (58.91 \text{ lb}) = 15.40 \text{ lb}$$

Componente P_{7y} , figura 3.6.

$$F_{P7} = 21.2 \text{ plg} \quad F_{P7y} = 20.4621 \text{ plg}$$

$$(20.4621 \text{ plg}) F_{P7} = (21.2 \text{ plg}) F_{P7y}$$

$$F_{P7y} = \frac{20.4621 \text{ plg}}{21.2 \text{ plg}} (58.91 \text{ lb}) = 56.85 \text{ lb}$$

Las fuerzas resultantes F_{R4y} y F_{R4x} , se obtuvieron realizando sumatoria de fuerzas en el eje y , x , (fig. 3.6).

$$+ \uparrow \sum F_y = 0; \quad -F_{P8y} + F_{F4y} - F_{P7y} = 0$$

$$-58.91 \text{ lb} + F_{F4y} - 56.85 \text{ lb} = 0$$

$$F_{F4y} = 115.77 \text{ lb}$$

$$+ \rightarrow \sum F_x = 0; \quad -F_{7x} + F_{R4x} = 0$$

$$-15.40 \text{ lb} + F_{F4x} = 0$$

$$F_{F4x} = 15.40 \text{ lb}$$

Reacciones en el punto denominado rodillo inferior Looper, producidas por el peso del cartón a partir de las componentes de P_6 y P_5 , (fig. 3.7).

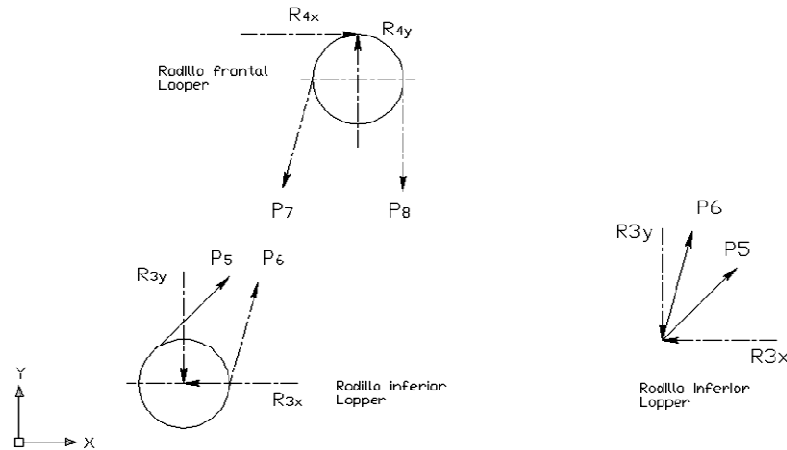


Fig. 3.7 Diagrama de fuerzas y reacciones en los puntos denominados rodillo inferior y rodillo frontal Lopper.

$$\text{Si, } P_7 = P_6 = P_5 = 58.91 \text{ lb, } P_{7y} = P_{6y} = 56.85 \text{ lb, } P_{6x} = P_{7x} = 15.40 \text{ lb}$$

$$P_5 = 12.75 \text{ plg; } P_{5x} = P_{5y} = 9.0169 \text{ plg}$$

$$(9.0169 \text{ plg}) P_{5x} = (12.75 \text{ plg}) P_5; \quad (9.0169 \text{ plg}) P_{5y} = (12.75 \text{ plg}) P_5$$

$$P_{5x} = P_{5y} = \frac{9.0169 \text{ plg}}{12.75 \text{ plg}} (58.91 \text{ lb}) = 41.655 \text{ lb}$$

Suma de fuerzas en x para determinar la reacción R_{3x} , (fig. 3.7).

$$\longrightarrow \sum F_x = 0; \quad P_{5x} + P_{6x} - R_{3x}$$

$$41.655 \text{ lb} + 15.40 \text{ lb} - R_{3x} = 0$$

$$R_{3x} = P_{3x} = 57.055 \text{ lb}$$

Suma de fuerzas en y para determinar la reacción R_{3y}

$$+ \uparrow \sum F_y = 0; \quad P_{5y} + P_{6y} - R_{3y}$$

$$41.655 \text{ lb} + 56.86 \text{ lb} - R_{3y} = 0$$

$$R_{3y} = P_{3y} = 98.515 \text{ lb}$$

- **Evaluación de las reacciones en los puntos de apoyo.**

Se evaluaron las reacciones producidas en los apoyos R_1 y R_2 (rodamientos) por las cargas aplicadas sobre el rodillo, utilizando los diagramas de cuerpo libre mostrados en las figuras 3.8 y 3.9. Considerando las fuerzas y reacciones que actúan sobre el elemento, determinadas por suma de momentos y fuerzas en las componentes R_{1y} , R_{2y} , R_{1x} , R_{2x} .

Reacciones R_{1y} , R_{2y} , en los apoyos para el plano x,y . (fig.3.8)

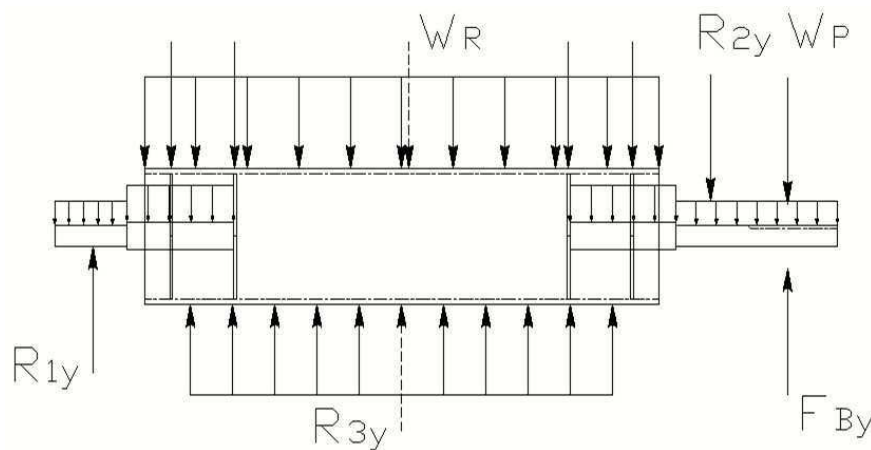


Fig. 3.8 Esquema de fuerzas (W_R , R_{3y} , W_P , F_{By}) y reacciones (R_{1y} , R_{2y}), sobre el rodillo en el plano x, y .

R_{1y} = Reacción rodamiento 1.

P_{3y} = Peso del cartón.

W_R = Peso del rodillo.

R_{2y} = Reacción rodamiento 2.



$W_P = \text{Peso de polea.}$

$F_{By} = \text{Fuerza de flexión polea.}$

Suma de momentos en R_{2y} , para el plano x,y . $\rightarrow \sum M_{R_{2y}} = 0$

$$R_{Iy} (57.625 \text{ plg}) + P_{3y} (28.8125 \text{ plg}) - W_R (28.125 \text{ plg}) - F_{By} (7.1875 \text{ plg}) + W_P (7.1875 \text{ plg}) = 0$$

$$R_{Iy} (57.625 \text{ plg}) + ((98.515 \text{ lb}) (28.8125 \text{ plg})) - ((350.11 \text{ lb}) (28.125 \text{ plg})) - ((3389.82 \text{ lb}) (7.1875 \text{ plg})) + (10 \text{ lb}) (7.1875 \text{ plg}) = 0$$

$$R_{Iy} (57.625 \text{ plg}) + 2838.46 \text{ lb.plg} - 9843.75 \text{ lb.plg} - 24364.33 \text{ lb.plg} + 71.875 \text{ lb.plg} = 0$$

$$R_{Iy} (57.625 \text{ plg}) - 31297.74 \text{ lb.plg} = 0$$

$$R_{Iy} = (23440.85 \text{ lb.plg} / 57.625 \text{ plg}) = 543.12 \text{ lb}$$

Suma de fuerzas en y , para el plano x,y . $\uparrow \sum F_y = 0$

$$R_{Iy} + R_{3y} - W_R - R_{2y} - W_P + F_{By} = 0$$

$$543.12 \text{ lb} + 103 \text{ lb} - 350.11 \text{ lb} - R_{2y} - 10 \text{ lb} + 3389.82 \text{ lb}$$

$$R_{2y} = 3675.83 \text{ lb}$$

Reacciones R_{Ix} , R_{2x} en los apoyos para el plano x,z (fig. 3.9).

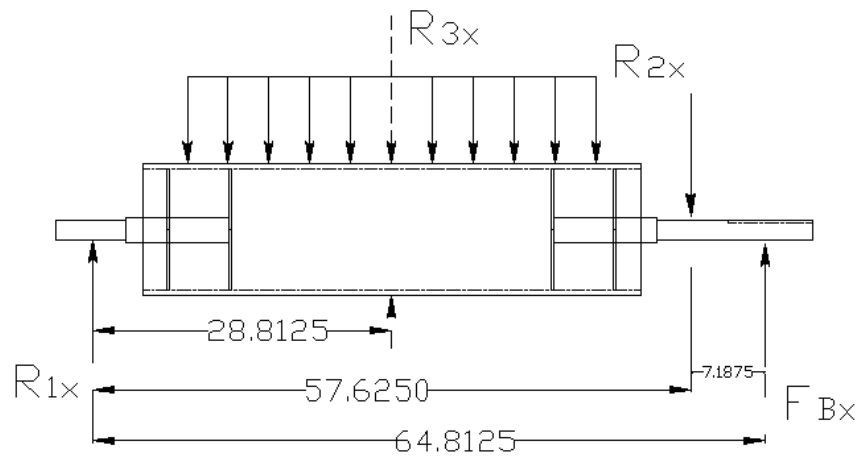


Fig. 3.9 Esquema de fuerzas (P_{3x} , F_{Bx}) y reacciones (R_{1x} , R_{2x}) que actúan sobre el rodillo en el plano x, z .

R_{1x} = Reacción rodamiento 1.

P_{3x} = Peso del cartón.

R_{2x} = Reacción rodamiento 2.

F_{Bx} = Fuerza de flexión polea.

Suma de momentos en R_{1x} , para el plano x, z $\rightarrow \sum M_{R1x} = 0$

$$P_{3x} (28.8125 \text{ plg}) + R_{2x} (57.625 \text{ plg}) - F_{Bx} (64.8125 \text{ plg}) = 0$$

$$((57.055 \text{ lb}) (28.8125 \text{ plg})) + R_{2x} (57.625 \text{ plg}) - ((2011.93 \text{ lb}) (64.8125 \text{ plg})) = 0$$

$$1643.89 \text{ lb.plg} + R_{2x} (57.625 \text{ plg}) - 130398.21 \text{ lb.plg} = 0$$

$$R_{2x} (57.625 \text{ plg}) - (128675.52 \text{ lb.plg}) = 0$$

$$R_{2x} = (74330.61 \text{ lb.plg} / 57.625 \text{ plg}) = 2234.34 \text{ lb}$$

Suma de fuerzas en y , para el plano x, z . $\rightarrow \sum F_y = 0$

$$R_{Ix} - P_{3x} - R_{2x} + F_{Bx} = 0$$

$$R_{Ix} - 59.79 \text{ lb} - 2234.34 \text{ lb} + 2011.93 \text{ lb} = 0$$

$$R_{Ix} = 282.2 \text{ lb}$$

- **Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante sobre el eje del rodillo.**

Para el radio de filete circunferencial del eje se obtuvieron los esfuerzos cortante máximo y momento flexionante máximo en los planos x,y (336.87 lb , 2269.01 lb.plg) y x,z (221.07 lb , 12860.99 lb.plg) concentrados en las *figuras 3.10 y 3.11* respectivamente.

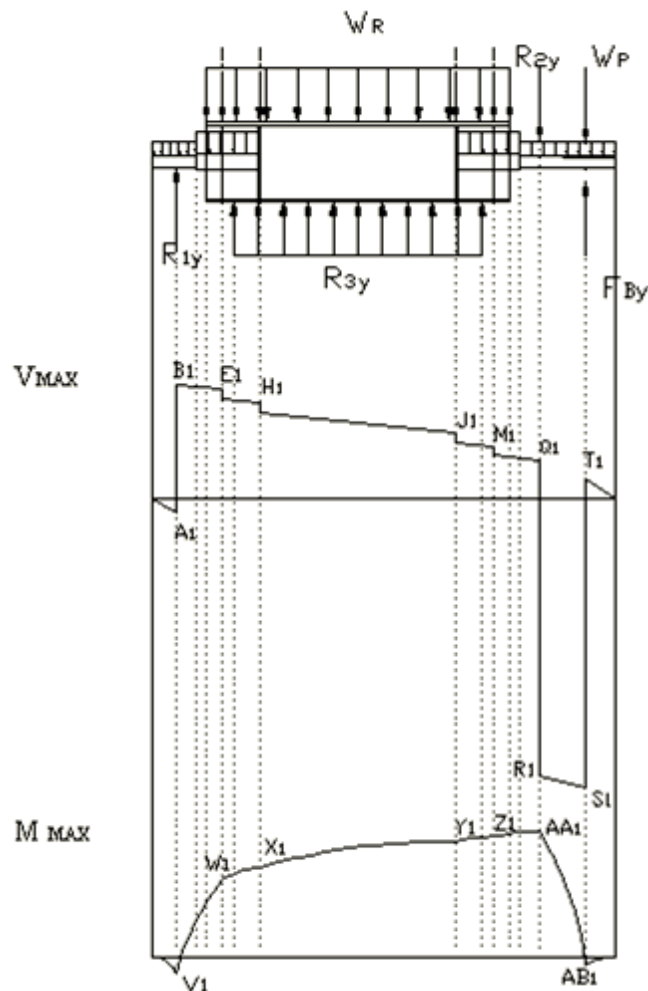


Fig. 3.10 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante sobre el plano x, y .

