



CENTRO DE INGENIERIA Y DESARROLLO INDUSTRIAL

SIMULACION DEL PROCESO DE FORMADO DIMPLING Y  
ANALISIS BASADO EN VIDA POR FATIGA

# Tesis

QUE PARA OBTENER EL GRADO ACADEMICO DE

*Maestro en Ciencia y Tecnología  
en la Especialidad de Diseño Mecánico*

PRESENTA

005902

José Luis González López



Santiago de Querétaro, Qro., México, Septiembre del 2009.



CIENCIA Y TECNOLOGÍA

Director de Posgrado  
PICYT – CIDESI  
Querétaro

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del alumno José Luis González López, una vez leída y revisada la Tesis titulada “Simulación del Proceso de Formado Dimpling y Análisis Basado en Vida por Fatiga”, aceptamos que la referida tesis revisada y corregida sea presentada por el alumno para aspirar al grado de Maestro en Ciencia y Tecnología en la opción terminal de Diseño mecánico durante el Examen de Grado correspondiente.

Y para que así conste firmamos la presente a los \_\_\_\_\_ días del mes de \_\_\_\_\_ del año dos mil nueve.

**Dr. Carlos Rubio González**  
Tutor Académico

**M.C. Vicente Bringas Rico.**  
Tutor en Planta



CIENCIA Y TECNOLOGÍA

Director de Posgrado  
PICYT – CIDESI  
Querétaro

Los abajo firmantes, miembros del Jurado del Examen de Grado del alumno José Luis González López, una vez leída y revisada la Tesis titulada “Simulación del Proceso de Formado Dimpling y Análisis Basado en Vida por Fatiga”, aceptamos que la referida tesis revisada y corregida sea presentada por el alumno para aspirar al grado de Maestro en Ciencia y Tecnología en la opción terminal de Diseño Mecánico durante el Examen de Grado correspondiente.

Y para que así conste firmamos la presente a los \_\_\_\_\_ días del mes de \_\_\_\_\_ del año dos mil nueve.



**Dr. Joaquín Pérez Meneses**

Presidente



**Dr. Juan Carlos Rosete Fonseca**

Secretario



**Dr. Víctor Manuel Sánchez Cabrera**

Vocal



**Dr. Ulises Sánchez Santana**

Vocal



**Dr. Carlos Rubio González**

Vocal

# Agradecimientos

## **Gracias a Dios**

Por permitirme llegar hasta este momento tan importante de mi vida y lograr otra meta más en mi carrera.

## **Gracias a mi amor Eva**

Por tu apoyo, comprensión y amor que me permite sentir poder lograr lo que me proponga. Gracias por escucharme y por tus consejos (eso es algo que lo haces muy bien). Gracias por ser parte de mi vida; eres lo mejor que me ha pasado.

## **Gracias a mis padres Yola y Luis**

Por su cariño, comprensión y apoyo sin condiciones ni medida. Gracias por guiarme sobre el camino de la educación.

---

---

# INDICE

## SIMULACION DEL PROCESO DE FORMADO DIMPLING Y ANALISIS BASADO EN VIDA POR FATIGA.

**Resumen**  
**Nomenclatura**

<b>Capítulo 1</b>	<b>Antecedentes</b>	<b>1</b>
	i.- Antecedentes	
	ii.- Problemática	
	iii.- Objetivo	
	iv.- Justificación.	
	v.- Alcance	
	vi.- Funcionamiento de la máquina dimpling.	
<b>Capítulo 2</b>	<b>Resistencia a la fatiga</b>	<b>13</b>
	2.1. Teorías sobre la fatiga.	
	2.2. Descripción de carga cíclica.	
	2.3. Curvas de Vida (S-N).	
	2.4. Límite de Fatiga o límite de resistencia a la fatiga	
	2.5. Estimación de vida y familias de curvas S-N.	
	2.6. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.	
	2.6.1. Factor de superficie.	
	2.6.2. Factor de tamaño.	
	2.6.3. Factor de carga $K_c$ .	
	2.6.4. Factor de temperatura $K_d$ .	
	2.6.5. Factor de efectos diversos $K_e$ .	
	2.7. Criterios de efecto de esfuerzo medio.	
<b>Capítulo 3</b>	<b>Propiedades mecánicas del material</b>	<b>37</b>
	3.1. Propiedades mecánicas del material.	
	3.2. Funciones del sistema dimpling.	
	3.2.1. Dimpling pin.	

---

---

- 3.2.2. Soporte del proceso dimpling.
- 3.2.3. Puente y buje guía.
- 3.3. Método de elemento finito.
- 3.4. Simulación numérica del proceso de dimpling.

## Capítulo 4 59

Análisis por fatiga de los componentes

## Capítulo 5 74

Análisis por fatiga de los componentes puente y perno

## Capítulo 6 85

Comparación del análisis numérico con resultados experimentales

**Conclusiones y discusiones 92**

**Anexos 94**

- A.1. Características del acero AISI 4140 normalizado.
- A.2. Características del acero usado en el tubo de la bolsa de aire.
- A.3. Datos característicos del acero 4140T.
- A.4. Propiedades monotónicas y Tensión Totalmente Invertido, des entalladura en la flexión de límites de fatiga S en algunas aleaciones de ingeniería.
- A.5. Planos del sistema dimpling.

**Bibliografía 117**

---

---

# RESUMEN

El se analizarán dos componentes principales que pertenecen a una máquina diseñada para la producción de tubo para bolsa de aire Autoliv. Para obtener un tubo terminado se requieren de varios procesos (cortado de tubo, extruidos por ambos lados, dimpling spot face, rimado, soldado por fricción, llenado y taponeado), este tubo sirve como depósito de aire para las bolsas de aire de los vehículos automotores. Estos componentes de la máquina mencionada anteriormente requieren de su análisis debido al daño que están presentando durante el proceso de formado dimpling. Los componentes a analizar son el perno soporte y puente, son dos componentes que ayudan a generar dos procesos en el tubo (dimpling y spot face). El proceso deformado o dimpling, se modela numéricamente a través de un análisis elastoplástico; enseguida se determina la carga a la que están sujetos cada uno de los componentes, perno y puente. Con esta carga se analizó por medio del análisis de elemento finito los esfuerzos a los que está sometido cada componente y definir si el diseño de cada elemento es óptimo también se aplicarán 4 herramientas de criterio de falla para evaluar los elementos mediante un análisis de fatiga y definir la optimización de los mismos. Todo esto para lograr una vida más larga de los componentes y minimizar los costos por mantenimiento. Al final los resultados del análisis elastoplástico del proceso de formado son comparados con mediciones experimentales de la carga y desplazamiento del indentador, obteniendo una muy buena correlación; lo cual valida la simulación numérica del proceso.

## NOMENCLATURA

$\Delta\sigma$	Rango de esfuerzo.
$\sigma_{\max}$	Esfuerzo máximo.
$\sigma_{\min}$	Esfuerzo mínimo.
$\sigma_m$	Esfuerzo a medio intervalo.
$\sigma_a=S_a$	Amplitud de esfuerzo.
$\sigma_\gamma$	Intervalo de esfuerzo.
$\sigma_s$	Esfuerzo constante o estático.
<b>R</b>	Cociente de tensiones.
$N_f$	Número de ciclos de fatiga.
<b>C</b>	Exponente de ductilidad a la fatiga.
<b>D</b>	Constante.
<b>B=b</b>	Exponente.
$\sigma_f$	Resistencia de fractura.
<b>b</b>	Exponente de resistencia a la fatiga.
<b>P1</b>	Prueba uno probeta.
<b>P2</b>	Prueba dos probeta.
<b>P3</b>	Prueba tres probeta.
<b>X</b>	Promedio de las tres pruebas.
$\hat{\epsilon}_f$	Coefficiente de ductilidad.
$\sigma_f$	Coefficiente de resistencia a la fatiga.
<b>S<sub>f</sub></b>	Resistencia a la fatiga.
<b>S<sub>e</sub></b>	Limite de resistencia a la fatiga.
<b>S<sub>ut</sub></b>	Resistencia ultima a la tensión.
<b>F<sub>rt</sub></b>	Fuerza de reacción total.
<b>F<sub>R-perno</sub></b>	Fuerza de reacción perno.
<b>F<sub>R-Puente</sub></b>	Fuerza de reacción puente.
<b>A</b>	Razón de amplitud.



# CAPÍTULO 1

## ANTECEDENTES.

Con el gran incremento en accidentes vehiculares, las empresas automotrices se han visto en la necesidad de gastar más dinero en el desarrollo de tecnología para la seguridad del ser humano. Añadiendo más posiciones de bolsas de aire en el vehículo, es decir si antes solo se contemplaban bolsas de aire para el conductor y el copiloto ahora es riguroso que también los pasajeros tengan esta seguridad. Estos sistemas de seguridad han tenido una gran demanda en los Estados Unidos debido a las nuevas normatividades que aplican en los nuevos vehículos automotores de tener más puntos de seguridad en los vehículos. Con todos estos cambios, los constructores de bolsas de aire han tenido que aumentar su producción, provocando una nueva generación de maquinaria, que aumentara y cumpliera con la creciente demanda. El depósito de aire para la bolsa, es una parte fundamental en el ensamble de bolsa de aire. Las partes que componen la bolsa de aire son: deposito de aire o contenedor, chispa o detonador de aire y la bolsa.

El producto motivo de esta tesis es la manufactura del depósito o contenedor de aire Fig. A.1. Para la manufactura del depósito de aire se parte de un tubo de cierto calibre y diámetro, para lograr su transformación a un producto que funja como contenedor de aire se llevan a cabo varios procesos que son: procesos de cortado, formado, embutido o formado de dimpling y barrenado.



Fig. A.1. Tubo contenedor de aire para las bolsas de aire.

### *Proceso de Corte.*

Es un proceso de habilitado del material (Fig. A.2), es decir la materia prima viene en atados en tubos de 6 m que son alimentados a una máquina que corta los tubos en tramos iguales de acuerdo a la programación y la producción; de esta máquina los tubos cortados salen a granel donde el operador tendrá que ordenarlos y contarlos para después pasarlos a las prensas de formado del tubo.

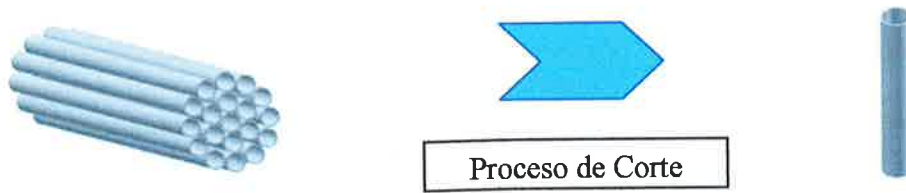


Fig. A.2. Proceso de transformación del tubo

**Proceso de Formado.**

El formado es un proceso que se realiza mediante una prensa hidráulica, donde el operador llena un *magazine* de tubos de aproximadamente entre 600 a 1200 tubos, esto depende del diámetro del tubo. Este *magazine* es alimentado a la prensa que automáticamente toma cuatro tubos a la vez y los inserta en unas cavidades o moldes, una vez que deja éstos en posición la parte superior de la prensa baja y conforma el tubo (Fig A.3 Proceso de formado). Un brazo automático toma estos cuatro tubos ya formados y deja cuatro nuevos para conformar. Este proceso se lleva en aproximadamente 16 seg, desde que toma los tubos, los conforma y los tira en un deposito.

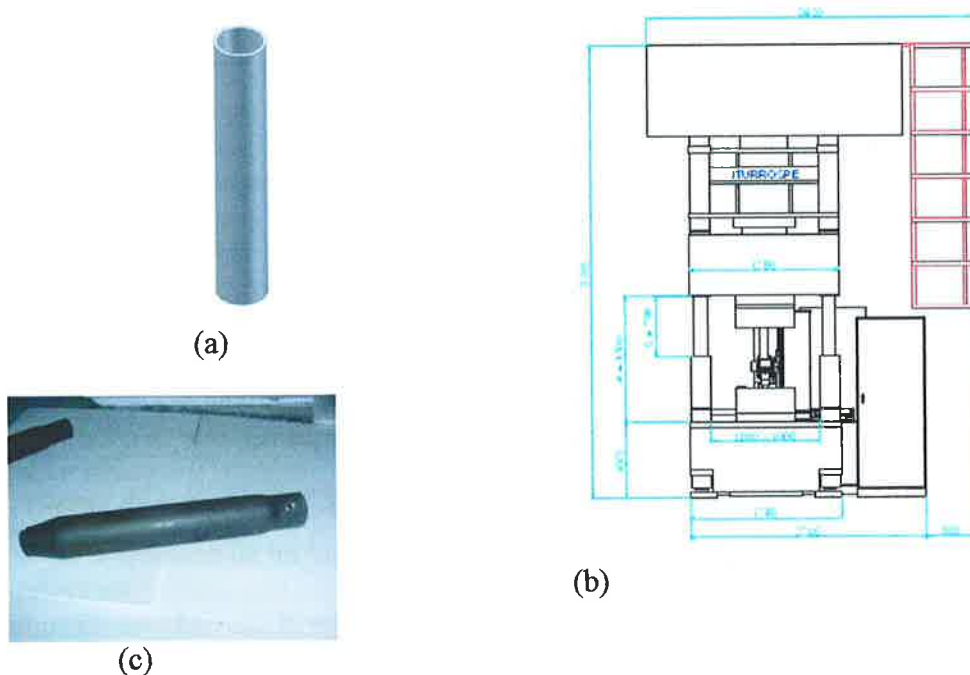


Fig A.3(a) El proceso que se lleva a cabo primeramente con el corte del tubo la longitud depende de la producción después este, entra en la prensa Iturrospe (b) y extrulle los dos

lados del tubo formando cuellos en el tubo solo en las orillas figura (c).

