

308917

UNIVERSIDAD PANAMERICANA

11



ESCUELA DE INGENIERIA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ANALISIS DE FALLA EN EJE DE
MAQUINARIA INDUSTRIAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

AREA: INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A

P A B L O O S U N A C A M A R A

DIRECTOR DE TESIS: ING. ALFREDO GONZALEZ RUIZ

MEXICO, D.F.

2000

308917



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A Dios por darme todo para llegar hasta aquí

A mi mamá por su amor, cariño e insistencia

A mi papá por su enseñanza, confianza y paciencia

Al Dr. González por su valiosa ayuda para la elaboración de esta tesis

A Alfredo González, por tu amistad

A todos los amigos que conservo, porque sé que cuento con ustedes siempre

A Bety, por ser tú, para siempre

TESIS

ANÁLISIS DE FALLA EN EJE DE MAQUINARIA INDUSTRIAL

INTRODUCCIÓN	1
1. FATIGA EN FLECHAS	
1.1 Conceptos Básicos	3
1.2 Resistencia Estándar a la Fatiga por Rotación-Flexión	5
1.3 Resistencias a la Fatiga por Cargas Axiales Inversas y a la Flexión Reversible	10
1.4 Resistencia a la Fatiga por Carga Torsional Inversa	12
1.5 Resistencia a la Fatiga por Carga Biaxial Inversa	13
1.6 Influencia de la Superficie y las Dimensiones sobre la Resistencia a la Fatiga	14
1.7 Resumen de las Resistencias a la Fatiga Estimadas Considerando Cargas Totalmente Inversas	18
1.8 Efecto del Esfuerzo Medio en la Resistencia a la Fatiga	19
1.9 Efecto de la Concentración de Esfuerzos por cargas Totalmente Inversas que Producen Fatiga	26
1.10 Efectos de los Tratamientos de la Superficie en la Resistencia a la Fatiga de una Parte	30
1.11 Tratamientos Mecánicos en la Superficie	34
1.12 Tratamientos Térmicos y Químicos para Endurecer la Superficie	36
2. FENÓMENOS DE FRACTURA	
2.1 Resistencia de las Fracturas	38
2.2 Fragilización Metalúrgica	39
2.3 Fragilización de la Martensita Templada	40
2.4 Fragilización por Templado	42

3. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	
3.1 Descripción del Equipo	45
3.2 Descripción del Eje	48
3.3 Descripción del Montaje de la Flecha	50
3.4 Descripción de la Fractura	51
3.5 Condiciones Operativas	51
3.6 Incidencias	52
3.7 Aspecto de la Fractura	53
3.8 Hipótesis de Fractura	54
4. CÁLCULOS	
4.1 Definición del Problema	56
4.2 Fuerzas en Bandas	57
4.3 Cálculo de Reacciones	61
4.4 Fuerza Cortante, Momento Flexionante y Torque	62
4.5 Cálculo de Esfuerzos para Cargas Estáticas	64
4.6 Teoría de la Máxima Distorsión	66
4.7 Método de Soderberg	68
4.8 Resumen de Resultados	70
5. ANÁLISIS DE LA FRACTURA	
5.1 Análisis de la Fractura	71
5.2 Análisis del Material	75
CONCLUSIONES	83
ANEXO A	86
BIBLIOGRAFIA	94

INTRODUCCIÓN

Cuando surge un problema grave en un equipo industrial como lo es la fractura de un eje, se deben analizar todas las posibilidades que provoquen esta fractura. El término eje se refiere por lo común a un elemento relativamente largo de sección transversal redonda que gira y transmite potencia. Los ejes normalmente están sujetos a diversas combinaciones de cargas axiales, de flexión y torsión, y estas cargas pueden ser variables o estáticas. Por lo tanto, un eje giratorio que transmite potencia está sujeto a un par de torsión constante (produciendo un esfuerzo torsional medio) junto con una carga de flexión completamente invertida (que produce un esfuerzo de flexión alterno).

Además de cumplir con los requisitos de resistencia, los ejes deben diseñarse de modo que las flexiones estén dentro de los límites aceptables. Para cumplir con los requisitos de resistencia es necesario analizar con detalle la estructura que forma el eje con los elementos sujetos al mismo. Se deben analizar todos los esfuerzos que se aplican al eje y que puedan producir fallas por fatiga.

El análisis que se debe conducir cuando se presenta una fractura debe comenzar con el análisis de la falla. Cuando un material se fractura, deja una cantidad enorme de información en la falla que nos permite intuir de dónde proviene el problema. Este análisis se debe realizar directamente en la pieza fracturada antes de que se borren las huellas de la fractura.

El estudio aquí presentado es un análisis completo de la falla presentada en el eje principal de una maquinaria industrial. Para preparar dicho estudio se realizaron diferentes investigaciones comenzando por la teoría de la fatiga y todos los factores que influyen en el material, debilitándolo o marcándolo de manera que se provoque una fractura.

Un tema también importante que propicia la falla de un material es la fragilización metalúrgica. Ésta se presenta cuando concurren un tratamiento térmico mal aplicado y ciertos elementos como el azufre que provocan que el material se fragilice, facilitando así la propagación de las fracturas.

Se analiza también en este estudio toda la estructura y los esfuerzos provocados por el trabajo que realiza esta maquinaria. Se realizaron comparaciones entre los límites de resistencia a la fatiga del material, basándose en la dureza del mismo, obtenida en laboratorio, y los esfuerzos aplicados al eje. Para esto se utilizaron las teorías de falla de Von Mises y el método de Soderberg por mencionar algunas.

Al final de este estudio se presenta un análisis microscópico del material con el cual se pretende descubrir la composición interna del mismo y las posibles causas que originaron la falla. Para la realización de este análisis se tomaron muestras del material, precisamente de la zona de la fractura, y se analizaron fotografías de la microestructura en distintas zonas.

CAPÍTULO 1

FATIGA

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS

La fatiga se refiere, en general, al deterioro gradual de un material que está sujeto a cargas repetidas. En los ensayos de fatiga, la probeta se sujeta a esfuerzos de amplitud constante, que varían periódicamente por medio de dispositivos mecánicos o magnéticos. Los esfuerzos aplicados pueden alternar entre valores positivos o negativos, o entre valores no iguales positivos y negativos. La carga más común es la tracción y compresión alternadas de iguales valores numéricos, obtenidos mediante la rotación de una probeta cilíndrica lisa, mientras está bajo carga de flexión. Se realizan una serie de ensayos de fatiga en varias de las probetas del material a diferentes grados de esfuerzo. El esfuerzo resistido se traza en una gráfica contra el número de ciclos sostenidos. Por la selección de esfuerzos cada vez más bajos, puede encontrarse un valor que no producirá falla, independientemente del número de ciclos aplicados. Este valor de esfuerzo se llama *límite de fatiga*. El diagrama se llama de ciclos-esfuerzos o *diagrama S-N*. En lugar de registrar los datos en coordenadas cartesianas, el esfuerzo se traza contra el logaritmo del número de ciclos (fig. 1.1), o tanto el esfuerzo como los ciclos se trazan a escalas logarítmicas. Ambos diagramas muestran un doblez en la curva cerca del límite de fatiga para los metales ferrosos. El límite de fatiga puede establecerse para la mayor parte de los aceros entre 2 y 10 millones de ciclos. En general, los metales no ferrosos no muestran claramente definido el límite de fatiga. Las curvas *S-N*, en estos casos, indican una disminución continua de valores de esfuerzo hasta varios cientos de millones de ciclos, y debe informarse tanto del valor del esfuerzo como el número de ciclos sostenidos.

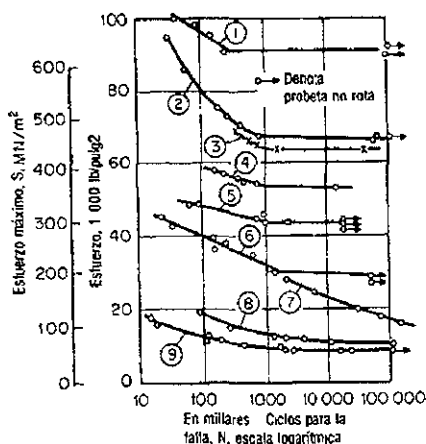


Fig 1.1 Diagramas S-N de ensayos de fatiga: 1)acero de 1 20C, templado, revenido 733K, 2) SAE 3420, templado, revenido 923K, 3) aleación acero estructural; 4) SAE 1050, templado, revenido 1200 °F, 5)SAE 4130, normalizado, recocido; 6) acero estructural ordinario, 7) Duraluminio, 8) cobre recocido; 9) fundición de hierro

El valor medio o valor de precarga (el promedio de los máximos y mínimos valores de esfuerzo para un ciclo) tiene una marcada influencia en la serie de esfuerzos. Varias fórmulas empíricas y métodos gráficos, como el "diagrama modificado de Goodman"¹, se han elaborado para mostrar la influencia del valor medio en la serie de esfuerzos para la falla. Se necesita mucho más trabajo en esta fase del problema de la fatiga. Un procedimiento sencillo, aunque conservador, es trazar el esfuerzo variable S_v , como ordenada, contra el esfuerzo medio S_m , como abscisa (fig 1.2). A esfuerzo medio cero, la ordenada es el límite de fatiga bajo un esfuerzo variable. Por otro lado, la fluencia ocurrirá, si el

¹ Moore y Kommers, *The Fatigue of Metals*, McGraw-Hill
Prevention of the Failure of Metals under Repeated Stress, Wiley
 Citados por Theodore Baumister, Eugene A. Avallone, Theodore Baumister III Manual del Ingeniero Mecánico 2ª ed., México McGraw-Hill, 1992, p. 5-9

esfuerzo medio excede al esfuerzo de fluencia S_o , y esto establece el punto de extrema derecha del diagrama. Se traza una línea recta entre estos dos puntos. Las coordenadas de cualquier punto bajo esta línea son valores de S_m y S_v seguros. Las coordenadas de cualquier otro punto sobre esta línea son los valores de S_m y S_v que pueden producir la falla.

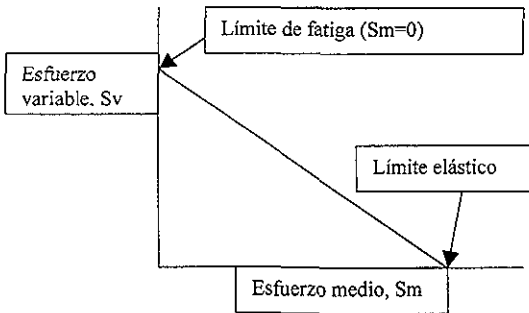


Fig 1 2 Efecto del esfuerzo medio sobre el esfuerzo variable para la falla

1 2 RESISTENCIAS ESTÁNDAR A LA FATIGA POR ROTACIÓN-FLEXIÓN (S.)

La figura 1.3 representa una máquina estándar de R. R. Moore² para probar a la fatiga una viga giratoria. Se debe verificar que la carga impuesta por los cuatro cojinetes localizados en forma simétrica ocasione que sobre la porción central del espécimen actúe una fuerza de flexión pura (es decir, cortante transversal igual a cero), y que el esfuerzo en cualquier punto pase por un ciclo de tensión-compresión-tensión con cada rotación de la flecha. El nivel más alto de esfuerzo está en el centro, donde el diámetro es de 0.300 pulg. El gran radio de curvatura evita la concentración de esfuerzo. Se escogen diversos pesos para dar

² Robert C. Juvinall. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. México. Editorial Limusa. 1999. p 240

los niveles deseados de esfuerzo. La velocidad del motor por lo común es de 1750 r.p.m. Cuando falla la probeta, el peso cae, desconectando los puntos de contacto C, con lo que se detiene el motor. El número de ciclos hasta el momento de la falla lo indica un contador de revoluciones.

Una serie de pruebas hechas con diversos pesos y usando especímenes de prueba hechos con cuidado para que sean tan idénticos como sea posible, proporcionan los resultados que se grafican en las *curvas S-N*. Como se ilustra en la figura 1.4, las curvas *S-N* se grafican, como se mencionó anteriormente, ya sea en coordenadas semilogarítmicas o log-log. Obsérvese que la intensidad del esfuerzo invertido que causa la falla después de un número dado de ciclos se llama *resistencia a la fatiga* correspondiente al número de ciclos de carga. Numerosas pruebas han establecido que *los materiales ferrosos* tienen un *límite de resistencia a la fatiga* definido como el nivel más alto de esfuerzos alternantes que pueden soportarse indefinidamente sin falla. El símbolo usual para el límite de resistencia a la fatiga es S_n . Se indica como S_n' en la figura 1.4 donde la prima indica el caso especial de la prueba estándar ilustrada en la figura 1.3.

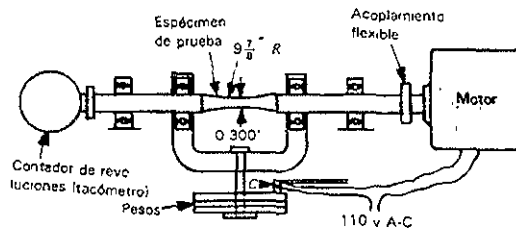


Fig 1.3 Máquina de R R Moore para probar la fatiga en una viga giratoria

Las coordenadas log-log son particularmente convenientes para graficar las curvas ferrosas *S-N* debido a la relación lineal mostrada.

La figura 1.4c ilustra el cambio brusco en la dirección de las curvas *S-N* para materiales que tienen un límite de resistencia a la fatiga claramente definido. Este cambio brusco se presenta normalmente entre 10^6 y 10^7 ciclos. Es

costumbre hacer la suposición moderada de que los materiales ferrosos no deben someterse a esfuerzos arriba del límite de resistencia a la fatiga si se requiere una vida de 10^6 o más ciclos. Esta suposición se ilustra en la curva generalizada S-N para el acero de la figura 1.5.

Debido a que las fallas por fatiga se originan en puntos locales de relativa debilidad, los resultados de las pruebas de fatiga tienen mayor dispersión que los de las pruebas estáticas. Por esta razón, el enfoque estadístico para definir la resistencia tiene mayor importancia. Las desviaciones estándar de los límites de resistencia a la fatiga están por lo común en el rango de cuatro a nueve por ciento del valor nominal. En forma ideal, la desviación estándar se determina experimentalmente a partir de pruebas que corresponden a la aplicación específica implicada. Con frecuencia se usa el 8 por ciento del límite de resistencia nominal a la fatiga como un cálculo moderado de la desviación estándar cuando no existe información más específica.

La dispersión de la información ilustrada en la figura 1.4 es típica para pruebas controladas cuidadosamente. La banda de dispersión marcada en la figura 1.4 ilustra un punto interesante: es pequeña la dispersión en la *resistencia a la fatiga* correspondiente a una vida dada; la dispersión en la vida de fatiga correspondiente a un nivel dado de esfuerzo es grande. Aun en pruebas cuidadosamente controladas, estos valores de vida pueden variar en una gama de cinco o diez a uno.

Se han llevado a cabo en las últimas décadas una multitud de pruebas estándar a la fatiga (figura 1.3) con resultados que tienden a conformar ciertos patrones generalizados. Las que tienen uso más común de éstas se muestran en la figura 1.5. Tan sólo conociendo la resistencia última a la tensión se puede hacer rápidamente una buena aproximación de la curva completa S-N para el acero. Además, la resistencia a la tensión puede estimarse mediante una prueba de dureza no destructiva. Para los aceros, la resistencia a la tensión en lb/pulg² es alrededor de 500 veces la dureza Brinell; entonces, una estimación moderada del límite de resistencia a la fatiga es casi $250 H_B$. *La última relación se puede hacer sólo hasta los valores de dureza Brinell de alrededor de 400.* El límite de

resistencia a la fatiga *puede o no* continuar aumentando para durezas más altas, dependiendo de la composición del acero. Esto se puede ver en la figura 1.6

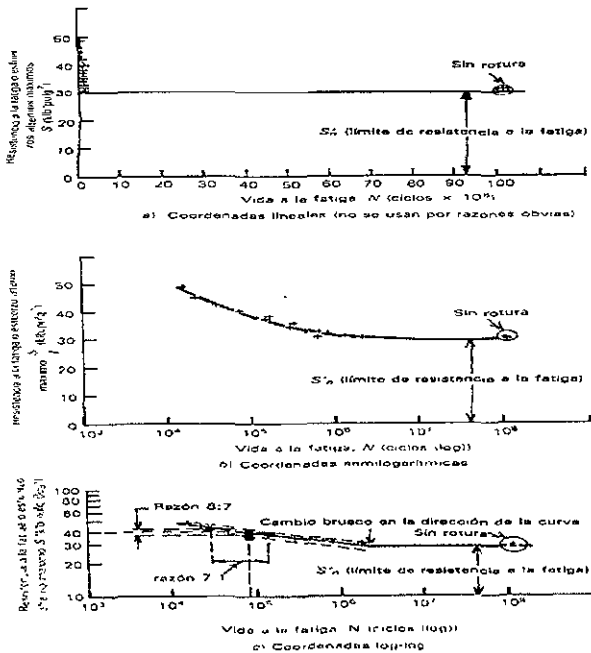


Fig 1.4 Tres graficas S-N de valores representativos de la fatiga en acero de 120 Bhn

Aunque en la figura 1.5 se calcula que la resistencia a la fatiga de 10^3 ciclos sea cerca del 90% de la resistencia final, la resistencia *real* no es tan alta. La razón es que los valores de resistencia a la fatiga correspondientes a los puntos de prueba de la figura 1.4 se calculan con la fórmula elástica $\sigma = Mc/I$. Las cargas lo suficientemente grandes para causar falla en 1,000 ciclos, normalmente ocasionan cedencia significativa, lo que provoca esfuerzos reales que son más bajos que los valores calculados³.

³ Ver anexo A

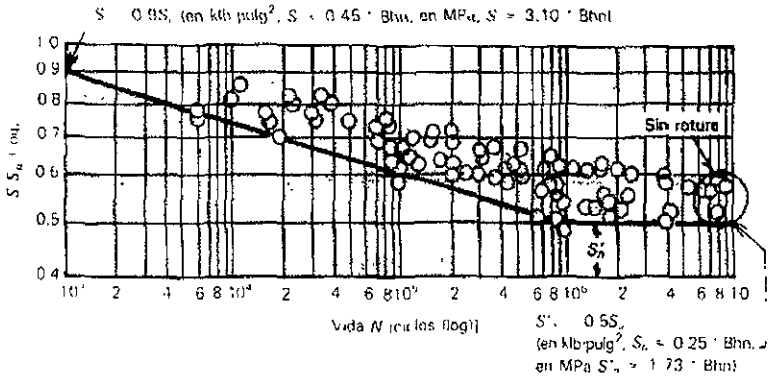


Fig 1.5 Curva S-N generalizada para acero dulce con información sobrepuesta

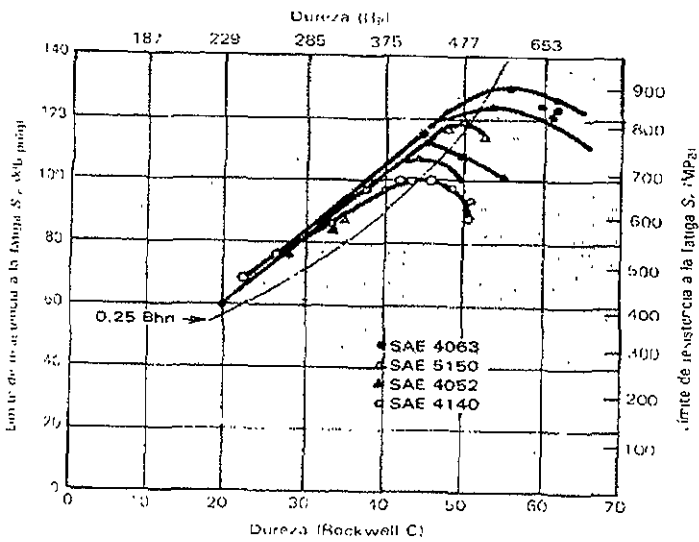


Fig 1.6 Limite de resistencia a la fatiga comparado con la dureza de cuatro aleaciones de acero¹

¹ M.F. Garwood, H.H. Zurburg y M.A. Erickson, *Interpretations of Test and Correlation with Service* American Society for Metals, 1951, p. 13

1.3. RESISTENCIAS A LA FATIGA POR CARGAS AXIALES INVERSAS Y A LA FLEXION REVERSIBLE.

Si un espécimen de prueba, similar al usado en la máquina de pruebas de R.R. Moore, no gira pero está montado horizontalmente con un extremo fijo y el otro subiéndolo y bajándolo alternadamente, se producen esfuerzos de flexión inversos. Éstos sólo difieren de los esfuerzos causados por la flexión *rotatoria* en que los esfuerzos máximos están limitados a la parte superior e inferior, en tanto que aquélla produce esfuerzos máximos en toda la circunferencia. En la flexión rotatoria, la falla a la fatiga se originará desde el punto más débil en la superficie; en la flexión reversible hay una alta probabilidad estadística de que el punto más débil no esté exactamente en la parte superior o en la inferior. Esto significa que, por lo común, la resistencia a la fatiga en la flexión reversible es ligeramente mayor que en la flexión rotatoria. La diferencia es pequeña y, generalmente, no se considera. Entonces, cuando se trata con problemas que implican flexión reversible, se introduce en forma deliberada un pequeño error, desde un punto de vista moderado.