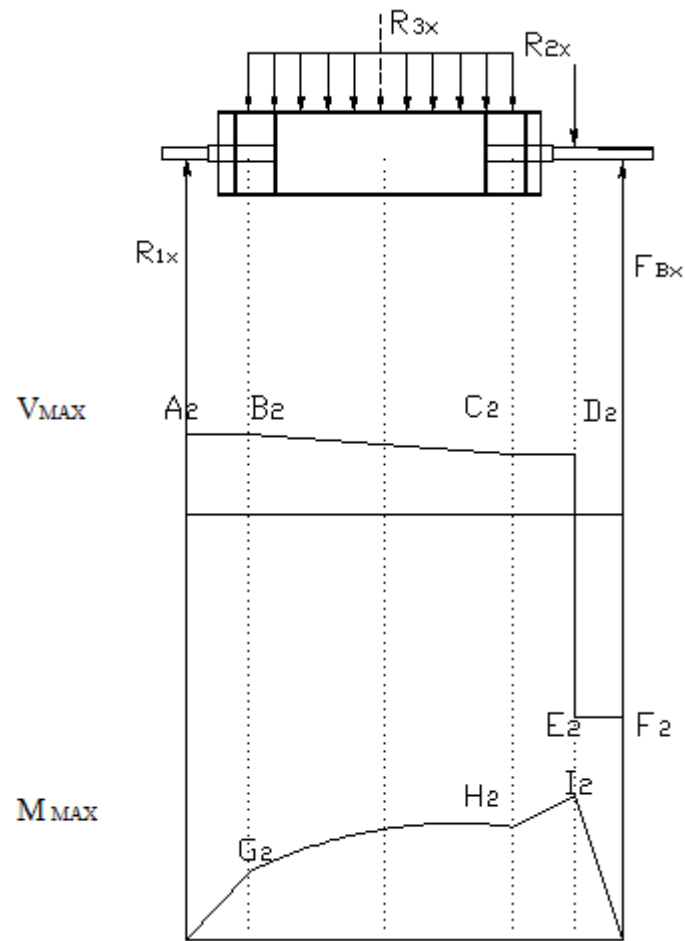


Fig. 3.11 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante sobre el plano x,z

3.2. Rediseño del radio de filete circunferencial de hombro.

- Momento flexionante resultante.

$$M_R = \pm \sqrt{M_{x,y}^2 + M_{x,z}^2} \quad (2.33)$$

$$M_R = \pm \sqrt{(2269.01)^2 + (12860.99)^2} = \pm 13059.61 lb.p lg$$

- **Momentos flectores medio y alterno.**

Los momentos flectores medio y alterno (obtenidos de la suma del momento flector máximo y mínimo) fueron producto de la flexión invertida a la que estuvieron sometidos los ejes del rodillo por efecto de la rotación y carga durante operación. Dicho efecto sometió a los ejes a ciclos de esfuerzos del mismo valor que van de tensión a compresión durante cada ciclo, manteniendo los ejes en un estado de esfuerzo repetido e invertido.

- Momento flector medio.
$$M_{xm} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \quad (2.47)$$

$$M_{xm} = \frac{13059.61 + (-13059.61)}{2} = 0$$

- Momento flector alterno.
$$M_{xa} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \quad (2.46)$$

$$M_{xa} = \frac{13059.61 - (-13059.61)}{2} = 13059.61 \text{ lb.plg}$$

Solo se considera momento alterno porque la flexión invertida ocurrió con la misma magnitud para todas la fibras del radio de filete. Entonces se tuvo que el $M_{\max} = M_R = 13059.61 \text{ lb.plg}$ y que $M_{\min} = -M_R = -13059.61 \text{ lb.plg}$. fig. 3.12.

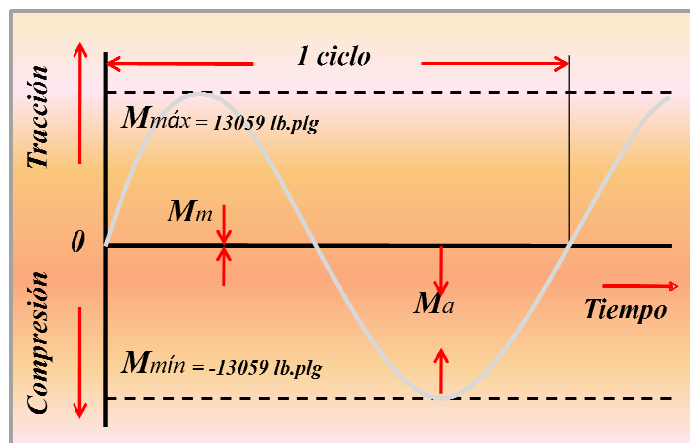


Fig. 3.12 Momento flector máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.

- **Momentos cortantes medio y alterno.**

Los momentos cortantes o tangenciales medio y alterno (obtenidos de la suma del momento cortante máximo y mínimo) son producto del par torsor constante en magnitud a que se encontraba el eje del rodillo.

- Tensión cortante o tangencial medio. $T_{x,ym} = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2}$ (2.47)

$$T_{x,ym} = \frac{(7883.86 + 7883.86)lb.plg}{2} = 7883.86lb.plg$$

- Tensión cortante o tangencial alterno. $T_{x,ya} = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2}$ (2.46)

$$T_{x,y_{ma}} = \frac{(7883.86 - 7883.86)lb.plg}{2} = 0$$

Debido a que el par torsor es constante en magnitud solo se considero el esfuerzo medio por torsión, porque el torque no varió durante el tiempo. Entonces el $T_m = T_{m\acute{a}x} = T_{m\acute{i}n} = 7883.86 \text{ lb.plg}$ y $T_a = 0$ (por torque constante) *fig. 3.13*.

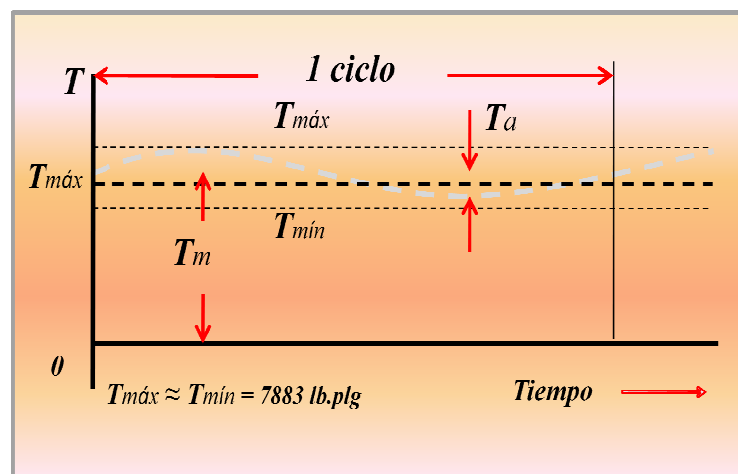


Fig. 3.13 Momento cortante o tangencial máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.

Se adopto la hipótesis de que el esfuerzo de corte transversal V es despreciable en el estado de esfuerzos. $\tau = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{3\pi^3} = 0$

• **Esfuerzos normales y cortante torsor en el radio de filete circunferencial de hombro.**

Los esfuerzos normales máximos y mínimos (fig. 3.14) sobre el eje x fueron representados como $\sigma_{x\text{ máx}} = Mc / I$ siendo máximos en las fibras superiores e inferiores del eje.

$$\sigma_{(máx,min)} = \pm \frac{Mac}{I} = \pm \frac{32Ma}{\pi d^3} \quad (2.31)$$

$$\sigma_{x(máx,min)} = \pm \frac{32Ma}{\pi d^3} = \pm \frac{32(13059.6 \text{ lb} \cdot \text{p lg})}{\pi (1.9375)^3} = \pm 18289.64 \text{ lb} / \text{p lg}^2$$

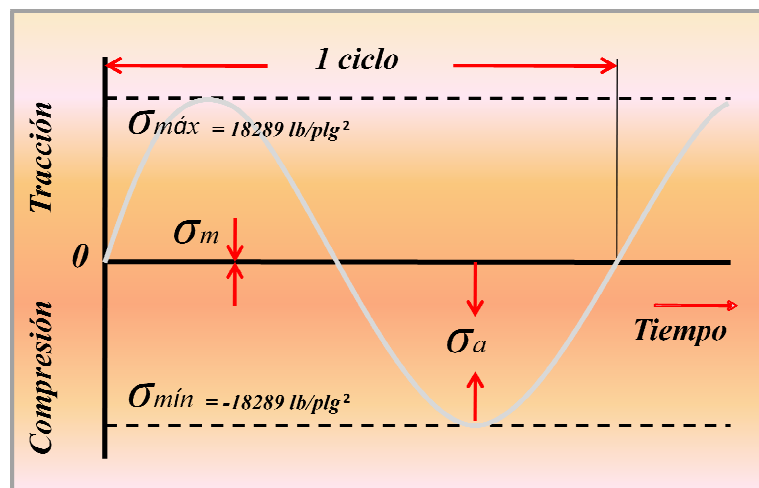


Fig. 3.14 Esfuerzos normales máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.

Para el esfuerzo normal alterno y medio se obtuvo que $\sigma_{x\text{ máx}} = -\sigma_{x\text{ mín}}$, los cuales fueron sustituidos en las siguientes ecuaciones para el σ_a y σ_m .

• Esfuerzo normal alterno.
$$\sigma_{xa} = \frac{(\sigma_{xmáx} - \sigma_{xmín})}{2} \quad (2.31)$$

$$\sigma_{xa} = \frac{(\sigma_{xmáx} - (-\sigma_{xmáx}))}{2} = \frac{2\sigma_{xmáx}}{2} = \sigma_{xmáx} = \frac{32Ma}{\pi d^3} = 18289.64 \text{ lb} / \text{p lg}^2$$

• Esfuerzo normal medio.
$$\sigma_{xm} = \frac{(\sigma_{xm\acute{a}x} + \sigma_{xm\acute{m}n})}{2} \quad (2.31)$$

$$\sigma_{xm} = \frac{(\sigma_{xm\acute{a}x} + (-\sigma_{xm\acute{a}x}))}{2} = \frac{\sigma_{xm\acute{a}x} - \sigma_{xm\acute{a}x}}{2} = 0$$

El esfuerzo cortante torsional máximos en el plano x, y fue representados por $\tau_{xy\ m\acute{a}x} = Tc / J$ siendo máximo en el perímetro del eje. Al ser aplicado el par torsor de manera constante $\tau_{m\acute{a}x} = \tau_{m\acute{m}n} = \tau_m$ y $\tau_a = 0$, fig. 3.15.

$$\tau_{x,y} \cong \tau_{m\acute{a}x} \cong \tau_{m\acute{m}n} = \frac{T_m r}{J} = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (2.32)$$

$$\tau_{x,y} \cong \tau_{(m\acute{a}x,m\acute{m}n)} = \frac{16(7883.86lb \cdot p \lg)}{\pi(1.9375)^3} = 5520.56lb / p \lg^2$$

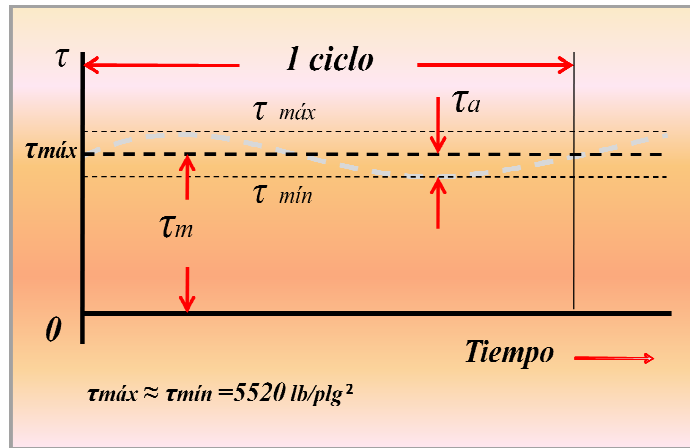


Fig. 3.15 Esfuerzos cortante o tangencial máximo y mínimo en el radio de filete circunferencial de hombro.

$$\tau_{x,ym} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{m}n}}{2} \quad (2.32)$$

$$\tau_{x,ym} = \frac{(5520.56) + (5520.56)lb / p \lg^2}{2} = 5520.56lb / p \lg^2$$

$$\tau_{x,ya} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{m}n}}{2} \quad (2.32)$$

$$\tau_{x,ya} = \frac{(5520.56) - (5520.56)lb / plg^2}{2} = 0$$

- **Esfuerzos principales y esfuerzo cortante máximo.**

Los esfuerzos principales o esfuerzos normales máximo y mínimo producidos en los ejes del rodillo son debidos al momento de flexión al que está sometido el eje durante operación. De igual manera el efecto del momento torsor ejercido por la polea y transmitido al eje produjo un esfuerzo cortante máximo. Ambos esfuerzos, principales y cortantes máximos actuaron de manera simultánea sobre el eje, creando una combinación de esfuerzos.