El proceso de formado de *dimpling*, barrenado y rimado se realizaba en una máquina llamada “máquina *dimpling*”. Hasta antes del diseño de la máquina automática *dimpling* el proceso de barrenado, *dimpling* y rimado era realizado en forma manual. Este proceso se realizaba colocando los tubos en forma vertical con el cuello hacia abajo donde el operador oprímía un botón y éste era sujetado por medio de un *clamp* para después realizarse el *dimpling*, barrenado y rimado por el lado contrario al cuello. La producción general de estas máquinas manuales es de 2200 pza/turno, considerando los turnos de 7.5 hrs.

El diseño de esta maquinaria benefició en gran medida a la empresa debido a que la cantidad de producción aumentó en un 200 %

Fue así como la empresa automotriz solicitó al Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial el desarrollo de una máquina *dimpling* que adicionalmente les realizará el barrenado con caja (*spot face*) y rimado. Este último solo en tubos de 30 mm de diámetro, en suma 11 modelos que se pueden caracterizar solo en tres grupos que son los de diámetro de 25, 30 y 35 mm, todos estos llevan el proceso de *dimpling* y *spot face*.

Los requerimientos del cliente consisten adicionalmente en:

- Carga y descarga automática. Es decir la máquina deberá estar unida a la salida de la prensa la cual genera los dos cuellos en los extremos del tubo. El transporte de los tubos de la prensa hacia la máquina, orientar el tubo y colocarlo para el proceso de *dimpling* y *spot face*, para después sacarlo y depositarlo en unos contenedores.
- Cumplir con la velocidad de la prensa, obtener 4 piezas cada 16 seg. maquinadas
- Obtener la calidad de posicionamiento del *spot FACE* con respecto al *dimpling* según los planos del tubo.

En esta tesis se analizará el proceso que se lleva a cabo para la generación del tubo o depósito de aire. En específico el proceso de *dimpling*.

#### ***Proceso de barrenado o Spot face.***

Es la creación de un barrenado por medio de una broca escalonada (Fig. A.4) esto genera un barrenado con caja de diámetro de 7.14 mm con un barrenado piloto de 3.17 mm. En este barrenado la profundidad de la caja esta tolerada y para la empresa este valor es crítico el rango en es de  $0.62 +0.13/-0.17$  mm.

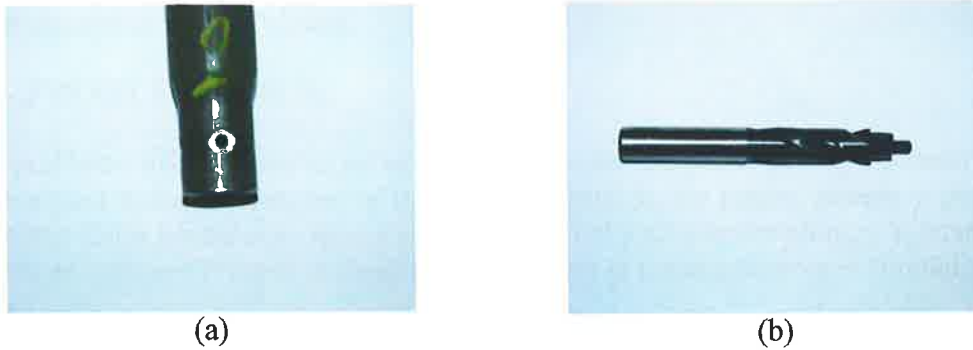


Fig. A.4. (a) Barreno spot face terminado, (b) herramienta para realizar el barreno.

### ***Proceso dimpling (embutido).***

Es un proceso de deformado de tubo por medio de un punzón calibrado, esta deformación sirve a la empresa para localizar la posición del tubo cuando se realiza el proceso de llenado Fig A.5. El punzón es una semiesfera de radio 1.59 y la profundidad de la indentación es de  $1.59 \pm 0.13$  mm. Este proceso se lleva a cabo mediante un pistón hidráulico de diámetro 1-1/2" que genera una fuerza de 1.5 tons para el formado del dimpling.

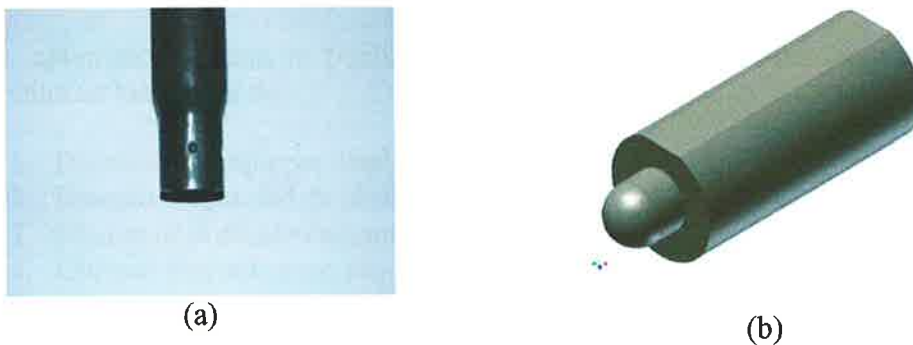


Fig A.5 Proceso dimpling (a) tubo después del proceso dimpling. (b) herramienta para realizar el dimpling o embutido.

### ***Proceso de rimado.***

Es un proceso de arranque de material por medio de un herramental para dejar el barreno en la medida requerida, este proceso es de acabado final.

### ***Índices de comportamiento de máquina.***

Es un estudio que se realiza para la liberación de la maquina con un muestreo de 100 piezas para observar el comportamiento de repetibilidad de las mediciones

que son críticas para el cliente.

## **ii.- PROBLEMÁTICA.**

El problema que se observó en la operación de las máquinas para el formado de tubos para bolsa de aire, fue la fractura frecuente de los piezas, puente y perno soporte. Estas piezas son críticas en el proceso del formado dimpling, y sujetan la pieza de trabajo y resisten la carga transmitida por el punzón durante el formado.

## **iii.- OBJETIVO.**

El objetivo del presente trabajo es optimizar el diseño de los componentes que por su uso dentro del sistema dimpling se consideran como los que están bajo una carga cíclica de esfuerzo y por lo tanto se están dañando. Primeramente se analizará la carga a la que están sujetos estos componentes debido al proceso de dimpling, para después saber que esfuerzos deberían estar soportando para así optimizar el diseño. Se deben considerar los siguientes puntos para mejorar los elementos:

1. Funcionamiento del sistema dimpling.
2. Espacios requeridos de movimiento del sistema
3. Material de fabricación de los elementos
4. La intercambiabilidad de piezas.

Esta optimización tiene la finalidad de mejorar las condiciones de uso de la máquina en los puntos de:

1. Disminuir tiempo por cambio de herramental
2. Disminuir cantidad de piezas en *stock*.
3. Disminuir el mantenimiento correctivo.
4. Obtener mayor tiempo productivo de máquina.
5. Disminuir tiempos muertos.

Los elementos que se analizarán son el perno y el puente soporte, se ha observado que estos dos elementos sufren daño por fatiga durante el proceso *dimpling*.

## **iv.- JUSTIFICACION**

Es necesario crear un sistema *dimpling* de mayor durabilidad, y que para el cliente represente bajo costo en mantenimiento así como paros innecesarios durante su periodo de trabajo. Este equipo en particular trabaja bajo condiciones de abrasión por esto es usado un refrigerante en el proceso de barrenado, existe abrasión por contacto de rebaba proveniente de este mismo proceso, calentamiento producido por el mismo y variables que afectan directamente al comportamiento de los herramientas.

## v.- ALCANCE

Los siguientes puntos nos indican qué es lo que se espera de este trabajo que coadyuvará en la optimización de los herramientas y a obtener una mayor durabilidad de los mismos.

- Escoger el material más indicado para los herramientas.
- Optimizar el diseño mejorando puntos de apoyo para aumentar la vida de los herramientas.
- Optimizar el diseño mejorando desde la manufactura de los componentes de estudio
- Optimizar el diseño desde el aspecto de durabilidad para preveer el cambio de los herramientas.

La parte más importante motivo de este trabajo es el sistema *dimpling* que es donde se lleva a cabo este proceso y particularmente los elementos perno y puente soporte.

## vi. FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA DIMPLING.

La máquina está unida a la prensa Iturraspe por medio de un manipulado externo. El funcionamiento del sistema es:

1. Una vez que el manipulador de la prensa Iturraspe recoge los tubos en forma vertical ya formados, el carro del manipulador externo de la máquina *dimpling* entra por los cuatro tubos en el espacio del manipulador de la prensa y éste le entrega los tubo sujetándolos por medio de una pinzas neumáticas. El manipulador de la prensa va por nuevos tubos para su formado. Mientras que el carro se mueve a una posición para el dimensionamiento del tubo.
2. El carro del manipulado externo de la máquina *dimpling* ahora se mueve a la posición de entrega de tubos al receptáculo. Este los toma y los gira 90°, para colocar el tubo ahora en posición horizontal con el cuello del tubo hacia en enfrente. Este mismo sistema también los separa.
3. El receptáculo sube y se los entrega al manipulador interno que los toma y los lleva directo a las mordazas, estas los toman y los llevan a la referencia de enfrente que chocan con la placa que les da la altura de *spot face*.
4. Una vez referenciado el *dimpling* baja para que el puente soporte apoye el tubo, cuando ha llegado a esta posición el sistema *dimpling* se acciona, y el pistón hidráulico sube penetrando el tubo formando el *dimpling* con una profundidad de  $1.59 \pm 0.13$

5. Después de este proceso se acciona el taladro superior entra para realizar el barrenado de *spot face*. Este barrenado llega hasta una altura y regresa al mismo tiempo que regresa el *dimpling*.
6. Después sube el sistema *dimpling* liberando el tubo, el manipulado interno va por los tubo, los retira de los ya barrenados y coloca nuevos tubos.
7. Los tubos ya proccsados los tira en un contenedor.
8. El proceso se repite.

Todos estos movimientos se llevan a cabo en un tiempo no mayor a los 16 seg es decir que cada 16 seg salen 4 piezas ya con *dimpling* y *spot face*.

Enseguida se muestran tres figuras de la máquina *dimpling* diseñada. La Fig. A.6. Se muestran las partes principales de la máquina *dimpling*. La Fig. A.7 muestra una vista frontal de la máquina completa describiendo sus dimensiones generales. La Fig. A.8. muestra una vista superior de la máquina *dimpling*.

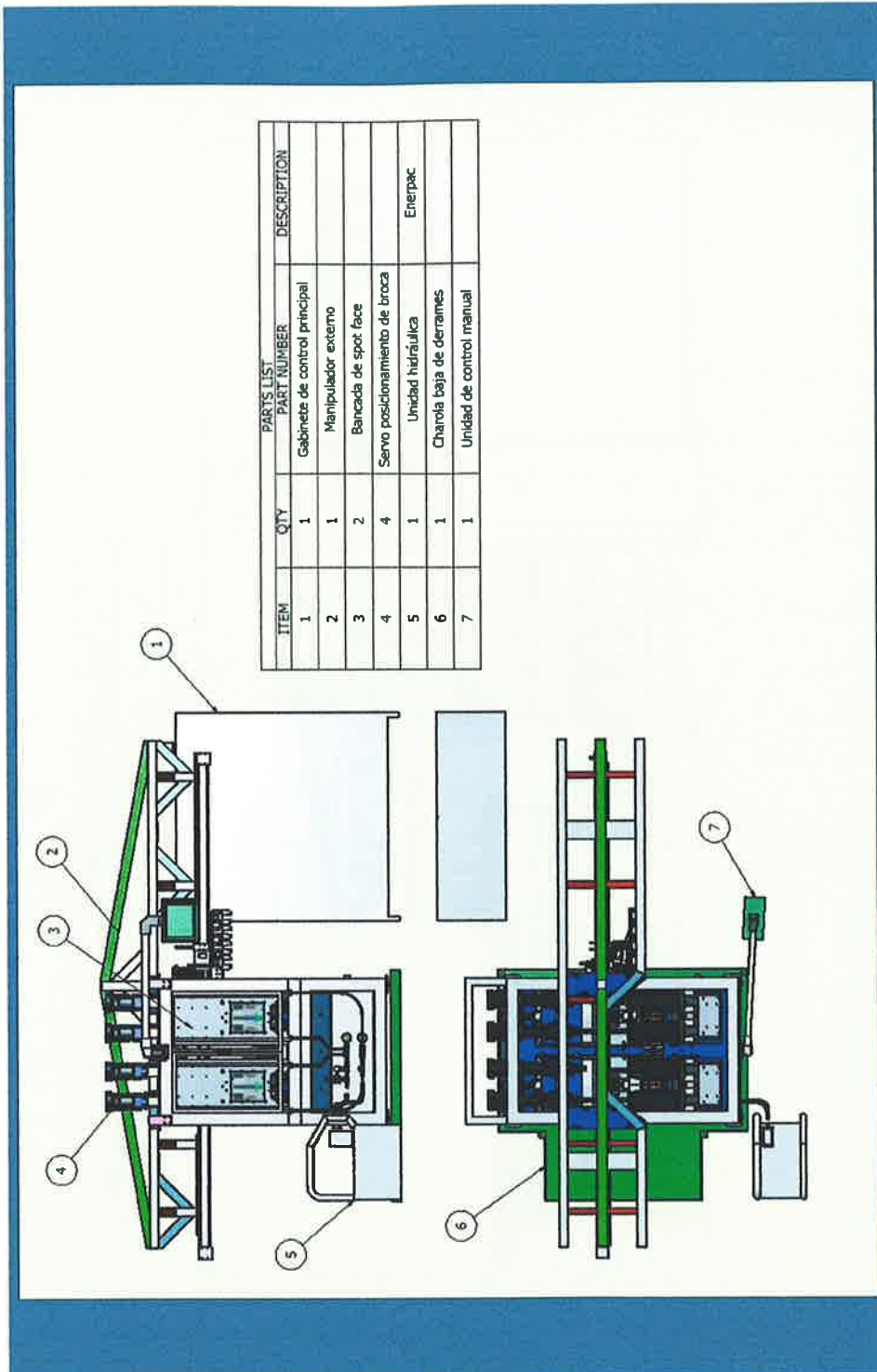


Fig. A. 6. Principales partes de la máquina dimpling.