Un razonamiento similar indica que una carga axial *inversa*, que sujete la *sección transversal* completa al máximo esfuerzo, daría resistencias a la fatiga menores a la flexión rotatoria. En verdad éste es el caso, y esta diferencia debe tomarse en cuenta. Las pruebas axiales o de compresión y tracción alternadas dan límites de resistencia a la fatiga de casi el 10 por ciento más bajos que la flexión rotatoria. Además, si la carga supuestamente axial está un *poco* desplazada del centro (como en partes imprecisas como quedan después de ser fundidas o forjadas), se introduce una ligera flexión que ocasiona que los esfuerzos en un lado sean ligeramente más altos que P/A . En forma ideal se podría determinar la excentricidad de la carga y calcular el esfuerzo máximo alterno con $P/A + Mc/I$, pero con frecuencia no se conoce la magnitud de la excentricidad indeseable. En tales casos se acostumbra considerar lo anterior

usando solamente el esfuerzo P/A , y reducir el límite de resistencia a la fatiga por flexión rotatoria un 10 por ciento (tal vez 20 a 30 por ciento).

Ya que esta reducción del 10 por ciento o más en el límite de resistencia a la fatiga por flexión rotatoria se asocia con *diferencias en el gradiente de esfuerzo*, se considera lo anterior multiplicando el límite básico de resistencia a la fatiga, $S_{n'}$, por un *factor de gradiente* o una *constante de gradiente*, C_G , donde $C_G = 0.9$ para la carga de partes precisas y C_G varía desde 0.7 a 0.9 para la carga axial de partes imprecisas.

El gradiente de esfuerzo también hace que la resistencia a la fatiga de 10^3 ciclos sea más baja para la carga axial que para las cargas por flexión. La resistencia $0.9 S_u$, para la flexión rotatoria es, en la mayoría de los casos, un valor artificialmente calculado que no toma en cuenta el efecto de cedencia en la superficie. La cedencia no puede reducir el esfuerzo en la superficie en el caso de carga axial. De acuerdo con esto, las pruebas indican que la resistencia de 10^3 ciclos para esta carga es sólo alrededor de $0.75 S_u$.

Los puntos anteriores se ilustran en la figura 1.7. Las dos curvas S-N superiores son similares para la flexión y la carga axial.

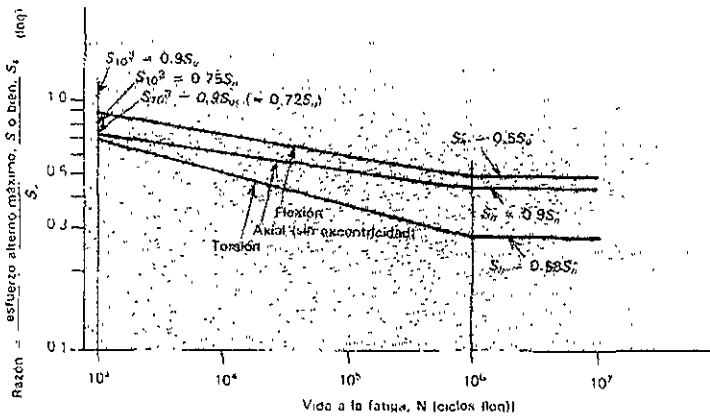
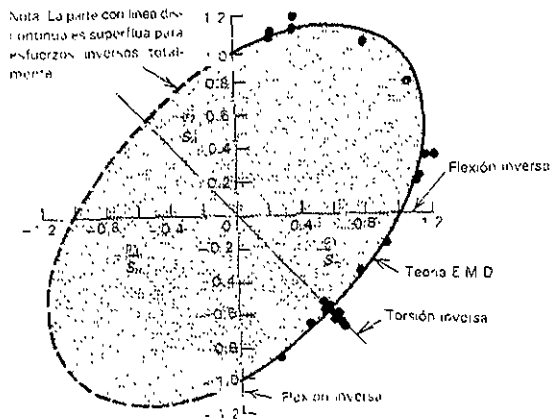


Fig 1.7 Curvas S-N generalizadas para especímenes de acero pulido de 0.3 pulg de diámetro (basadas en esfuerzos calculados, ignorando la cedencia posible)

1.4 RESISTENCIA A LA FATIGA POR CARGA TORSIONAL INVERSA

Como las fallas a la fatiga están asociadas con cedencia en puntos muy bien delimitados y ya que se ha encontrado que la cedencia de materiales dúctiles correlaciona bien con la teoría de la energía de distorsión, tal vez no sorprenda que esta teoría sea útil para pronosticar el límite de resistencia a la fatiga de los materiales dúctiles bajo diversas combinaciones de carga inversa biaxial, incluyendo la torsión. Lo anterior se ilustra en la figura 1.8. Por lo tanto, para metales dúctiles, el límite de resistencia a la fatiga (o resistencia a la fatiga de larga vida) en la torsión inversa, es casi del 58 por ciento del límite de resistencia a la fatiga (o resistencia a la fatiga de larga vida) en la flexión reversible. Esto se calcula multiplicando el límite básico de resistencia a la fatiga, S_n' , por un factor de carga, C_L , de 0.58.



Ya que los esfuerzos a la torsión implican gradientes de esfuerzo similares a la flexión, no es sorprendente que, como en la flexión, la resistencia a la fatiga

⁵ Walter Sawert, H.J. Gough, *Engineering Steels Under Combined Cyclic and Static Stresses*, *J. Appl. Mech.*

de 10^3 ciclos por lo general sea 0.9 veces la resistencia última *apropiada*. Por lo tanto, para la torsión inversa, la resistencia de 10^3 ciclos es aproximadamente 0.9 veces la resistencia última al cortante. Si existen valores experimentales para la resistencia torsional al cortante máximo, deben usarse. Si no, deben aproximarse en forma poco elaborada con:

$$S_{us} = 0.8S_u \text{ (para acero)}$$

$$S_{us} = 0.7S_u \text{ (para otros metales dúctiles)}$$

La curva inferior de la figura 1.7 muestra una curva S-N para la torsión estimada del acero con base en las relaciones anteriores.

Existe muy poca información que respalde un procedimiento generalizado para elaborar las curvas torsionales S-N para materiales frágiles, lo cual hace que sea necesaria la información experimental real de la fatiga para el material específico y la condición de carga que hay en el problema que se presente. Si no se tiene dicha información, algunas veces se elaboran las curvas torsionales S-N para materiales frágiles basándose en a) la suposición de un límite de resistencia a la fatiga, a 10^6 ciclos, de 0.8 veces el límite estándar de resistencia a la fatiga por la flexión reversible (esto se correlaciona en cierta forma con el uso de la teoría de las fallas de Mohr para relacionar la flexión y la torsión en la misma forma que la teoría de la energía de la distorsión se aplica en materiales dúctiles), y b) la suposición de una resistencia a 10^3 ciclos de $0.9S_{us}$, la misma que para materiales dúctiles.

1.5 RESISTENCIA A LA FATIGA POR CARGA BIAXIAL INVERSA

La figura 1.8 ilustra la forma en que coinciden la teoría de la energía de distorsión con el límite de resistencia a la fatiga (o resistencia a la fatiga en larga vida) de los materiales dúctiles sujetos a todas las combinaciones de carga biaxial

inversa. Para resistencias a la fatiga de vidas más cortas de materiales dúctiles y frágiles, uno no está en muy buena posición para hacer pronósticos de resistencia a la fatiga si no se cuenta con información experimental directamente aplicable. Tomando en cuenta lo anterior se recomienda en forma tentativa el siguiente procedimiento:

1. Para materiales dúctiles se debe utilizar la teoría de la *energía de distorsión* para convertir los esfuerzos reales de carga a un esfuerzo equivalente que se considera como un esfuerzo *flexionante* inverso. Luego se procede a relacionar este esfuerzo con las propiedades de fatiga del material (es decir, la curva *S-N*) en la flexión alterna.
2. Para materiales *frágiles*, se debe utilizar la teoría de *Mohr* para obtener un esfuerzo inverso equivalente, el cual se considera como un esfuerzo *flexionante* inverso, y relacionar éste a las propiedades de fatiga a la flexión (es decir, curva *S-N*) del material.

1.6 INFLUENCIA DE LA SUPERFICIE Y LAS DIMENSIONES SOBRE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Hasta este punto, en todo el estudio de resistencia a la fatiga se ha supuesto que la superficie tiene un acabado especial "pulido como espejo". Esto implica un procedimiento costoso de laboratorio pero sirve para minimizar:

- a) estrías en la superficie y otras irregularidades geométricas que actúan como puntos de concentración de esfuerzos
- b) cualquier diferencia en las características metalúrgicas de la capa superficial del material y el interior y
- c) cualquier esfuerzo residual producido por el procedimiento de acabado en la superficie.

Los acabados comerciales de superficie que son comunes, por lo general, generan puntos localizados de mayor vulnerabilidad a la fatiga; por lo tanto, las partes con acabados comerciales tienen una menor resistencia a la fatiga. La cantidad de daño en la superficie causado por los procesos comerciales depende no sólo del proceso, sino también de la susceptibilidad al daño del material. La fig 1.9 da los valores calculados del factor de superficie C_s , para diversos acabados aplicados a los aceros de diversas durezas. En todos los casos, el límite de resistencia a la fatiga para la superficie pulida en laboratorio se multiplica por C_s para obtener el límite correspondiente al acabado comercial. Debido que la resistencia de 10^3 ciclos está cercana a la resistencia para cargas estáticas, es práctica común no hacer correcciones a la superficie para esta resistencia. Además, a la resistencia estática de las partes dúctiles no la afecta en forma significativa el acabado de la superficie.

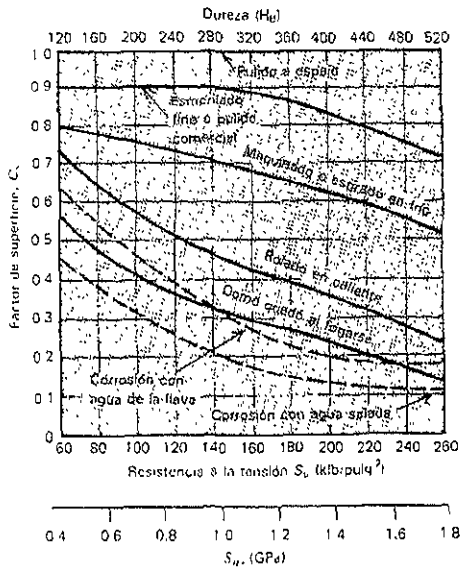


Fig 1.9 Reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida al acabado de la superficie. Partes de acero

En la sección 1.3 se puntualizó que el límite de resistencia a la fatiga para la carga axial inversa es casi el 10 por ciento más baja que para la flexión inversa debido al *gradiente de esfuerzo*. Para la muestra a flexión de 0.3 pulg. de diámetro de la figura 1.10, la caída rápida del nivel de esfuerzo abajo de la superficie es en cierto modo benéfica. La muestra de 3 pulg. de diámetro, la cual está sujeta a esfuerzo axial, no disfruta de este beneficio. Comparando los gradientes de esfuerzo en las figuras 1.10a y 1.10b se observa que los especímenes grandes a flexión o a torsión no tienen los mismos gradientes favorables como la muestra estándar de 0.3 pulg. Los experimentos señalan que si aumenta el diámetro a más de 0.4 pulg., se pierde la mayor parte del efecto benéfico de gradiente. *Entonces, las partes de diámetro mayor de 0.4 pulg. (10 mm) que se someten a flexión o a torsión inversa deben llevar un factor de gradiente, C_G de 0.9, al igual que las partes sujetas a carga axial.* La figura 1.10c muestra que las partes muy pequeñas tienen un gradiente aun más favorable que el espécimen estándar de R. R. Moore. Por lo tanto, se puede esperar que el límite de resistencia a la fatiga para tales partes sea mayor que para las partes con diámetro de 0.3 pulg. Se ha observado que, algunas veces, éste es el caso, pero a menos que esté disponible información específica para respaldar este incremento, es mejor usar un factor de gradiente de la unidad para estas partes pequeñas.

Considérese el siguiente punto: ¿qué factor de gradiente se usa con la flexión de una sección rectangular de 6 mm x 12 mm?. Si la flexión actúa con respecto al eje neutro que separa las superficies a tensión y a compresión 6 mm, úsese $C_G = 1$; si las superficies a la tensión y a la compresión están separadas 12 mm, utilícese $C_G = 0.9$. Por lo tanto, el factor de gradiente se determina basándose en una sección circular equivalente que tiene el mismo gradiente de esfuerzos que la parte real.

Recuerde que se especificó un factor de gradiente de 0.9 (o menor) para todas las partes con carga axial debido a que el gradiente de esfuerzo es desfavorable, independientemente del tamaño.

Por lo general, se observa que las partes con secciones mayores de 50 mm de diámetro equivalente tienen límites de resistencia a la fatiga menores que los calculados usando los factores de gradiente recomendados arriba.

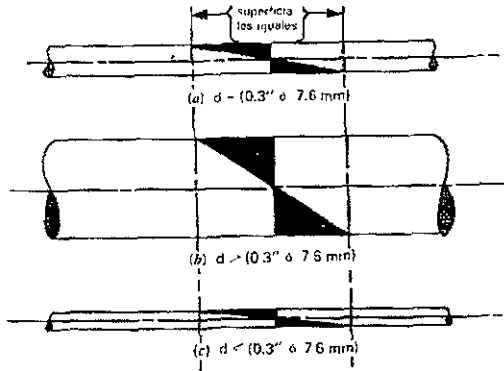


Fig. 1 10 Gradientes de esfuerzos con relación al diámetro en la flexión y torsión

Esto se debe en parte a factores metalúrgicos como templabilidad, cuando el interior de las partes con secciones grandes por lo común es diferente metalúrgicamente del metal de la superficie. La cantidad a la cual se reduce el límite de resistencia a la fatiga de partes muy grandes, varía en forma substancial, y las generalizaciones son difíciles de garantizar. Si la parte en cuestión es una pieza principal sólo se debe utilizar la información obtenida de pruebas.

Las dimensiones de la muestra, aspecto recomendado antes, se analizaron en cuanto a su influencia sobre el gradiente de esfuerzos. Debe tenerse en cuenta que el estudio más extenso de este tema puede considerar otras facetas. Por ejemplo, mientras mayor sea el espécimen, mayor será la probabilidad estadística de que un defecto de severidad dada (con el cual se puede originar una falla por fatiga) exista en algún lugar cercano a la superficie (sujeta a fuerzas de flexión o

torsión) o en alguna parte dentro del cuerpo entero del material (sujeto a cargas axiales). Asimismo, el efecto del proceso sobre los factores metalúrgicos es con frecuencia más favorable para las partes más pequeñas, hasta las menores a 50 mm de diámetro equivalente.

1.7 RESUMEN DE LAS RESISTENCIAS A LA FATIGA ESTIMADAS CONSIDERANDO CARGAS TOTALMENTE INVERSAS

Las secciones anteriores han remarcado la conveniencia de obtener información real a partir de pruebas de fatiga que correspondan al uso propuesto. Cuando se tienen dichos datos se dan factores empíricos generalizados. Estos factores se pueden aplicar con mayor confianza, a las piezas de acero debido a que la mayor parte de la información se basa en pruebas realizadas con especímenes de acero. Tres de dichos factores intervienen en la estimación del límite de resistencia a la fatiga:

$$S_n = S_n' C_L C_G C_S$$

La siguiente tabla da un resumen de todos los factores que se utilizan en el cálculo de la resistencia a la fatiga de materiales dúctiles (cuando se sujetan a cargas inversas totalmente)⁶. También se usa como referencia conveniente para resolver problemas.

⁶ Robert C. Juvinall Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. México, Editorial Limusa, 1999, p.251

	Flexión	Axial	Torsión
a) Límite de resistencia a la fatiga ^a $S_n = S_n' C_L C_G C_S$, donde S_n' es el límite de resistencia a la fatiga de R.R. Moore, y			
C_L (factor de carga)	1	1	0.58
C_G (factor de gradiente)			
diámetro < (0.4 pulg. o 10 mm)	1	0.7 a 0.9	1
(0.4 pulg. o 10 mm) < diámetro < (2 pulg. o 50 mm) ^b	0.9	0.7 a 0.9	0.9
C_S (factor superficial)			
b) Resistencia a 10^3 ciclos ^c	0.9Su	0.75Su	0.9Sus ^d

Nota 1 Para toda carga biaxial, excepto la torsional, conviértanse los esfuerzos reales a un *esfuerzo de flexión equivalente* usando la teoría de la energía de distorsión. Luego relacionese este esfuerzo con la *resistencia a la fatiga por flexión*.

2 Para confiabilidad distinta del 50 por ciento, multiplíquese S_n por C_R (la resistencia a 103 ciclos por lo general no se multiplica por C_R)

^a Para materiales que no tienen un límite de resistencia a la fatiga aplíquense los factores para la resistencia a 10^6 o 5×10^5 ciclos

^b Para (2 pulg. o 50 mm) < diámetro < (4 pulg. o 100 mm) redúzcanse los factores en 0.1 Para (4 pulg. o 100 mm) < diámetro < (4 pulg. o 100 mm) redúzcase esos factores en 0.2

^c Normalmente no se hacen correcciones por el gradiente a la superficie, pero el valor experimental de S_u o S_{us} de corresponder a tamaños razonablemente cercanos a los utilizados

^d $S_{us} \sim 0.8 S_u$ para el acero. $S_{us} \sim 0.7 S_u$ para otros materiales dúctiles

1.8 EFECTO DEL ESFUERZO MEDIO EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Las partes de máquinas y estructuras rara vez encuentran esfuerzos completamente inversos; más bien, encuentran casi siempre un *esfuerzo fluctuante*, el cual es una combinación de esfuerzo estático más el esfuerzo completamente inverso. Un esfuerzo fluctuante por lo común se caracteriza por sus componentes *media* y *alterna*. Sin embargo, se usan también los términos *esfuerzo máximo* y *esfuerzo mínimo*. Las cuatro cantidades están definidas en la figura 1.11. Obsérvese que si se conocen dos de ellas, las otras pueden calcularse fácilmente. En este caso se usan principalmente las componentes de esfuerzo medio y alterno, como en la figura 1.13. La misma información puede obtenerse en forma gráfica combinando cualquier par de las componentes del esfuerzo mostradas en la figura 1.11. Por ejemplo, en las publicaciones especializadas se encuentran con frecuencia las coordenadas $\sigma_m - \sigma_{m\acute{a}x}$. Por conveniencia, en algunas gráficas se usan las cuatro cantidades, como en las figuras 1.14 a 1.16.

Si existe el esfuerzo estático a la tensión, se reduce la amplitud de los esfuerzos alternos que pueden superponerse. En la figura 1.12 se ilustra este concepto. La fluctuación (a) es un esfuerzo completamente alterno que corresponde al límite de resistencia a la fatiga, el esfuerzo medio es cero y el esfuerzo alterno S_n .

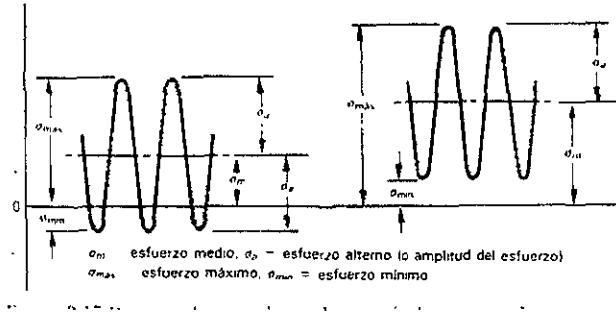


Fig 1.11 Dos ejemplos para ilustrar la notación de esfuerzos fluctuantes

La fluctuación (b) implica un esfuerzo medio a la tensión. Con objeto de tener una vida a la fatiga igual (en este caso, "infinita"), el esfuerzo alterno debe ser menor que S_n . Al pasar de (b) a (c), (d), (e) y (f) el esfuerzo medio se incrementa en forma continua; por lo tanto, el esfuerzo alterno debe disminuir en forma correspondiente. Obsérvese que en cada caso se indica que la fluctuación de esfuerzos principia desde cero, y que los esfuerzos son valores calculados de P/A . Hay cedencia microscópica aún a (a), como se han observado previamente. Al alcanzar (d) principia la cedencia macroscópica. Aunque las fluctuaciones de carga (e) y (f) dan vida "infinita", la parte cede en la primera aplicación de carga.