- Esfuerzos principales

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad (2.40)$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - 0}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{18289.64}{2} + \sqrt{\left(\frac{18289.64}{2}\right)^2 + (5520.56)^2} = 19826.78lb / plg^2$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad (2.41)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - 0}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{18289.64}{2} - \sqrt{\left(\frac{18289.64}{2}\right)^2 + (5520.56)^2} = -1537.14lb / plg^2$$

- Esfuerzos cortantes.

$$\tau_{(m\acute{a}x,min)} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad (2.42)$$

$$\tau_{(m\acute{a}x,min)} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - 0}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2}$$

$$\tau_{(m\acute{a}x,min)} = \pm \sqrt{\left(\frac{18289.64}{2}\right)^2 + (5520.56)^2} = \pm 10681.96 lb / p l g^2$$

- Criterio de von Mises o esfuerzo equivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (2.64)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(19826.78)^2 - (19826.78)(-1537.14) + (-1537.14)^2} = 20,628.32 lb / p l g^2$$

- Factor de concentración para combinación de esfuerzos en torsión y flexión.

$$k'_t = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{xm\acute{a}x}} \quad (2.74)$$

$$k'_t = \frac{20,628.32 lb / p l g^2}{18289.64 lb / p l g^2} = 1.127$$

$$k'_t = \frac{\sigma_1}{\sigma} \sqrt{1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2} = k_t \sqrt{1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2} \quad (2.75)$$

$$k'_t = \frac{1.127}{\sqrt{1 - \left(\frac{-1537.14}{19826.78}\right) + \left(\frac{-1537.14}{19826.78}\right)^2}} = \frac{1.127}{\sqrt{1 + 0.077 + 6.01 \times 10^{-3}}} = 1.083$$

3.2.1. Determinación del radio de filete mínimo.

- **Radio mínimo en el filete circunferencial de hombro para el eje del rodillo.**

El radio de filete circunferencial mínimo del eje, se obtuvo interpolado los valores de las gráficas 1 y 2 (anexo 2) por el método de Newton, con el factor de concentración $k_t = 1.083$. Resultando (tabla 3.1) para una relación en flexión $r/d = 0.4615$ el radio mínimo de $r = (0.4615) (1.9375 \text{ plg}) = 0.8942 \text{ plg}$. Y para una relación en torsión $r/d = 0.3947$ el radio mínimo es $r = (0.3497) (1.9375 \text{ plg}) = 0.677 \text{ plg}$. tabla 3.2. Consultar plano de diseño en anexo 3, plano 2.

Tabla 3.1 Interpolación para flexión con un valor de $k_t = 1.083$. [anexo 2, grafico 3]

Interpolación (método de Newton)						r/d	r
k_t	2.025	1.675	1.5	1.4	1.325		
D/d	1.29	1.29	1.29	1.29	1.29		
r/d	0.05	0.10	0.15	0.2	0.25		
		x	x	x		0.4615	0.8942

Tabla 3.2 Interpolación para torsión con un valor de $k_t = 1.083$. [anexo 2, grafico 4].

Interpolación (método de Newton)						r/d	r
k_t	1.65	1.38	1.29	1.225	1.18		
D/d	1.29	1.29	1.29	1.29	1.29		
r/d	0.05	0.10	0.15	0.2	0.25		
		x	x	x		0.3497	0.677

- **Análisis de fatiga mediante método analítico del material AISI/SAE 1045.**

El esfuerzo ideal o número de ciclos ideal para el acero AISI/SAE 1045 en flexión rotativa esta dado por la ecuación del límite de resistencia a fatiga:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \text{ para el acero} \quad (2.76)$$

Considerando resistencia última $S_{ut} = 68.4 \text{ ksi}$.

$$S'_e = 0.5 (68.4 \text{ ksi}) = 34.2 \text{ ksi}$$

- Límite de resistencia a la fatiga de acuerdo al número de ciclos de ruptura.

El eje opera 21.625 horas al día, durante 6 días por semana, a 176.679 rpm se generan 17,880,798 ciclos de vida en tres meses, hasta el momento en el que la falla se presente, dichos ciclos son encontrados en un límite de fatiga que tiende a su permanencia constante para un ciclo de vida infinito en el acero AISI/SAE 1045 (grafico 3, anexo 2).

- Límite de resistencia a la fatiga real S_e o de diseño en el punto de falla para el material.

$$\text{Esfuerzo real o número de ciclos real. } S_e = S'_e = k_a k_b k_c k_d k_f^{-1} \quad (2.77)$$

Factor de superficie. El acabado superficial del acero AISI/SAE 1045 es obtenido estirado en frio y posteriormente se realizo un maquinado por lo tanto en base a la tabla 2.4 los valores de las variables para el factor de superficie son $a = 2.7$ y $b = -0.265$.

$$k_a = a. S_{ut}^b \quad (2.78)$$

$$k_a = (2.7) ((91)^{-0.265}) = 0.8193$$

Factor de tamaño k_b , para un diámetro de eje de $d = 1.9375 \text{ plg}$.

$$k_b = 0.869 d^{0.097} \rightarrow (0.3 \text{ plg} < d \leq 10 \text{ plg}) \quad (2.79)$$

$$k_b = 0.869 (1.9375)^{-0.097} = 0.8149$$

Factor de confiabilidad k_c ,

$$k_c = 1 - 0.8 Z_r \quad (2.80)$$

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura. Considerando que la temperatura de operación del elemento es a temperatura ambiente 77 °F (25°C), el factor esta dado por la siguiente ecuación:

$$k_d = 1 \rightarrow T \leq 840^\circ F (450^\circ C) \quad (2.81)$$

$$k_d = 1$$

Factor de reducción de resistencia a fatiga.

$$k_f^{-1} = 1/k_f \quad (2.82)$$

Si la ecuación 2.52 es $k_f = 1 + q (k_t - 1)$ y si $q = 0.9$, el valor k_f es el siguiente:

$$k_f = 1 + 0.9 (1.083 - 1) = 1.0747$$

$$S_e = S'_e (k_d k_b k_c k_d k_f^{-1}) \quad (2.77)$$

$$S_e = 34.2 \text{ kpsi} (0.8193)(0.8149)(1)(1)(1/1.0747) = 21.24 \text{ ksi}$$

- **Factor de seguridad en fallo por fatiga.**

Se utilizó la teoría de la energía de distorsión (Von Mises) obteniendo la falla por fatiga.

Entonces los esfuerzos equivalentes alterno y medio, son los siguientes:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_{ax}^2 + 3\tau_{ax,y}^2} \quad (2.66)$$

$$\sigma_{eqa} = 18,289.64 \text{ lb} / \text{p} \text{lg}^2$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{mx}^2 + 3\tau_{mx,y}^2} \quad (2.66)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3\tau_{mx,y}^2} = \sqrt{3(5520.56)^2} = 9,561.89 \text{ lb} / \text{p} \text{lg}^2$$

- Criterio de Goodman para esfuerzos variables.

$$\frac{k_t \sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (2.68)$$

$$N = \frac{1}{\frac{(1.083)(18,289.64 \text{ lb/plg}^2)}{21.24 \text{ kpsi}} + \frac{(9,561.89 \text{ lb/plg}^2)}{68.4 \text{ kpsi}}} = 0.94$$

- Criterio de curva cuadrática o elíptica *ASME*.

$$\left(\frac{k_{tn} \sigma_{m\acute{a}x}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{k_{ts} \sigma_{m\acute{a}x} \sqrt{3}}{S_{ys}} \right)^2 = \frac{1}{N^2} \quad (2.73)$$

$$\left((1.083) \left(\frac{18,289.64}{21.24 \times 10^3} \right) + (1.083) \left(\frac{9,561.89 \sqrt{3}}{57.2 \times 10^3} \right) \right) = \frac{1}{N^2}$$

$$N = 0.89$$

- Interpolación con un valor de seguridad $N = 2$

$$\frac{k_t \sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (2.68)$$

$$k_t = \frac{21.24 \times 10^3 \left[\frac{1}{2} - \frac{9,561.89}{68.4 \times 10^3} \right]}{18,289.64} = 0.4183$$

El radio mínimo del filete circunferencial se obtuvo (*tablas 3.3 y 3.4*) interpolando para un factor de concentración de esfuerzos $k_t = 0.4183$ combinado en torsión y flexión. Donde para una relación en flexión $r/d = 0.8725$ el radio mínimo fue $r = (0.8289)(1.9375 \text{ plg}) = 1.606 \text{ plg}$ y para una relación en torsión $r/d = 1.2456$ el radio mínimo fue $r = (1.56)(1.9375 \text{ plg}) = 3.022 \text{ plg}$.

Tabla 3.3 Interpolación para flexión con un valor de $k_t = 0.4183$ [anexo 2, grafico 3]

Interpolación (método de Newton)						r/d	r
k_t	2.025	1.675	1.5	1.4	1.325		
D/d	1.29	1.29	1.29	1.29	1.29		
r/d	0.05	0.10	0.15	0.2	0.25		
	x	x	x			0.8289	1.606

Tabla 3.4 Interpolación para torsión con un valor de $k_t = 0.4183$ [anexo 2, grafico 4]

Interpolación (método de Newton)						r/d	r
k_t	1.65	1.38	1.29	1.225	1.18		
D/d	1.29	1.29	1.29	1.29	1.29		
r/d	0.05	0.10	0.15	0.2	0.25		
	x	x	x			1.56	3.022

3.3. Simulación del radio de filete circunferencial de hombro rediseñado.

- Simulación por elemento finito Ansys.

La simulación por elemento finito de los radios de filete circunferencial para el acero *AISI/SAE 1045*, se realizó con el método computacional en Ansys Workbench versión 11, soportado por un sistema de Microsoft Windows *XP* profesional versión 2002, para un equipo Intel Pentium Dual CPU T2390 de 1.86 GHz y 2 GB de RAM.

3.4. Evaluación del procedimiento de maquinado de los ejes

- Especificaciones del torno para el maquinado de los ejes.

El maquinado de los ejes se realiza en un torno paralelo *Monarch* modelo 16" *W* con una velocidad en motor de 924 rpm, rango en velocidad de corte entre 21-900 rpm con un mandril de 3 mordazas independientes. De las siguientes dimensiones: diámetro de volteo de 16 plg, distancia entre puntas de 30 plg y una longitud de bancada de 60 plg (fig. 3.16).



Fig.3.16 Torno paralelo manual Monarch modelo 16" W

- **Procedimiento de maquinado para los ejes.**

Los ejes del rodillo suministrado por el fabricante son de acero *AISI/SAE* 1045 calibrado a 2.5 *plg* con tolerancia de -0.005 *plg* y acabado de la superficie sin pulido. El largo requerido en el extremo izquierdo fue de 24.9375 *plg* y 16.6875 *plg* para el extremo derecho, el ajuste en el largo de los ejes se realizó con una sierra circular Makita modelo *SP6000K*, con potencia absorbida de 1300 *W* y 2000 *rpm* en vacío, disco abrasivo (*HM165*) para metal duro de diámetro exterior a 165 *mm* y un centro a 20 *mm*). Los ejes se centraron y nivelaron en el torno. Se colocó la broca para centros tipo campana (acero alta velocidad *HSS* de 0.25 *plg* x 2 *plg* de 60°) sobre el cabezal móvil para taladrar/avellanar (una sola operación) un agujero en el extremo del eje, con el fin de obtener una superficie de apoyo para maquinar el eje. Para producir el barrenado se hizo avanzar el cabezal móvil hasta que entró en contacto con la superficie.

La broca de centros se reemplazó por una guía que se aprisionó contra el barrenado producido por la broca de centros, permitiendo dar soporte al eje en el extremo opuesto al mandril durante las operaciones siguientes.

Se seleccionó y montó el buril de acero de alta velocidad *HSS* de 0.3125 x 2.5 *plg* en el carro portaherramientas para la operación de refrentado. La velocidad de corte se ajustó entre 70 y 90 *pie/min*, el avance de la herramienta entre 0.010 y 0.020 *plg* y la profundidad de corte en 0.1875 *plg*.. Para desbaste se utilizó un buril de acero alta velocidad *HSS* de 0.3125 x 2.5 *plg* en la que se reduce la dimensión del eje desde la calibración de 2.5 *plg* hasta la de 1.9375 *plg* con una tolerancia de + 0.39 *plg*. La velocidad de corte para el desbaste se ajustó entre 70 y 90 *pie/min*, el avance de la herramienta entre 0.010 y a 0.015 *plg* y la profundidad de corte de 0.1875 *plg*. Con ángulo de incidencia superior a los 90°. El procedimiento de acabado se realizó con un buril de acero alta velocidad *HSS* de 0.3125 x 2.5 *plg* dejando una tolerancia de -0.001 *plg* (establecido para montar un rodamiento de rodillos *PEB22431H* calibrado a 1.9375 *plg* con tolerancias interiores en el balero *CSEB22431H* de +0.002 / -0.000 *plg*).

La velocidad de corte para el acabado se ajustó entre 90 y 100 *pie/min*, el avance de la herramienta entre 0.003 a 0.005 *plg* y la profundidad de corte a 0.039 *plg*. El acabado de la superficie se realizó con un limado y posteriormente un lijado, utilizando una lima plana musa de 8 *plg* de largo y una lija Fandeli del No. 100. La calibración del eje se realizó con un Vernier Mitutoyo serie 160, modelo 160-150 con un rango de 0 a 12 *plg* y un micrómetro Mitutoyo serie 104, modelo 104-105A con un rango de 0 a 6 *plg* o 0 a 150 *mm*.

3.5. Parámetros para mecanizar los ejes del acero *AISI/SAE 1045* templado y revenido.

En acuerdo con el procedimiento de maquinado efectuado para el eje de acero al carbón *AISI/SAE 1045* descrito en el sección 3.4. La *tabla 3.5* especificó las velocidades de corte, avance, profundidad y potencia recomendados para las operaciones de mecanizado en los ejes del rodillo de acero templado y revenido que obtuvo una dureza superficial superior a 40 *HRC*; utilizando portaherramientas con plaquitas de metal duro de base *P35* (recubrimientos de óxido de aluminio y nitruro de aluminio). Basados en el estudio "Condiciones de mecanizado con dureza superior a 30 *HRC*".

Tabla 3.5 Velocidades de corte, avances, profundidad y potencia.