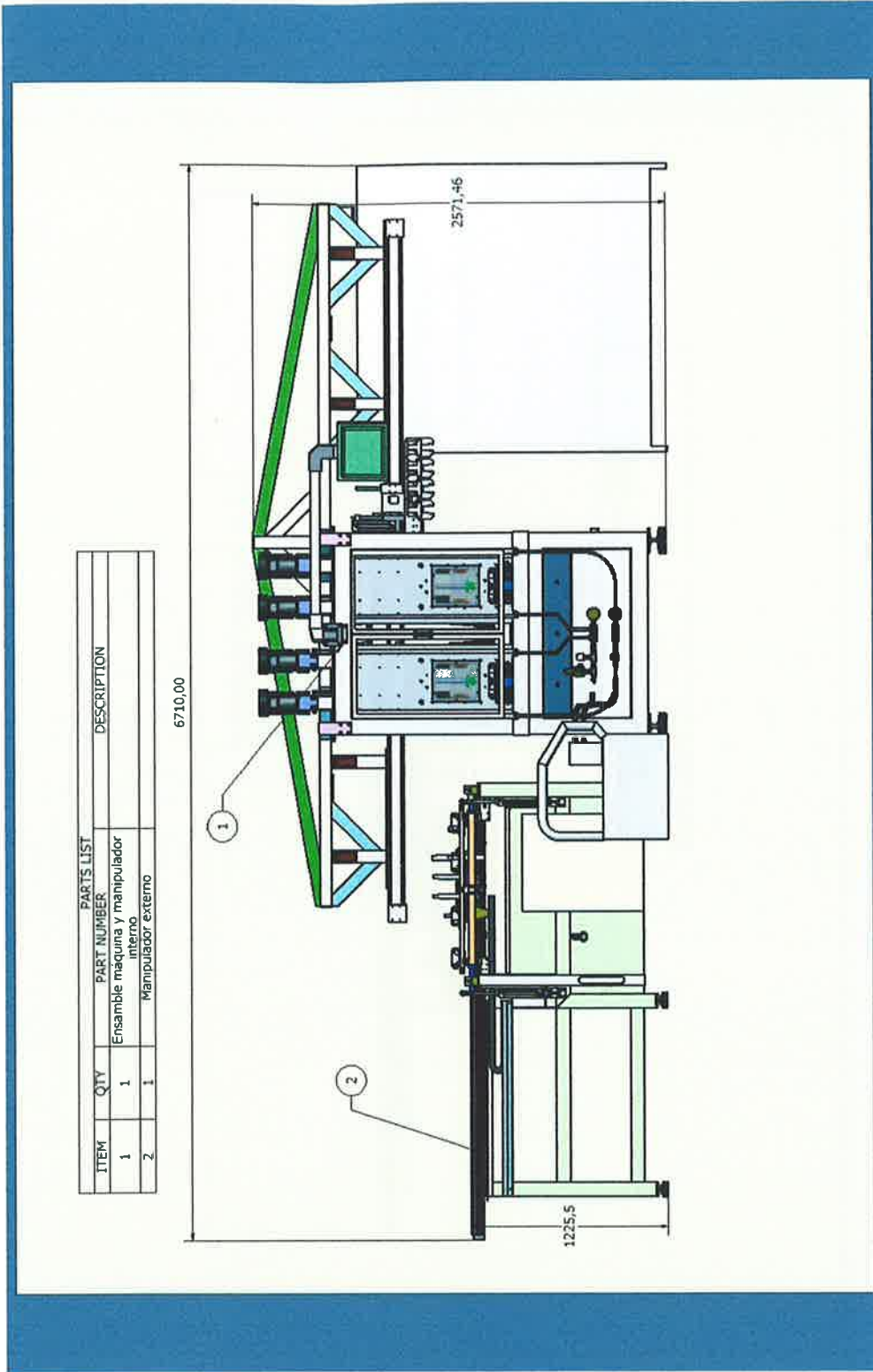


Fig. A.7. Vista frontal de la máquina dimpling.

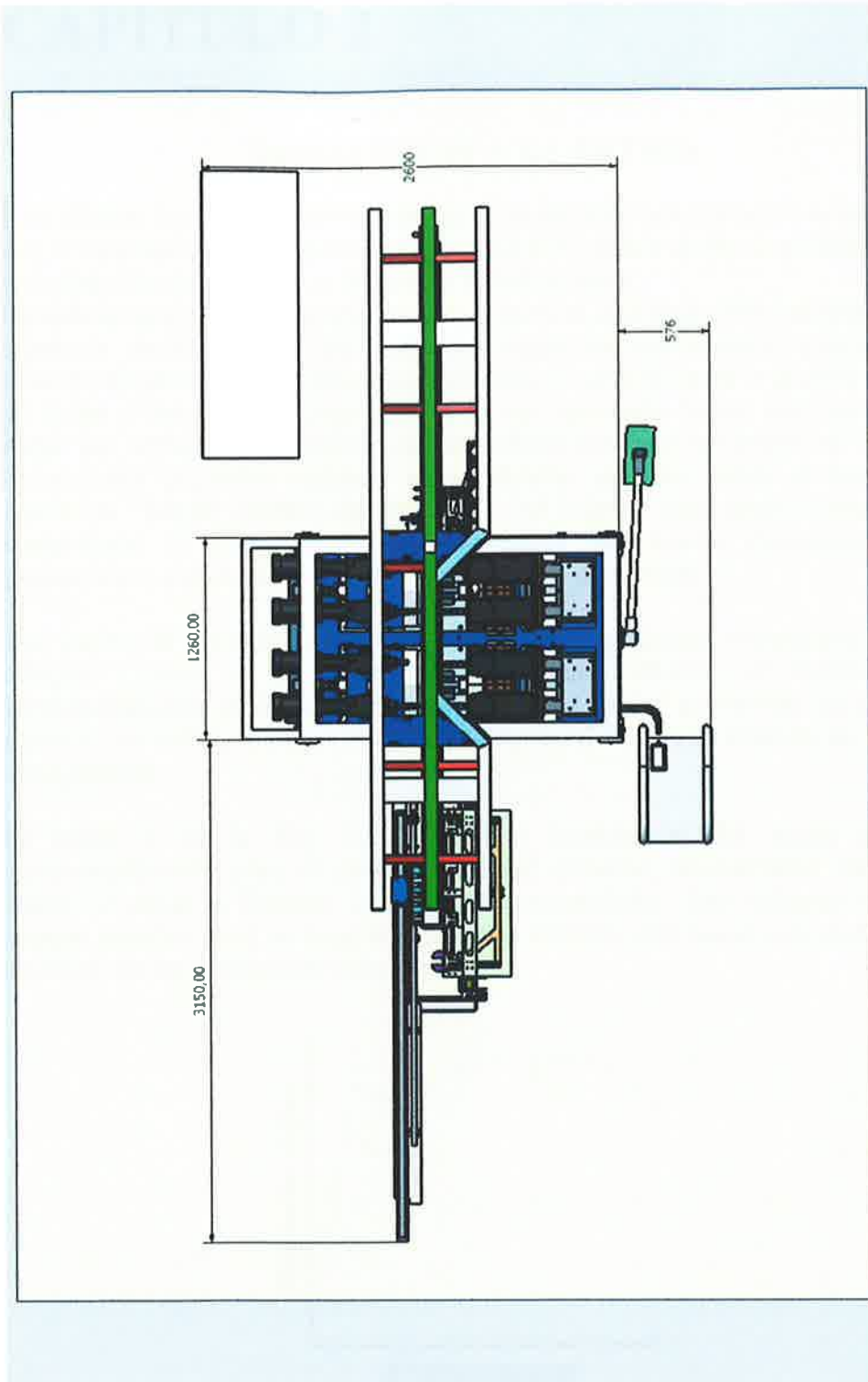


Fig. A.8. Vista superior de la máquina dimpling.

# CAPÍTULO 2

## RESISTENCIA A LA FATIGA

Para obtener las propiedades mecánicas de materiales especialmente relacionados con el diagrama esfuerzo-deformación, la carga se aplica en forma gradual, dando suficiente tiempo para que se desarrolle la deformación.

Cuando se aplica la carga gradualmente, la probeta se alarga, observándose que las tensiones producidas por las diferentes cargas en ese material, guardan una relación lineal con los alargamientos unitarios. Si cesa la carga la probeta recobra su forma y dimensiones originales. Si se van aplicando cargas adicionales para luego ser retiradas, se observa que la probeta continúa recobrando su forma y dimensiones originales mientras no se alcance un valor límite el cual se le denomina "*Límite elástico del material*". Al llegar a esta carga la manera de comportarse el material, al ser sobrepasada, las nuevas dimensiones son permanentes, o dicho de otra manera, ha quedado deformado.

Los valores de los esfuerzos inferiores a la del límite elástico constituyen la zona elástica. Cuando se ha sobrepasado el límite elástico, el material está permanentemente deformado, ha fluido, o sea, se ha convertido en material plástico, los valores de los esfuerzos superiores al del límite elástico, es llamada zona plástica.

El punto *b* de la Fig. 2-1, señala la localización del límite elástico. Aproximadamente para el mismo valor del esfuerzo, encontramos otro valor límite, el punto *a*, llamado límite de proporcionalidad. Este esfuerzo unitario, aunque sensible igual en magnitud al límite elástico, está basado en un diferente concepto de las propiedades mecánicas.

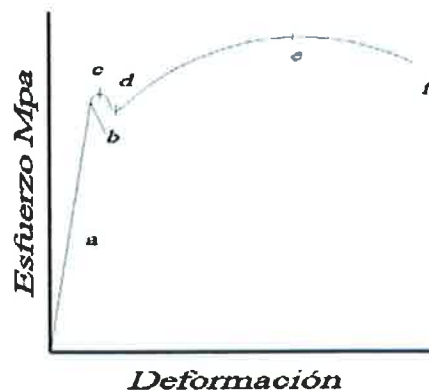


Fig. 2-1 Representación de Esfuerzo-Deformación

En los casos usuales, la probeta se ensaya hasta que se destruye, de manera que los esfuerzos se aplican sólo una vez. Estas condiciones se conocen como condiciones estáticas, y se tienen con alto grado de aproximación en las estructuras y elementos de máquina.

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

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta, y ésta es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista, siendo bastante difícil localizarla por inspección de líquidos penetrantes o con rayos X. La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material, tal como un cambio en la sección transversal, un cuñero (o chavetero) o un orificio. Hay otros puntos menos obvios donde es probable que se inicien fallas por fatiga, con las marcas de inspección o de otra clase, grietas internas o irregularidades causadas por el maquinado. Una vez que se forma una grieta, el efecto de concentración del esfuerzo se hace mayor y se extiende más rápidamente. Como el área esforzada disminuye en tamaño, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que, finalmente, el área restante falla de repente. En consecuencia, las fallas por fatiga se caracterizan por áreas distintas. La primera se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto a la segunda se origina en la ruptura repentina. La zona tiene un aspecto muy parecido al de la fractura de un material frágil como el hierro colado, que ha fallado por tensión.

El efecto en una aplicación de carga, realizando una medición de esfuerzo-deformación de un material depende de la composición química, microestructura, geometría, magnitud y razón de cambio de los datos en la curva. [8]

## 2.1. Teorías Sobre la Fatiga.

### Fatiga

Cuando un material está sometido a muchos ciclos de esfuerzos en sentido contrario o fluctuaciones de estos esfuerzos (variaciones de magnitud sin variar el sentido), puede producirse la rotura, aunque el esfuerzo máximo en cualquiera de los ciclos sea considerablemente inferior al valor que produciría la rotura si el esfuerzo fuera constante.

Los factores primarios que contribuyen a la fallas por fatiga son:

- Número de ciclos de carga
- Rango de esfuerzos en cada ciclo de carga
- Principales esfuerzos en cada ciclo de carga
- Presencia y concentración de esfuerzos locales.

Las fallas por fatiga pueden agruparse dentro de dos grupos: simple y compuesto. La fatiga simple empieza cuando la falla proviene de una sola grieta y se propaga hasta que la falla ocurre. Una falla por fatiga compuesta resulta cuando el origen de la grieta es originada en dos o más locaciones y se propaga. La unión de estos efectos causa una total falla [1].

El criterio para la falla por fatiga es una acción simultánea de esfuerzo cíclico, esfuerzo a la tensión, y deformación plástica. Si cualquiera de estas tres cosas son eliminadas, la fatiga también es eliminada.

Para explicar el fenómeno se propusieron teorías que justificaban la pérdida de resistencia mecánica en la alteración de la estructura interna del acero por campos magnéticos o por el propio giro del eje. Por absurdas que puedan parecer estas teorías, hay que tener en cuenta que por entonces los conocimientos relativos a la estructura interna de los materiales eran muy limitados, aunque se sabía que el proceso de fabricación condicionaba la textura del material confiriéndole unas determinadas propiedades.