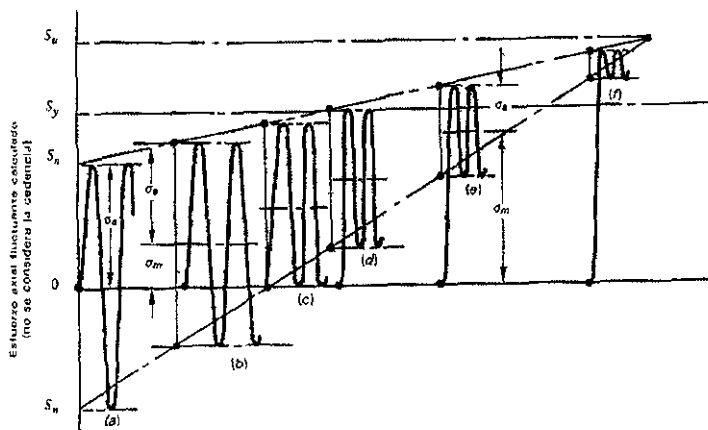


Fig 1 12 Esfuerzos uniaxiales fluctuantes diversos, los cuales corresponden a vidas iguales a la fatiga

La figura 1.13 es una representación gráfica conveniente de las diversas combinaciones de esfuerzos medio y alterno en relación a los criterios tanto por cedencia como por diversas vidas a la fatiga. Con frecuencia se llama *diagrama de vida a la fatiga constante* debido a que tiene líneas que corresponden a una vida constante de 10^6 ciclos (o "infinita"), vida constante a 10^5 ciclos y así sucesivamente.

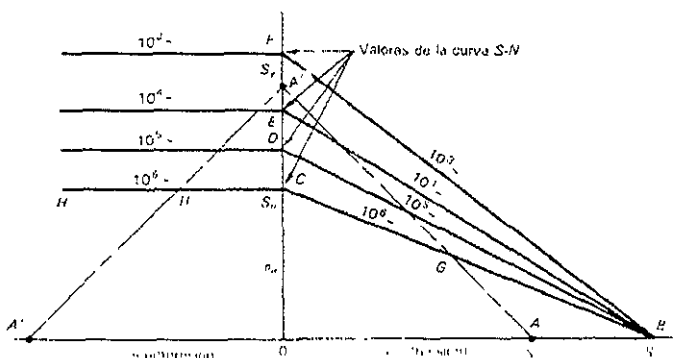


Fig 1 13 Diagrama de vida constante a la fatiga. Materiales dúctiles

Para iniciar la elaboración de este diagrama, se localiza primero la información que ya se conoce. El eje horizontal ($\sigma_a = 0$) corresponde a la carga estática. La cedencia y las resistencias finales o últimas son los puntos A y B

Para los materiales dúctiles, la resistencia a la cedencia por compresión es menor S_y , y esto se indica en el punto A'. Si el esfuerzo medio es cero y el esfuerzo alterno es igual a S_y (A''), el esfuerzo fluctúa entre $+S_y$ y $-S_y$. Todos los puntos a lo largo de la línea A'A'' corresponden a las fluctuaciones que tienen un máximo a la tensión de S_y ; todos los puntos en A'A'' corresponden a la tensión máxima igual a $-S_y$. Todas las combinaciones de σ_m y σ_a que no ocasionan cedencia (macroscópica) están contenidas dentro del triángulo AA'A''

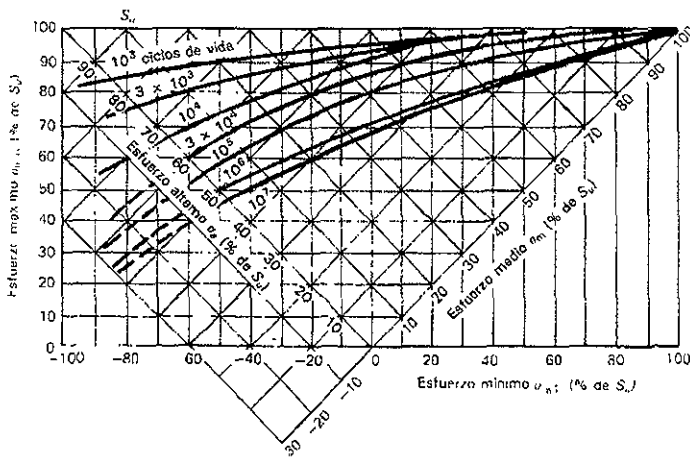


Fig 1-14 Diagrama de resistencia-fatiga para aleaciones de acero, $S_u = 125$ a 180 klb/pulg^2 , carga axial. Promedio de los datos de pruebas en especímenes pulidos de acero AISI 4340 (también aplicable a otras aleaciones de acero como AISI 2330, 4130, 8630)

Todas las curvas S-N consideradas en este capítulo corresponden a $\sigma_m=0$. Por lo tanto, pueden leerse en esas curvas los valores de puntos como C, D, E y F para cualquier vida a la fatiga de interés. Al unir estos puntos con B se obtienen las líneas estimadas de vida constante. Estas líneas de vida constante se conocen como *líneas de Goodman*⁷

Las pruebas de laboratorio han indicado en forma consistente que los esfuerzos medios de compresión no reducen la amplitud del esfuerzo alternante permitido; por lo contrario, lo aumentan ligeramente. La figura 1.13 es, por lo tanto, conservadora, porque las líneas de vida constante son las horizontales a la izquierda de los puntos C, D, y así sucesivamente (las líneas aparentemente se prolongan en forma indefinida en lo que respecta a la fatiga, la limitación es solamente la falla a compresión estática).

Las modificaciones detalladas del diagrama para los diversos tipos de carga se dan en la figura 1.13. Obsérvese ahora la importancia de las diversas áreas en el diagrama:

1. Si se requiere una vida de cuando menos 10^6 ciclos y *no* se permite cedencia (aun en las fibras extremas en flexión o torsión, donde puede ser difícil detectar una ligera cedencia), se debe permanecer dentro del área $A'HCGA$.
2. Si se requiere que *no* haya cedencia, pero con una vida de menos de 10^6 ciclos, entonces se puede trabajar también dentro de alguna parte o en toda el área $HCGA''H$.
3. Si se requiere una vida de 10^6 ciclos, pero se acepta que haya cedencia, puede usarse el área AGB (y el área a la izquierda de $A'H$), además del área $A'HCGA$.
4. El área arriba $A''GB$ (y arriba de $A'''HH'$) corresponde a la cedencia en la primera aplicación de carga y fractura por fatiga antes de 10^6 ciclos de carga.

Debe reconocerse que el procedimiento para cargas biaxiales generales que se da en la figura 1.13 es una simplificación substancial de una situación muy compleja. Se aplica mejor a situaciones que implican vida larga, donde todas las

cargas están en fase, donde los ejes principales para los esfuerzos medio y alterno son los mismos, y donde los ejes están fijos con respecto al tiempo.

Las figuras 1.14 a 1.16 dan las resistencias constantes de vidas a la fatiga para ciertos materiales de acero y aluminio. Difieren con respecto a la figura 1.13 en los siguientes aspectos:

1. Las figuras 1.14 a 1.16 representan la información obtenida de experimentos reales con los materiales estudiados, en tanto que la figura 1.13 muestra relaciones empíricas conservadoras que, por lo general, son aplicables.
2. Las figuras 1.14 a 1.16 se "giran 45°", con escalas agregadas para mostrar $\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\sigma_{m\acute{i}n}$, así como σ_m y σ_a .
3. La información de cedencia no se muestra en estas figuras.
4. Las líneas experimentales de vida constante tienen cierta curvatura como indicación de que la figura 1.13 tiene un poco de error en el lado conservador tanto en las "líneas de Goodman" rectas y las líneas horizontales para el esfuerzo medio a la compresión. Este criterio conservador por lo común existe para los materiales dúctiles, pero no para los frágiles. Los puntos experimentales para los materiales frágiles se localizan en o ligeramente abajo de la línea de Goodman.

Si se tienen son preferibles los datos de experimentos como los presentados en las figuras 1.14 a 1.16 a las curvas calculadas de vida constante a la fatiga elaboradas en la figura 1.13

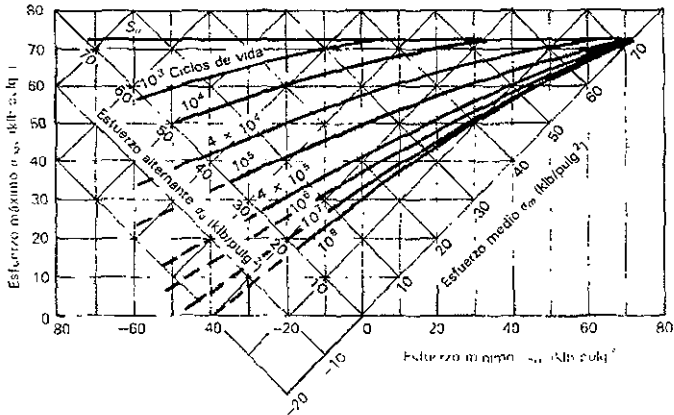


Fig. 1.15 Diagrama de resistencia a la fatiga para aleaciones de aluminio 2024-T3, 2024-T4 y 2014-T6, sometidas a carga axial. Promedio de los datos de pruebas en especímenes pulidos sin revestimiento de acero inoxidable de láminas y barras roladas y estradas. Propiedades estáticas para las 2024: $S_u = 72 \text{ klib/pulg}^2$, $S_y = 52 \text{ klib/pulg}^2$, para la 2014 $S_u = 72 \text{ klib/pulg}^2$, $S_y = 63 \text{ klib/pulg}^2$

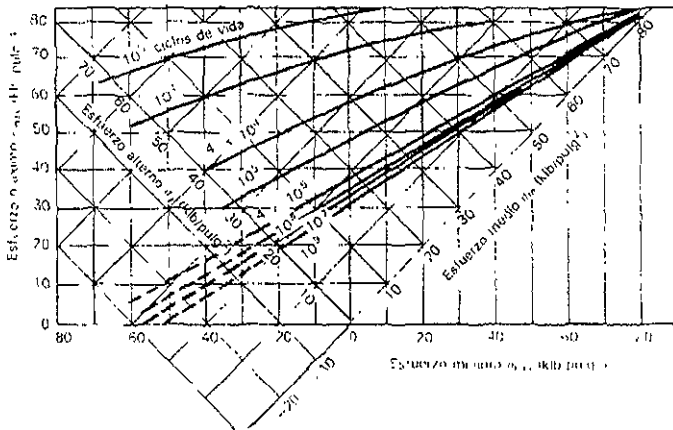


Fig 1.16 Diagrama de resistencia-fatiga para la aleación de aluminio 7074-T6, carga axial, Promedio de los datos de las pruebas en especímenes pulidos (sin revestimiento de acero inoxidable) de hojas y barras roladas y estradas. Propiedades estáticas $S_u = 82 \text{ klib/pulg}^2$, $S_y = 75 \text{ klib/pulg}^2$

1.9 EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS POR CARGAS TOTALMENTE INVERSAS QUE PRODUCEN FATIGA

La figura 1.17 muestra las curvas típicas S-N para a) especímenes sin muescas y b) especímenes idénticos excepto por un elemento que eleva los esfuerzos. A diferencia de otras curvas S-N que se usarán, los esfuerzos graficados son esfuerzos *nominales*; es decir, no se toman en cuenta concentraciones de esfuerzo. Las dimensiones del espécimen en la sección donde ocurren las fracturas por fatiga son las mismas para a) y b). Por lo tanto, cualquier carga dada causa el mismo *esfuerzo calculado* en ambos casos. Como se muestra en la figura, la razón entre el límite de resistencia a la fatiga sin muescas y con muescas es el *factor de fatiga por concentración de esfuerzo*, designado como K_f . Teóricamente puede esperarse que K_f sea igual al factor geométrico teórico K_t . Afortunadamente, las pruebas muestran que K_f con frecuencia es menor que K_t . Parece que se debe a las irregularidades internas de la estructura del material. Un material "ideal" tendría esfuerzos internos exactamente como lo señala la teoría elástica; los materiales reales tienen irregularidades internas que ocasionan que algunos puntos tengan esfuerzos más altos. Así, hasta las muestras sin muescas tienen estas "muescas" internas. Añadir una muesca geométrica externa (ranura, cuerda, agujero, etc.) al material no puede hacer mucho daño *adicional* como lo haría si el mismo material fuera "perfecto". Un caso extremo en este punto es el hierro fundido gris común (no de "alta resistencia"). Los elementos que elevan los esfuerzos internos, los primeros generados por las hojuelas de grafito en la matriz, son tales que la adición de un elemento geométrico que eleve los esfuerzos tiene poco o ningún efecto. Esto significa que si el material en la figura 1.17 fuera de uno de los grados más bajos de hierro fundido gris, casi coinciden las dos curvas S-N. Un material con una matriz uniforme de grano fino es *muy sensible* a las muescas (es decir, $K_f \sim K_t$); el hierro fundido es *insensible* a las muescas (es decir, $K_f \sim 1$).

Por lo común, la situación anterior se soluciona utilizando un *factor de sensibilidad a la muesca*, q , definido por la ecuación⁸:

$$K_f = 1 + (K_t - 1)q$$

donde q varía desde cero (lo que da $K_f = 1$) y la unidad (lo que da $K_f = K_t$). Por lo tanto, para determinar los factores de fatiga por concentración de esfuerzo por medio de los factores teóricos (o geométricos) correspondientes, es necesario conocer la sensibilidad a las muescas del material.

La situación es un poco más complicada de lo que parecía antes, debido a que la sensibilidad a las muescas depende no sólo del material, sino también del radio relativo de la muesca geométrica y de las dimensiones de las imperfecciones características internas. La sensibilidad a las muescas es cero si los radios de éstas son tan pequeños que se aproximan al tamaño de las imperfecciones. Es una gran fortuna; de otra forma hasta rasguños diminutos (que dan valores extremadamente altos de K_t) sobre lo que podría llamarse en forma general una superficie tersa pulida, debilitarían en forma desastrosa la resistencia a la fatiga.

⁸ Robert C. Juvinall p. 260

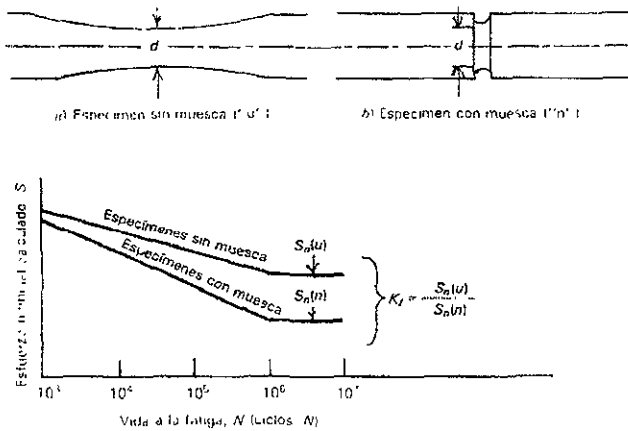


Fig 1.17 Pruebas con carga inversa a la fatiga, comparación entre especimenes con muesca y sin muesca

La figura 1.18 es una gráfica de la sensibilidad a las muescas comparada con el radio de las mismas para algunos materiales comunes. Obsérvese que, en todos los casos, la sensibilidad a las muescas se aproxima a cero a medida que el radio de aquéllas se aproxima a cero. También, obsérvese que los datos de los aceros ilustran la tendencia fundamental en los materiales más duros y resistentes de ser más sensibles a las muescas. Esto significa que el cambio de un acero suave a uno más duro y resistente normalmente aumenta la resistencia a la fatiga de la parte, pero no es un aumento tan grande como podría esperarse, debido al aumento en la sensibilidad a la muesca. Finalmente, en la figura 1.18 se indica que un acero dado es un poco más sensible a las muescas bajo carga torsional que bajo cargas biaxial y a la flexión. Por ejemplo, en una parte de acero con dureza 160 Bhn, hay una muesca de radio de 0.04 pulg. que tiene una sensibilidad a la muesca de 0.71 si la carga es a la flexión o axial, y casi 0.76 si la carga es torsional. La figura 1.17 muestra que el efecto de la muesca a 10^3 ciclos es considerablemente menor que a 10^6 ciclos. Algunas referencias aconsejan no tomar en cuenta la influencia del elemento que eleva los esfuerzos a 10^3 ciclos. Aunque ciertos datos apoyan esta recomendación, un estudio profundo indica que

esto es válido sólo para un metal relativamente suave (acero, aluminio, magnesio y, probablemente, otros); pero que para aleaciones relativamente puras y resistentes de esos mismos metales, el efecto de las muescas a los 10^3 ciclos puede ser casi tan grande como a 10^6 ciclos. Hay una dificultad fundamental al analizar los efectos de las muescas en el extremo de las curvas de bajo ciclaje como en la figura 1.17c. Esto se debe al *esfuerzo nominal calculado* que se usa en la gráfica, el cual no se relaciona en forma estrecha con las *condiciones de carga* impuestas en la región local en el fondo de la muesca donde se inicia una grieta por fatiga.

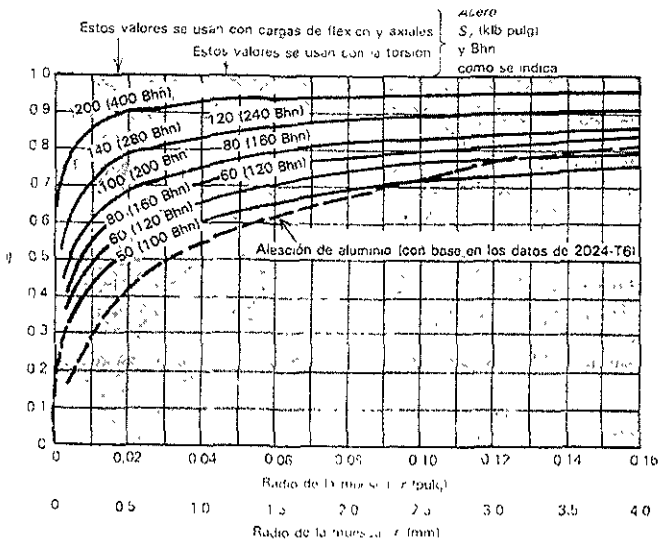


Fig 1.18 Curvas de sensibilidad a la muesca. Nota: 1) r es el radio en el punto de origen de la grieta por fatiga potencial. 2) Para $r > 0.16$ pulg., extrapolar o utilizar $q=1$

Bajo carga inversa suficiente para causar la fatiga después de 10^3 ciclos, ocurrirá la cedencia plástica en la totalidad de alguna región pequeña en la base de la muesca. Esta región contribuye poco a la rigidez de la parte considerada como un todo; por lo tanto, las *deformaciones* dentro de esta zona están determinadas casi por completo por la resistencia elástica estable de la gran

masa de material fuera de esta zona. Esto significa que durante una prueba a la fatiga con carga máxima constante, la máxima *deformación* dentro de la zona "vulnerable" permanecerá constante de ciclo a ciclo. Por lo tanto, se recomienda que se use en todos los casos el factor de concentración para fatiga total. Para situaciones de corta vida relativa, el efecto de la concentración de esfuerzo puede ser substancialmente menor que K

En este punto surge una pregunta interesante, ¿es mejor tratar a K_f como un factor de concentración de esfuerzo o como un factor de reducción de resistencia? Sobre esto, los diferentes autores difieren, por ejemplo, Robert C. Juvinall define el K_f como un factor de *concentración de esfuerzo*⁹, mientras que Robert L. Mott lo define como un *factor de reducción de la resistencia a la fatiga*.