<i>HRC</i>	<i>Vc (m/mín)</i>	<i>Avance (mm)</i>	<i>e (mm)</i>	<i>P (Kw)</i>
40	170	0.30	3	6.4
50	65	0.25	3	2.6

- **Costo de fabricación del rodillo.**

En la región de Mexicali, Baja California el costo de adquisición de un rodillo de acero al carbón fabricado en un taller convencional de torno y soldadura, con aceros *AISI/SAE* 1045, 4340 y 8620 alcanzaron los costos (en pesos) concentrados en la *tabla* 3.6.

Tabla 3.6 Costo en la fabricación del rodillo en aceros *AISI/SAE* 1045, 4340 y 8620.

Acero <i>AISI/SAE</i>	Redondo de acero <i>AISI/SAE</i> 1045 (2 1/2 x 72) <i>plg</i>	Tubo negro <i>C40 12 plg</i> estructural	Placa de acero 1/4	Costo de fabricación	Costo Total
1045 Normalizado	2080	2000	200	3424	7704
8620 Normalizado	1650	2000	200	3080	6930
4340 Normalizado	4655	2000	200	5484	12339

3.6. Caracterización del acero *AISI/SAE* 1045.

- **Muestras de acero *AISI/SAE* 1045 suministradas por el fabricante.**

En base a la norma *ASTM E3* se caracterizó barra redonda en acero al carbón *AISI/SAE* 1045 de 0.25 *plg* de diámetro, realizando cortes transversales y longitudinales utilizando una cortadora de disco Metacut-*M* 250 (*fig.3.17 a*). Las muestras se montaron en una mezcla con resina (90%) y endurecedor (10%) previamente preparada. La base endurecida que se obtuvo fue lijada, utilizando grados de lijas Fandeli de 280, 600, 800, 1000, 1500 y 2000 (granos por cm²). El ataque químico sobre las muestras se realizó con nital al 2% durante un periodo de 10 segundos. La observación de las muestras se realizó en un microscopio trinocular Brightfield con magnificación a 400X (*fig.3.17 b*).

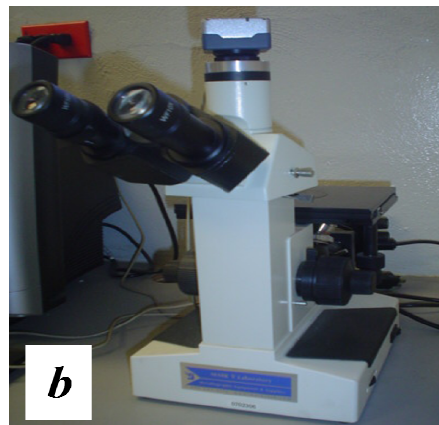


Fig.3.17 Cortadora de disco Metacut-M 250 (a) y microscopio trinocular (b).

3.7. Tratamiento térmico (temple y revenido) al acero AISI/SAE 1045.

Utilizando un horno de Sentro Tech Corp. modelo ST-1200-7812, con temperatura máxima de operación 2192°F (1200°C). *fig. 3.18* fueron templadas a 1508°F (820°C) las muestras de acero AISI/SAE 1045 con 0.25 plg. de diámetro, evaluando dos medios de enfriamiento agua y aceite. El revenido solo se realizó a las muestras templadas en aceite a temperaturas de 392, 860 y 1508°F (200, 460 y 650°C) enfriado al aire. Con un tiempo de permanencia de 15 minutos, el ciclo se muestra en la *fig. 3.19*.



Fig.3.18 C Horno de Sentro Tech Corp. modelo ST-1200-7812.

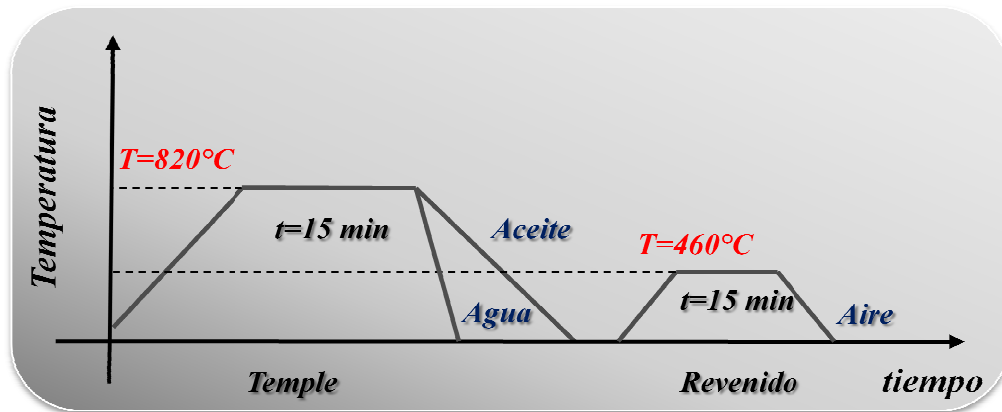


Fig.3.19 Ciclo de temple y revenido para el acero AISI/SAE 1045.

- **Caracterización del acero AISI/SAE 1045 tratado térmico.**

Las fotomicrografías (fig. 4.8) *a* y *b* se obtuvieron a través de un microscopio electrónico de barrido (Hitachi modelo S-2400 (fig. 3.20) equipado con espectrómetro de energía dispersa (EDS) Thermo electrocorporation modelo Noran System Syx. resolución de 10 nm, Magnificación 20x –300,000x, dimensión del máximo espécimen 150 mm.



Fig.3.20 Microscopio electrónico de barrido Hitachi modelo S-2400.

- **Ensayo de dureza y tensión.**

Los ensayos de tensión fueron realizados en base a la norma *ASTM E 8 /E 8M-08*, en una prensa Tinius Olsen modelo *H 25K-T* con capacidad de *25 kN* (fig.3.21 *a*) y los ensayos de microindentación Vickers se realizaron en base a la norma *ASTM E 384-09* en un microindentador digital modelo *HVS-1000^a* (fig.3.21 *b*).



Fig.3.21 Prensa Tinius Olsen modelo *H 25K-T8* (a) y microindentador digital modelo *HVS-1000^a* (b).

Capítulo IV Resultados y Discusiones.

4.1 Resultados.

- **Análisis a fatiga mediante el método Analítico.**

Los resultados obtenidos del análisis de fatiga por el método analítico se mostraron en la *tabla 4.1* obteniendo el esfuerzo máximo (von Mises), factores de concentración de esfuerzo geométrico, factor de reducción de resistencia a fatiga, factor de seguridad y numero de ciclos soportados en los radios de filete circunferencial de hombro durante operación

Tabla 4.1 Factores para un esfuerzo máximo de von Mises 20,628.32 lb/plg²

Radio de filete <i>plg.</i>	<i>Kt</i>	<i>Kf</i>	<i>F.S.</i> <i>Goodman</i>	<i>F.S.</i> <i>ASME</i>	<i>Se</i> <i>ksi</i>	Ciclos (<i>N</i>)
0.5 (<i>AISI/SAE 1045</i>)	1.2	0.84	0.85	0.85	19.02	$1.262 e^6$
0.8942 (<i>AISI/SAE 1045</i>)	1.083	0.93	0.94	0.89	21.24	$3.935 e^6$
3.022 (<i>AISI/SAE 1045</i>)	0.4183	2.39	2	-----	54.58	$1.20 e^{10}$
0.8942 (<i>AISI/SAE 1045</i>) Templado 1508°F y revenido 860°F	1.083	0.93	1.021	0.96	23.61	$5.252 e^6$
0.8942 (<i>AISI/SAE 4340</i>)	1.083	0.93	2.384	1.38	54.25	$1.345 e^9$

- **Análisis a fatiga mediante el método computacional Ansys.**

En la simulación por Ansys fue considerado el peso del rodillo, la tensión que genero el cartón transportado sobre el cuerpo del rodillo, el par torsor de la polea en el extremo del eje, las restricciones que brindaron los rodamientos en el eje y un elemento tetrahedron para crear las redes, produjo en el primer caso (*figura 4.1*) un mallado de 5450 elementos con 11016 nodos. En el segundo caso (*figura 4.2*) un mallado de 5421 elementos con 10981 nodos y en el tercer caso (*figura 4.3*) un mallado de 5464 elementos con 11034 nodos.

Los resultados de esfuerzo obtenidos en la simulación por Ansys, permitieron validar que la concentración de esfuerzos se presentó en los radios de filete circunferencial de las figuras 4.1, 4.2 y 4.3 confirmando que el cambio de dimensión se convierte en el punto crítico para el diseño del eje. La condición más desfavorable se presentó cuando menor fue el radio de diseño para el cambio de sección, ocurrida con el radio de diseño original de 0.5 *plg*. El esfuerzo equivalente de von Mises (21.91 *ksi*) para el radio de diseño original de 0.5 *plg*. (fig. 4.1) supero el límite de resistencia a fatiga obtenido por análisis analítico (19.02 *ksi*) para el acero *AISI/SAE* 1045 lo que producirá la falla por fatiga del eje a un numero de ciclos de vida por debajo del límite de resistencia a fatiga corregido.

A diferencia de lo ocurrido con los esfuerzos de la figura 4.1, los esfuerzos de von Mises obtenidos en las figuras 4.2 y 4.3 fueron de 21.10 *ksi* y 20.62 *ksi* respectivamente, dichos esfuerzos fueron menores a el límite de resistencia a fatiga corregido. Obtenidos por el método de análisis analítico de 21.24 *ksi* y 54.58 *ksi* para las figuras 4.2 y 4.3 respectivamente, lo que permitirá al diseño mantener un numero de ciclos de vida infinito.

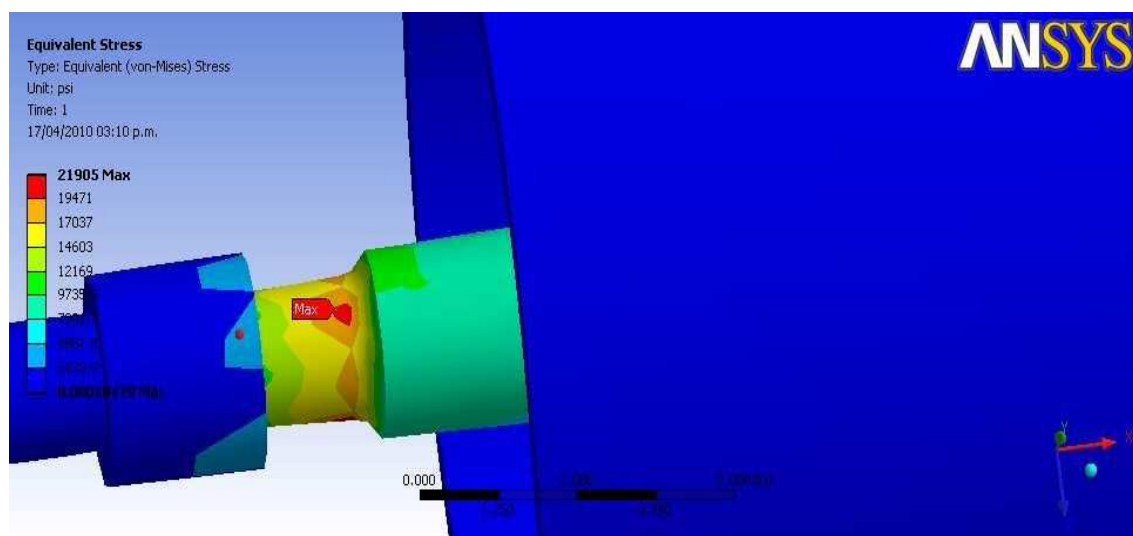


Fig. 4.1 Esfuerzo máximo (von Mises) para un radio de 0.5 *plg*.

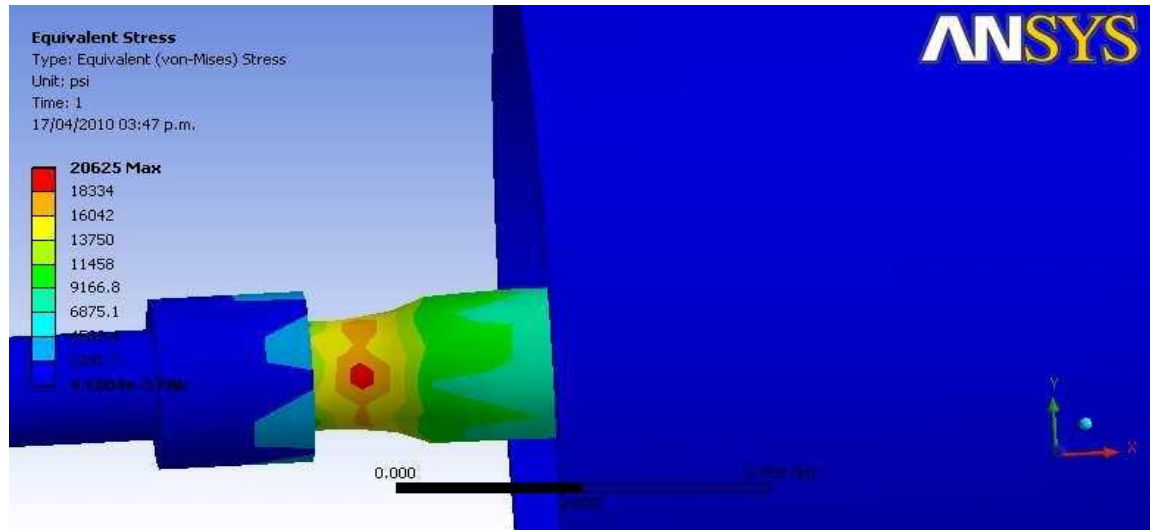


Fig.4.2 Esfuerzo máximo (von Mises) para un radio de 0.8942 plg.