No es extraño entonces que se razonara que la rotura inesperada se produjera por la transformación de la estructura «fibrosa» del acero en una estructura «cristalina», sin que los mismos que defendían estas teorías supieran muy bien a qué se referían.

Hacia 1845, Rankine demostró que la reducción de las concentraciones de esfuerzos alargaba la vida del eje. Posteriormente, hacia 1860, Wöhler desarrolló diversas máquinas de ensayo para el estudio sistemático del fenómeno, una de las cuales, la probeta rotatoria, inspira los actuales ensayos de fatiga de materiales férricos.

Wöhler extrajo dos conclusiones de aquellos ensayos: la primera, que las fuerzas necesarias para provocar la rotura con cargas dinámicas son muy inferiores a las necesarias en el caso estático, y la segunda, que existe un umbral por debajo del cual las probetas no se rompían (límite de fatiga).

Ya en el siglo XX, Humfrey y Ewing observaron que, bajo cargas dinámicas, aparecían deformaciones por deslizamiento similares a las obtenidas en el caso estático, de modo que el progreso de dichas líneas era el que conducía a la rotura. Posteriormente, Hanson y Gough introdujeron la hipótesis del endurecimiento por deformación (acritud) para explicar la existencia del límite de fatiga, de modo que con cargas pequeñas el endurecimiento llegaba a compensar y detener el avance del deslizamiento.

Actualmente, aunque se acepta la teoría del endurecimiento/deslizamiento, no existe una formulación cuantitativa que permita realizar un cálculo fiable. No obstante, la multitud de datos disponibles, especialmente para materiales férricos y otros materiales metálicos, ha permitido desarrollar métodos de cálculo para el

diseño de piezas confiables. Este no es el caso de materiales de aparición reciente, para los que es necesaria la fabricación y el ensayo de prototipos.

### 2.2. Descripción de carga cíclica

En innumerables pruebas de fatiga, se ven envueltos niveles de esfuerzos máximos y mínimos y estos son constantes. Es llamado amplitud de esfuerzo constante y es ilustrado en la Fig. 2.2.

El rango de esfuerzo  $\Delta\sigma$ , es la diferencia entre el valor máximo y el mínimo. El valor promedio del máximo y mínimo del esfuerzo medio  $\sigma_m$ , en algunas ocasiones este puede ser cero como se muestra en la Fig. 2-21 y 2-22. La mitad de rango es llamado amplitud de esfuerzo  $\sigma_a$ .

La expresión matemática de esta básica expresión es:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (2.1a)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.1b)$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (2.1c)$$

El término de esfuerzo alternativo es usado por algunos autores y es el mismo significado de amplitud de esfuerzo. Es usado como:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.2a)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2.2b)$$

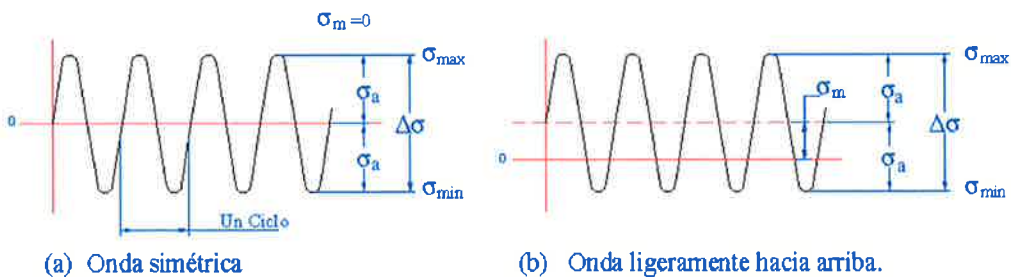


Fig. 2-21 Ciclos con amplitud constante y la nomenclatura asociada. (a) En este caso la onda es simétrica del esfuerzo máximo y mínimo  $\sigma_m = 0$ ; (b) es diferente de cero el esfuerzo medio  $\sigma_m$ .

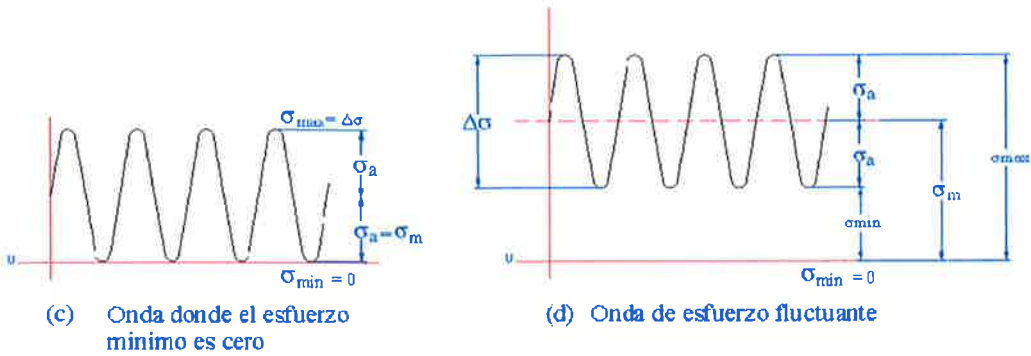


Fig. 2-22 (c) el esfuerzo mínimo es cero  $\sigma_{\min} = 0$ , y (d) esfuerzo fluctuante senoidal donde  $\sigma_m = \sigma_a + \sigma_{\min}$ .

Los signos  $\sigma_a$  y  $\Delta\sigma$  son siempre positivos, si  $\sigma_{\max} > \sigma_{\min}$  donde la tensión es considerada positiva. Las cantidades  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  y  $\sigma_m$  pueden ser positivas o negativas. El cociente de algunos pares de las variables anteriores se utilizan como:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \tag{2.3a}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \tag{2.3b}$$

Donde R es llamada razón de esfuerzo y A razón de amplitud. Algunas relaciones adicionales derivadas de la ecuación anterior también son usadas.

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{\max}(1 - R) \tag{2.4a}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}(1 + R) \tag{2.4b}$$

$$R = \frac{1 - A}{1 + A} \tag{2.4c}$$

$$A = \frac{1 - R}{1 + R} \tag{2.4d}$$

El esfuerzo cíclico con media cero puede ser específico por ser la amplitud  $\sigma_a$  o por ser numéricamente igual al esfuerzo máximo  $\sigma_{\max}$ . Si el esfuerzo medio no es cero, dos valores independientes son necesarios para especificar la carga. Algunas combinaciones de estas pueden ser usadas:  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  y R,  $\Delta\sigma$  y R,  $\sigma_{\max}$  y  $\sigma_{\min}$  y  $\sigma_a$  y A.

### 2.3. Curvas de vida (S-N)

Las propiedades de la fatiga de los materiales pueden ser determinadas a partir de ensayos de simulación en el laboratorio.

El equipo de ensayo debería ser diseñado para duplicar tanto como sea posible, las condiciones de servicio (nivel de esfuerzos, frecuencia de tiempo, patrón de esfuerzos, etc).

Las series de ensayos se comienzan sometiendo a la pieza a ensayar a esfuerzos cíclicas con una amplitud de las esfuerzos máximos relativamente altos, usualmente en el orden de dos tercios de la tensión de tracción estática, contándose el número de ciclos a la rotura. Este procedimiento se repite en otras probetas disminuyendo progresivamente la amplitud de los esfuerzos máximos. Se grafican los datos como esfuerzos versus el logaritmo del número de ciclos a la rotura para cada una de las probetas. Los valores de  $S_a$  o  $\sigma_a$  se toman normalmente como amplitud de esfuerzos.

Los dos tipos del comportamiento observados en la relación S-N son representados Fig 2-3

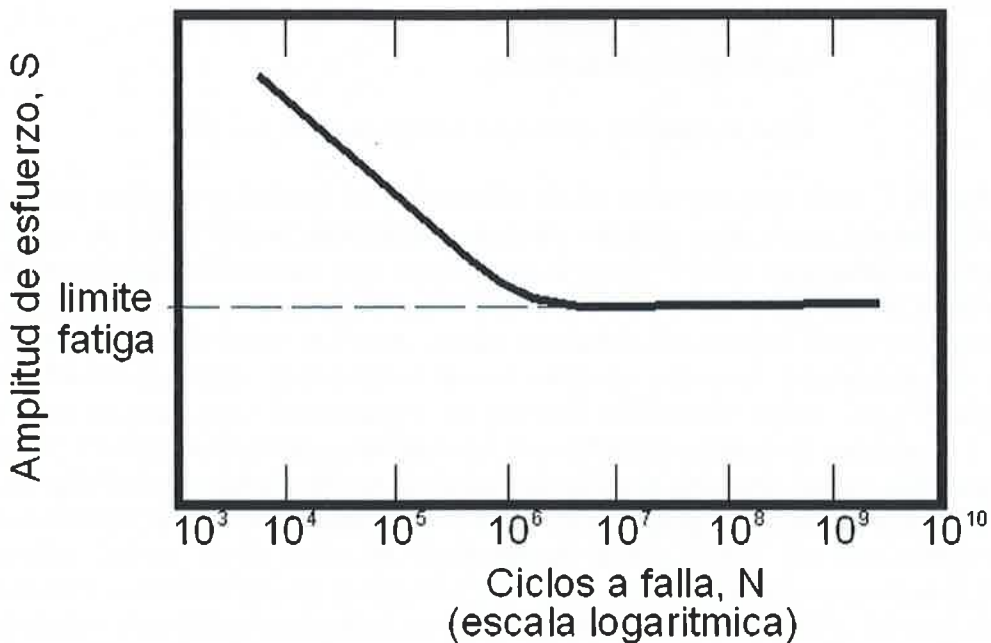


Fig. 2-3 (a) Material que muestra un límite de fatiga.



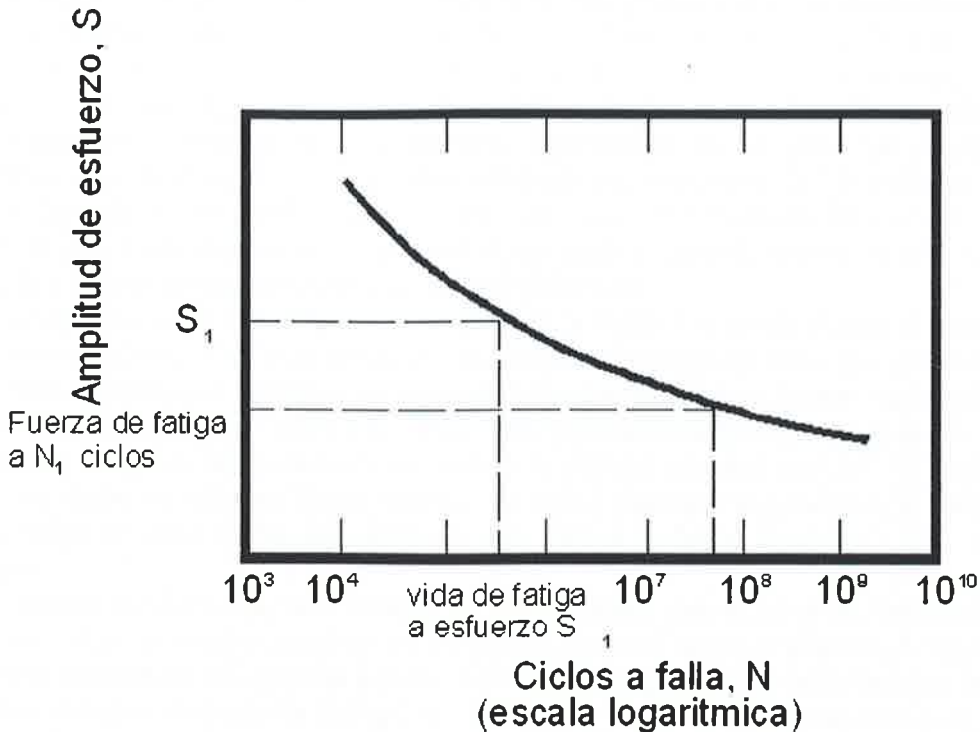


Fig. 2-3 (b) Material que no muestra un límite de fatiga

En estos gráficos se indican las magnitudes de los esfuerzos más altos, y el menor número de ciclos que el material es capaz de soportar antes de su fractura. Para algunas aleaciones ferrosas y de titanio, las curvas de Whöler mostradas en la Fig. 2-3(a) se hace horizontal para los altos valores de N, o hay un límite de nivel de tensiones, llamado límite de fatiga, debajo del cual la fractura por fatiga no ocurre. Este límite de fatiga representa el mayor valor de esfuerzos fluctuantes que no causará fractura para teóricamente un número infinito de ciclos. Para muchos aceros, los límites de fatiga están entre el 35 y 60% del esfuerzo de tracción.

La mayoría de las aleaciones no ferrosas (por ejemplo aluminio, cobre, magnesio) no presentan un límite de fatiga, la curva S-N continúa su tendencia descendente a grandes valores de N como se muestran en la Fig 2-3(b). En este punto se producirá indefectiblemente la fractura por fatiga sin considerar la magnitud de las esfuerzos. Para estos materiales se especifica el esfuerzo de fatiga, la cual esta definida como el nivel de esfuerzos que producirá la fractura en algún determinado número de ciclos (por ejemplo  $10^7$  ciclos), esto se ve en la Fig 2-3.

Otro parámetro importante que caracteriza el comportamiento a la fatiga de los materiales es la vida a la fatiga  $N_f$ , definido como el número de ciclos para causar fractura a un nivel especificado de esfuerzos, como también se indica en la Fig 2-3(b).