La desventaja de definir K_f como un factor de reducción de la resistencia a la fatiga es que estamos implicando que el *material en sí* se ha debilitado por la muesca, y esta conclusión no es exacta ya que el efecto real de la muesca es aumentar los esfuerzos locales. La ventaja de utilizar K_f como un factor de concentración de esfuerzo es que las curvas *S-N* son independientes a la geometría de la muesca, permitiéndonos utilizarlas en forma repetida para miembros con diversos elementos que incrementen los esfuerzos

1.10 EFECTO DE LOS TRATAMIENTOS DE LA SUPERFICIE EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA DE UNA PARTE

Como las fallas por fatiga se originan en zonas limitadas de relativa debilidad, que por lo común están en la superficie, la condición local de ésta es muy importante. Se ha tratado ya con la constante de superficie C_s , para diversas categorías de operaciones de acabado. En ésta y las dos secciones siguientes se presentan diversos tratamientos superficiales, considerando específicamente su influencia sobre 1) la resistencia de la superficie, en comparación con la resistencia del material que está bajo ella, 2) el esfuerzo residual en la superficie. Las tres consideraciones de superficie: geometría (tersura), resistencia y esfuerzo

residual, están interrelacionadas en alguna forma. Por ejemplo, los valores bajos de C_s mostrados en la figura 1.9 para superficies roladas en caliente y las obtenidas con forja se deben parcialmente a la geometría de la superficie y, en parte, a la descarburización (por lo tanto, debilitamiento) de la capa superficial.

El efecto de reforzar la superficie y de la formación de un esfuerzo residual favorable a la (compresión) en la superficie se ilustra en la figura 1.19. La curva a) muestra el gradiente de esfuerzo en la vecindad de una muesca, debido a una carga a la tensión. La curva b) muestra un gradiente de esfuerzo residual excelente, que comprime la superficie de la ranura. La curva c) muestra el esfuerzo total, la suma de a) y b). La curva d) muestra un gradiente de esfuerzo deseable, resultante de un método que refuerza la superficie. Obsérvese que 1) el reforzamiento superficial y los esfuerzos residuales a la compresión han incrementado en forma substancial la carga que puede soportarse, y 2) el punto de origen de la falla potencial se ha desplazado bajo la superficie al punto 1, donde las curvas c) y d) son tangentes. Esto significa que la superficie de la ranura podría deteriorarse un poco durante el servicio (como por corrosión, estrías en la superficie, etc.) sin que se reduzca la capacidad de la parte para soportar carga. Un beneficio más en cuanto a la resistencia a la fatiga que no es evidente en la figura 1.19 es que los esfuerzos residuales a la compresión recorren a la izquierda el "punto de operación" en el diagrama de esfuerzo medio - esfuerzo alterno, lo que aumenta la vida a la fatiga.

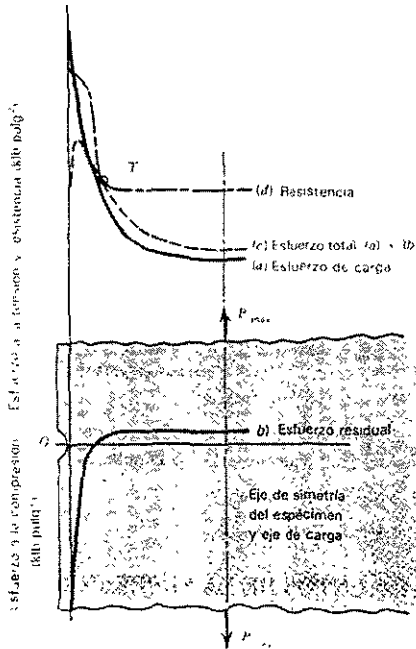


Fig. 1 19 Gradients de esfuerzo y resistencia, superficie reforzada de parte con muesca sujeta a carga axial

Al comparar los gradientes de resistencia con los gradientes de esfuerzo total se tiene una explicación sencilla del hecho de que las partes que tienen gradientes pronunciados de esfuerzo por carga y superficies inadecuadas (valores bajos de C_s) se benefician más con el tratamiento superficial. Las partes sin muescas con carga axial se benefician muy poco, a menos que tengan inicialmente acabados inadecuados en la superficie. Las partes con muescas grandes sujetas a flexión o a torsión se benefician más. Como prácticamente todas las partes tienen zonas críticas con concentración de esfuerzos, los procedimientos para reforzar la superficie por lo común son bastante efectivos. Por ejemplo, la figura 1 19 ilustra cerca de un 60% de incremento en el esfuerzo permitido por carga debido a la combinación del reforzamiento superficial más esfuerzo residual. Para aplicaciones en las que intervienen cargas a la flexión o a la torsión, no es extraño que la capacidad de carga a la fatiga sea superior al doble

Mas adelante veremos los tipos de procedimientos para reforzar la superficie. También es importante conocer los procesos que ocasionan la debilitación de la superficie. El esmerilado, por ejemplo si no se realiza con cuidado y con alimentación moderada puede causar esfuerzos residuales a tensión que dañan las superficies, y hasta diminutas grietas superficiales. El cromado y el niquelado, aunque son buenos para la superficie, ya que protegen contra la corrosión, pueden reducir en forma substancial el límite de resistencia a la fatiga de las partes de acero porque provocan la absorción del gas hidrógeno. Esto se conoce como *fragilización por hidrógeno*. El daño se puede reducir tomando medidas especiales, como son usar bajas densidades de corriente en el proceso electrolítico y revenir las partes (por lo común a 600° ó 900° F) después del revestimiento electrolítico. Realizado adecuadamente, el revestimiento electrolítico de partes de acero con metales suaves como el cobre, cadmio, zinc, plomo y estaño, ocasiona poco debilitamiento a la fatiga. Hay relativamente poca información sobre el efecto del revestimiento electrolítico y anodizado de los metales no ferrosos. Se ha informado de efectos tanto benéficos como perjudiciales en usos específicos. Las operaciones de soldadura y corte con flama tienden a producir esfuerzos residuales a la tensión que dañan la superficie, a menos que se tomen precauciones especiales (como la posterior supresión térmica de esfuerzos).

La siguiente lista contiene algunos principios básicos que pueden ayudar a que se valore adecuadamente el tema de los procedimientos para reforzar la superficie contra la fatiga.

1. Tratar de identificar todas las zonas limitadas de concentración de esfuerzos donde pudieran iniciarse fallas por fatiga.
- 2 Revisar las posibilidades de modificar el diseño para reducir las concentraciones de esfuerzo y colocar el elemento que aumente los esfuerzos en una zona de esfuerzo nominal más bajo.

3. Dar atención particular al acabado de la superficie (C_s) en dichas zonas.
4. Considerar qué puede hacerse en la manufactura de la parte para reforzar la capa superficial y proporcionar un esfuerzo residual a la compresión en los elementos que incrementan los esfuerzos potencialmente críticos.

1.11 TRATAMIENTOS MECÁNICOS DE LA SUPERFICIE

En los tratamientos mecánicos, el material de la superficie se trabaja en frío de tal manera que se generen esfuerzos residuales a la compresión y, dependiendo de las propiedades del material, con frecuencia se produce refuerzo por deformación. También se modifica la geometría de la superficie (tersura), por lo común para bien, a menos que la superficie estuviera inicialmente pulida o con esmerilado fino.

El más común y versátil de los trabajos en frío es el *granallado*. Tiene amplio uso en resortes, engranes, flechas, bielas de conexión y muchas otras partes estructurales y de máquinas. El granallado implica bombardear la superficie lanzando a alta velocidad granalla de fierro o acero disparado por medio de una rueda giratoria o una boquilla neumática. El martilleo o picado ligero resultante tiende a reducir el espesor y, por lo tanto, aumenta el área de la superficie expuesta. Ya que el aumento de área lo resiste el material que está abajo de la capa superficial, ésta queda sujeta a compresión residual. El espesor de la capa comprimida es menor de un milímetro. Los mayores esfuerzos a la compresión se presentan ligeramente abajo de la superficie y, por lo común, son del orden de la mitad del esfuerzo de cedencia. Algunas veces se obtienen esfuerzos residuales a la compresión más grandes sujetando la parte a la tensión mientras se aplica el picado. Esto se llama *granallado con deformación*.

En las partes de acero, el granallado es más efectivo con los aceros más duros, porque la resistencia a la cedencia es un porcentaje mayor de la resistencia final.

Esto significa que los esfuerzos residuales resultantes son menos fáciles de "barrer" por los subsecuentes esfuerzos de carga que ocasionan que el esfuerzo total (la carga más el residual) exceda la resistencia a la cedencia. Se benefician en forma particular las partes de máquinas hechas con aceros de muy alta resistencia (resistencia a la tensión arriba de 1,400 MPa).

Un procedimiento mecánico relacionado de la superficie es el *rolado en frío*. Implica girar la parte mientras rodillos contorneadores apropiados presionan la superficie que se va a reforzar, como el filete o ranura de una flecha. Esto puede crear esfuerzos residuales a la compresión a una profundidad de un cm o más. El rolado en frío se ha aplicado a partes de todos tamaños, incluyendo grandes muñones de cigüeñal y ejes ferrocarrileros de diámetros hasta de 400 mm. El rolado en frío es particularmente efectivo para reforzar flechas contra la fatiga usadas con cubos de ajuste forzado (esto ayuda a compensar la alta concentración de esfuerzos de la flecha en la arista del cubo).

Las ventajas de reforzar contra la fatiga con el rolado en frío se obtienen algunas veces como un subproducto de la operación de conformado por rolado. Bajo suficiente presión y con un material adecuado se pueden formar por rolado en frío las cuerdas de tornillos, ranuras de flecha y aun los dientes finos de engrane. Las propiedades del material reflejan entonces el severo trabajo en frío. También, por lo común se forman esfuerzos residuales a la compresión.

El *acuñado* es otra operación de formado en frío que aumenta la resistencia a la fatiga. Un ejemplo es presionar un cono o una esfera mayor que un agujero en la boca de éste, dejando un esfuerzo residual a la compresión en la intersección vulnerable del agujero y la superficie. Otro ejemplo es imprimir en frío ranuras redondas en una flecha en ambos lados de un agujero transversal.

A falta de información específica, *una práctica moderada que es común, es tomar en cuenta la influencia del granallado u otros procedimientos de trabajo en frío usando un factor superficial C_s de la unidad, independientemente del acabado previo de la superficie.*

1.12 TRATAMIENTOS TÉRMICOS Y QUÍMICOS PARA ENDURECER LA SUPERFICIE

Por lo común, el objetivo de tales tratamientos es lograr superficies cuya resistencia al desgaste aumente; sin embargo, también sirven para incrementar la resistencia a la fatiga. Los procesos estrictamente térmicos de endurecimiento por flama e inducción de partes de acero que contienen suficiente carbono producen esfuerzos residuales a la compresión en la superficie (debido a una transformación de fase que tiende ligeramente a incrementar el volumen de la capa superficial), así como endurecimiento superficial. Con este tratamiento, se obtienen beneficios máximos en las partes con muesca que tienen gradientes pronunciados de esfuerzo aplicados. En dichos casos, las resistencias a la fatiga con frecuencia se pueden incrementar a más del doble.

La carburización y el nitrurado son ejemplos de procesos químico-térmicos que agregan carbono o nitrógeno a la capa superficial, junto con un tratamiento térmico apropiado. La capa resultante endurecida (o cubierta), junto con los esfuerzos a la compresión residuales en la superficie, pueden ser muy efectivos para incrementar la resistencia a la fatiga. De hecho, con la nitruración es posible hacer que las partes sean casi inmunes al debilitamiento por los elementos que aumentan los esfuerzos. Este proceso es para el endurecimiento superficial de aceros aleados en una atmósfera constituida por una mezcla en proporciones adecuadas de gas amoníaco y amoníaco disociado. La efectividad del proceso depende de la formación de nitruros en el acero por la reacción del nitrógeno con ciertos elementos de aleación. Aunque todos los aceros son capaces de formar nitruros de hierro, los mejores resultados se obtienen en aquellos aceros que contienen elementos de aleación que forman el nitruro. Estos elementos son el aluminio, cromo y molibdeno

El método de carburización es uno de los más viejos y más baratos métodos de endurecimiento superficial. Se utiliza en aceros de bajo carbono, generalmente del 0.20% de carbono o menos. El proceso consiste en colocar el acero en una atmósfera que contiene grandes cantidades de monóxido de carbono. La temperatura usual de carburización es de 1,700F. Con la carburización se obtiene una capa en la superficie del material en la cual se pueden distinguir claramente tres fases de carbono, es decir, se observa con claridad el gradiente de carbono en el cambio gradual de la estructura. En la figura 1.20 se puede distinguir en la superficie la zona hipereutectoide de perlita con una red blanca de cementita, seguida sólo por la zona eutectoide de perlita y finalmente la zona hipoeutectoide de perlita y ferrita con la cantidad de ferrita aumentando hasta alcanzar la zona interna del material.

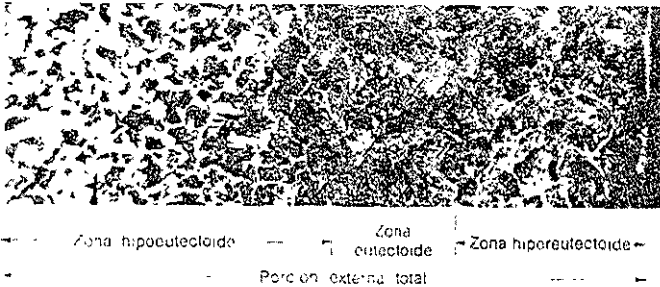


Fig. 1.20 Acero al 0.20% de carbono, carburizado por empaquetamiento a 1,700°F durante 6 hr y enfriado en horno. Atacado químicamente en nital al 2 %, 30X

CAPÍTULO 2

FENÓMENOS DE FRACTURA

2.1 Resistencia de las Fracturas

En la tabla que a continuación se presenta, se muestran varios valores del factor K_{IC} para diferentes aceros, aluminios y aleaciones de titanio. La tabla también muestra una lista de tamaños críticos de falla para cada material, basado en una situación en donde se presenta una muesca de longitud $2a$ en el centro y del mismo espesor de una placa infinitamente larga y con el suficiente espesor para que se desarrollen esfuerzos de tensión pura sobre la falla. Asumiendo que el esfuerzo al que se somete esta placa es la mitad del esfuerzo de cedencia del material, entonces la longitud crítica de la falla será:

$$a = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{IC}}{\frac{\sigma_{yy}}{2}} \right)^2$$

De esta fórmula se puede deducir que a mayor resistencia a la cedencia de un cierto material, la resistencia de la fractura y la longitud crítica de la misma, disminuye inversamente proporcional

Tabla 2.1

Resistencia a la Tensión de la Fractura de diferentes Materiales

Material	K_{IC}		σ_{ys}		a_c	
	MPa	ksi	Mpa	ksi	mm	pulg
2014-T651	24.2	22	455	66	3.6	0.14
2024-T3	44	40	345	50	21	0.82
2024-T851	26.4	24	455	66	4.3	0.17
7075-T651	24.2	22	495	72	3	0.12
7178-T651	23.1	21	570	83	2.1	0.08
7178-T7651	33	30	490	71	5.8	0.23
Ti-6Al-4V	115.4	105	910	132	20.5	0.81
Ti-6Al-4V	55	50	1035	150	3.6	0.14
4340	98.9	90	860	125	16.8	0.66
4340	60.4	55	1515	220	2	0.08
4335+V	72.5	66	1340	194	3.7	0.15
17-7PH	76.9	70	1435	208	3.6	0.14
15-7Mo	49.5	45	1415	205	1.5	0.06
H-11	38.5	35	1790	260	0.6	0.02
H-11	27.5	25	2070	300	0.23	0.009
52100	14.3	13	2070	300	0.06	0.002

Los valores del factor K_{IC} para un material en particular pueden disminuir cuando se aumenta la razón de carga y se disminuye la temperatura. Esto es cierto particularmente para los aceros estructurales. Por lo tanto, debemos tomar en cuenta que los valores de K_{IC} presentados en la tabla 2.1 corresponden a los valores obtenidos con experimentos realizados a temperatura ambiente y razones de carga lentas (10^{-5} s^{-1} aproximadamente)

2.2 Fragilización Metalúrgica

Existen varias circunstancias indeseables que nos llevan a una pérdida seria de la resistencia de fractura de un material. Estos cambios pueden ocurrir

por alteraciones en la microestructura del material y/o por la sola redistribución producida por un mal tratamiento térmico o por la prolongada exposición a la radiación de neutrones. Hablando de tratamientos térmicos, se han definido dos formas principales de fragilización por templado. En primer lugar, se ha comprobado que los aceros martensíticos con alta dureza se pueden fragilizar por un templado de poca duración a bajas temperaturas (en el rango de 300° a 350° C) La fragilización a 350°C, también conocida como "fragilización de la martensita templada", se define como un tratamiento de templado único suficiente para provocar la fragilización. El segundo tipo de fragilización se ha encontrado en aceros de menor resistencia y es provocado por un tratamiento térmico de dos pasos, o por un enfriamiento muy lento desde la temperatura de templado que pasa por el rango de fragilización (alrededor de los 500° C)

2.3 Fragilización de la Martensita Templada

Los científicos reconocen desde hace tiempo la posibilidad de fragilización de la martensita y sus efectos, cuando se realizan procesos de templado a 300° ó 350°C. Se ha encontrado evidencia de la fragilización en estos rangos de temperatura de templado, notando disminuciones de resistencia en las pruebas de impacto, ductilidad y resistencia a la tensión, y una reducción en las propiedades de tensión de una barra suave cuando se prueban muestras a una temperatura por debajo de los cero grados.

Aunque no se han logrado desarrollar modelos precisos para expresar los efectos de la fragilización a 300° C, se conocen algunos factores de la misma. Primero, las condiciones para lograr la fragilización coinciden con el principio de la precipitación de la cementita, segundo, es esencial que ocurra una segregación¹

¹ La segregación es un diferencial químico de la estructura del material.

de impurezas tales como fósforo (P), azufre (S), nitrógeno (N), antimonio (Sb), y estaño (Sn) entre los bordes de los granos del material.

La fragilización de la martensita templada (FMT) representa un problema de fragilización intergranular, resultado de la precipitación de carburos a lo largo de fronteras intergranulares previas de austenita que han sido fragilizadas por la segregación de fósforo y azufre en el proceso de austenización. El alcance del fósforo y el azufre es incrementado por la presencia de manganeso (Mn) y silicio (Si) en la aleación. Se encontró que los niveles altos de manganeso y silicio aumentan la parte o fracción de las fronteras intergranulares que son afectadas por la segregación de fósforo y azufre. Por lo tanto, la eliminación de manganeso y silicio de una aleación pura de NiCrMo disminuye la segregación de impurezas a las fronteras intergranulares de la austenita existente, eliminando así la mayor parte de la susceptibilidad del material a la fragilización de la martensita templada.

A falta de poder producir aleaciones de alta pureza (son muy caras), el método más obvio para evitar la FMT es simplemente evitar templar a esas temperaturas. Esto implica normalmente el templado a mayores temperaturas lo cual significa sacrificar resistencia del material. Sin embargo, hay aplicaciones del material en las que es necesaria la resistencia que se obtiene de templar a 300° C. Afortunadamente, ha sido posible obtener los niveles de resistencia asociados con el templado a 300°, suprimiendo la cinética de la fragilización. Esta optimización de propiedades se ha logrado a través de la adición del 1.5% al 2% de silicio a la aleación. Como vimos anteriormente, la presencia de silicio promueve la segregación de fósforo y azufre en los granos, sin embargo, se cree que cuando se presenta en cantidades mayores (1.5% a 2%) el silicio suprime la reacción del templado de la martensita transportando como resultado la temperatura de fragilización a los 400° C.

2.4 Fragilización por Templado

La fragilización por templado se desarrolla en los aceros aleados cuando se enfrían lentamente, o cuando se calientan isotérmicamente a un rango de temperatura de 400° a 600°C. La consecuencia más grave de la fragilización por templado es un aumento en la temperatura de transición de un material de duro a frágil y se asocia con una falla intercrystalina a lo largo de la frontera de granos austeníticos preexistentes. Usando este cambio en la temperatura de transición como una medida de la fragilización por templado, la dinámica del proceso de fragilización se presenta como una curva en forma de C, con líneas paralelas, describiendo una la máxima fragilización cuando el tiempo de pausa es mínimo entre temperaturas de 400° y 600°C. Es importante hacer notar que la fragilización por templado puede ser revertida en gran medida si recalentamos el material por arriba de los 600°C. Aunque la fragilización por templado ha sido reconocida desde hace 80 años, de ninguna manera ha sido controlada. Como ejemplo tenemos la fractura catastrófica de dos discos de acero aleado del rotor de la turbina de la nucleoelectrica de Hingley Point. Este es un ejemplo dramático de cómo hace falta entender más a fondo el proceso de fragilización por templado.