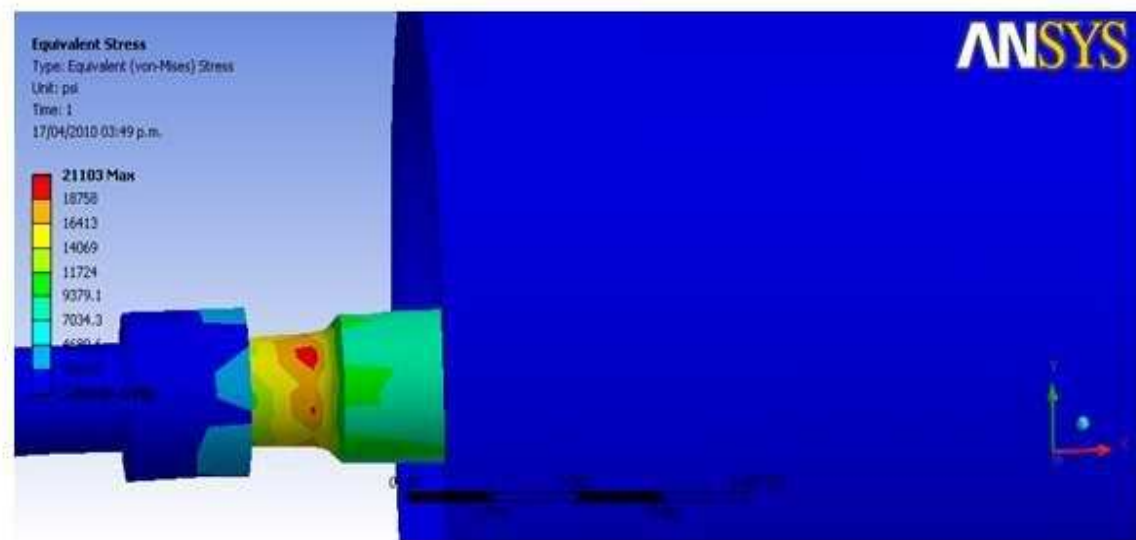


Fig.4.3 Esfuerzo máximo (von Mises) para un radio de 3.022 plg.

Los análisis de fatiga a través de Ansys produjeron niveles de esfuerzo máximo (von Mises) concentrados en la *tabla* 4.2 donde se apreció que para cada caso (0.5, 0.8942 y 3.022 *plg.*) los niveles de esfuerzo máximo se presentaron en el radio de filete circunferencial, sin ser superado el límite de resistencia a fatiga del acero *AISI/SAE* 1045 y 4340.

Tabla 4.2 Esfuerzos máximos de von Mises (Ansys Workbench)

Radio de filete <i>plg.</i>	Máx. Esfuerzo de von Mises <i>ksi</i>	Deformación total <i>plg</i>	Ciclos (N)
0.5 (<i>AISI/SAE</i> 1045)	21.917	$2.39 e^{-2}$	$1.36 e^7$
0.8942 (<i>AISI/SAE</i> 1045)	21.103	$2.36 e^{-2}$	$3.06 e^7$
3.022 (<i>AISI/SAE</i> 1045)	20.625	$2.25 e^{-2}$	-----
0.8942 (<i>AISI/SAE</i> 1045)			
Templado 1508°F (820°C) y Revenido 860°F (460°C)	21.00	$2.36 e^{-2}$	$4.3 e^7$
0.8942 (<i>AISI/SAE</i> 4340)	21.103	$2.29 e^{-2}$	$8.02 e^7$

- **Ensayo a tensión y dureza al acero *AISI/SAE* 1045 templado y revenido.**

En la *fig.*4.4 se mostraron las curvas de esfuerzo-deformación producidas para el acero *AISI/SAE* 1045 en condiciones de normalizado suministrado por el fabricante, de temple en aceite a 1508°F (820°C) y revenidos al aire a 392, 860, 1202°F (200, 460, 650°C).

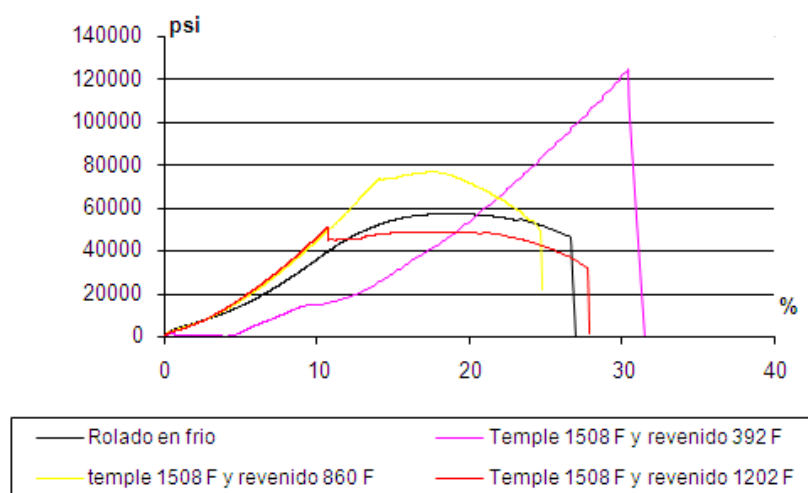


Fig.4.4 Esfuerzo-deformación del acero *AISI/SAE* 1045, normalizado, templado y revenido.

La *tabla 4.3* concentro las propiedades obtenidas a través de los ensayos normalizados de tensión y dureza en el acero *AISI/SAE 1045* bajo las condiciones de temple en aceite 1508°F (820°C) y revenido al aire 392 , 860 , 1202°F (200 , 460 , 650°C). A partir de los cuales se estableció la relación entre dureza y resistencia ultima de tensión, mostrado en la *figura 4.5*.

Tabla 4.3 Resultados del ensayo de dureza y tensión a muestras del acero AISI/SAE 1045.

Acero <i>AISI/SAE 1045</i>	<i>Sut</i> (ksi)	<i>Sy</i> (ksi)	Modulo (<i>Mpsi</i>)	<i>HRC</i>	Comentario
Rolado en frío	68.4	57.2	0.225	25	-----
Templado 1508°F (820°C)	134.3	----	0.396	59	Falla producida en la entalla
Templado 1508°F (820°C) y Revenido 392°F (200°C)	124	----	0.379	58	Falla producida en la entalla
Templado 1508°F (820°C) y Revenido 860°F (460°C)	76.6	73	0.224	43	-----
Templado 1508°F (820°C) y Revenido 1202°F (650°C)	50.9	50.9	0.228	24	-----

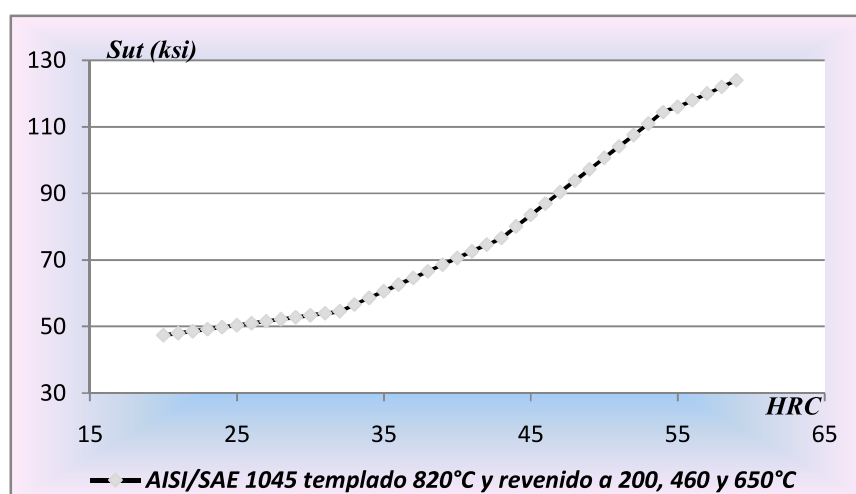


Figura 4.5 Relación de dureza y resistencia última de tensión del acero AISI/SAE 1045.

- **Metalografía al acero AISI/SAE 1045 suministrado por el fabricante.**

Las metalografías realizadas al acero AISI/SAE 1045 (*fig. 4.6*) revelaron una matriz de ferrita proeutectoide mas perlita (ferrita eutectoide + cementita). Ninguna de las fotomicrografías obtenidas presentó algún defecto, irregularidades, y/o exceso de constituyentes como óxidos, silicatos, sulfuros y/o aluminatos, que modifique las propiedades del acero, pero se aprecio que el acero rolado en frio fue sometido a un tratamiento de recristalización. Las fotomicrografías de la *figura 4.6* fueron obtenidas a través de un microscopio óptico y las fotomicrografías de la *figura 4.7* obtenidas a través de un microscopio electrónico de barrido (SEM).

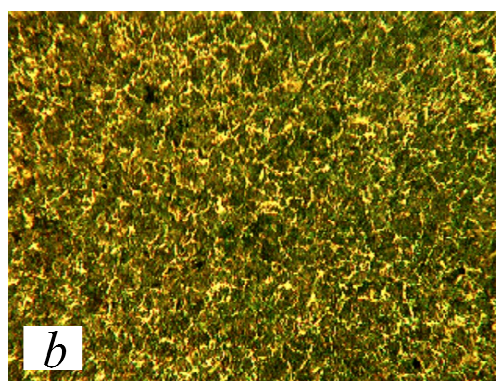
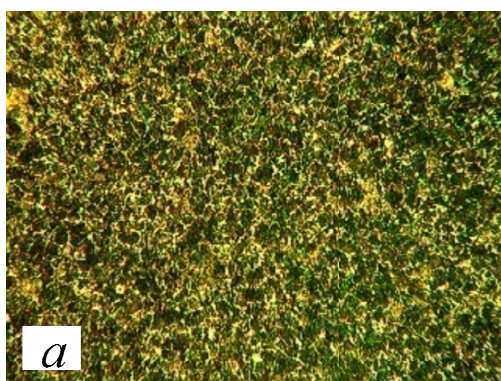


Fig. 4.6 Fotomicrografías a 400 x en corte longitudinal (a) y transversal (b) al acero AISI/SAE 1045.

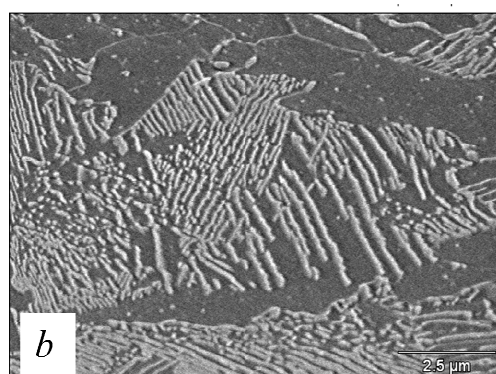
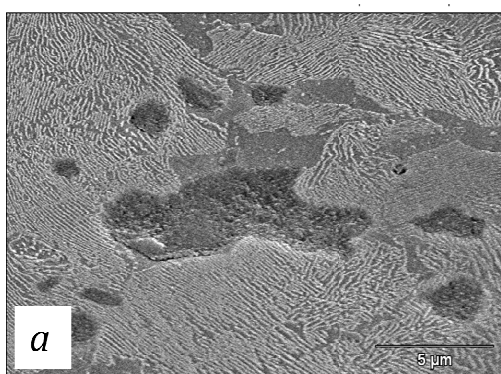


Fig. 4.7 Fotomicrografías obtenidas por SEM a 6000 x (a) y a 10000 x (b) al acero AISI/SAE 1045.

- **Cantidad de fases en el acero AISI/SAE 1045 a temperatura ambiente.**

La cantidad de ferrita y perlita a temperatura ambiente 77°F (25°C) para el acero AISI/SAE 1045 suministrado por el fabricante (utilizando el diagrama de fases hierro-carburo de hierro $\text{Fe} - \text{Fe}_3\text{C}$ del *anexo 2 Grafico 4*) produjo lo siguiente:

Cantidad de ferrita (proeutectoide) y perlita.

$$\% \text{ Ferrita}(\text{proeutectoide}) = \frac{0.77 - 0.45}{0.77 - 0.008} \times 100 = 41.99\%$$

$$\% \text{ Perlita} = \frac{0.45 - 0.008}{0.77 - 0.008} \times 100 = 58.01\%$$

Cantidad de ferrita (eutectoide) y cementita contenida en la perlita.

$$\% \text{ Ferrita}(\text{eutectoide}) = \frac{6.7 - 0.45}{6.7 - 0.008} \times 100 = 93.39\%$$

$$\% \text{ Cementita} = \frac{0.45 - 0.008}{6.7 - 0.008} \times 100 = 6.61\%$$

- **Metalografía al acero AISI/SAE 1045 templado en agua.**

A través del tratamiento de temple a 1508°F (820°C) con enfriamiento en agua del acero AISI/SAE 1045 se obtuvo la estructura martensita (*fig.4.8*), mismos que aparecen como granos en forma de aguja, sobre una región de austenita retenida obtenida a través de SEM. En la *figura 4.9 a y b* se expuso la misma muestra de acero AISI/SAE 1045 en la cual se produjo la fractura por temple en agua a 1508°F (820°C) obtenida por microscopio óptico.