Desafortunadamente existe una dispersión considerable en los datos de fatiga, esto es una variación en los valores medidos de  $N_f$  para el número de probetas

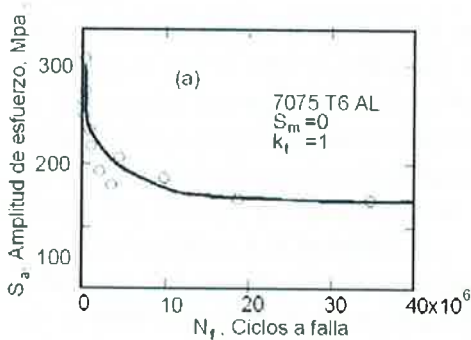
ensayadas en los mismos niveles de esfuerzos. Esto puede guiar a la incertidumbre en el diseño cuando se consideran vida a la fatiga y/o limite de fatiga. La dispersión de los resultados es consecuencia de la sensibilidad de la fatiga al número de los ensayos y parámetros del material, imposibles de controlar precisamente. Estos parámetros incluyen fabricación de la pieza de ensayo, preparación de la superficie, variables metalúrgicas, alineación de las probetas en el equipo de ensayo, esfuerzos a las que esta sujeta, y frecuencia del ensayo. Se han desarrollado algunas técnicas estadísticas usadas específicamente en vida a la fatiga y limite de fatiga en términos de probabilidades.

El comportamiento a la fatiga representado en la Fig 2-3 se puede clasificar dentro de dos dominios. Uno esta asociado con cargas relativamente altas que producen no sólo deformación elástica sino también deformación plástica durante cada ciclo. Consecuentemente, las vidas a la fatiga son relativamente cortas; este dominio es llamado fatiga de bajos ciclos y se produce a valores menores que  $10^4$  a  $10^5$  ciclos en los cuales se requiere mayor número de ciclos para que se produzca la fatiga. La fatiga de altos ciclos esta asociada con vida a la fatiga mayores a  $10^4$ ,  $10^5$  ciclos.

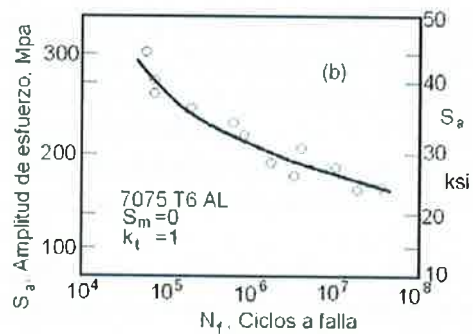
El número de ciclos de falla cambia en consecuencia con el nivel de esfuerzo y puede variar en muchos cambios en magnitud. Por esta razón, el número de ciclos se representará en una grafica general de escala logarítmica. La dificultad con una trama lineal es ilustrada en la Fig 2-4 . Donde los datos de número de ciclos de la curva S-N son impresos en ambas graficas la logarítmica y la lineal. De acuerdo con la grafica de la trama lineal (a) los números de ciclos más cortos para la vida no se pueden leer con exactitud. Es necesario usar a menudo una escala logarítmica para lograr esta exactitud en el eje.

Si los datos de S-N son encontrados a aproximadamente en una sola dirección en una línea logarítmica. La siguiente ecuación puede ser descrita para obtener una representación matemática de la curva:

$$\sigma_a = C + D \log N_f \quad (2.5)$$



(a)



(b)

Fig 1-4 La curva esfuerzo vida (S-N) de rotación de los ensayos de flexión de probetas de una aleación de aluminio. Son usadas escalas idénticas de esfuerzo lineal. (a) el número de ciclos es graficado en una escala lineal y para el inciso (b) esta graficada en una escala logarítmica.

Donde C y D son fijadas como constantes. Para datos que aproximadamente sigue la misma dirección en una línea en una grafica log-log esta es la correspondiente ecuación.

$$\sigma_a = AN_f^B \quad (2.6)$$

Esta segunda ecuación es incluso usada apenas en diferentes formas

$$\sigma_a = \sigma_f^B (2N_f)^b \quad (2.7)$$

Las constantes fijas para las dos formas son expresadas como

$$\begin{aligned} A &= 2^b \sigma_f^A, \\ B &= b \end{aligned} \quad (2.8)$$

#### 2.4. Límite de fatiga o límite de resistencia a la fatiga.

La determinación experimental de los límites de resistencia a la fatiga es ahora un procedimiento de rutina, aunque muy extenso y costoso. En términos generales, se prefiere realizar ensayos de esfuerzo a ensayos de deformación para determinar límites de fatiga.

En el caso de un diseño preliminar y de prototipo, y también para algunos análisis de fallas, se necesita un método rápido de estimación. Existe una gran cantidad de datos publicados acerca de los resultados obtenidos mediante pruebas con la máquina de vigas rotatoria y ensayos a tensión simple. Al graficarlos, como en la Fig. 2-5, puede observarse si existe alguna correlación entre ambos conjuntos de resultados. La gráfica indica que el límite de fatiga varía para los aceros, desde aproximadamente 40 a 60% de la resistencia última a la tensión, hasta el valor de  $S_{ut}$  cercano a 200 kpsi (1400Mpa). Comenzando con  $S_{ut}=200$  Kpsi, más o menos, la dispersión parece aumentar, pero la tendencia es hacia la nivelación, como lo indica la línea punteada horizontal en  $S_e=100$  Kpsi (700 Mpa).

En la Tabla 2-2 se muestra otra serie de pruebas para diversas microestructuras, en donde los límites de fatiga varían desde aproximadamente 23 hasta 63% de la resistencia última a la tensión.[2]

Ahora es importante notar aquí que la dispersión de los valores de límite de fatiga no es adecuada para la diseminación o dispersión en los valores de las resistencias a la tensión de la probeta. Este efecto ocurrirá aun cuando las resistencias a la tensión de un número considerable de probetas se conserven exactamente iguales. Téngase esto en mente cuando se elijan factores de seguridad.

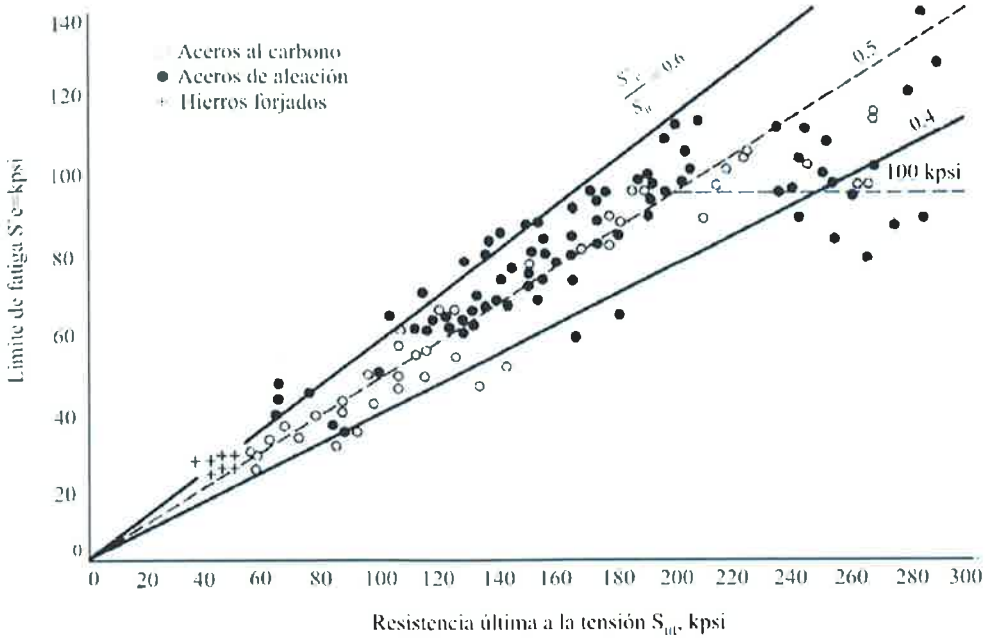


Fig. 2-5 Grafica de límites de fatiga en función de resistencia a la tensión, con base en resultados de pruebas reales para un gran número de hierros y aceros forjados. Las relaciones  $S_e/S_{ut} = 0.60, 0.50$  y  $0.4$  se indican por líneas continuas y punteadas. Obsérvese asimismo la línea punteada horizontal para  $S_e = 100$  kpsi. Los puntos mostrados que corresponden a una resistencia a la tensión mayor que 200 kpsi tiene un limite de fatiga medio  $S_e = 107$  kpsi y una desviación estándar de 13.5 kpsi.

Ahora se presentará un método para determinar límites de resistencia a la fatiga. Obsérvese que las estimaciones obtenidas a partir de cantidades de datos adquiridos de muchas fuentes, tienen probablemente un amplia dispersión y podrían apartarse en forma significativa de los resultados obtenidos a través de estrictas especificaciones en órdenes de compra. Como el área de incertidumbre es mayor, debe hacerse una compensación mediante el empleo de factores de diseño mayores que los que se utilizarían en el diseño estático.

Mischke [3], ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluyó que el límite de resistencia a la fatiga, puede estar relacionado en realidad con la reasistencia a la tensión. En el caso de aceros la relación es:

$$S'_e = \left. \begin{cases} 0.504 S_{ut}, \dots \dots S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ Mpa}) \\ 100 \text{ kpsi} \dots \dots S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} \dots \dots S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \right\} \quad (2-9)$$

Donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión. La marca de prima en S en esta ecuación indica probeta de viga rotatoria, porque el símbolo se reservará para el límite de fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier clase de carga. Pronto se verá que estas dos resistencias pueden ser totalmente distintas.

### 2.5. Estimación de vida y familias de curvas S-N

Esta ecuación representa la amplitud principal en la línea de la curva

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma'_f} = 1 \quad (2-10)$$

Puede ser resuelta por el esfuerzo invertido completamente  $\sigma_{ar}$

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}} \quad (2-11)$$

Cualquier combinación del esfuerzo medio  $\sigma_m$  y amplitud  $\sigma_a$  es lo que se necesita para producir la misma vida como un esfuerzo de amplitud  $\sigma_{ar}$  aplicado como un esfuerzo cero. Por lo tanto  $\sigma_{ar}$  es comprendido como el esfuerzo invertido que es equivalente, con respecto a la vida producida, a cualquier  $(\sigma_m, \sigma_a)$  combinación que satisfaga la ecuación. Este concepto de un esfuerzo invertido completamente equivalente  $\sigma_{ar}$  es útil si se aplica en niveles que no correspondan a la curva S-N disponibles. Si se aplica  $\sigma_m$  y  $\sigma_a$  valores que son usados para calcular  $\sigma_{ar}$  la vida y se obtiene entrando en la curva para  $\sigma_m = 0$  con estos valores de  $\sigma_{ar}$ .

Por ejemplo, suponer que la curva S-N para una carga completamente invertida tiene una ecuación de la forma siguiente ec. (2-7). Puesto a prueba  $\sigma_m = 0$  empleado para obtener las constantes de  $\sigma'_f$  y b el esfuerzo de amplitud  $\sigma_a$  corresponde a un caso especial denotado  $\sigma_{ar}$ , como la siguiente ecuación

$$\sigma_{ar} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2-7)$$

Combinando la ecuación anterior con la ecuación (2-11) se produce una ecuación más general que es aplicada para una tensión diferente de cero.

$$\sigma_a = \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right) \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2-12)$$

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m) (2N_f)^b$$

Ya sea para la ecuación (2-7) para el caso especial de  $\sigma_m = 0$ . En la ecuación (2-12) produce una familias de curvas  $\sigma_a - N_f$  para diferentes valores de esfuerzo medio, que son todas las líneas paralelas. En general la curva S-N debe de combinarse con la ecuación de esfuerzo medio, Como un ejemplo, la combinando la curva S-N con la relacion SWT ( Smith, Watson y Topper). (2-13), (2-14)

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a} \quad (\sigma_{\max} > 0) \quad (2-13)$$

$$\sigma_{ar} = \sigma_{\max} \sqrt{\frac{1-R}{2}} \quad (\sigma_{\max} > 0) \quad (2-14)$$

Combinando las dos ecuaciones (1-7) y (1-13)

$$\sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a} = \sigma_f^B (2N_f)^b \quad (\sigma_{\max} > 0) \quad (2-15)$$

$$N_f = \infty \quad (\sigma_{\max} < 0)$$

Similar con la ecuación (1-14)

$$\sigma_{\max} \sqrt{\frac{1-R}{2}} = \sigma_f^B (2N_f)^b \quad (\sigma_{\max} > 0) \quad (2-16)$$

## 2.6. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Se ha expresado que toda probeta para ensayo en una máquina de viga rotatoria, utilizada para determinar límites de resistencia a la fatiga, se elabora con mucho cuidado y es ensayada en condiciones controladas en forma precisa. No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio.

Marín [4] ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga, que se describen en la tabla. Para tener en cuenta las más importantes de estas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación, de los cuales cada uno corresponde a uno solo efecto. Con base en lo anterior se tiene.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (1.17)$$

Donde:

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

$S_e'$  = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

$k_a$  = Factor de superficie.

$K_b$  = Factor de tamaño

$K_c$  = Factor de carga.

$K_d$  = Factor de Temperatura

$K_e$  = Factor de efectos diversos

### 2.6.1. Factor de Superficie

La superficie de la probeta del a viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial para eliminar cualesquiera ralladura circunferenciales a la tensión. Para obtener una formula para  $K_a$  se examino un total de 39 puntos de datos para diversos acabados de superficie. Esta Formula es.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (1.18)$$

Donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión; a y b se encontrarán en la Tabla 2-1.