Se ha demostrado que la fragilización por templado ocurre sólo en aceros aleados de una pureza comercial, no comparables con aceros aleados de alta pureza. Se encontró que los elementos potenciales a provocar la fragilización son el antimonio, fósforo, estaño, y arsénico. Estos resultados han sido verificados por varios investigadores junto con el hallazgo adicional de que para una impureza determinada, los aceros aleados al Cromo-Níquel son más fragilizados que los aceros aleados conteniendo cromo o níquel por separado. Se ha pensado comúnmente que la fragilización es producto de la segregación de impurezas en las fronteras intergranulares austeníticas preexistentes, como resultado de la exposición del material a temperaturas entre los 400° y los 600°C. Esto se ha

podido verificar usando la espectroscopía de electrones de Auger² - una técnica en la cual se analiza la química de las primeras capas atómicas de la superficie del material. Los investigadores Marcus y Palmberg³ encontraron, en un acero modificado AISI 3340, antimonio en la superficie de la fractura (a lo largo de las fronteras intergranulares austeníticas preexistentes) en cantidades 100 veces mayores a las de la concentración en general. Más aún, la capa de alta concentración de antimonio era muy delgada, extendiéndose sólo por una o dos capas atómicas por debajo de la fractura.

Lo grave de la fragilización no depende sólo de la presencia y cantidad de ciertos elementos dañinos como son el estaño, el antimonio y el fósforo sino también de la composición total de la aleación. Con respecto a esto último se ha encontrado que ciertos elementos utilizados en las aleaciones suprimen o promueven la segregación intergranular de los elementos fragilizadores. La influencia de estos elementos utilizados en la aleación tales como el cromo (Cr), manganeso (Mn), níquel (Ni), titanio (Ti) y molibdeno (Mo) en el proceso de fragilización por templado está siendo estudiado. En varias series de estudios se ha reportado que el alcance de la fragilización por templado se ha logrado reducir a través de la adición de metales lantánidos. En este experimento, los lantánidos sirvieron como "basureros" formando compuestos no dañinos con las impurezas que provocan la fragilización, por lo tanto, la tendencia a la fragilización disminuyó considerablemente.

Todavía no se conoce con claridad el mecanismo de la fragilización por templado, aunque ya se han desarrollado algunos modelos que se acercan. Por ejemplo, McMahan y colaboradores han tratado de explicar el proceso diciendo que la segregación de impurezas tales como el antimonio reducen la energía de cohesión de la frontera intergranular, lo que significa que el esfuerzo necesario para provocar una microfractura disminuye considerablemente, trayendo como

² Hertzberg Richard, DEFORMATION AND FRACTURE MECHANICS OF ENGINEERING MATERIALS, 4ª. Ed., John Wiley and Sons, página 465

³ Idem, página 466

consecuencia final una caída en la resistencia a la cedencia plástica. Concluyeron también que, para el caso de aceros ferríticos con fragilización por templado, la disminución relativa de la resistencia a la cedencia es un orden de magnitud mayor que la reducción de la energía de cohesión intergranular. Por tanto, y aunque la energía de cohesión ideal para fracturas intergranulares representa una mínima parte del total de la energía necesaria para causar fractura en el material, el término de energía de cohesión posee una gran influencia en la resistencia a la fractura debido a su influencia en el trabajo plástico. Con base en estas observaciones, se puede esperar que la fragilización por templado se controle por la máxima concentración de impurezas intergranulares encontradas en el volumen altamente estresado localizado en la raíz de la muesca. Esta observación se ha verificado para el caso de acero Ni-Cr con antimonio.

CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA. –

3.1 Descripción Del Equipo¹

El equipo objeto de este estudio, es una lavadora de ropa de tamaño industrial. La capacidad nominal de carga de esta lavadora es de 550 Kg, es decir, que el total de carga que se puede colocar dentro de la tina es poco más de media tonelada. Se le conoce como lavadora del tipo vertical o axial, debido a la colocación del tambor o tina dentro de la misma. Para poder explicar con mayor claridad esta colocación, es necesario hacer una breve explicación de las dos secciones principales que componen la lavadora, a saber:

El envoltente o cuerpo de la máquina. –

Esta parte está construida completamente en acero inoxidable AISI-304L con un espesor promedio de 3 mm. Consta a su vez de tres piezas principales que son: la placa delantera o "frontal" de la máquina, las placas traseras, y un cilindro hueco, colocado horizontalmente, que es propiamente el "envoltente" del tambor. La placa frontal, o cara de la máquina, tiene un espesor de 10mm y es la placa que lleva la puerta o "boca" de la máquina. Las placas posteriores tienen 20 mm de espesor y son las que soportan las dos cajas de baleros principal y secundario del eje principal (Fig. 3.1)

¹ Datos obtenidos del proveedor del equipo

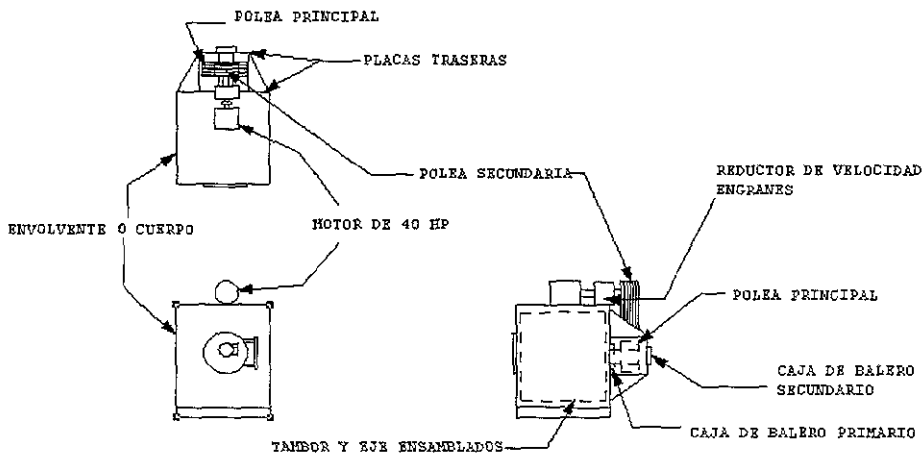


Fig 31

Diagrama de la lavadora en tres vistas. Se puede observar la colocación del tambor y sus soportes

El tambor o tina. –

Esta es la parte medular de la máquina ya que de su diseño depende tanto la capacidad como el acabado en la prenda. La capacidad de la máquina se define como el monto en kilogramos de prenda que se pueden lavar en una sola carga. El acabado de la prenda depende del tipo de proceso a realizar. Sin embargo, dependiendo del diseño del tambor, varía el tiempo, la cantidad de productos químicos y la facilidad con la cual se logra el acabado deseado.

El tambor está construido completamente en acero inoxidable AISI-304L, con chapas perforadas de 6 mm de espesor. La boca en la parte frontal del mismo tiene un diámetro de 980 mm (Fig. 3.2) La colocación del mismo en la máquina es por medio de un solo eje en la parte posterior, que se apoya en dos puntos en la parte trasera de la máquina. Estos apoyos son dos baleros que están separados entre sí por una distancia de 897 mm entre centros, colocado el primero a 300 mm de la punta. Los diámetros y características de los baleros son:

Balero principal:

Rodamiento axial, doble hilera de rodillos #22230

Diámetro exterior: 270 mm

Diámetro interior: 150 mm

Balero secundario:

Rodamiento axial doble hilera de rodillos #22228

Diámetro exterior: 250 mm

Diámetro interior: 140 mm

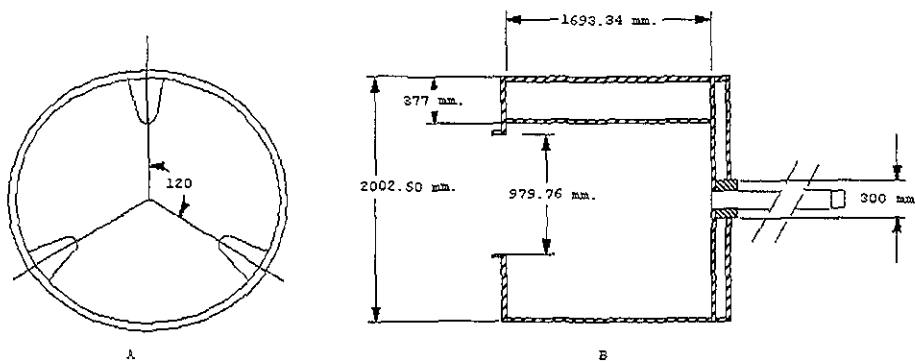


Fig 3 2
Detalle de la tina o tambor. En el dibujo A se puede observar la colocación de las paletas o batidores y su dimensión (dibujo B)

El diámetro del eje o flecha es de 150 mm y se sabe que el material de la misma es acero al carbón, sin mayores especificaciones.

El tambor de la máquina es un cilindro que tiene las siguientes dimensiones:

Diámetro:	2,000 mm
Fondo:	1,700 mm
Peso ² :	1,500 Kg

Dentro de este tambor se tienen tres golpeadores o "paletas" en forma de triángulo de 250 mm de altura por 200 mm de base. Estos golpeadores están contruidos en una sola pieza con placa de acero inoxidable AISI-304L de 3 mm de espesor y están distribuidos dentro del tambor de manera que éste se encuentre completamente balanceado, es decir colocados en ángulos de 120 grados cada uno (Fig. 3.2)

En la placa posterior del tambor se encuentra el botón o brida de sujeción del eje. Este botón es un cilindro hueco de acero inoxidable que tiene una profundidad de 170mm, un diámetro exterior de 300 mm, y un diámetro interior de 150 mm. El eje se coloca dentro de este botón con una prensa hidráulica a una presión de 30 toneladas.

Toda esta colocación o armado, se hace en línea con el eje axial del envolvente y por tanto del tambor y la flecha. Es decir que una vez armada la máquina, la cara frontal de la misma nos presenta la boca del tambor, y en la parte posterior se encuentran los baleros en sus respectivas cajas.

3.2 Descripción del Eje

En la fig. 3.3 se puede observar el plano del eje con todas las descripciones detalladas. El eje tiene un diámetro de 150 mm en su parte principal y una longitud de 1,200 mm. En su punta tiene un chaflán de 10x45 para guiar el

² Este peso incluye el peso de las paletas o batidores colocados en el interior del tambor

camino dentro del botón. A 478 mm de la punta inicia un cuñero de 124 mm de longitud, 36 mm de ancho, 10 mm de profundidad y 15 mm de radio. En este cuñero se coloca la cuña que sujeta la polea principal de la máquina. Esta polea tiene las siguientes dimensiones:

Diámetro exterior:	800 mm
Ancho:	314.5 mm
Peso:	180 Kg
Bandas:	12 tipo SPC-4500

La parte posterior o "secundaria"³ del eje tiene un diámetro de 140 mm y una longitud de 140 mm. Lleva en esta parte una rosca para la tuerca principal del tipo M2 y 50 mm de espesor. Todo el eje es de una sola pieza.

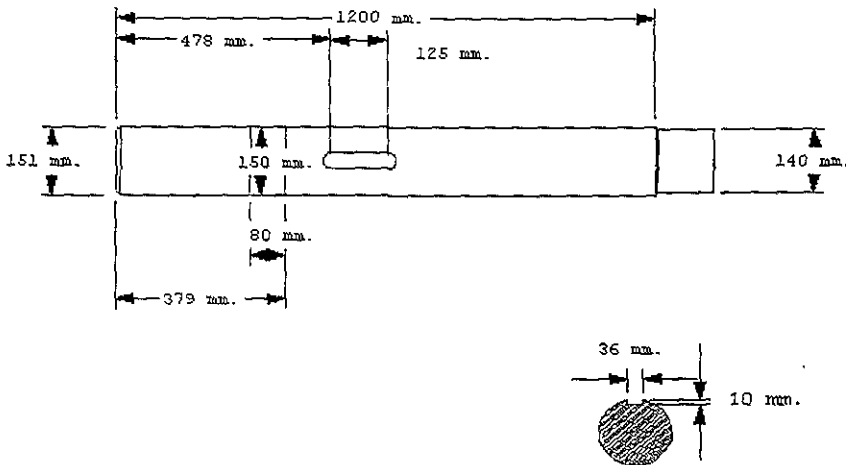


Fig. 33
Detalle del eje, dimensiones y corte transversal en el cuñero

³ En este punto es donde se coloca el balero secundario

3.3 Descripción del Montaje de la Flecha

Como ya se mencionó anteriormente, el eje se coloca dentro del botón a base de presión. El primer paso es colocar el tambor sobre su boca para facilitar la colocación completamente vertical del eje sobre el botón. Una vez colocada y verificada con plomos la verticalidad del eje, se coloca el soporte de la prensa hidráulica que será la encargada de introducir el eje al botón del tambor (Fig. 3.4). Despacio y colocando grasa y aceite en la punta de la flecha se aumenta la presión de la prensa hasta lograr que la flecha se introduzca completamente en el botón.

Una vez introducida la flecha, se debe soldar con el botón en la parte de la punta donde se encuentra el chaflán. Con esto garantizamos una mayor sujeción al tambor. Ya solamente nos resta colocar una tapa de acero inoxidable en la parte interior del tambor que es la que nos da la vista interna y protege a la flecha contra la corrosión del agua (Fig. 3.5).

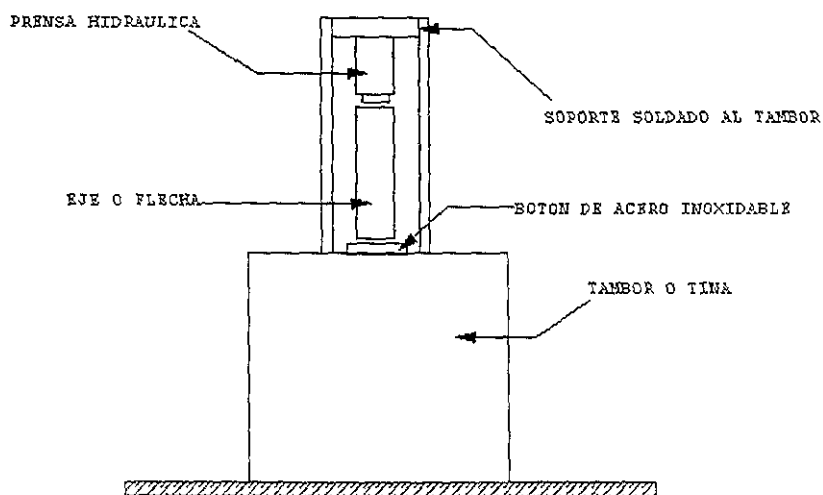


Fig 3 4
Montaje e Instalación de un eje nuevo

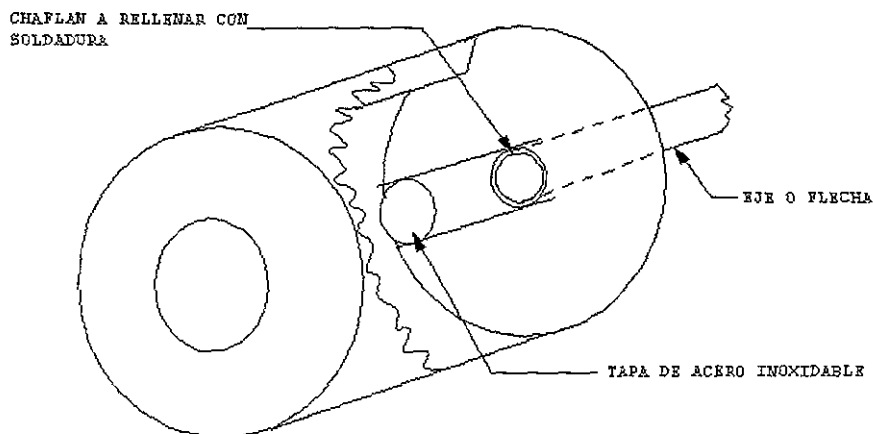


Fig. 3 5
Detalle de la colocación de la flecha

3.4 Condiciones Operativas

Las condiciones de trabajo bajo las cuales se encuentran trabajando los ejes, varían dependiendo de cada cliente y el uso que se dé a cada máquina. Es decir, dependiendo del proceso trabajado en la misma varía la carga máxima y el tiempo de lavado, lo cual nos afecta en el número de ciclos por turno de trabajo. Sin embargo como promedio las condiciones de trabajo son:

Carga Total en el Tambor:	350 Kg como máximo Esta carga se divide entre la prenda misma y la piedra o material de desgaste que se utilice
Velocidad de giro:	30 r.p.m.
Alternancia de giro:	60 seg. para cada lado con una pausa entre giros de 7 segundos

Potencia del Motor:	40 HP
Velocidad del Motor:	1,750 r.p.m.
Tipo de Transmisión:	Mecánica por medio de un reductor de engranes y reducción de dos poleas con 12 bandas en "V" ⁴

Durante el proceso, el 95% del tiempo las lavadoras tienen una carga de agua de al menos 700 litros. Esto, obviamente, hace que se requiera mayor energía para lograr el movimiento dentro de la lavadora. La fractura se presenta en promedio a las 14,400 horas de trabajo (2.59×10^7 ciclos).

3.5 Incidencias

La fractura de la flecha original se ha presentado hasta el momento en doce ocasiones, repitiéndose en cada una las condiciones generales y el número de ciclos antes mencionados. Es importante mencionar que todas las máquinas que han sufrido este problema fueron fabricadas en los primeros meses del año 1997. Lo primero que se presenta cuando hay una fractura, es una inclinación del tambor hacia la parte delantera de la máquina; el tambor "se vence". En la mayoría de los casos, esto provoca un rozamiento de la boca del tambor con la parte frontal de la máquina. En los casos más graves se llega a trozar la flecha por completo al momento de estar trabajando provocando que la misma "gire loca" sin transmitir movimiento alguno al tambor.

⁴ Bandas tipo SPC 4500

3.6 Aspecto de la fractura

La fractura se presenta como un corte en el eje o flecha de la lavadora, ubicado a 200 mm de la punta. El corte presenta líneas de fractura que van del centro hacia afuera. En la figura 3.6, se muestra una fotografía de la fractura en la cual se pueden apreciar dos tipos de fractura sobre el mismo material, el primero en la parte superior de la cara del eje donde se muestra una fractura del tipo frágil, y el segundo en la parte inferior que muestra una fractura por fatiga en la cual se puede observar el avance de la fractura en cada ciclo hasta provocar la fractura final. Un análisis más profundo de dicha fractura se presentara en el capítulo V de esta tesis.

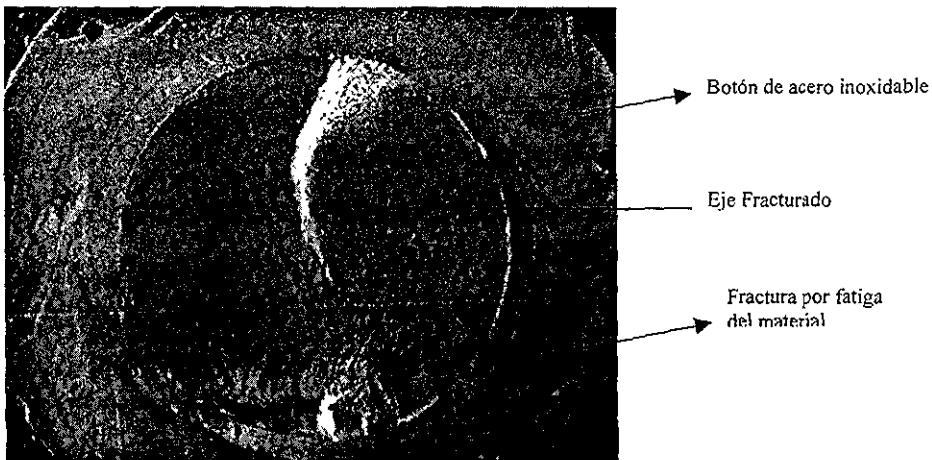


Fig 3 6 Fotografía frontal de la fractura del eje

3.7 Hipótesis de la Fractura

Como se mencionó anteriormente, las fracturas se han presentado en doce máquinas fabricadas en los primeros meses de 1997. Todas las fracturas se han presentado dentro del rango de los 2.6×10^7 ciclos. También es justo decir que las condiciones de trabajo en cada una de ellas son similares.

Es muy importante el dato de fabricación de las máquinas ya que, después de consultar con el proveedor de las mismas, hemos encontrado que esas máquinas se fabricaron con un lote de material proveniente de un tercero, el cual no entregó un certificado de calidad sobre el material.