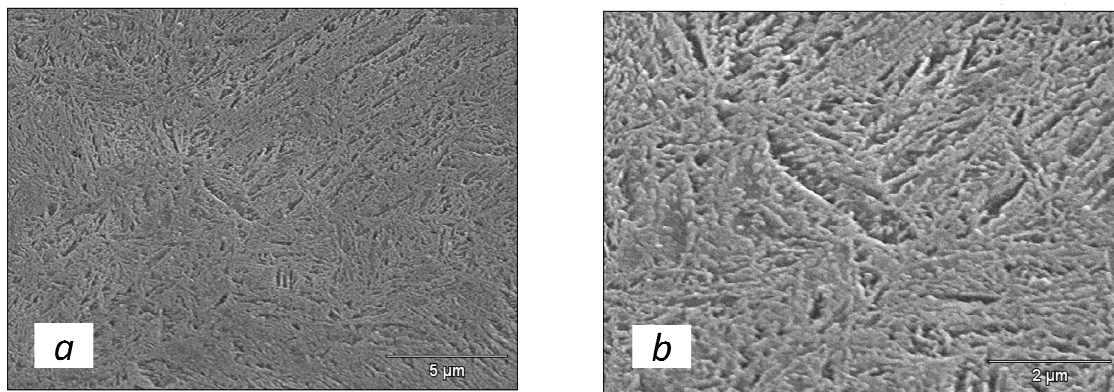


Fig.4.8 Microestructura obtenida por SEM a una magnificación de a) 600x y b) 1500x

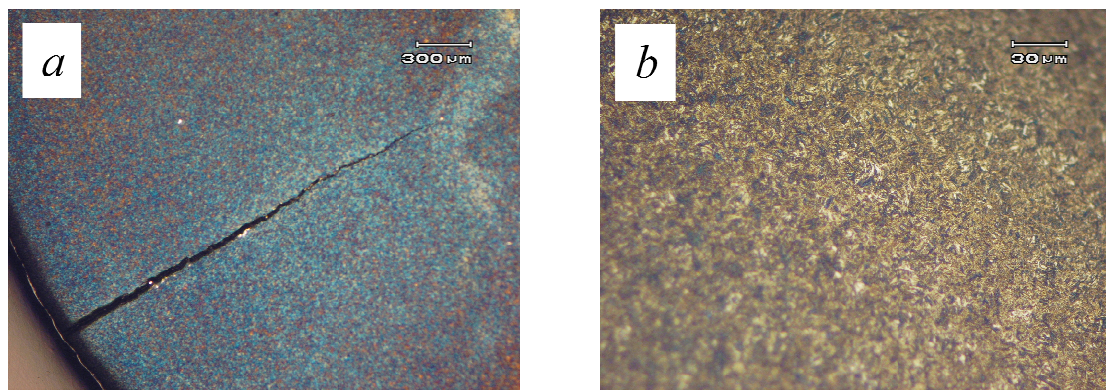


Fig.4.9 Fotomicrografías a una magnificación de 500x a) y b)

- **Metalografía al acero AISI/SAE 1045 templado en aceite y revenido al aire.**

Las fotomicrografías (fig. 4.10 a, b, c y d) obtenidas por temple a 1508°F (820°C) (figura a) produjo troostita de temple (mezcla entre finas partículas de la fase cementita en una matriz de fase ferrita) formada por el enfriamiento lento en aceite, el revenido a 392°F (200°C) prácticamente no influyó en cambio microestructural (fig. b) donde se mantuvo la estructura de troostita a consecuencia del revenido a baja temperatura, el revenido a 860°F (460°C) (figura c) presentó una mezcla de ferrita y cementita cuya estructura es de cementita granular, también denominada troostita de revenido y el revenido a 1202°F (650°C) (fig. d) género la estructura denominada sorbita de revenido la cual está constituida por una matriz ferrítica con partículas de cementita.

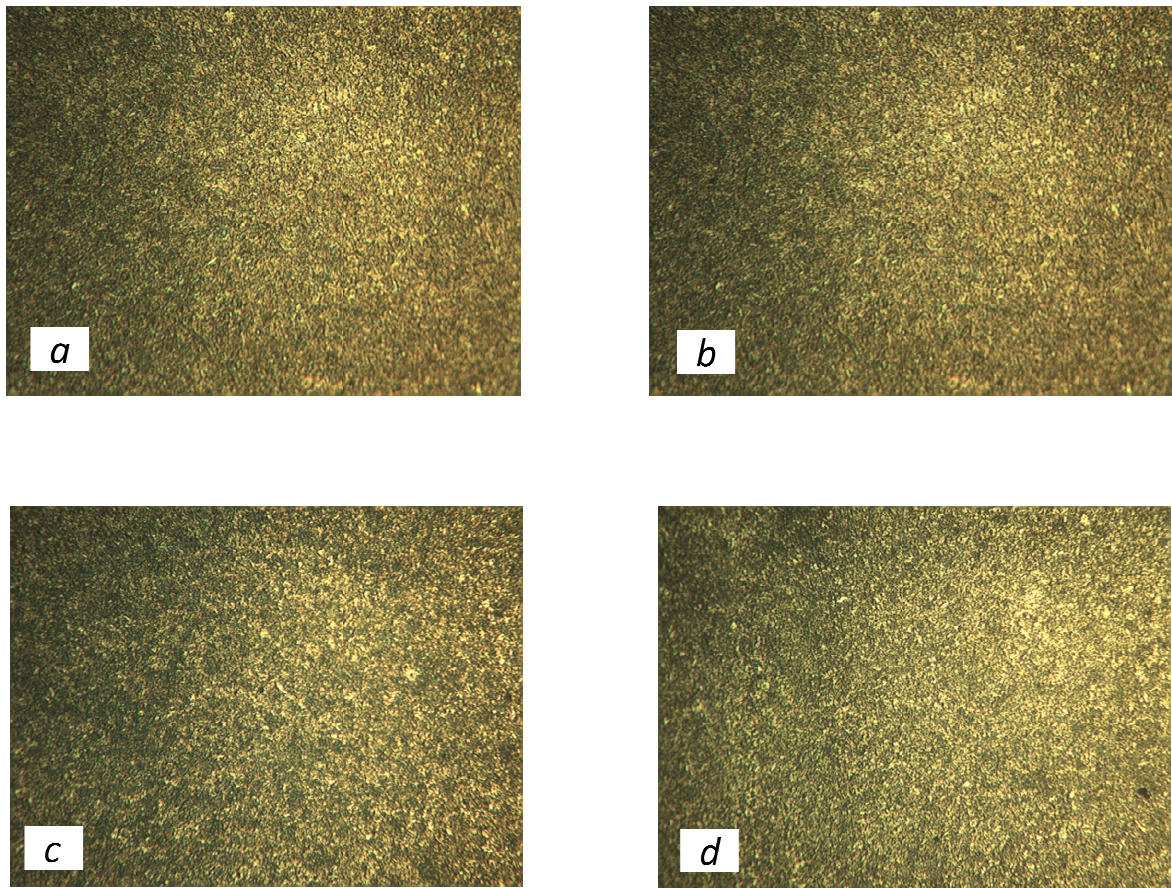


Fig.4.10 Microestructuras obtenida a través de un microscopio trinocular a una magnificación de 400x, a) temple 820°C, b) Temple 1508°F (820°C) y revenido 392°F (200°C), c) temple 1508°F (820°C) y revenido 860°F (460°C), d) temple 1508°F (820°C) y revenido 1202°F (650°C).

La preparación metalográfica (de las muestras templadas a 1508°F (820°C) en agua y aceite; revenidas a 392, 860 y 1508°F (200, 460 y 650°C) se realizó siguiendo el procedimiento descrito en la sección 3.6 con base a la norma *ASTM E3* para caracterizar el material de llegada.

4.2 Discusiones.

La magnitud del esfuerzo (von Mises 20,628.32 lb/plg^2) obtenido por el método analítico, para radios de filete circunferencial menores a 0.8942 plg produjo factores de seguridad inferiores a 1 (Goodman), de forma que el esfuerzo (von Mises) producido por el radio del diseño original (0.5 plg) supero su límite de resistencia a fatiga ($S_e = 19.02\ ksi$), limitando el diseño original a una vida finita. Por el método computacional Ansys se validaron los esfuerzos de von Mises obtenidos por el método analítico, con esfuerzos del orden de 20.6, 21.1 y 21.9 ksi para los radios de filete circunferencial de 3.022, 0.89 y 0.5 plg respectivamente.

A través del método analítico se determinó el incremento en el límite de resistencia a fatiga $S_e = 54.68\ ksi$ para el rediseño con radio de filete circunferencial de 3.022 plg , comparado con el rediseño a 0.8942 plg donde se obtuvo 21.24 ksi . Pero tal conjetura no fue aceptada, debido a que el mayor límite de resistencia a fatiga que el acero *AISI/SAE* 1045 podría alcanzar sería de 22.83 ksi , considerados los factores de superficie (0.8193), tamaño (0.8149) y concentración de esfuerzos ($k_t = 1$). Porque el factor ($k_t = 1$) permitiría un comportamiento sin concentración de esfuerzos (radio de filete circunferencial) sometido a fatiga (flexión rotativa). La validación del rediseño en el radio de filete circunferencial (3.022 plg) a través de Ansys, produjo una disminución de 2.26% en los esfuerzos (von Mises).

Los tratamientos de revenido al aire a 392, 860 y 1508°F (200, 460 y 650°C) realizados a las muestras de acero *AISI/SAE* 1045 templadas en aceite a 1508°F (820°C) incrementó la dureza y resistencia última a la tensión, obteniendo los mayores niveles con la menor temperatura de revenido 392°F (200°C) y disminuyeron al reducir las temperaturas de revenido a 860 y 1508°F (460 y 650°C). El incremento en la dureza y resistencia última de tensión sobre las muestras revenidas a 392°F (200°C) causó la falla por fractura frágil sin deformación apreciable, y sobre las muestras revenidas a 860 y 1508°F (460 y 650°C) produjo deformación y reducción de área característica en los materiales con fractura dúctil en los ensayos de tensión.

4.3 Conclusiones.

Mediante los métodos analítico y elemento finito, se determinó que el radio de filete circunferencial de 0.5 *plg* en el acero *AISI/SAE* 1045, con un límite de resistencia a fatiga de 19.02 *ksi*, fue diseñado para soportar tan solo 1.36 e^7 ciclos de vida con un esfuerzo (von Mises) de 20628.3 *lb/plg*². Por tal razón fue rediseñado el radio de filete circunferencial hasta 0.8942 *plg* donde el límite de resistencia a fatiga (21.24 *ksi*) obtenido fue mayor al esfuerzo de von Mises, asegurando un ciclo de vida no menor a los 3.0678 e^7 ciclos.

La reducción en el factor de concentración de esfuerzo geométrico (k_t) generó un incremento del 10.45% en el límite de resistencia a fatiga del acero *AISI/SAE* 1045, al disminuir el factor desde $k_t = 1.2$ en el diseño original (radio de filete circunferencial de 0.5 *plg*) hasta $k_t = 1.083$ para el rediseño (radio de filete circunferencial 0.8942 *plg*). La reducción fue debido a que en el rediseño del radio, el factor de concentración de esfuerzo geométrico produjo menor sensibilidad a la entalla que el producido con el diseño original, permitiendo un comportamiento a fatiga en flexión rotativa similar al producido por un eje sin radio de filete circunferencial.

El temple en aceite a 1508°F (820°C) y el revenido al aire a 860°F (460°C) del acero *AISI/SAE* 1045 produjo el incremento en la resistencia última de tensión (10.7%) y esfuerzo de fluencia (21.61%), comparado con el acero *AISI/SAE* 1045 rolado en frío.

Por el método analítico se determinó que el temple en aceite a 1500°F (820°C) y revenido a 860°F (460°C) produciría un incremento del 19.44% en el límite de resistencia a fatiga 23.61 *ksi* para el rediseño (radio de filete circunferencial de 0.8942 *plg*.), comparado al límite de resistencia a fatiga (19.02 *ksi*) del diseño original (radio de filete circunferencial de 0.5 *plg*) del acero *AISI/SAE* 1045 rolado en frío.

4.4 Recomendaciones para trabajos futuros.

Se recomienda realizar ensayos a fatiga en flexión rotativa para el acero *AISI/SAE* 1045 templado en aceite a 1508°F (820°C) y revenido al aire a 860°F (460°C), para validar el incremento en la resistencia a fatiga. Los especímenes para el ensayo de fatiga deberán realizarse bajo la norma *ASTM E* 606. Aplicando esfuerzos menores al 90% y mayores al 50% de la resistencia última a tensión obtenido en el presente trabajo.

Considerar el remplazo con el acero *AISI/SAE* 4340 que ofrece incremento en el límite de resistencia a fatiga de 155% (teórico) en relación al acero *AISI/SAE* 1045 suministrado por el fabricante y un incremento de 129% (teórico) en el acero *AISI/SAE* 1045 templado en aceite a 1508°F (820°C) y revenido al aire a 860°F (460°C) para el radio de filete circunferencial de 0.8942 *plg.*

Se recomienda validar el incremento en el límite de resistencia a fatiga, mediante ensayos a fatiga en flexión rotativa, para el radio de filete circunferencial rediseñado con acero *AISI/SAE* 1045 y 4340.

Recomendamos no utilizar el agua como medio de enfriamiento para el temple a 1508°F (820°C) en muestras de acero *AISI/SAE* 1045 con diámetro de $\frac{1}{4}$ *plg.* debido a que la severidad del temple produjo grietas sobre el 75% de las muestras.

Anexo 1 Memoria de cálculos

- Cálculos para los volúmenes de las figuras geométricas, contenidas en el rodillo.