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b	Coefficiente de variación
	kpsi	Mpa	b	c
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085	0.12
Maquinado o estirado en frio	2.7	4.51	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718	0.11
Forjado	39,9	272	-0.995	0.145

Tabla 2-1 Factores de acabado superficial

### 2.6.2. Factor de Tamaño

El factor de tamaño se ha evaluado utilizando 133 conjuntos de puntos de datos [3]. Los resultados en los casos de flexión y torsión se expresan como

$$k_b = \left\{ \begin{array}{l} \left( \frac{d}{0.3} \right)^{-0.1133} \quad \text{in} \dots\dots 0.11 \leq d \leq 2\text{in} \\ \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad \text{mm} \dots\dots 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \end{array} \right\} \quad (2.19)$$

Para tamaños mayores,  $k_b$  varía de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión. En el caso de que se aplique carga axial no existe el efecto de tamaño. Por lo tanto, se utiliza.

$$K_b=1 \quad (2.20)$$

Tratándose de una sección de viga rotatoria, el área de 95% de esfuerzo es la de un anillo que tenga un diámetro exterior  $d$  y uno interior igual a  $0.95d$ . De este modo, designado el área de 95% de esfuerzo con  $A_{0.95\sigma}$  se tiene

$$A_{0.95\sigma} = \frac{\pi}{4} [d^2 - (0.95d)^2] = 0.0766d^2 \quad (2.21)$$

Esta ecuación es válida también para un elemento hueco circular rotatorio. En el caso de vigas redondas macizas o huecas, el área de 95% de esfuerzo es dos veces mayor que el área exterior de dos cuerdas paralelas con un espaciamiento de  $0.95D$ , donde  $D$  es el diámetro. Realizando un cálculo exacto, obtenemos

$$A_{0.95\sigma} = 0.0105D^2 \quad (a)$$

Cuando se redondea. Haciendo las ecuaciones (1.21) y (a) iguales entre sí, podemos resolver para determinar el diámetro efectivo. Esto da

$$d_e = 0.370D \quad (2.22)$$

que es el tamaño efectivo de la viga redonda correspondiente a una viga maciza o hueca no rotatoria.

Una sección rectangular de dimensiones  $(h)(b)$  tiene  $A_{0.95\sigma} = 0.05hb$ . Aplicando el mismo método que antes, se tiene

$$d_e = 0.808[(h)(b)]^{1/2} \quad (2.23)$$

Estas secciones se muestran en la Fig. 2-6 junto con el perfil de canal y una viga de patín ancho. En el caso del canal,



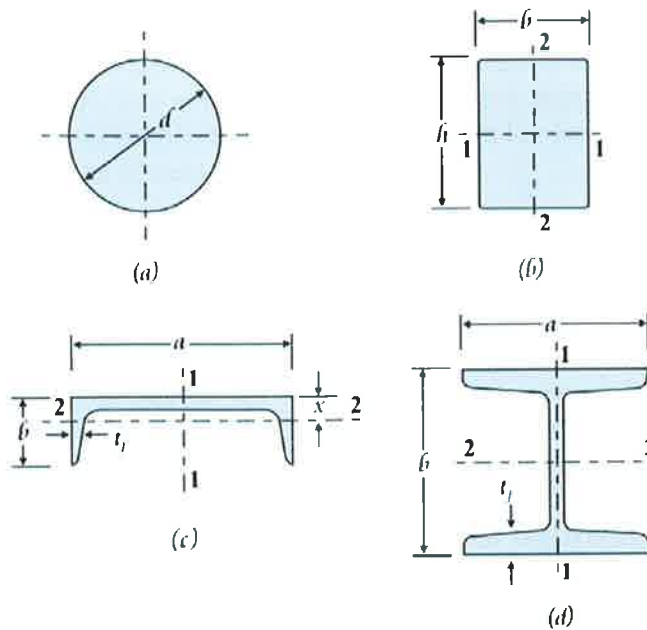


Fig 1-6. Perfiles estructurales, a) barra redonda maciza; b) barra de sección rectangular; c) canal; d) viga I de patín ancho.

$$A_{0.95\sigma} = \left\{ \begin{array}{l} 0.05ab \dots\dots\dots \text{eje } 1-1 \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) \dots\dots \text{eje } 2-2 \end{array} \right\} \quad (2.24)$$

El área de 95% de esfuerzo de la viga I de patín ancho es

$$A_{0.95\sigma} = \left\{ \begin{array}{l} 0.10at_f \dots\dots\dots \text{eje } 1-1 \\ 0.05ba \dots\dots t_f > 0.025a \dots\dots \text{eje } 2-2 \end{array} \right\} \quad (2.25)$$

**2.6.2. Factor de carga k<sub>c</sub>**

El factor de carga está dado por la ecuación

$$k_c = \left\{ \begin{array}{l} 0.923 \text{ } \underline{\text{carg axial}} \text{ } S_{ut} \leq 220\text{kpsi } (1520\text{Mpa}) \\ 1 \text{ } \underline{\text{carg axial}} \text{ } S_{ut} > 220\text{kpsi } (1520\text{Mpa}) \\ 1 \text{ } \underline{\text{Flexión}} \\ 0.577 \text{ } \underline{\text{Torsión y cor tante}} \end{array} \right\} \quad (2.26)$$

Aunque aparentemente no hay efecto de tamaño en las probetas ensayadas en fatiga axial o con inversión, existe una diferencia definitiva entre el límite de fatiga axial y el de flexión invertida. R.W. Landgraf, quien trabaja ahora en la Ford Motor Company, ha formado una extensa colección de datos acerca de la fatiga axial. Estos resultados fueron analizados, lo que dio origen a los valores que se muestran en la ecuación (1.26) en el caso de carga axial.

### 2.6.3. Factor de temperatura $k_d$

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura del lugar de trabajo, la fractura por fragilidad de los materiales es una posibilidad latente y debe investigarse antes de empezar a trabajar. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la del lugar de trabajo, antes debe investigarse la fluencia porque la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura; cualquier retraso inducirá flujo plástico en un material que opere con altas temperaturas; así que también debe tomarse en cuenta este factor. Por último quizá resulte cierto que no existe límite de fatiga en materiales que operan con altas temperaturas. Debido a la reducción en la resistencia a la fatiga, el proceso de falla depende del tiempo hasta cierto punto.

La cantidad limitada de datos de que se dispone indica que el límite de resistencia a la fatiga para aceros aumenta ligeramente cuando se eleva la temperatura y después empieza a disminuir en el orden de los 400 a 700°F, que no es diferente del comportamiento que observa la resistencia a la tensión que se muestra en la Fig.2-7. Por esta razón es probable que el límite de resistencia a la fatiga esté relacionado con la resistencia a la tensión a temperaturas elevadas en la misma forma que a la temperatura del lugar de trabajo.

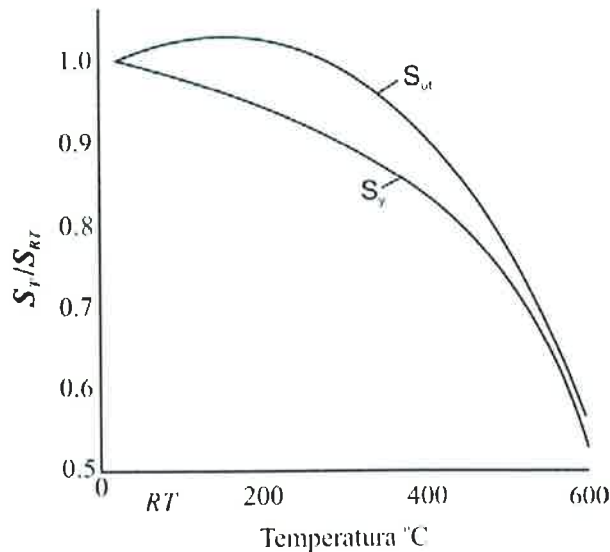


Fig. 2-7 Gráfica de los resultados de 145 pruebas de 21 aceros al carbono y de aleación, que muestra el efecto de la temperatura de trabajo sobre la resistencia de fluencia  $S_y$  y la

resistencia última  $S_{ut}$ . La ordenada es el cociente de la resistencia a la temperatura de trabajo y la resistencia a la temperatura ambiente. Las desviaciones estándar fueron  $0.0442 \leq \sigma \leq 0.152$  para  $S_y$  y  $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$  para  $S_{ut}$ .

Se presentan dos tipos de problemas cuando se toma en cuenta la temperatura. Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria a la temperatura del lugar de trabajo, entonces úsese

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (1.27)$$

#### 2.6.4. Factor de efectos diversos $k_e$

Uno de los motivos para emplear el factor  $k_e$  es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo es que sirve de recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de  $k_e$ .

Los esfuerzos residuales o remanentes pueden servir para mejorar el límite de resistencia a la fatiga, o bien para afectarlo negativamente. Por lo general, si el esfuerzo remanente en la superficie de un elemento es de compresión, se mejora el límite mencionado. Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión o al menos causadas por esfuerzos de tensión y, por consiguiente, todo lo que los reduzca también disminuirá la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones como granallado (o picadura) con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan esfuerzos de compresión en la superficie de una pieza y ayudan en gran medida a mejorar el límite de resistencia a la fatiga. Desde luego el material debe trabajarse en exceso.

El límite de fatiga de piezas formadas a partir de barras o láminas provenientes de estirado o laminación, así como aquellas que son de forja, pueden resultar afectado por las llamadas características direccionales de la operación. Por ejemplo, en elementos laminados o estirados se tiene un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal, el cual puede ser de 10 a 20% menor que el límite respectivo en la dirección longitudinal.

Las piezas con templado superficial pueden fallar en la superficie o a la distancia del radio máximo del núcleo, dependiendo del gradiente de esfuerzo. En la Fig 2-8 se muestra la distribución, normalmente triangular, del esfuerzo en una barra sometida a flexión o a torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga  $S_e$  para la capa superficial (o corteza) y para el núcleo central.

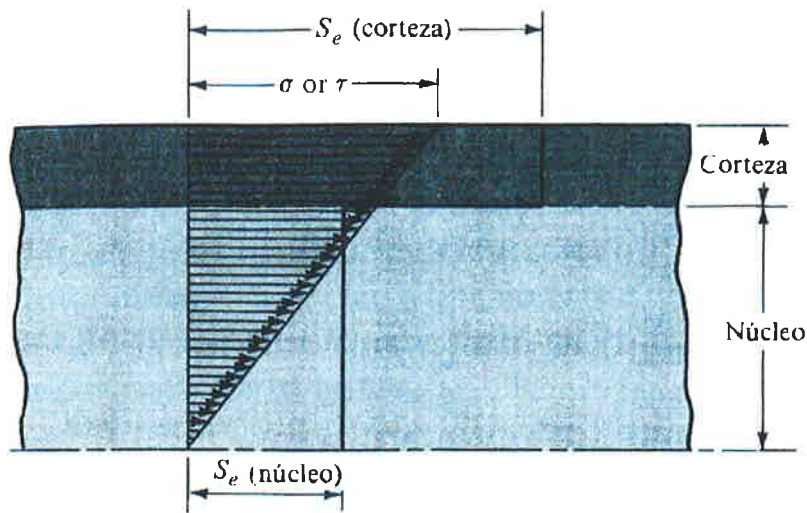


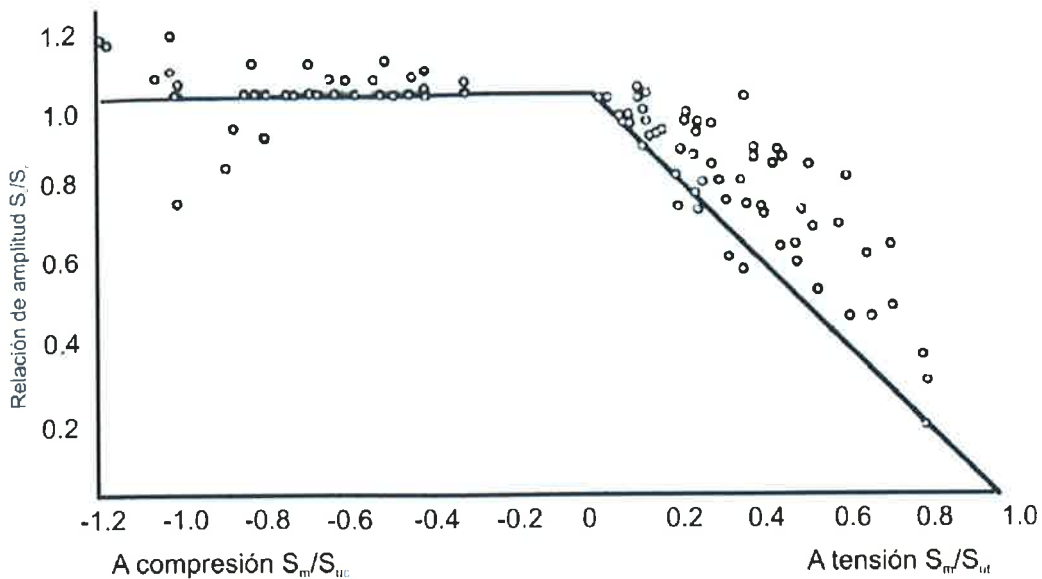
Fig. 2-8 Falla de una pieza con temple superficial en flexión o torsión. En este ejemplo la falla ocurre en el núcleo.

### 2.7. Criterios de de efecto de esfuerzo medio

Una vez definida las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzos fluctuantes, conviene variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. Por lo general, se emplean tres métodos para graficar los resultados de tales ensayos y se representan en las Fig. 2-9, 2-10 y 2-11.

En el diagrama de Goodman modificado de la Fig. 2-9, el esfuerzo medio es abscisa y las demás componentes son ordenadas, considerando la tensión en la dirección positiva del eje vertical. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se llevan como ordenadas por encima o por debajo de origen. La línea de esfuerzos medios es una recta a 45°, que va del origen a la resistencia última de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las rectas trazadas hasta  $S_e$  (o  $S_f$ ), arriba y abajo del origen. Se de a notar que la resistencia de fluencia se ha marcado en ambos ejes porque la cadencia sería el criterio de falla si  $\sigma_{max}$  excediera de  $S_y$ .