El problema, por las condiciones en las que se presenta, puede tener básicamente dos causas, y por tanto, dos hipótesis:

1. Se cometió un error al diseñar el diámetro de los ejes. Es decir, no se tomaron en cuenta todos los factores que intervienen en el diseño del mismo.
2. El material tiene un problema de fabricación con lo cual se disminuyen la resistencia y la tenacidad del mismo, no haciéndolo apto para este tipo de trabajo.

Para comprobar estas hipótesis se harán los siguientes análisis:

- Análisis matemático de la estructura que involucra el tambor o tina de la máquina y el eje, tomando en cuenta todas las fuerzas que se aplican a la misma cuando está trabajando en planta. Este análisis matemático involucra los valores de dureza del material que fueron tomados de una muestra del mismo en el laboratorio.

- Análisis macroscópico y microscópico del material en laboratorio con el que se espera obtener más información acerca del material mismo y por tanto de sus propiedades mecánicas.

CAPÍTULO 4

CÁLCULOS

4.1 Definición del Problema

Si analizamos las cargas a las cuales se encuentra sujeto el eje, podemos resumir el problema como un problema de cargas en una viga sostenida por dos apoyos (rodamientos) con un extremo libre, en el cual se presenta un momento flexionante provocado por el cambio de sección del tambor (Fig 4.1)

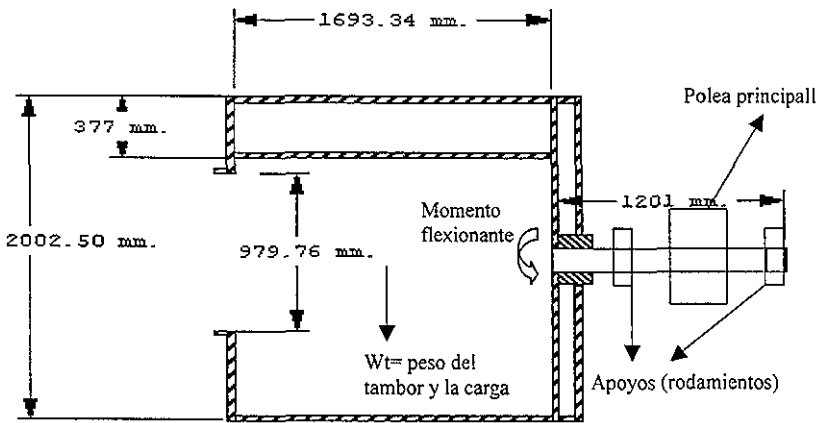


Fig 4.1 Diagrama del tambor. Se muestra el cambio de sección que provoca un momento flexionante en la punta de la flecha

Las cargas son tanto de tensión como de torsión. El diagrama de cuerpo libre de dicha viga es el mostrado en la figura 4.2.

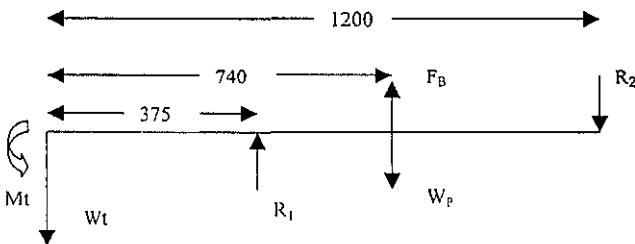


Fig 4.2 Diagrama de cuerpo libre de una viga redonda sujeta en dos puntos

En donde:

M_t = Momento provocado por el peso del tambor en la punta de la flecha

W_t = Peso total del tambor y la carga

W_p = Peso de la polea de Transmisión

F_B = Fuerza de flexión sobre el eje, provocado por la tensión de las bandas

R_1 y R_2 = Reacciones en los rodamientos

Nota: Los pesos se encuentran en Newtons (Nt)

En este diagrama se incluye el peso de la polea de transmisión, sin embargo, para los cálculos posteriores se considerará a este peso como despreciable.

4.2 Fuerzas en Bandas

Se transmite una potencia de 40 HP de la polea principal "A" a la polea "B" por medio de 12 bandas de caucho en "V". La fig 4.3 ilustra transmisiones de bandas normales y presenta las fórmulas para calcular el ángulo de contacto θ .

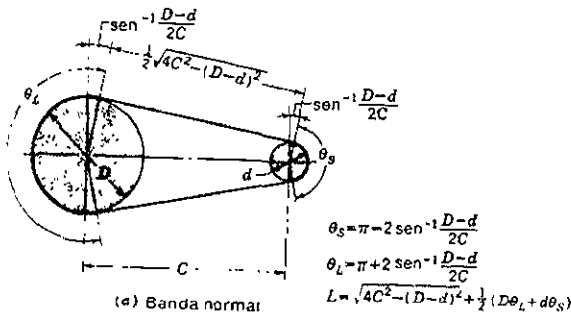


Fig 4 3 Longitudes y ángulos de contacto de bandas en disposición normal

El análisis de Firbank¹ supone que la fuerza de fricción o rozamiento sobre la banda es uniforme sobre todo el arco de contacto, y que las fuerzas centrífugas que aparecen en la correa pueden ser despreciadas. Entonces, la relación entre el lado tirante F_1 y la tensión del lado flojo F_2 es:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad 4.1$$

donde f es el coeficiente de fricción y θ es el ángulo de contacto. El coeficiente de fricción para el caso de caucho sobre acero es de 0.35. El ángulo de contacto en radianes, de la banda con la polea se obtiene de la fig 4.3 y es:

$$\theta_L = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad 4.2$$

Donde

D = diámetro de la polea mayor

d = diámetro de la polea menor

C = distancia entre centros de las poleas

Entonces:

$$\theta_L = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{800-300}{2(1,600)} = 3.4554$$

Sustituyendo este valor y el coeficiente de fricción en la fórmula 4.1 y despejando para F_1 tenemos que:

$$F_1 = 3.3514F_2 \quad 4.3$$

¹ Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ª Edición Editorial McGraw Hill

Ahora bien, la potencia transmitida por las bandas es:

$$P=(F_1-F_2)V \quad 4.4$$

Donde P es la potencia transmitida en watts y V es la velocidad lineal de la banda en $\frac{mts}{seg}$

Sustituyendo la fórmula 4.3 en la fórmula 4.4 y despejando para F_2 tenemos que

$$F_2 = \frac{P}{2.3514V} \quad 4.5$$

La velocidad lineal se obtiene de multiplicar la velocidad angular de la polea mayor (30 rpm) en radianes, con el radio de la misma, es decir:

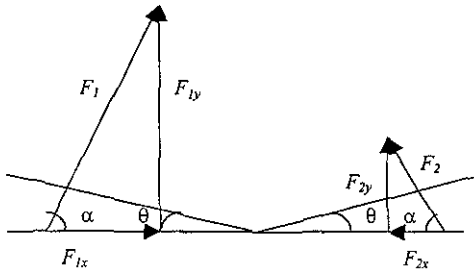
$$V=r\omega=1.2566 \frac{mts}{seg}$$

Como se mencionó anteriormente la potencia transmitida son 40 HP ó 29,828 watts. Sustituyendo estos valores en la fórmula 4.5 tenemos que

$$F_2 = \frac{29,828}{(2.3514)(1.2566)} = 10,094.8Nt$$

Por lo tanto $F_1=33,831.73Nt$

Del diagrama 4.3 podemos obtener el siguiente diagrama de las fuerzas que se presentan en la polea B



El ángulo α es la diferencia que resulta de restarle a 90° el ángulo de contacto θ y es por lo tanto:

$$\alpha = 90^\circ - \theta = 90^\circ - \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

$$\alpha = 81.01^\circ$$

Con este ángulo podemos obtener las componentes de las fuerzas y por tanto las resultantes en cada eje de las mismas, es decir:

$$F_{1y} = F_1 \text{sen} \alpha = 33,416.13 \text{Nt}$$

$$F_{2y} = F_2 \text{sen} \alpha = 9,970.80 \text{Nt}$$

$$F_{1x} = F_1 \text{cos} \alpha = 5,286.62 \text{Nt}$$

$$F_{2x} = F_2 \text{cos} \alpha = 1,577.44 \text{Nt}$$

$$\Sigma F_x = 5,286.62 - 1,577.44 = 3,709.18 \text{Nt}$$

y

$$\Sigma F_y = 33,416.13 + 9,970.80 = 43,386.93 \text{Nt}$$

Con base en estos resultados, podemos concluir que tanto el valor de la fuerza resultante en el eje X, como el peso de la polea principal, son despreciables para el cálculo de los esfuerzos estáticos y dinámicos.

4.3 Cálculo de las Reacciones

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la fig 4.2, y haciendo $\Sigma F=0$ y $\Sigma M = 0$ tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma F = 0$$

$$-W_T + R_1 + F_B - R_2 = 0$$

Despejando R1

$$R_1 = W_T - F_B + R_2 \quad 4.6$$

$$\Sigma M = 0$$

$$Mt + 375R_1 + 740F_B - 1200R_2 = 0 \text{ en donde } Mt = 850W_T$$

Entonces $Mt = 14,841 \text{ Ntm}$ y

$$R_1 = 3.2R_2 - 1.97F_B - 2.27W_T \quad 4.7$$

Sustituyendo la ecuación 4.7 en la ecuación 4.6 y despejando R2 tenemos:

$$2.2R_2 = 3.27W_T + 0.97F_B$$

De donde

$$\boxed{R_2 = 1.48W_T + 0.441F_B} \quad 4.8$$

Sustituyendo la ecuación 4.8 en la ecuación 4.6 y despejando para R_1

$$R_1 = 2.48W_T - 0.56F_B \quad 4.9$$

Sustituyendo los valores

$$W_T = 1,800 \text{ kg} = 17,460.00 \text{ Nt}$$

$$F_B = \Sigma F_y = 43,386.43 \text{ Nt}$$

Tenemos que $R_1 = 19,004.4 \text{ Nt}$ y $R_2 = 44,974.22 \text{ Nt}$

4.4 Fuerza Cortante, Momento Flexionante y Torque

Haciendo cortes en el diagrama de cuerpo libre de la fig 4.4 en las secciones A, B, y C, a una distancia x , $x = 375$, y $x = 740$, respectivamente tenemos que:

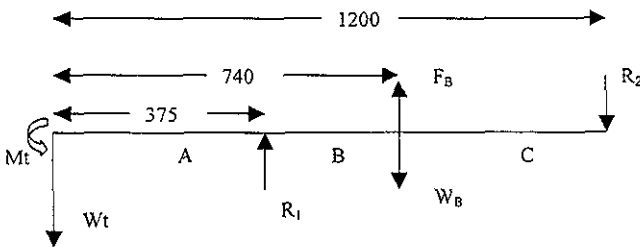


Fig 4.4 Diagrama con puntos de corte para cálculo de fuerza cortante y momento flexionante

Para A

$$\Sigma F_y = 0 = -W_T + V \quad \text{entonces } V = W_T = 17.46 \text{ KN}$$

y

$$\Sigma M = 0 = M_T + W_T X + M \quad \text{entonces } M = -M_T - W_T X$$

$$\text{para } 0 < X < 375 \text{ tenemos } M = -14.84 \text{ y } M = -21.39 \text{ KNm}$$

Para B

$$\Sigma F_y = 0 = -W_T + R_1 + V \quad \text{entonces } \mathbf{V = W_T - R_1 = -1.54 \text{ KN}}$$

y

$$\Sigma M = 0 = M_T + W_T X - R_1(X - 375) + M \quad \text{entonces}$$

$$\mathbf{M = -M_T - 375R_1 - (W_T - R_1)X}$$

$$\text{para } 375 < X < 740 \text{ tenemos } \mathbf{M = -21.39 \text{ KNm y } M = 20.82 \text{ KNm}}$$

Para C

$$\Sigma F_y = 0 = -W_T + R_1 + F_B + V \quad \text{entonces}$$

$$\mathbf{V = W_T - R_1 - F_B = -44.93 \text{ KN}}$$

y

$$\Sigma M = 0 = M_T + W_T X - R_1(X - 375) - F_B(x - 740) + M$$

$$\text{entonces } \mathbf{M = -M_T - 375R_1 - 0.740F_B - (W_T - R_1 - F_B)X}$$

$$\text{para } 740 < X < 1,200 \text{ tenemos } \mathbf{M = -20.82 \text{ KNm y } M = 0 \text{ KNm}}$$

Con estos datos se obtienen las gráficas de fuerza cortante, momento flexionante y torsión mostradas en la figura 4.5. El torque o torsión sólo tiene dos puntos, la entrada en la polea y la salida en el tambor. La torsión en los rodamientos es despreciable. El valor del torque es igual a la potencia entre la velocidad angular, es decir $T = 9.50 \text{ KNm}$

De acuerdo a los diagramas, podemos ver que el punto de fractura no se encuentra en ningún punto crítico en fuerza cortante ni en momento flexionante ni en torsión. Por tanto, para encontrar la causa de la falla debemos entrar en un análisis de esfuerzos estáticos y dinámicos de este sistema. Para estos cálculos se tomaran los valores de fuerza cortante, momento flexionante y torsión que se presentan en el punto A.

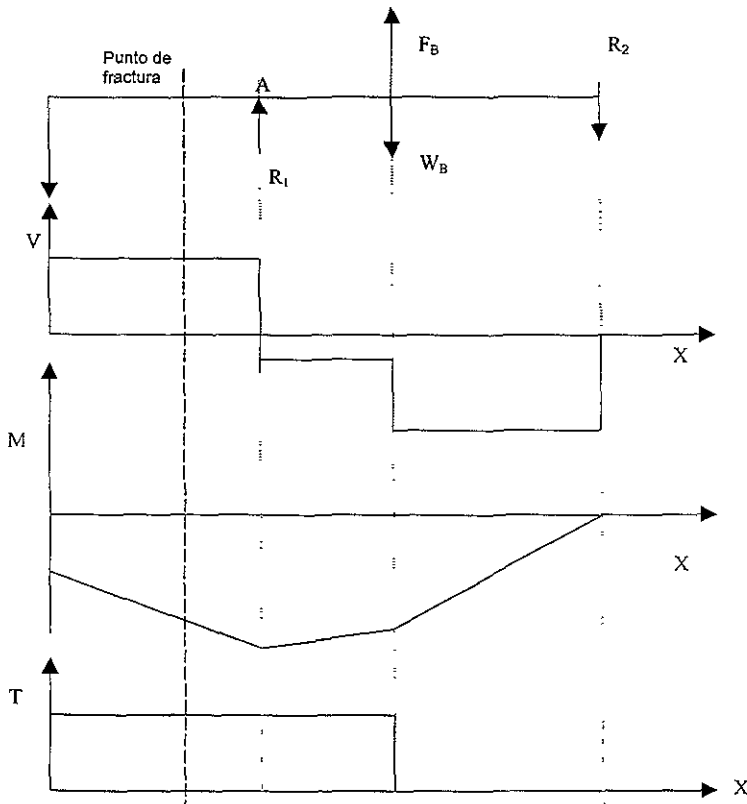


Fig. 4.5 Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y torsión

4.5 Cálculo de Esfuerzos para Cargas Estáticas

Para calcular los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometido a cargas estáticas combinadas de flexión y torsión se deben usar las fórmulas²:

$$\sigma_r = \frac{32M}{\pi d^3} \quad y \quad \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

En donde:

σ_x = Esfuerzo de Flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de Torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento Torsionante en la sección crítica

Si utilizamos el círculo de Mohr para hallar el esfuerzo cortante máximo y sustituimos σ_x y τ_{xy} obtenemos la siguiente ecuación³:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Esta ecuación se puede expresar también como el esfuerzo cortante permisible. El código de la ASME define un esfuerzo cortante permisible como

$$\tau_p = 0.18 S_{ut}$$

por lo tanto la ecuación anterior se puede expresar como

$$S_{ut} = \frac{88.89}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Con esta fórmula se obtiene el esfuerzo último a la tensión a que está sometido el material, que se debe comparar con el esfuerzo último obtenido a partir de la dureza del material obtenida en laboratorio. Entonces:

² Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell Diseño en Ingeniería Mecánica. 4ª Edición. Editorial McGraw Hill. p.729

³ Idem p 730

$$\sigma = \frac{88.89}{\pi(0.1524m)^3} \sqrt{(21.39KNm)^2 + (9.5KNm)^2}$$

$$\sigma = 187.09 \text{ MPa Teórico}$$

La dureza del material obtenida en laboratorio es de 30RC ó 285 Brinell. Para los aceros, la resistencia a la tensión en lb/pulg² es alrededor de 500 veces la dureza Brinell⁴. Por lo tanto la resistencia a la tensión S_{ut} del eje es:

$$S_{ut} = 500(285) = 142,500 \text{ psi} = 982.50 \text{ MPa}$$

y el límite de resistencia a la fatiga es 250 veces la dureza Brinell o:

$$S_n = 491.25 \text{ Mpa}$$

4.6 Teoría de la Máxima Distorsión

Esta teoría también es conocida como la Teoría de esfuerzos de Von Mises, y sostiene que cualquier material esforzado en forma elástica sufre un ligero cambio de forma, volumen o ambos. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en el material en forma de energía elástica.

Los materiales usados en ingeniería pueden soportar enormes presiones hidrostáticas ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$) sin daño. De acuerdo a esto se postuló que un material dado tiene una capacidad limitada y definida para absorber energía de distorsión (energía que tiende a cambiar la forma pero no el tamaño), y que los intentos de someter el material a cantidades mayores de energía de distorsión provocaban cedencia.

⁴ Juvinal p 212

Para trabajar esta teoría es necesario utilizar un *esfuerzo equivalente*, σ_e , definido como el valor de esfuerzo uniaxial a la tensión que producirá el mismo nivel de energía de distorsión que los esfuerzos reales indicados. Este esfuerzo es, para el caso de los esfuerzos directos σ_x, σ_y , y τ_{xy} :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Para el caso que nos ocupa, sólo están presentes σ_x y τ_{xy} , por lo tanto la ecuación se reduce a:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Como se mencionó anteriormente, este esfuerzo equivalente es el esfuerzo uniaxial a la tensión que producirá el mismo nivel de energía que los esfuerzos reales. Para comprobar si el material está dentro del rango de diseño a la fatiga, este esfuerzo se debe comparar con el límite de resistencia a la fatiga corregido S_n . Este límite, como se vio en el capítulo I, es el límite de resistencia a la fatiga S_n' , multiplicado por los factores de carga, superficie y gradiente. Si sustituimos este valor y los valores de σ_x y τ_{xy} en la fórmula anterior, ésta se convierte en:

$$S_n' C_L C_G C_S = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M^2 + 3T^2}$$

Sustituyendo los valores podemos comparar las resistencias de fatiga contra el esfuerzo equivalente, por tanto

$$491.25(0.58)(0.8)(0.9) \geq \frac{16}{\pi(0.1524)^3} \sqrt{4(21.39)^2 + 3(9.5)^2}$$

$$205.15 \text{ MPa} \geq 65.95 \text{ MPa}$$

4.7 Método de Soderberg

Otro método para comprobar que los esfuerzos que se generan en el eje no rebasen el límite de fatiga corregido es la Teoría de Soderberg, que nos dice que debemos tomar un elemento de esfuerzo en la superficie del eje que gira a ω rad/seg y un plano que pasa por la esquina inferior derecha del elemento, como se indica en la figura V.6.

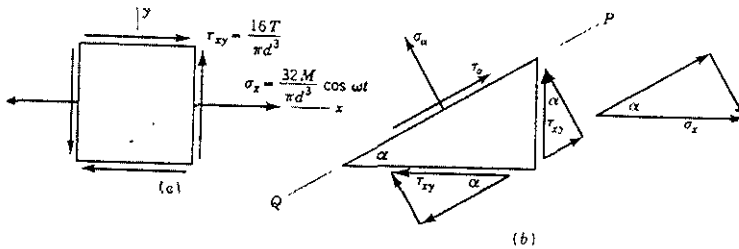


Fig 4.6 a) Elemento de esfuerzo de espesor unitario, tomado en un eje de transmisión en el que hay un esfuerzo cortante continuo τ_{xy} y un esfuerzo alternante σ_x , debido a la rotación; b) elemento cortado a un ángulo α .