Ejes sólidos.

$$V_{1-2-4-5} = h\pi r^2; V_1 = \left\{ \left(6 \frac{3}{4} p \lg \right) (\pi) \left(\frac{31}{32} p \lg \right)^2 \right\} = 19.90 p \lg^3$$

$$V_4 = V_2 = \left\{ \left(10 \frac{1}{16} p \lg \right) (\pi) \left(1 \frac{1}{4} p \lg \right)^2 \right\} = 49.39 p \lg^3$$

$$V_5 = \left\{ (15 p \lg) (\pi) \left(\frac{31}{32} p \lg \right)^2 \right\} = 44.22 p \lg^3$$

Cuerpo del rodillo (eje hueco).

$$V_3 = h\pi(R^2 - r^2); V_3 = (48 p \lg) (\pi) \left\{ (6.358 p \lg)^2 - (5.858 p \lg)^2 \right\} = 921.06 p \lg^3$$

Tapa exterior.

$$V_{6-7} = h\pi(R^2 - r^2); V_{6-7} = (0.25 p \lg) (\pi) \left\{ (5.858 p \lg)^2 - (1.25 p \lg)^2 \right\} = 25.72 p \lg^3$$

Tapa interior. $V_{8-9} = h\pi r^2; V_{8-9} = (0.25 p \lg) (\pi) (5.858 p \lg)^2 = 26.95 p \lg^3$

Cuña sección esférica $V_{10} = \frac{4}{3} \pi r^3; V_{10} = \frac{4}{3} (\pi) (0.25 p \lg)^3 = 0.0654 p \lg^3$

Un cuarto del volumen de la esfera, $V_{10} = 0.0163 p \lg^3$

Cuña sección rectangular $V_{11} = axbxc; V_{11} = (0.25 p \lg) (0.5 p \lg) (8 p \lg) = 1 p \lg^3$

Refuerzos sobre los ejes. $V_{12a19} = Va + Vb + Vc; V_{a-b} = axbxc; Vc = \frac{axbxc}{2}$

$$V_a = (2.67 p \lg) (1.58 p \lg) (0.375 p \lg) = 1.58 p \lg^3$$

$$V_b = (2.67 p \lg) (3.028 p \lg) (0.375 p \lg) = 3.03 p \lg^3$$

$$V_c = \frac{(0.86 p \lg) (3.028 p \lg) (0.375 p \lg)}{2} = 0.488 p \lg^3$$

$$V_{12a19} = 5.098 p \lg^3$$



- Cálculos para el peso del rodillo, a partir de las figuras geométricas contenidas en el rodillo.

$$\rho = mv \quad (2.28)$$

Donde la densidad del acero. $\rho_{acero} = 7.87 \text{ gr/cm}^3 = 0.284 \text{ lb/plg}^3$

$$m_1 = \rho_{acero} v_1 = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(19.90 \text{ plg}^3) = 5.45 \text{ lb}$$

$$m_2 = m_4 = \rho_{acero} v_{2-4} = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(49.39 \text{ plg}^3) = 14 \text{ lb}$$

$$m_3 = \rho_{acero} v_3 = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(921 \text{ plg}^3) = 261.56 \text{ lb}$$

$$m_5 = \rho_{acero} v_5 = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(44.22 \text{ plg}^3) = 12.56 \text{ lb}$$

$$m_{6-7} = \rho_{acero} v_{6-7} = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(26.95 \text{ plg}^3) = 7.65 \text{ lb}(2 \text{ pzs})$$

$$m_{8-9} = \rho_{acero} v_{8-9} = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(25.72 \text{ plg}^3) = 7.3 \text{ lb}(2 \text{ pzs})$$

$$m_{12a19} = \rho_{acero} v_{12a19} = (0.284 \text{ lb/plg}^3)(5.58 \text{ plg}^3) = 1.58 \text{ lb}(8 \text{ pzs})$$

Masa total del rodillo. $M_R = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + 2m_{6-7} + 2m_{8-9} + 8m_{12a19}$

$$W_R = 350 \text{ lb}_{\text{masa}}$$

Peso del rodillo $W_R = W_R \times g = 350 \text{ lb} \times 32 \text{ pies/seg}^2 = 11200 \text{ lb}_{\text{masa}} \times \text{pies/seg}^2$

Si 1 lb fuerza = 1 lb masa $\times 32.2 \text{ pies/seg}^2$ el peso del rodillo es 11270 lb fuerza.



- Valores del diagrama de esfuerzo cortante en el plano x, y .

$$A_1 = 2.85lb -- B_1 = 540.27lb -- E_1 = 518.36lb -- H_1 = 480.38lb -- J_1 = 381.27lb$$

$$M_1 = 343.64lb -- Q_1 = 313.97lb -- R_1 = 3361.85lb -- S_1 = 3367.87lb -- J_1 = 11.94lb$$

- Valores del diagrama de momentos flexionante en el plano x, y .

$$V_1 = -5.07lb.plg -- W_1 = 1870.60lb.plg -- X_1 = 1942.29lb.plg -- Y_1 = 2095.82lb.plg$$

$$Z_1 = 2130.04lb.plg -- AA_1 = 2376.41lb.plg -- AB_1 = 24184.95lb.plg$$

- Valores del diagrama de cortante en el plano x, z .

$$A_2 = B_2 = 280.84lb -- C_2 = D_2 = 221.07lb -- E_1 = F_2 = 2011.91lb$$

- Valores del diagrama de momentos flexionante en el plano x, z .

$$G_2 = 2563.36lb.plg -- H_2 = 9880.09lb.plg -- I_1 = 14460.60lb.plg$$

Anexo 2 Gráficos

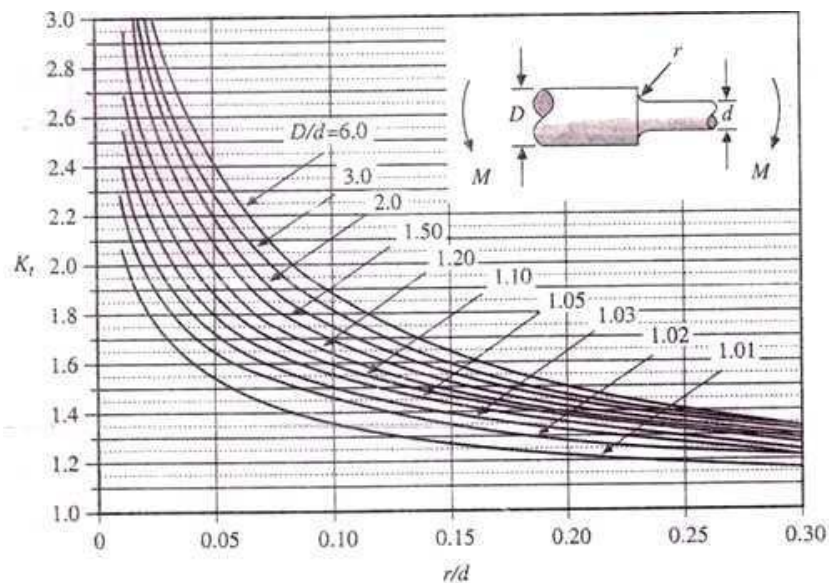


Gráfico 1 Factor de concentración de esfuerzos para un eje con filete en flexión. (Curva tomada del libro de Peterson, R.E. "Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5", Machine Design, febrero-julio, 1951.)²⁵

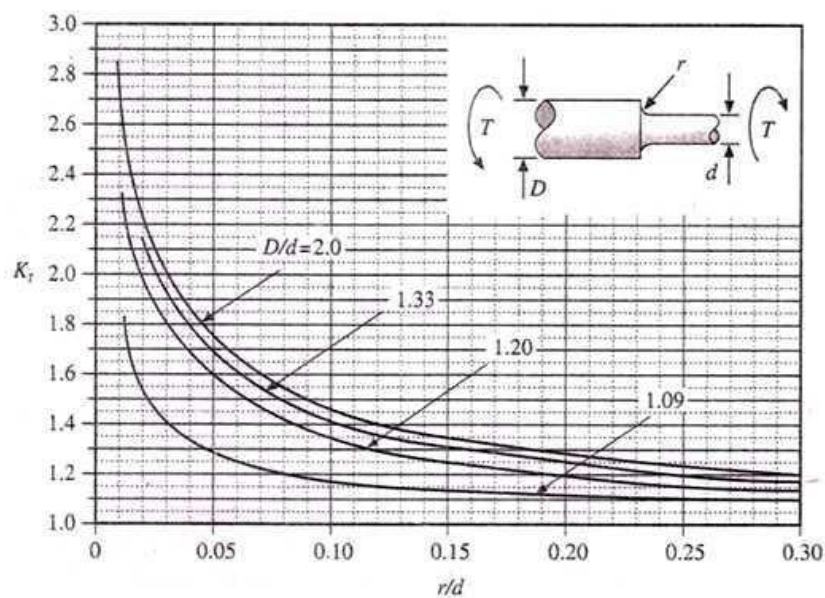


Gráfico 2 Factor de concentración de esfuerzos para un eje con filete en torsión. (Curva tomada del libro de Peterson, R.E. "Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5", Machine Design, febrero-julio, 1951.)²⁵