Relación de la media

Fig. 2-10 Grafica de falla por fatiga para esfuerzos medios en las regiones de tensión y de compresión. Al normalizar los datos utilizando las relaciones de la resistencia media a la resistencia a la tensión  $S_m/S_{ut}$ , resistencia media a la resistencia de compresión  $S_m/S_{uc}$  y amplitud de resistencia al límite de resistencia a la fatiga  $S_a/S_e$  es posible trazar una grafica de resultados experimentales para diversos aceros [5].

El diagrama de la Fig. 2-11, muy adecuado, es el único en que representa cuatro de las componentes de esfuerzo y también las dos relaciones de esfuerzo. Una curva que representa el límite de resistencia a la fatiga para valores de R desde  $R=-1$  hasta  $R=1$  comienza en  $S_e$  sobre el eje  $\sigma_a$  y terminar en  $S_{ut}$  sobre el eje  $\sigma_m$ . También están representadas curvas de duración constante para  $N=10^5$  y  $N=10^4$  ciclos. Cualquier estado de esfuerzos, como el punto A, puede describirse mediante las componentes mínima y máxima, o por medio de las componentes media alternantes. Y la seguridad se marca siempre que el punto descrito por las componentes de esfuerzo esté por debajo de la línea de vida constante.

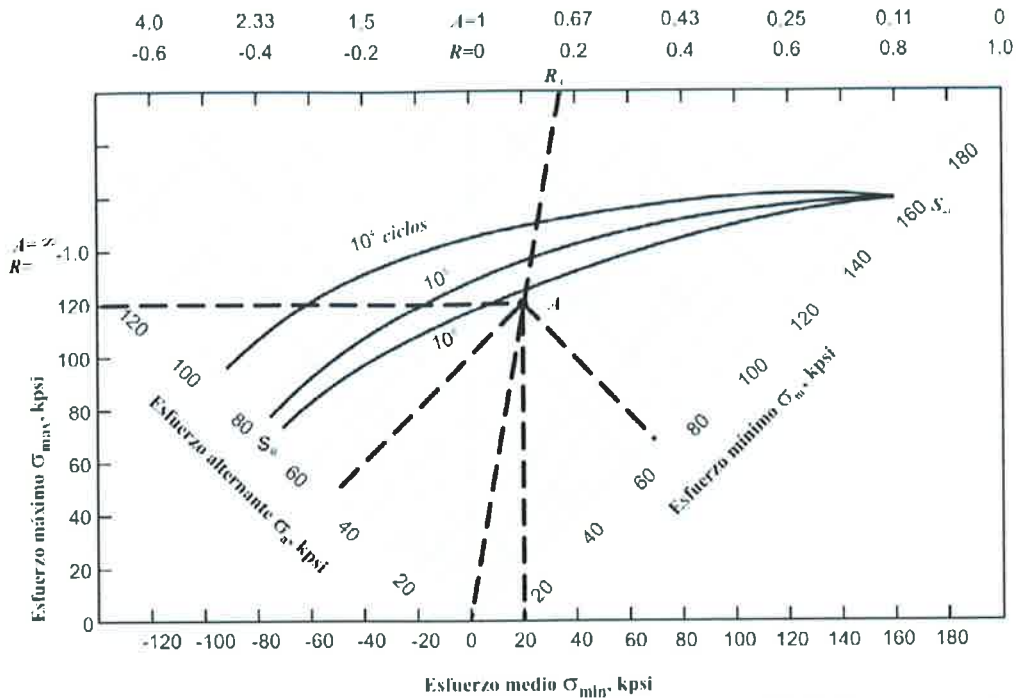


Fig 2-11 Diagrama de fatiga maestro creado para el acero AISI 4340 que tiene  $S_{ut} = 158$  kpsi y  $S_y = 147$  kpsi. Las componentes de esfuerzo en A son  $\sigma_{min} = 20$ ,  $\sigma_{max} = 120$ ,  $\sigma_m = 70$  y  $\sigma_a = 50$  todos en KPSS [6-7].

Cuando el esfuerzo medio es de compresión, ocurre falla siempre que  $\sigma_a = S_e$ , o siempre que el  $\sigma_{max} = S_{yc}$ , como se indica en el lado izquierdo de la Fig. 2-10. No necesita elaborarse ningún diagrama de fatiga ni desarrollarse ningún otro criterio de falla.

En la Fig 2-12 se ha vuelto a trazar la componente de tensión de la Fig 2-10, esta vez utilizando resistencias en vez de relaciones de resistencias, con el mismo criterio de Goodman modificado, además de otros tres criterios para los casos de falla. Tales diagramas se trazan a menudo para fines de análisis y diseño; son fáciles de usar y los resultados se pueden proporcionar directamente.

En la ordenada de la Fig. 2-12 se representa el límite de fatiga  $S_e$  o bien la resistencia de vida finita  $S_f$ . Estos valores ya se habrán corregido utilizando los factores de Marin de la ecuación (2-10). Nótese que la resistencia de fluencia  $S_{yt}$  se representa también en el eje de las ordenadas. Esto sirve como recordatorio de que la fluencia, y no la fatiga, podría ser el criterio de falla.

El eje del esfuerzo medio de la Fig. 2-12 contiene la resistencia de fluencia  $S_{yt}$  y la resistencia a la tensión  $S_{ut}$  representada en él.

En la Fig. 2-12 se presentan cuatro criterios de falla: la línea de Soderberg, la línea de Goodman modificada, la línea de Gerber y la de fluencia o cadencia. El diagrama muestra que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección en contra de la fluencia.

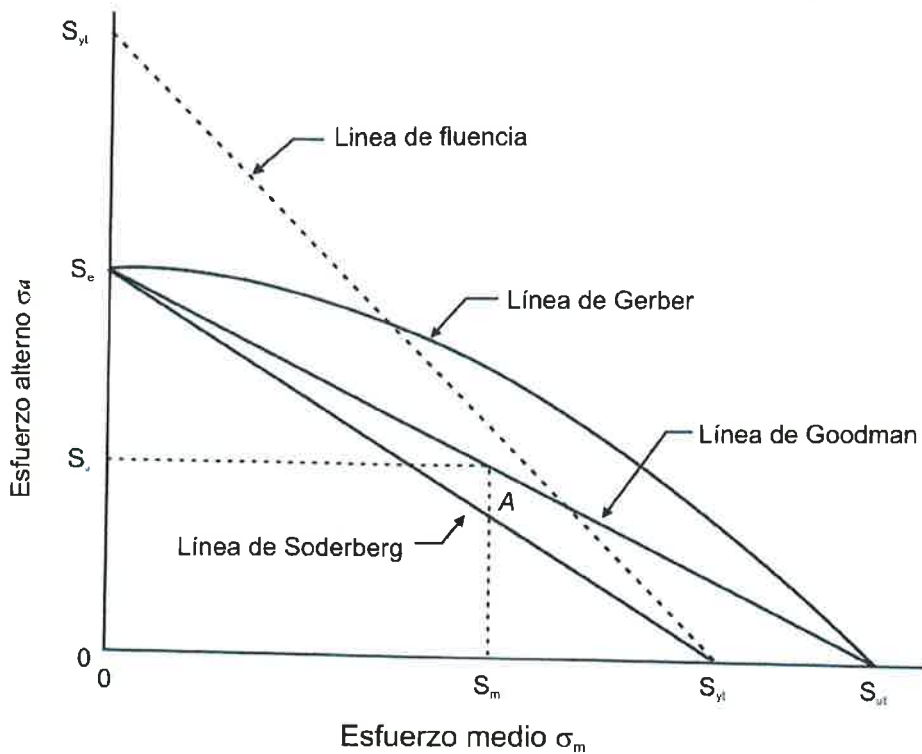


Fig. 2-12 Diagrama de fatiga que representa diversos criterios de falla. Para cada criterio, los puntos sobre y fuera de la línea respectiva indican falla. Un punto A en la línea de Goodman, por ejemplo, da la resistencia  $S_m$  como el valor límite de  $\sigma_m$  correspondiente a la resistencia  $S_{ut}$ , la cual, emparejada con  $\sigma_m$ , es el valor límite de  $\sigma_a$ .

Las teorías lineales de la Fig. 2-12 pueden expresarse en forma de ecuación para calcularse en máquinas escribiendo la ecuación de una recta en su forma de intercepciones. Tal forma es donde  $a$  y  $b$  son las intercepciones  $x$  y  $y$ , respectivamente. Estas ecuaciones de la línea de Soderberg es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (2-28)$$

En forma análoga, se tiene que la relación de Goodman modificada es

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2-29)$$

Al examinar la fig 1-10 vemos que la línea que representa la teoría de Gerber tiene una mayor posibilidad de pasar por la parte central de los puntos de falla; en



consecuencia, se debe ser un medio de predicción más preciso. Esta teoría recibe también el nombre de relación parabólica de Gerber, puesto que la ecuación es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left( \frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (2-30)$$

Aunque es innecesario, se puede completar el esquema definiendo la fluencia en el primer ciclo mediante la ecuación

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (2-31)$$

Los esfuerzos  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  pueden reemplazar los términos  $S_a$  y  $S_m$  en las ecuaciones (1-28) a (1-30), si cada resistencia se divide entre el factor de seguridad  $n$ . Si se hace esto, la ecuación de Soderberg cambia a

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad (2-32)$$

La relación de Goodman modificada es

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2-33)$$

Y la ecuación de Gerber es

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left( \frac{n\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (2-34)$$

El significado de estas ecuaciones se aprecia en la Fig. 2-13, poniendo como ejemplo la teoría de Goodman modificada. Pese a que las ecuaciones (2-32) a la

(2-34) representando el enfoque usual a la determinación del factor de seguridad, se pueden desarrollar otros métodos, algunos de ellos basados en el concepto de línea de carga.

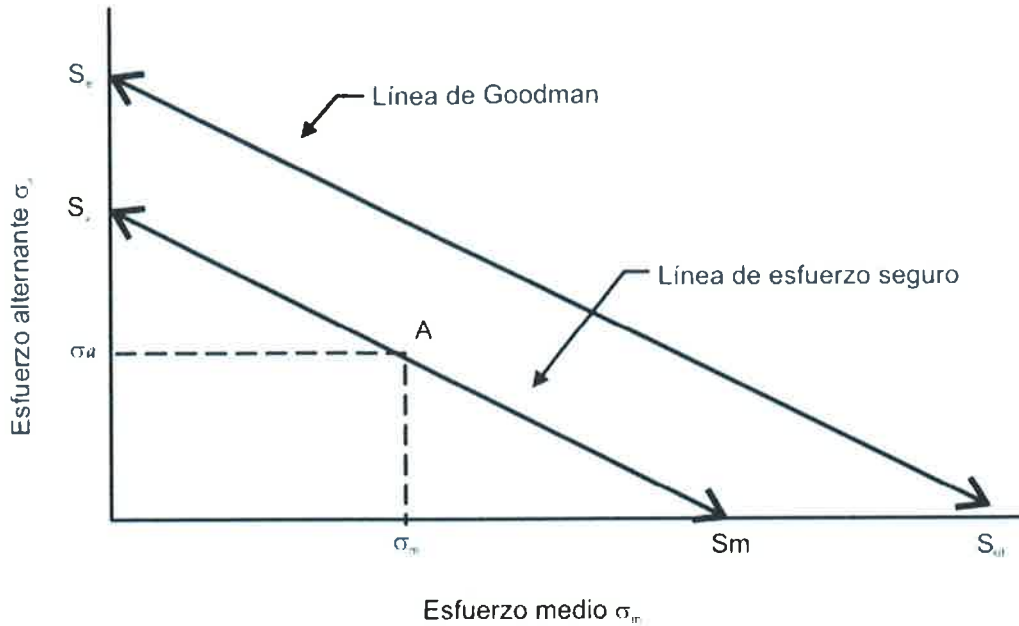


Fig. 2-13 La línea de esfuerzo seguro que pasa por A se traza paralelamente a la línea de Goodman modificada. Nótese que la línea de esfuerzo seguro es el lugar geométrico de todos los conjuntos de esfuerzos  $\sigma_a$ - $\sigma_m$  que tiene un factor de seguridad  $n$  y que  $S_m = n\sigma_m$  y  $S_a = n\sigma_a$ .

# CAPITULO 3

## PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES

Para realizar el respectivo análisis por elementos finitos (FEM) es necesario obtener información acerca de las características del material, en este caso se analizará el material que pertenece al tubo de contenedor de aire para las bolsas de aire.

Para obtener las características de tubo es necesario obtener probetas de este mismo tubo Fig. 3-1 con la finalidad de conocer las propiedades del material del tubo. Es necesario preparar tres probetas y realizar la prueba de tensión según norma ASTM E8.