De aquí obtenemos el valor del esfuerzo cortante en la cara inclinada del elemento por medio de la ecuación⁵:

$$\tau_{\alpha} = \frac{16T}{\pi d^3} \cos 2\alpha - \frac{16M}{\pi d^3} \operatorname{sen} 2\alpha \cos \omega t$$

De esta ecuación podemos obtener una gráfica llamada "Diagrama de Soderberg" en la que las ordenadas son los esfuerzos cortantes alternos,

$$(\tau_{\text{alt}} = \frac{16M}{\pi d^3} \operatorname{sen} 2\alpha), \text{ y las abscisas son los esfuerzos medios de corte estático}$$

⁵ Joseph E Shigley, Larry D Mitchell. Diseño en Ingeniería Mecánica 4ª Edición. Editorial McGraw Hill, p 734

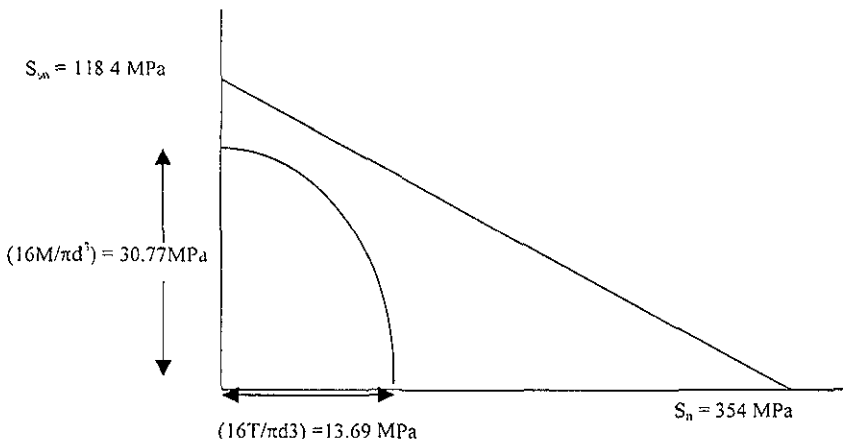
$(\tau_{\text{om}} = \frac{16T}{\pi d^3} \cos 2\alpha)$. Esta gráfica lleva además la denominada “línea de Soderberg”

que es una recta que pasa por el límite de fatiga a la cortadura completamente corregida S_{sn} y la resistencia a la cedencia S_{sy} (sin embargo, y ya que estamos analizando la de falla por fractura total, esta recta la graficaremos con la resistencia última a la tensión S_{sut}). Esta línea es la que nos marca el límite de esfuerzo que puede soportar el material. El valor de S_{se} se calcula utilizando el criterio de la energía de distorsión que dice que:

$$S_{sut} = 0.577 S_{ut} = 566.9 \text{ MPa} \quad \text{y}$$

$$S_{sn} = 0.577 S_n = 118.4 \text{ MPa}$$

Si trazamos esta gráfica con los datos que se obtuvieron anteriormente se tiene:



4.8 Resumen de Resultados:

Fuerza en bandas resultante en el eje y	43,386.93 Nt
Reacción en el rodamiento principal R1	19,004.40 Nt
Reacción en el rodamiento secundario R2	44,974.22 Nt
Momento flexionante máximo	21,390.00 Ntm
Torque	9,500.00 Ntm
Esfuerzo último a la tensión aplicado	187.09 MPa
Límite de resistencia a la fatiga calculado	491.25 MPa
Esfuerzo equivalente aplicado	65.95 MPa
Límite de resistencia a la fatiga corregido	205.15 MPa

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE LA FRACTURA

5.1 Análisis de la Fractura

La fractura que se muestra en la fig. 3.6 presenta básicamente dos secciones principales, a saber, la parte inferior, en donde se muestra una fractura con una superficie rugosa en la cual se alcanzan a ver marcas continuas y curvas, representativas de las fallas por fatiga; y la parte superior del eje en donde se presenta una fractura frágil con una fractura en diagonal representativa del corte.

La figura III.6 es una fotografía de la cara del eje que queda dentro del botón del tambor. Las figuras 5.1 y 5.2 presentan la cara del eje fracturado. En éstas, es más fácil observar con más detalle las partes de la fractura antes mencionadas.

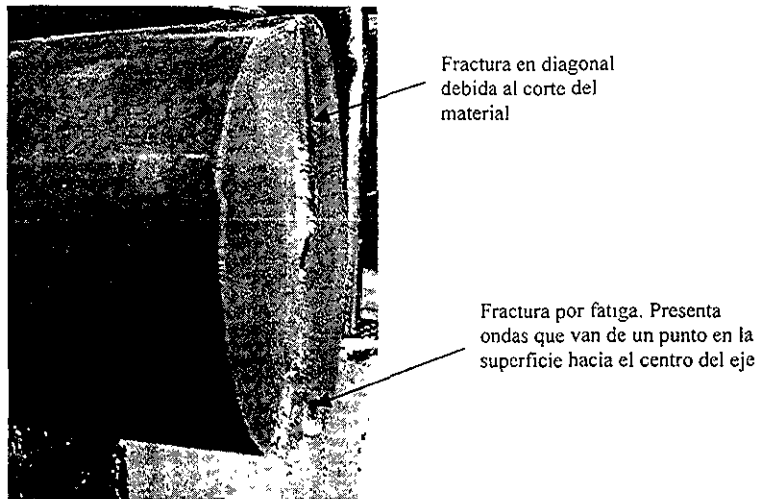


Fig 5 1 Fractura vista en la cara del eje.

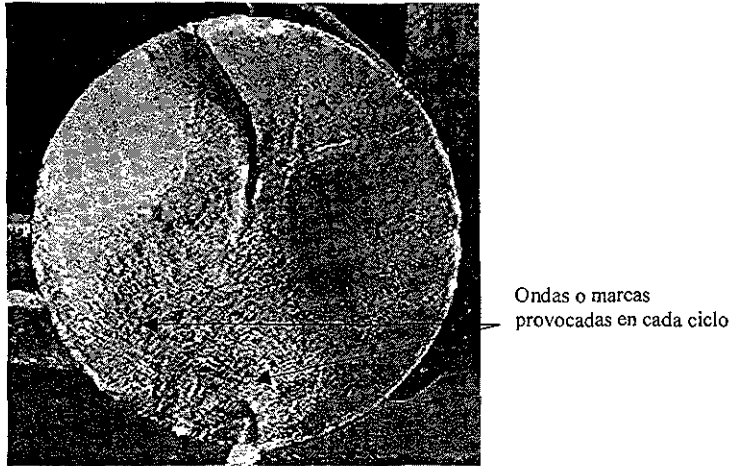


Fig 5 2 Vista frontal de la fractura en el eje

La parte superior de la fractura, en donde se presenta el corte no nos es tan interesante ya que todos los materiales que se fracturan comienzan en un punto específico y al final se rompen de manera frágil. La parte interesante de esta figura es la parte inferior en donde se presenta una falla en el material de donde se desprenden una serie de "ondas". Estas "ondas" o marcas son provocadas por la propagación de la fractura en cada ciclo que tiene el eje.

La fig. 5.3 nos presenta con más detalle esta zona de fractura.

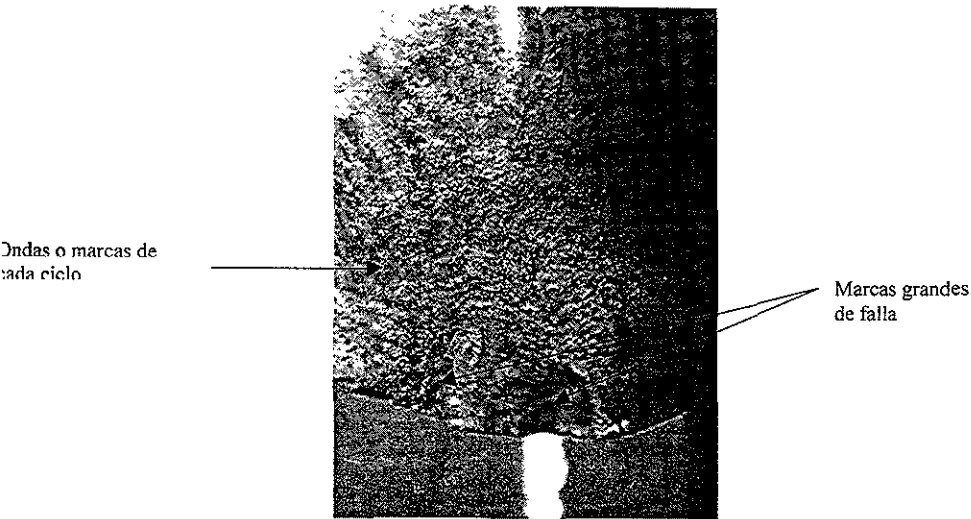


Fig. 5.3 Detalle de la fractura en la cara del eje

Se puede observar, con relativa claridad, que las ondas dibujan un sentido de crecimiento de la parte inferior del eje hacia el centro del mismo. Este crecimiento es clásico en las fallas por fatiga, ya que se inicia la fractura en un punto determinado y comienza a crecer con cada ciclo hasta llegar al punto en que el material cede por completo a los esfuerzos a los que se encuentra sujeto.

Las fotografías que a continuación se muestran son de otro caso de fractura del eje principal, en el cual se aprecia con mayor claridad el desarrollo de la fractura. En la figura 5.4 se muestra una de las caras del eje sobre el cual se presenta la fractura. Se puede observar con claridad, que se presenta un desplazamiento de la fractura desde un punto dentro del material (no sobre la superficie). Se aprecian nuevamente las "ondas" o marcas típicas de la fractura por fatiga.

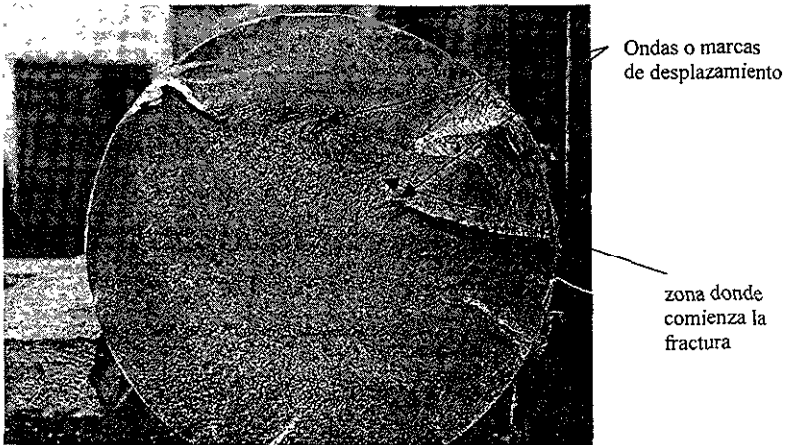


Fig 5 4 Fotografía de un eje fracturado

La figura 5.5 nos muestra con mayor detalle la zona marcada en donde parece comenzar la fractura. En esta fotografía podemos observar con mayor claridad las marcas que nacen de un punto en el centro de la marca y se van expandiendo hacia la derecha e izquierda de la marca. La figura 5.6 es una fotografía tomada con mayor acercamiento a esta zona



Fig 5 5 Detalle de la fractura Se alcanza a notar un punto de comienzo de las marcas provocadas por la propagación de la fractura

Marcas de desplazamiento



Franja central donde parece comenzar la fractura

Fig 5 6 Detalle de la zona en donde comienza la fractura

En esta fotografía se alcanza a notar un punto donde probablemente comenzó la fractura, desgraciadamente por la forma en la que se retiró el material no se puede hallar con claridad. Sin embargo, si seguimos las marcas de desplazamiento, llegamos a una franja central que puede ser una grieta interna del material.

En la siguiente sección se analizará el material a nivel microscópico. Este análisis nos servirá para determinar la calidad del material en su estructura interna.

5.2 Análisis de Material

Para hacer este análisis del material se tomó una muestra de un eje fracturado, que por cuestiones de proceso interno de colocación en fábrica, fue recubierto con una capa de soldadura para alcanzar un diámetro específico. Esta muestra se pulió y se estudió al microscopio con aumentos del 10x, 40x y 100x. La forma de la muestra es la que presenta la fig. 5.4 e incluye una franja pequeña de la soldadura, y el eje.

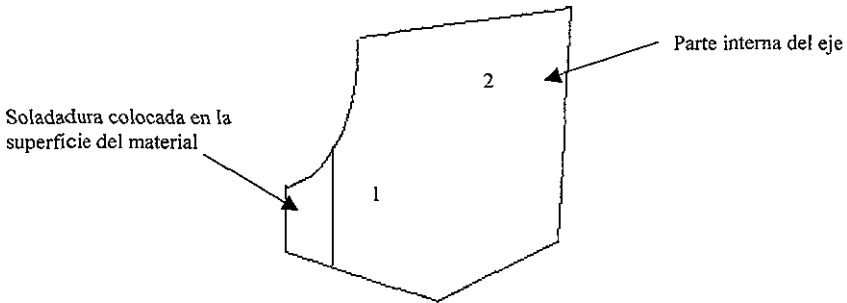


Fig 5.4 Forma de la superficie de la muestra
tomada en forma perpendicular al eje de la flecha

La forma curva de la muestra en la superficie de la flecha es una marca hecha por un disco de corte que golpeó esa zona. Sin embargo no es de mayor importancia ya que las fotos importantes están tomadas en la zona 1 y 2.

La figura 5.5, tomada en la parte inferior de la zona 1, muestra varios poros muy claros. Estos poros pueden ser provocados por corrosión, o por una mala calidad del acero.

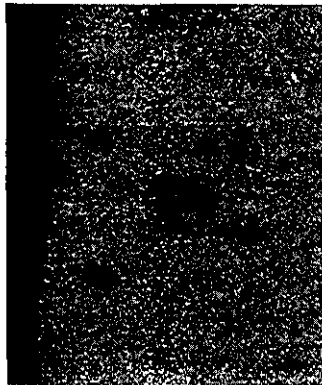


Fig 5.5 Fotografía tomada al material a través del microscopio a un aumento de 10x
Se muestran como manchas más oscuras los poros dentro del mismo material

La estructura del material en esta fotografía es una estructura martensítica. La martensita se forma cuando el enfriamiento de la austenita se realiza muy rápidamente, ocasionando que el carbono no tenga tiempo suficiente para separarse en la forma de carburo y se transforma entonces en martensita que es una estructura con grandes esfuerzos internos. La martensita como estructura es extremadamente dura, pero frágil. La figura 5.6 muestra otra vez la misma estructura pero con poros. Esta foto está tomada en la zona 2.

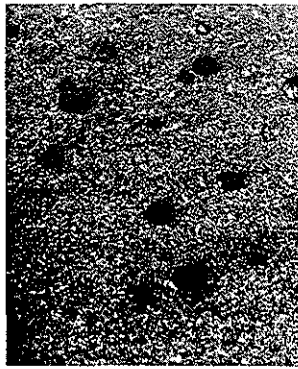


Fig 5.6 Fotografía que muestra una estructura martensítica del material llena de poros provocados quizá por mala calidad en la fabricación del material

La fig 5.7 presenta una zona en donde se encuentra un poro y una falla que aparentemente comienza en el poro hacia ambos extremos de la muestra. En la parte superior de la figura, se muestra un cambio de estructura muy marcado. Esta estructura es una estructura tipo perlítica y pertenece al material de la soldadura. El cambio de estructuras entre martensita y perlita es un cambio muy brusco. Esto puede ocasionar grandes esfuerzos internos en el material. Como se puede observar en la figura 5.8 existen varias fallas similares provocadas o generadas a partir de un poro interno del material que pueden llegar a provocar una fractura en el material si el tamaño de las mismas es lo suficientemente grande

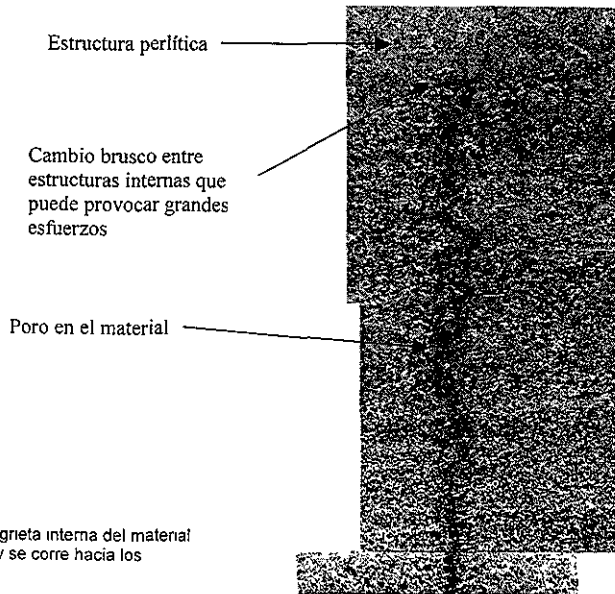


Fig 5.7 Fotografía de una grieta interna del material que comienza en un poro y se corre hacia los extremos de la muestra



Fig 5.8 Fotografía de otra grieta interna del material ocasionada por un poro. Esta también corre hacia los extremos de la muestra

La fig 5.9 es una de las fotografías más representativas de las fallas internas del material. Como se puede observar, se forma una grieta de un tamaño considerable a partir de un poro en la estructura interna del material. Esta grieta pudiera llegar a tener el tamaño suficiente como para propagarse (de acuerdo a lo visto en el capítulo 2). Esta propagación se realiza en forma exponencial con cada ciclo del eje. De esta forma se van formando las marcas que se alcanzan a ver en la fig III.5 del capítulo anterior. La estructura entre la cual se desplaza la grieta es una estructura martensítica del material. Esta foto está tomada en la parte inferior de la zona 1.



Fig 5.9 Fotografía tomada con un aumento de 40X donde se puede observar con claridad una grieta que surge a partir de un poro en la estructura del material

Las siguientes figuras nos muestran diferentes estructuras dentro del mismo material, tomadas en diferentes posiciones de la muestra. La fig 5.10 es una foto tomada en la parte superior de la zona 1 a un aumento de 40x. Se puede ver claramente el tipo de estructura bainítica que conforma esta zona del material. Llama la atención que ésta es la única zona de la muestra en donde se alcanza a distinguir este tipo de estructura, ya que el resto de la muestra tiene una estructura mayormente martensítica. Esta zona está pegada a la zona donde previamente se aplicó la soldadura. Es posible que por el calentamiento y enfriamiento del material, en el momento de la aplicación se haya formado esta estructura.

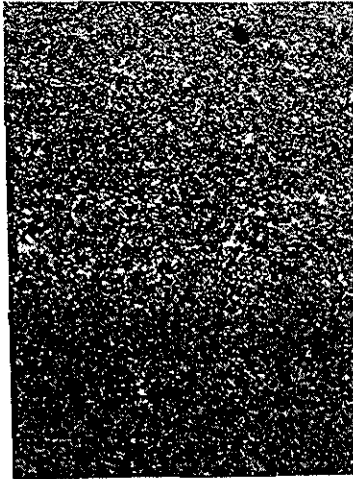


Fig 5.10. Estructura Bainítica

La fig V.11 es una fotografía también tomada con un aumento de 40x en la zona 1, la diferencia es que ésta se encuentra en la parte inferior en donde tenemos la soldadura. Aquí se puede apreciar nuevamente la estructura bainítica de la figura anterior. En esta fotografía podemos observar también cómo la estructura bainítica se mezcla con otra estructura del tipo perlítica. Esta es la estructura de la soldadura. Como podemos apreciar se presenta nuevamente la estructura bainítica junto a la soldadura, lo cual nos da mayores razones para pensar que este tipo de estructura se forma a partir del proceso de soldadura.

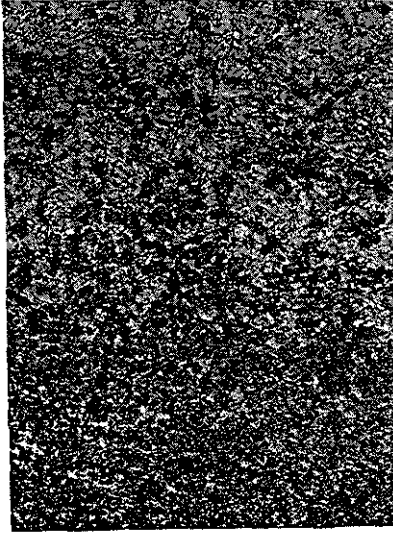


Fig 5 11 Mezcla entre la estructura bainítica y perlítica

En las figuras 5.12 y 5.13 se observa una estructura martensítica al parecer sin revenir. Estas fotografías están tomadas en la parte superior de la zona 2. Esta es la parte interior de la muestra hacia el centro del eje. Hay que resaltar la presencia de carburos en ambas figuras. La presencia de estos carburos nos indica que el acero lleva en su composición algún elemento como puede ser el Cromo (Cr). La función de estos carburos es darle mayor dureza al material.