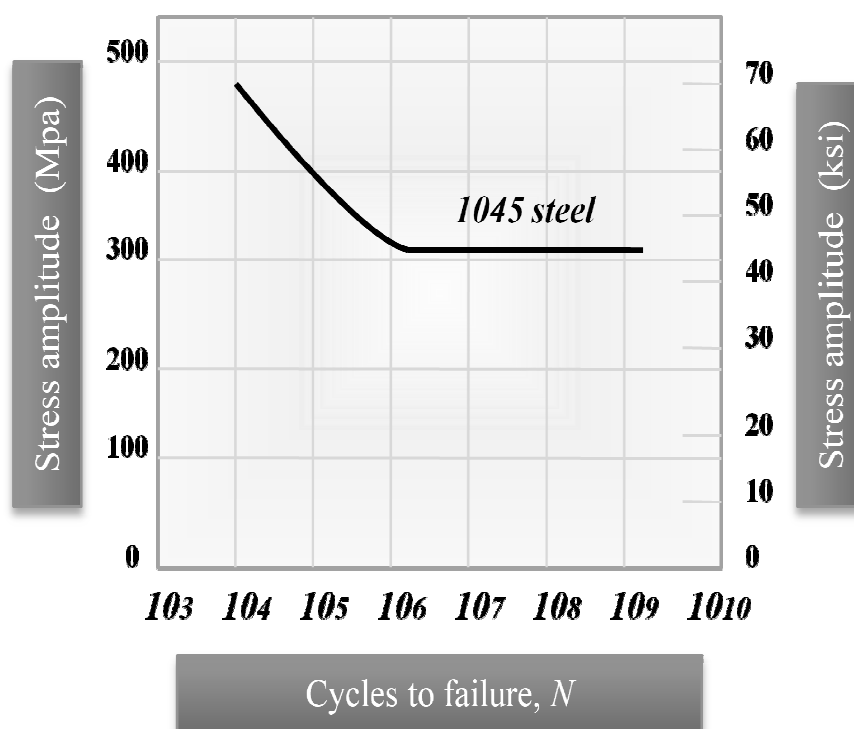


Gráfico 3. Número de ciclos para el acero AISI/SAE 1045.²⁹

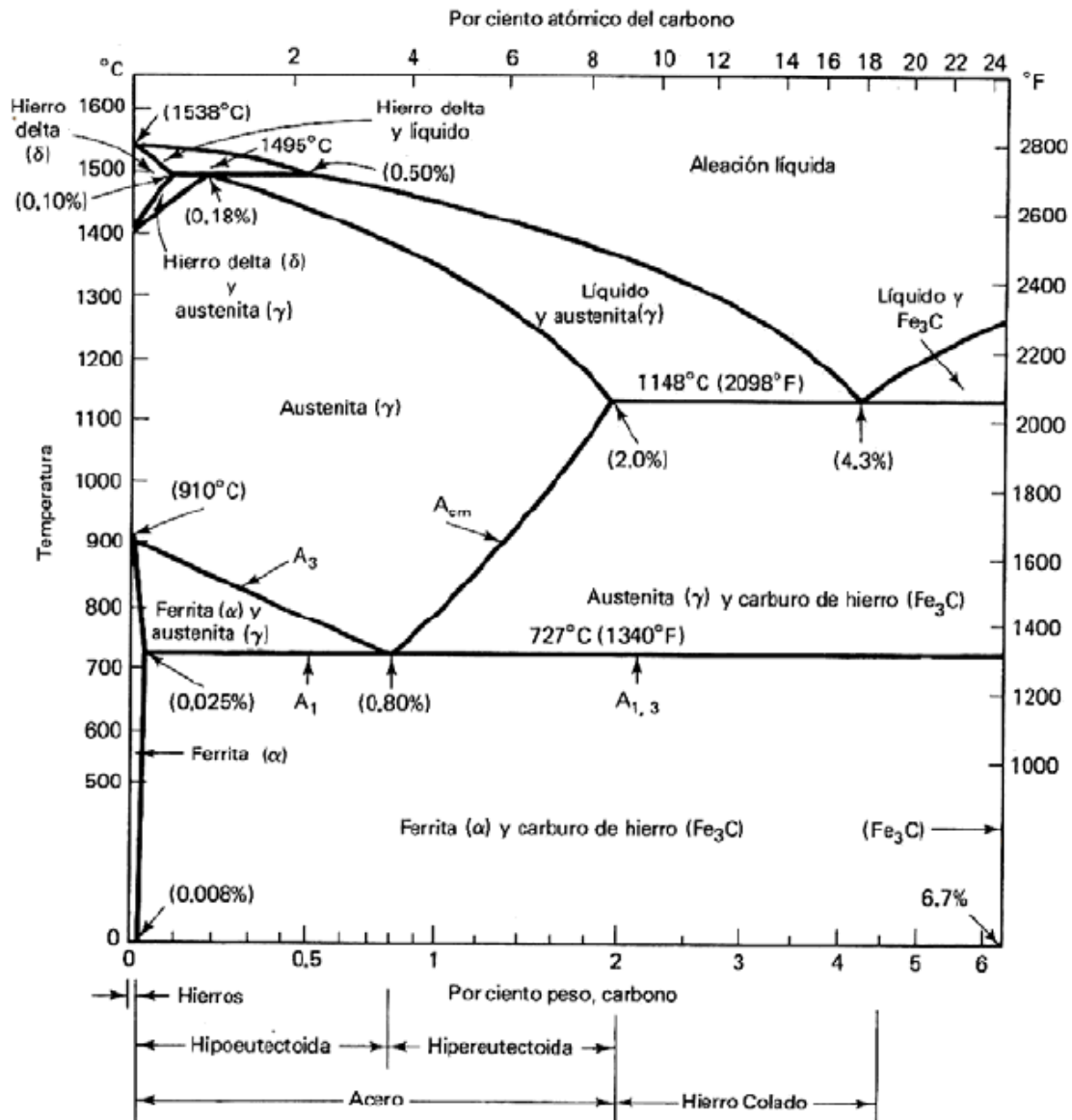
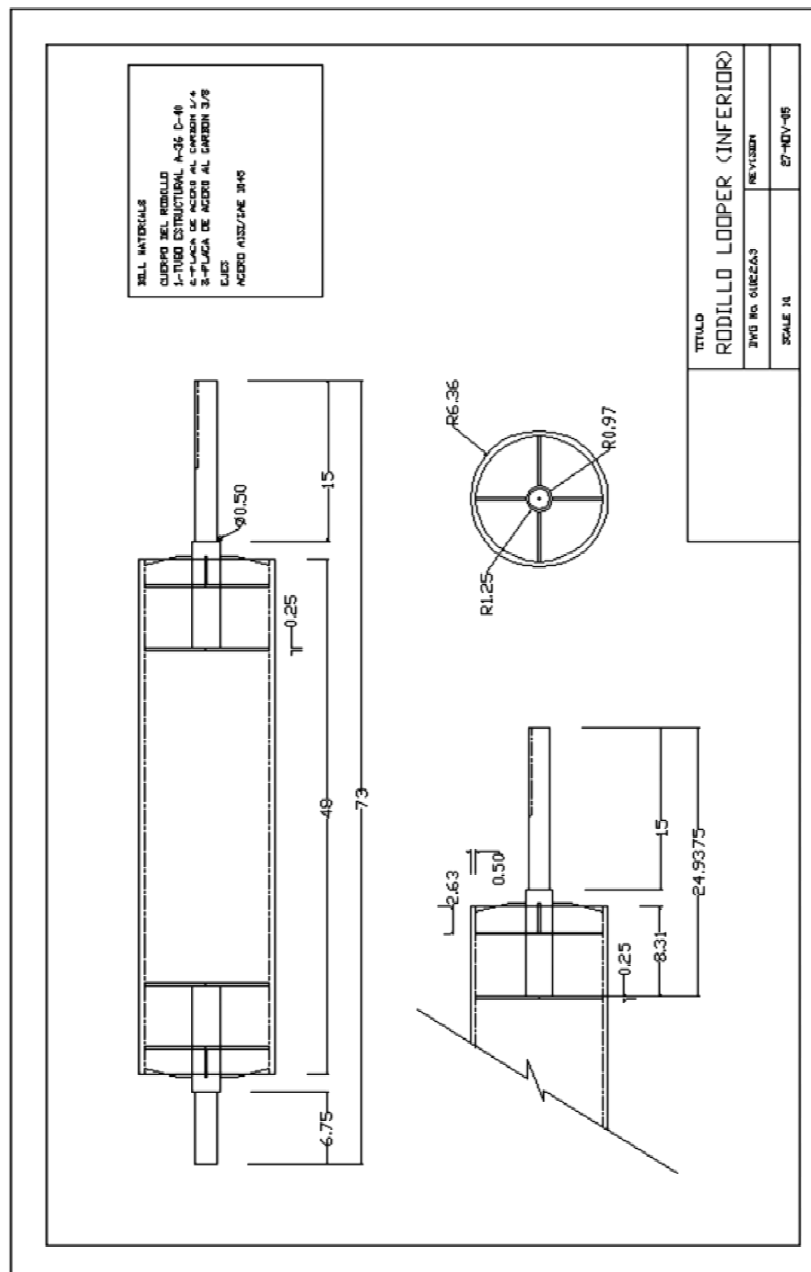
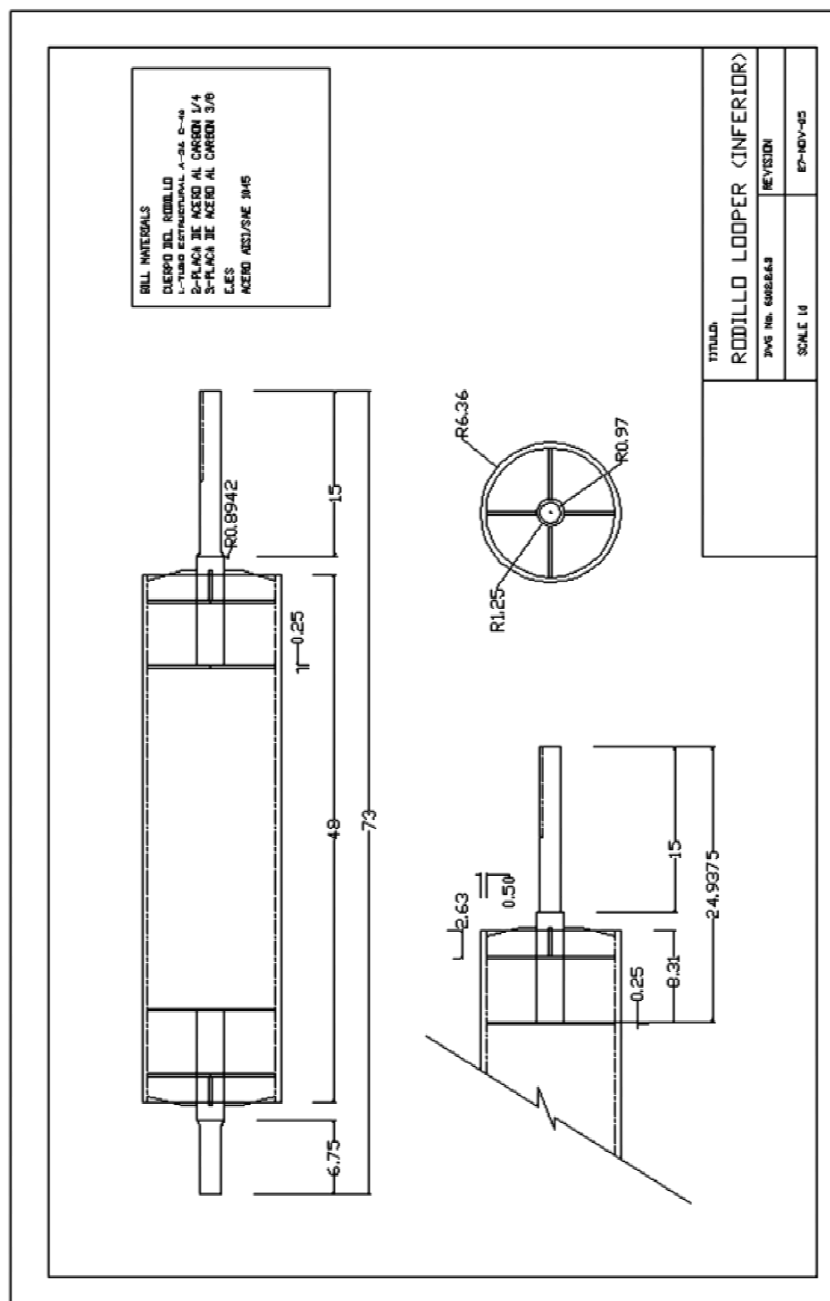


Gráfico 4. Diagrama meta estable de Hierro – Carburo de Hierro (adoptado por metal progress Data sheets, No. 38 American Society for metals. Metals Park Ohio 1954)³⁷.

Anexo 3 Planos



Plano 1. Diseño original del radio de filete circunferencial en el rodillo transportador.



Plano 2. Rediseño del radio de filete circunferencial en el rodillo transportador.



Referencias.

1. Wikipedia la enciclopedia libre. (14 septiembre 2008). Disponible 15 septiembre 2008 de <http://es.wikipedia.org/wiki/Acero>
2. Metalurgia. (10 agosto 2007). Disponible 9 septiembre 2008 de <http://metalurgia-metalurgia.blogspot.com/2007/08/codigos-y-especificaciones.html>
3. Oni escuelas. (s.f.). Disponible 5 septiembre 2008 de <http://www.oni.esuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-sur/ensayodemateriales/clasifi.htm>
4. Aprendizaje. (s.f.). Disponible 10 septiembre 2008 de http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso1/Temario1_III.html
5. Disponible 10 septiembre 2008 <http://www.monografias.com/trabajos45/hierro-y-acero/hierro-y-acero2.shtml>
6. I.E.S. Maren Nostrum (s.f.). Disponible 7 septiembre 2008 de http://www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecanoso/mecanica_basica/operadores/ope_rueda.htm
7. Wikipedia la enciclopedia libre. (27 agosto 2008.). Disponible 6 septiembre 2008 de http://es.wikipedia.org/wiki/Fatiga_de_materiales
8. Mecánica (s.f.). Disponible 12 febrero 2010 de [www.mecanica.com.es/Tolerancias y ajuste.htm](http://www.mecanica.com.es/Tolerancias_y_ajuste.htm)
9. Metalurgia y materiales industriales. Autor John E. Neely, Editorial limusa, capítulo 5 propiedades mecánicas y físicas de los metales. Disponible 8 octubre.
10. Mecánica de materiales, Autor Madhunkar Vable editorial Alfaomega Traducción por Enrique Cruz Mercado González. Revisión técnica Daniel Díaz del Castillo. Tema: Propiedades mecánicas de los materiales. disponible 6 octubre 2008
11. Universidad tecnológica de Pereira 8 marzo del 2004. Disponible 6 octubre 2008 de <http://www.utp.edu.co/~gcalle/Contenidos/DurezaHR.pdf>
12. Facultad regional Rio grande de la Universidad Tecnológica Nacional (s.f.). Disponible 8 octubre 2008 de <http://www.inoxidable.com/dureza.htm>
13. Wikipedia La enciclopedia libre (27 septiembre 2008). Disponible 7 octubre 2008 de <http://es.wikipedia.org/wiki/dureza>



14. Escuela técnica raggio. (s.f.) Disponible. 7 octubre 2008 de <http://www.escuelaraggio.edu.ar/meca/archivos/ensayos%20de%20materiales/unidad8-dureza/1.doc>
15. Acero grado maquinaria AISI/SAE 1045. (s.f.) Disponible 9 abril 2010. <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>
16. Monografías (s.f.). Disponible 7 octubre 2008 de <http://www.monografias.com/trabajos38/traccion-en-metales/traccion-en-metales.shtml>
17. Web del profesor. (s.f.) Disponible 7 octubre 2008 de <http://www.webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/jorgem/principal/guias/esfdef.pdf>
18. Mecánica de materiales. Autor Gere James M. Capítulo 3 Torsión, subtema 3.7 transmisión de potencia por ejes circulares.
19. Diseño de elementos de maquinas 4ta edición. Autor Robert L. Mott. Editorial Pearson Prentice Hall.
20. Mecánica para ingeniería Estática. Autor Anthony Bedford y Wallace Fowler. Editorial Prentice Hall.
21. Diseño de máquinas teoría y práctica. Autor Aaron D. Deutschman. Compañía editorial continental S.A. de C.V. México.
22. Wikipedia la enciclopedia libre. (1 octubre 2008). Disponible 1 octubre 2008 de http://es.wikipedia.org/wiki/C%C3%ADrculo_de_Mohr
23. Aula matemática. Autor Julio Cesar Silva Miranda. (marzo 2008). Disponible 28 oct. 2008 http://www.aulamatematica.com/AMD/PDF/AMD_02/02_AMD_32_35_Mohr_1.pdf
24. Diseño en ingeniería mecánica. Cuarta edición. Autor Joseph Edward Shigley. Edit. McGraw-Hill
25. Elementos de máquinas. Autor M.f. Spotts Editorial pearson educación. séptima edición. capítulo 2 esfuerzos de trabajo y teorías de falla.
26. Stress Concentration Factors. Autor Walter D. Pilkey, Deborah F. Pilkey.
27. Universidad Nacional de Comahue Facultad de ingeniería. Autor Ing. Ricardo Echeverría (2003) Disponible 10 de octubre 2008 http://fain.uncoma.edu.ar/materiales/ensayos_no_destructivos/ctedra_end/3_defectologia/fractura_de_materiales.pdf.
28. Materiales II fatiga. (s.f.) Disponible 6 octubre 2008 es.geocities.com/cometo_1/fatiga.pdf
29. Universidad Nacional del Nordeste. Facultad de Ingeniería. (s.f.) Disponible 6 octubre 2008 de http://ing.unne.edu.ar/pub/e2_cap4.pdf



30. Universidad Nacional del Nordeste, Facultad de Ingeniería (s.f.) Disponible 7 octubre 2008 http://ing.unne.edu.ar/pub/e2_cap1.pdf
31. Introducción al análisis de fatiga o durabilidad (agosto 2006) Disponible 7 octubre 2008 de <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>
32. Wikipedia la enciclopedia libre (16 septiembre 2008). Disponible 10 octubre 2008 de http://es.wikipedia.org/wiki/aceros_tratados_t%C3%A9rmicamente.
33. Tratamientos térmicos de herramientas de acero. Aceros de Llodio S.A. Urmo S.A. de ediciones.
34. Tratamientos térmicos de los acero 7 ma. edición. Autor José Apraiz Barreiro.
35. Fundamentos de metalurgia física. Autor John D. Verhoven. Edit. limusa.
36. Determinación de los esfuerzos en los dientes de una rueda tipo Catarina por los métodos foto elástico y del elemento finito. Autor Jorge Rodríguez Valdez.
37. Ciencia e ingeniería de los materiales. Autor William D. Callister Jr. Editorial Reverte. Diagrama de fases hierro-carburo de hierro ().