Carburos

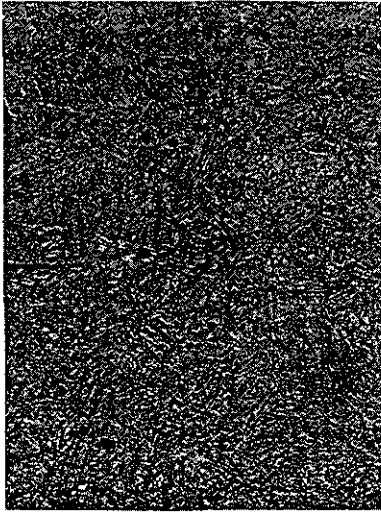


Fig 5.12 Estructura martensítica sin revenir con presencia de carburos

Carburos

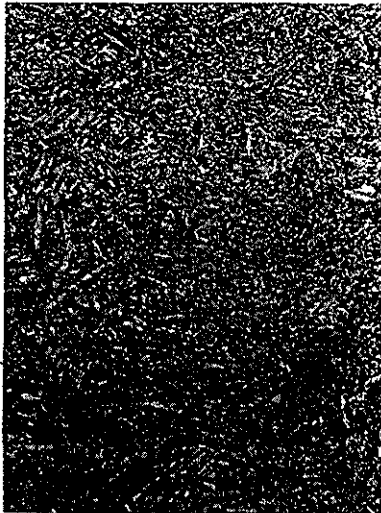


Fig 5.13 Estructura martensítica con presencia de carburos distribuidos en el material

CONCLUSIONES. –

En el capítulo 3 se mencionó que las fracturas de los ejes de las lavadoras se han presentado en varias máquinas fabricadas en los primeros meses de 1997, y que todas se presentaron dentro del rango de los 2.6×10^7 ciclos. Con base en esta información se plantearon las hipótesis de que el eje pudiera estar mal diseñado en su diámetro y/o que tuviera problemas de fabricación y por ende no tuviera la resistencia necesaria para soportar los esfuerzos a los que se encontraba sometido.

Para comprobar estas hipótesis el primer paso fue hacer un análisis estructural del sistema para analizar los esfuerzos tanto estáticos como dinámicos a los cuales se somete el eje al estar trabajando. Como se mencionó en el capítulo 3, las especificaciones del material nos eran desconocidas, por lo tanto fue necesaria la realización de una prueba de dureza del material en el laboratorio. Los resultados obtenidos de esta prueba nos dicen que el material es un acero con un 0.4-0.5% de carbono, lo cual se refleja en un acero tipo 1040-1050. Posteriormente, se utilizó este resultado en una serie de análisis que se hicieron para comparar la resistencia obtenida a partir de la dureza, contra la resistencia necesaria para soportar las cargas a las que se encuentra sometido el eje.

En los análisis que se realizaron se tomaron en cuenta todos los factores que pueden influir a provocar una falla por fatiga. Esto se debe a que la mayoría de los metales fallan por fatiga, que comienza en un punto de mayor debilidad que puede estar en la superficie o en el interior del material. Se analizaron todas las fuerzas que participan en el sistema, obteniendo así los esfuerzos estáticos y dinámicos teóricos a los cuales está sometido el eje. Estos esfuerzos teóricos se compararon con la resistencia corregida a la tensión, obtenida a partir de la dureza del material.

Los análisis realizados en el capítulo III nos dicen que la resistencia real del material, obtenida a través de la dureza, no sólo es suficiente sino que está muy *por encima de las resistencias teóricas a las cuales se somete el eje cuando está trabajando*. Los mismos análisis nos confirman que el diseño del eje considera un factor de seguridad de 3. Sabemos entonces que el diseño del eje considera perfectamente los esfuerzos a los cuales se somete en condiciones normales de trabajo con lo cual, queda descartada la primera hipótesis de este estudio.

El siguiente paso fue analizar el material y la fractura con mayor detenimiento. En la primera parte del capítulo V se pueden observar varias fotografías de la fractura en las cuales se observa con relativa claridad el avance de la fractura a lo largo del material. *Esta propagación de la fractura se realiza con cada ciclo de tensión-compresión a los cuales se encuentra sometido el material*. Dicha propagación se reconoce por las marcas en forma de "ondas" que aparecen en la superficie de la fractura, comenzando en el punto más frágil del material y hasta el punto en donde el material cede por completo y la fractura se convierte en fractura frágil. Este tipo de fractura es clásica de las fracturas por fatiga. En la figura 3.2 se observa con relativa claridad un punto que podríamos marcar como el punto más frágil en el cual comienza la fractura. Este punto se encuentra en la parte inferior del eje y se observa como una muesca.

Para poder comprobar la fragilidad del material en esos puntos es necesario tomar una muestra del mismo y observarla al microscopio. Esta fue la última parte del estudio realizado al material. En la segunda parte del capítulo 5 podemos observar varias fotografías tomadas al microscopio que nos enseñan la estructura interna del metal en las diferentes zonas marcadas. Como se explica en ese capítulo, observamos muy claramente la mezcla entre estructuras del acero del eje con el acero de la soldadura colocada alrededor. Se puede observar en la figura 5.7 cómo existe una frontera muy definida entre una estructura perlítica perteneciente a la soldadura y una estructura bainítica perteneciente al material. Esta frontera tan marcada puede provocar grandes esfuerzos internos dentro del

material, sin embargo no se encontró ningún indicio de grietas o cuarteaduras en la misma.

Se observa también en la figura 5.11 cómo se mezclan las estructuras en el punto de unión de los dos aceros, el de la soldadura y el del material. Aquí tampoco se observan puntos frágiles que pudieran dar paso a una grieta importante.

En varias partes de la muestra se encontraron zonas con varios poros repartidos en la superficie de la misma. Estos poros pueden ser provocados por corrosión o por una mala fabricación del material. En estas partes en las que se observan los poros con gran claridad (fig 5.5,6) no se alcanza a observar mayor daño en la superficie del material. Sin embargo se encontraron en diferentes partes del material, tanto en la zona interna como en la zona externa, junto a la soldadura, grietas de diferentes tamaños las cuales comenzaban en su mayoría a partir de poros internos del material. Las figuras 5.7,8 y 9 son claras muestras de cómo se propagan las grietas a partir de poros internos en el material.

Con estas fotografías podemos deducir de una manera mucho más clara el principio del problema, el cual, al parecer, se origina de fallas internas en el material provocadas por una mala fabricación del mismo. Sin embargo, para poder estar seguros de que las grietas se originaron en la fabricación del material es necesario hacer un estudio más a fondo del origen del material. Desgraciadamente, por razones de seguridad comercial, no es imposible obtener más datos del proveedor del acero o su método de fabricación.

ANEXO A

A.1 ESFUERZOS RESIDUALES DEBIDOS A LA CEDENCIA-CARGA AXIAL

Cuando una parte cede en forma no uniforme en toda la sección transversal, permanecen *esfuerzos residuales* en esa sección después que se ha retirado la carga externa. Considérese los cuatro niveles de carga una barra plana ranurada y sujeta a la tensión. Esta misma barra y los cuatro niveles de carga se representan en la columna de la izquierda de la figura A.1. Obsérvese que sólo está indicada cedencia *ligera*, no cedencia mayor tal como la que ocurre con frecuencia durante el proceso. La columna de enmedio de esta figura muestra el *cambio* en los esfuerzos cuando se retira la carga. Con excepción de A.1^a, donde la carga no fue suficiente como para causar cedencia en el fondo de la muesca, el cambio de esfuerzos al retirarse la carga no anula exactamente los esfuerzos debidos a la aplicación de carga. Por lo tanto, hay *esfuerzos residuales* después de que se ha retirado la carga. Éstos se muestran en la columna de la derecha de la figura.

Se observa en cada caso de la figura A.1, que el cambio de esfuerzo al retirar la carga, es *elástico*.

Una ayuda para entender el desarrollo de los esfuerzos residuales como los mostrados en la figura A.1 es imaginar una columna de pequeños calibradores de deformación montados desde la parte superior a la inferior de la sección con muescas. Si estos calibradores se instalan *mientras la carga se aplica en la barra*, inicialmente todos darán una lectura de cero, aunque los esfuerzos reales en la sección transversal sean como se muestra en la columna izquierda. Cuando se libera la carga a la tensión, los calibradores indicarán compresión como se muestra en la columna de enmedio de la figura. El esfuerzo promedio a la compresión indicado por los calibradores cuando se quita por completo la carga

será, por supuesto, P/A , pero la distribución de tal esfuerzo a la compresión será completamente elástica, siempre que no ocurra cedencia durante la liberación de la carga. Esto se cumple en todos los casos mostrados. Aun en A.1d, donde el cambio elástico en esfuerzo en el fondo de la muesca es $2S_y$. (el cambio promedio en esfuerzo es S_y , en el fondo de la muesca es KS_y), no ocurre cedencia.

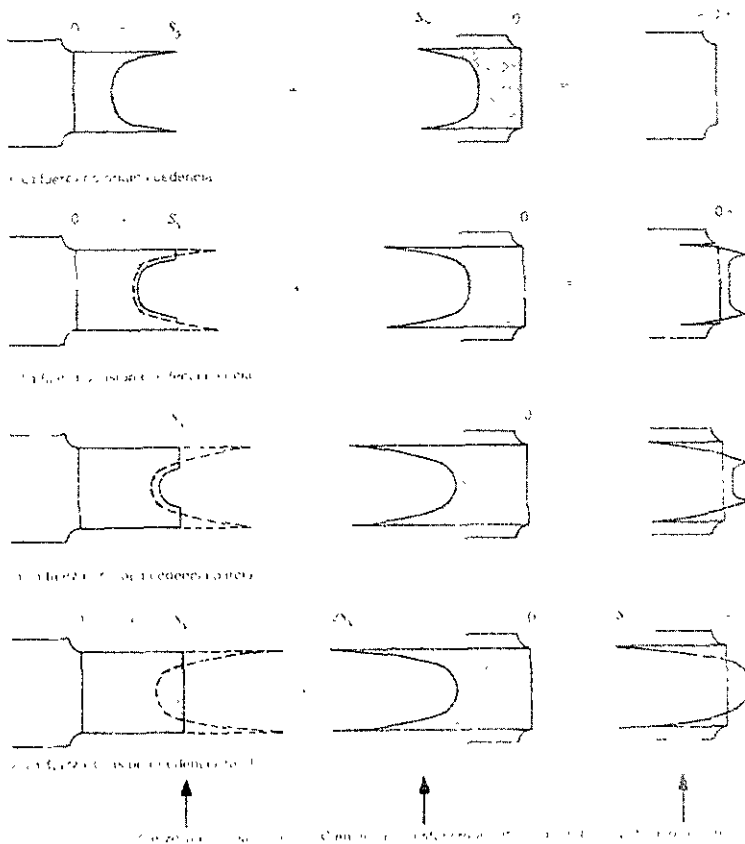


Fig A 1 Esfuerzos residuales debidos a la cedencia de una barra con muescas sujeta a la tensión con $K=2$

Suponiendo iguales resistencias a la cedencia en la tensión y en la compresión, el material en el fondo de la muesca va desde S_y en tensión con la carga aplicada a S_y en compresión cuando se libera la carga

Las curvas del gradiente del esfuerzo elástico asociadas con las diversas cargas pueden estimarse en forma gráfica, como se muestra por las líneas discontinuas en la columna de la izquierda de la figura A.1 (Obsérvese que en cada caso la curva discontinua corresponde al mismo esfuerzo *promedio* de la curva con línea continua y que el esfuerzo máximo mostrado en la curva de líneas discontinuas es el doble del esfuerzo promedio, ya que $K = 2$). Después de que se han trazado las curvas con trazo discontinuo, las curvas de liberación de carga en la columna

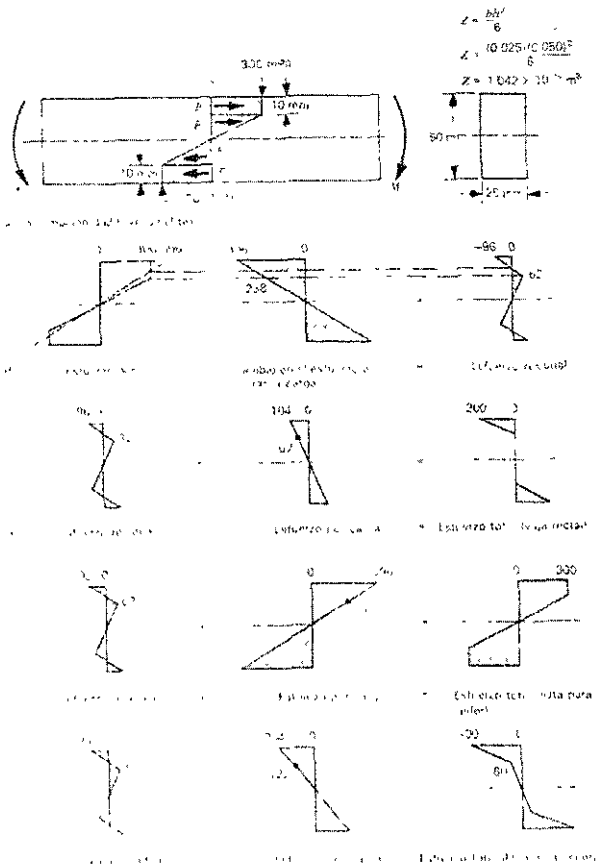


Fig A 2 Esfuerzos residuales en una viga rectangular sin muescas

central se obtienen cambiando el signo. Una vez que se entiende este procedimiento, pueden omitirse las gráficas de la columna del centro, y las curvas de esfuerzo residual se obtienen restando las curvas de trazo discontinuo de las curvas con trazo continuo en la columna de la izquierda.

Sin determinar la forma real de las curvas de distribución de esfuerzos (es decir, gradientes de esfuerzo), las curvas del esfuerzo residual obtenidas en la figura A.1 son aproximaciones. Sin embargo, reflejan el esfuerzo residual correcto en la superficie y la forma general de la curva de distribución de los esfuerzos residuales, que son asuntos de interés básico.

A.2 ESFUERZOS RESIDUALES DEBIDOS A LA CEDENCIA, FUERZA FLEXIONANTE Y FUERZA TORSIONAL

La figura A.2 ilustra los esfuerzos residuales debidos a la flexión de una viga rectangular sin muescas. La figura ilustra el caso específico de una viga de 25 x 50 mm hecha de acero que tiene una curva idealizada de esfuerzo-deformación con $S_y = 300$ MPa. El momento desconocido M_1 produce la distribución de esfuerzos mostrada en la figura A.2a, con cedencia a una profundidad de 10 mm. Se determinará primero la magnitud del momento M_1 .

Si el patrón de esfuerzo distribuido se reemplaza con fuerzas concentradas F_1 , y F_2 , en los centroides de las porciones rectangular y triangular del patrón, respectivamente, M_1 es igual a la suma de los pares producidos por F_1 y F_2 . La magnitud de F_1 es igual al producto de los esfuerzos promedio (300 MPa) por el área sobre la cual actúa (10 mm x 25 mm). En forma similar, F_2 es igual a un esfuerzo promedio de 150 MPa por una área de 15 mm x 25 mm. Los brazos de momento de los pares son 40 mm y 20 mm respectivamente. Entonces,

$$M_1 = (300 \text{ MPa} \times 250 \text{ mm}^2)(0.040 \text{ m}) + (150 \text{ MPa} \times 375 \text{ mm}^2)(0.020 \text{ m})$$

$$= 4125 \text{ Nm}$$

A continuación se determinan los esfuerzos residuales remanentes después de retirar el momento M_1 . El cambio elástico de esfuerzo debido a la remoción de M_1 es

$$\begin{aligned}\sigma = M/Z &= 4125 \text{ Nm} / 1.042 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \\ &= 3.96 \times 10^8 \text{ Pa} = 396 \text{ MPa}\end{aligned}$$

La distribución del esfuerzo elástico al retirar la carga se muestra en la gráfica del centro de A.2b. Ésta, agregada al esfuerzo de carga, da el patrón de esfuerzo residual mostrado en el lado derecho de esa figura.

La línea discontinua graficada en el diagrama de esfuerzo de carga de A.2b es la negativa del esfuerzo al retirar la carga. Ya que ambos patrones, el de trazo continuo y el discontinuo, corresponden en ese diagrama al mismo valor del momento flexionante, se puede observar la relación gráfica de que el momento del patrón de trazo continuo es igual al momento del patrón de trazo discontinuo. En forma retrospectiva, este hecho se podía haber usado para dibujar el patrón con trazo discontinuo con precisión aceptable sin hacer ningún cálculo. Obsérvese cómo los puntos en el diagrama del esfuerzo de carga sirven para localizar los puntos de cero y 62 kpulg^2 en el diagrama de esfuerzos residuales.

Tome en cuenta que en este punto se flexiona ligeramente la viga. Las zonas exteriores que han cedido debido a la carga no regresan a sus posiciones iniciales, en tanto que las que no han cedido son las porciones centrales. Entonces, se ha alcanzado un balance de estas tendencias opuestas, con lo cual el patrón residual de esfuerzos cumple las necesidades de equilibrio de $\Sigma F = 0$ y $\Sigma M = 0$. Se sabe que la viga está ligeramente flexionada mirando simplemente el patrón de esfuerzo residual. El centro que al inicio está recto y sin esfuerzos no ha cedido; por lo tanto, la viga puede volver a quedar recta sólo si queda libre de esfuerzo

La figura A.2c muestra que la condición deseada, es decir, que la parte central no tenga esfuerzos, requiere superponer una fuerza que desarrolle un esfuerzo a la compresión de 62 MPa a 10 mm abajo de la superficie. Con esta carga en su lugar, los esfuerzos totales son tal como se muestra en la parte derecha de la figura. Como los esfuerzos en el centro son cero, la viga está recta en realidad. Calcúlese ahora la magnitud del momento necesario para mantener recta la viga. Ya se sabe que un esfuerzo elástico superficial de 396 MPa está asociado con un momento de 4,125 Nm. Por simple proporción, un esfuerzo de 104 MPa requiere un momento de *1,083 Nm*.

Ahora se determinará la capacidad del momento flexionante elástico de la viga *después de haber establecido los esfuerzos residuales*. En la figura A.2d se muestra cómo se puede agregar un momento en la misma dirección de M_1 lo que superpone un esfuerzo superficial de +396 MPa sin cedencia. De los cálculos anteriores, se sabe que este esfuerzo se asocia con un momento de 4,125 Nm. Al reflexionar sobre el momento indica que esta conclusión es obvia: La *liberación* del momento original $M_1 = 4,125$ Nm no causa cedencia; de aquí que se puede volver a aplicar sin que haya cedencia. La figura A.2e muestra que en la dirección opuesta al momento original M_1 , todo lo que puede obtenerse en forma elástica es un momento que da un esfuerzo en la superficie de 204 MPa. Otra vez, por simple proporción, esto corresponde a un momento de 2,125 Nm.

El estudio anterior ilustra un principio importante:

Una sobrecarga que provoca cedencia produce esfuerzos residuales que son favorables a las cargas futuras en la misma dirección, y desfavorables a las cargas futuras en la dirección opuesta.

Además, con base en la curva idealizada de esfuerzo-deformación, el aumento en la capacidad de carga en una dirección es exactamente igual a la disminución de

la capacidad en la dirección opuesta. Estos principios pueden también aplicarse en la carga a la tensión, utilizando la figura A.1.

El ejemplo de la figura A.2 puede llevarse un paso adelante considerando el momento externo requerido para enderezar permanentemente la viga (de modo que sobre la sección en el centro no actúe esfuerzo alguno y, por consiguiente, dicha sección esté recta después de que se retire el momento que la endereza), y resulte un nuevo patrón de esfuerzos residuales.

Las barras redondas sobrecargadas a la torsión pueden tratarse en la misma forma que se hace para la barra rectangular cargada a la flexión. La introducción de concentraciones de esfuerzos ya sea en el caso a la flexión o a la torsión no implica conceptos nuevos más allá de los presentados en este anexo

BIBLIOGRAFIA

Juvinall Robert C.

FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA INGENIERIA MECANICA

1ª Ed, Editorial LIMUSA, 1999

Shigley Joseph E., Mitchell Larry D.

DISEÑO DE INGENIERIA MECANICA

4ª Ed. Editorial McGraw Hill, 1992

Baumister Theodore, Avallone Eugene A , Baumister Theodore III

MANUAL DEL INGENIERO MECANICO

2ª Ed, Editorial McGraw Hill, 1992

Bannatine Julie A, Comer Jess J, Handrock James L

FUNDAMENTALS OF METAL FATIGUE ANALYSIS

3ª Ed, Editorial Prentice Hall, 1997

Hertzberg Richard

DEFORMATION AND FRACTURE MECHANICS OF ENGINEERING MATERIALS

4ª Ed , John Wiley and Sons, 1999

METALS HANDBOOK V 9

9a Ed American Society for Metals, 1989