Fig. 3-1 Probetas de tubo de análisis

Es así como se toman tres tubos (contenedores de aire) de la caja de producción y se procede a maquinarlo para obtener la forma de la probeta de acuerdo con la norma (ASTM E8-2004), cada una de estas probetas es ensayada y la máquina de tensión nos entrega una serie de puntos que nos ayuda a generar la curva esfuerzo deformación del acero. El objetivo de realizar tres probetas es para realizar tres mediciones y así tener una mejor exactitud en las mediciones verificando que estas son verdaderas. En seguida se muestran una grafica con las tres curvas esfuerzo deformación de cada una de las probetas. Fig 3-2

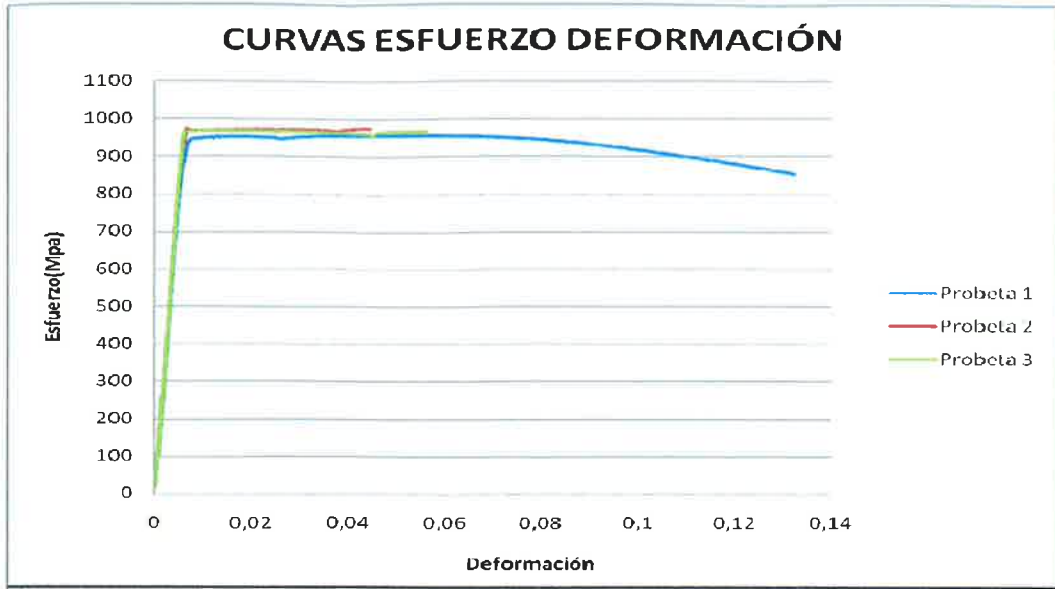


Fig 3-2 Grafica de las tres probetas

Datos	P1	P2	P3	$\bar{X}$
Carga máxima (KN)	31.49	32.23	32.76	32.16
% de Elongación (Mpa)	13.62	14.24	12.46	13.44
Resistencia a la tensión (Mpa)	958.07	980.76	972.47	970.43
Modulo de Elasticidad (Mpa)	159523	168931	167322	165258.66
Esfuerzo de fluencia (Mpa)	948.36	970.79	964.6	961.25

Tabla 3-3 Propiedades mecánicas del tubo contenedor de aire.

De acuerdo con los resultados de cada una de las curvas esfuerzo deformación se puede observar que el modulo de Young y el esfuerzo de fluencia es más alejado para la probeta 1 que las otras dos, esto puede ser debido a que el tubo del cual obtuvimos la probeta No. 1 es cortado de algún otro atado de tubos en consecuencia es de alguna otra colada de fabricación de tubo. Sin embargo podemos utilizar estos valores para obtener un promedio y así representar las propiedades mecánicas del material.

### 3.2. Funciones del sistema Dimpling

Enseguida se describe el sistema dimpling con sus elementos principales.

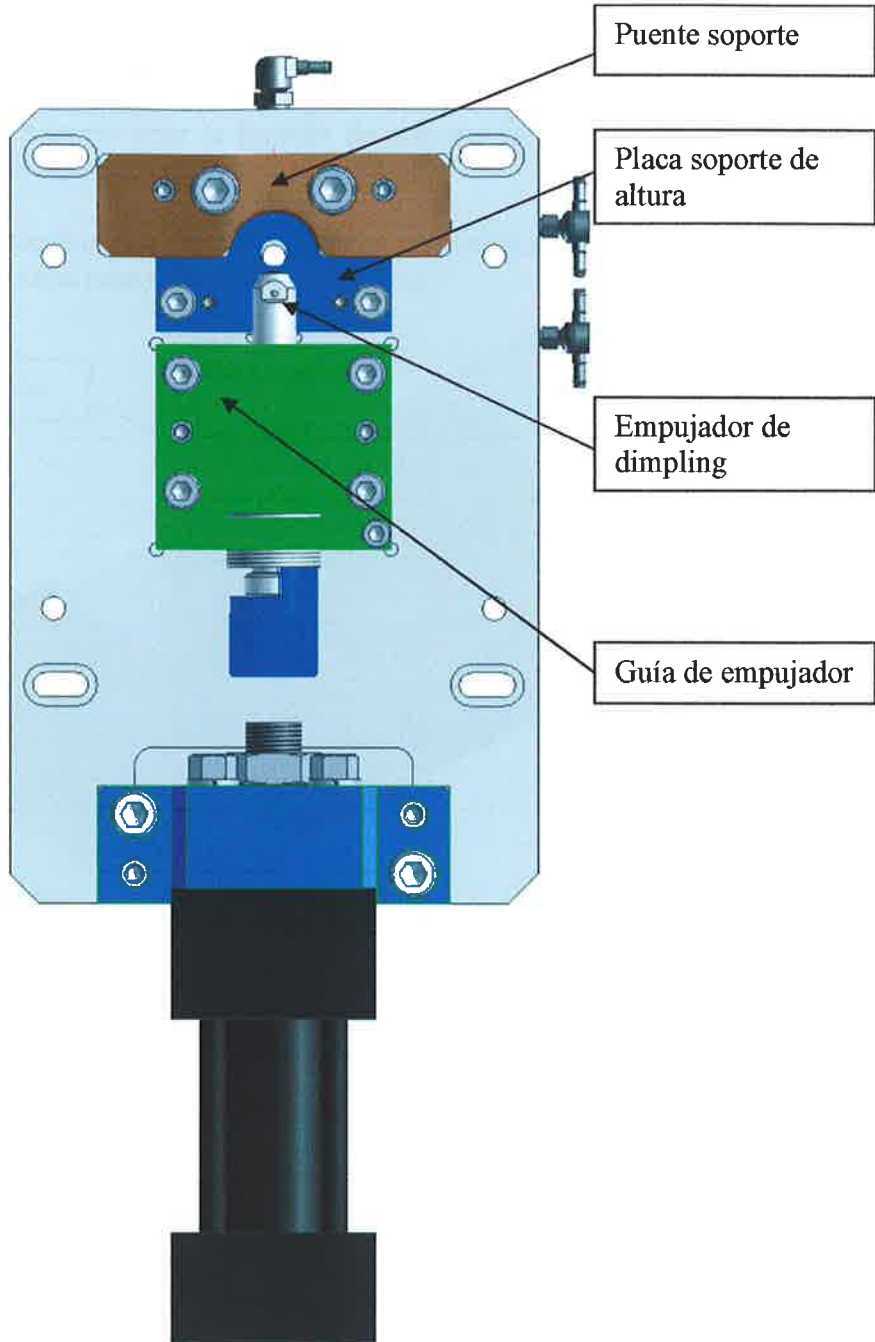


Fig. 3-4 Partes principales que componen el sistema Dimpling.

El funcionamiento del sistema es el siguiente:

1. El PLC manda la orden a una válvula hidráulica y ésta acciona el pistón hidráulico el cual adelanta el empujador del dimpling.
2. El empujador dimpling empuja el dimpling hasta el tubo realizando la penetración del tubo hasta una profundidad de 1.59 mm
3. Con el tubo sujeto por el dimpling se lleva cabo el barrenado del spot face.
4. El perno Soporte tiene la función de soportar la carga provocada por el proceso de embutido junto con el puente.

En seguida mostraremos una vista del dimpling mediante un corte transversal para explicar las partes que intervienen. Fig. 3-5

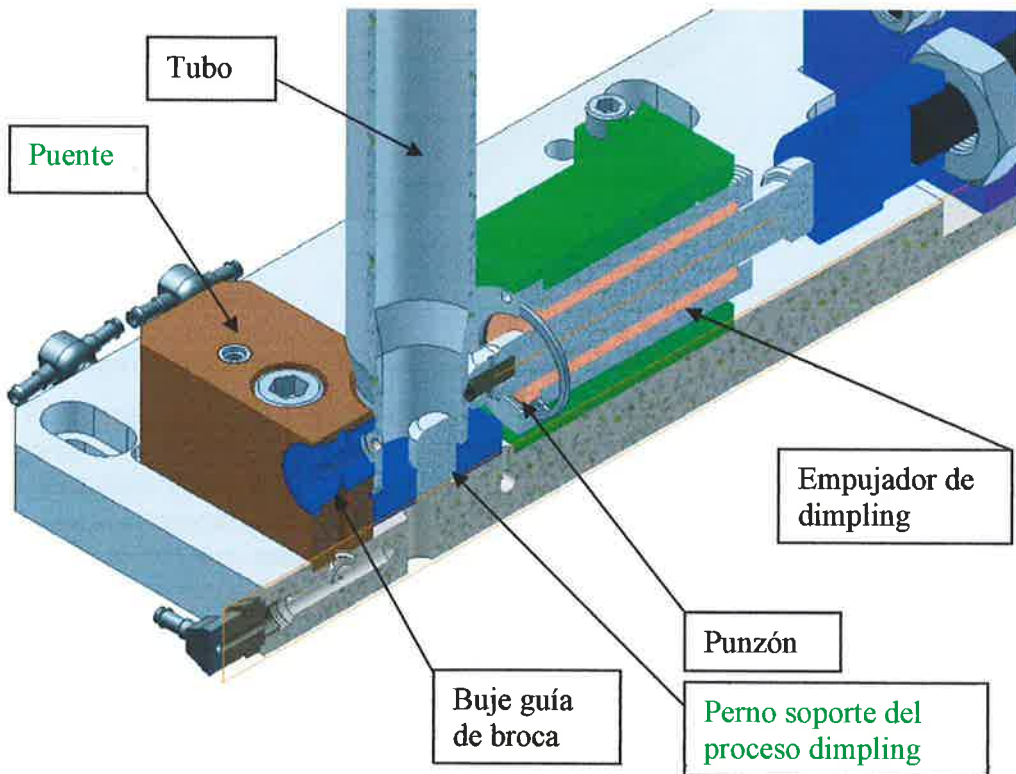


Fig 3-5 Dibujo con corte de partes principales del Sistema Dimpling.

### 3.2.1. Dimpling Pin

Es la herramienta que forma la cavidad por punzonado se muestra en la fig. 3-6. Esta pieza está mecanizada de un acero O1 grado herramienta para trabajos en frío, el acero tiene la característica de altas resistencia al desgaste. La composición del acero se muestra en la tabla 3-7.

Módulo de Elasticidad del Acero O1 186 GPa a 214 GPa.

C	Si	Mn	P máx.	S máx.	Cr	V máx.	W
0.85-1.00	0.50	1.00-1.40	0.030	0.030	0.40-0.60	0.30	0.40-0.60

Tabla. 3-7 Composición química del acero O1 (Datos obtenidos de pagina web: [www.matweb.com](http://www.matweb.com))



Fig 3-6. Dibujo del punzón.

### 3.2.2. Soporte del Proceso Dimpling.

Esta pieza consta de una placa y un perno, ayuda como apoyo del tubo para soportar la carga producto de la fuerza de deformación en el proceso de embutido del dimpling. Por sistema de calidad el tubo no se debe de ovalar más de 15%. Esta pieza se muestra en la fig. 3-8.

También sirve para asegurar una de las condiciones de medición y esta es la distancia de la boca del tubo al sistema dimpling que debe de ser de  $13.5 \pm 0.13$  mm.

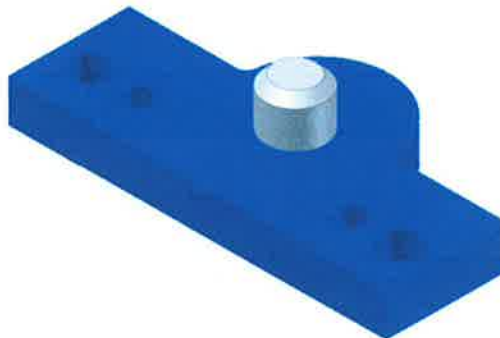


Fig 3-8. Dibujo del respaldo del tubo con perno soporte.

### 3.2.3. Puente y buje guía.

El puente es una pieza que ayuda a soportar parte del esfuerzo provocado por la formación del proceso de embutido fig. 3-9. También tiene la funcionalidad de servir como guía para el proceso de barrenado de spot face, cuenta con un sistema de lubricación para este mismo proceso.



Fig 3-9. Puente soporte de tubo.

### 3.3. Método del elemento finito.

Muchos fenómenos físicos en ingeniería y ciencias pueden ser descritos en términos de ecuaciones diferenciales. En general, resolver estas ecuaciones por un método clásico analítico resulta imposible. El método de elemento finito (FEM) es una aproximación numérica por medio de ecuaciones diferenciales parciales que pueden ser resueltas. Desde un punto de vista de ingeniería, el FEM es un método para resolver problemas de ingeniería tales como análisis de esfuerzos, transferencia de calor, flujo de fluidos y electromagnetismo por medio de simulación por computadora.

Para explicar la aproximación básica de el FEM, se considera un plato con un barreno en el centro como se muestra en la Fig. 3-10 para el cual nosotros deberemos encontrar la distribución de las temperaturas. Esto es directo a escribir una ecuación de balance de calor para cada punto en el plato. Sin embargo, la solución para el resultado de las ecuaciones de diferenciales parciales para una geometría complicada, tal como un monoblock es imposible por el método de separación de variables.

La idea básica del FEM es la de dividir el cuerpo en elementos pequeños, incluso llamados elementos, conectados por nodos, y obtener una solución aproximada.



Esto es llamado mallado de elemento finito y el proceso de la creación de la malla es llamado generación de la malla.

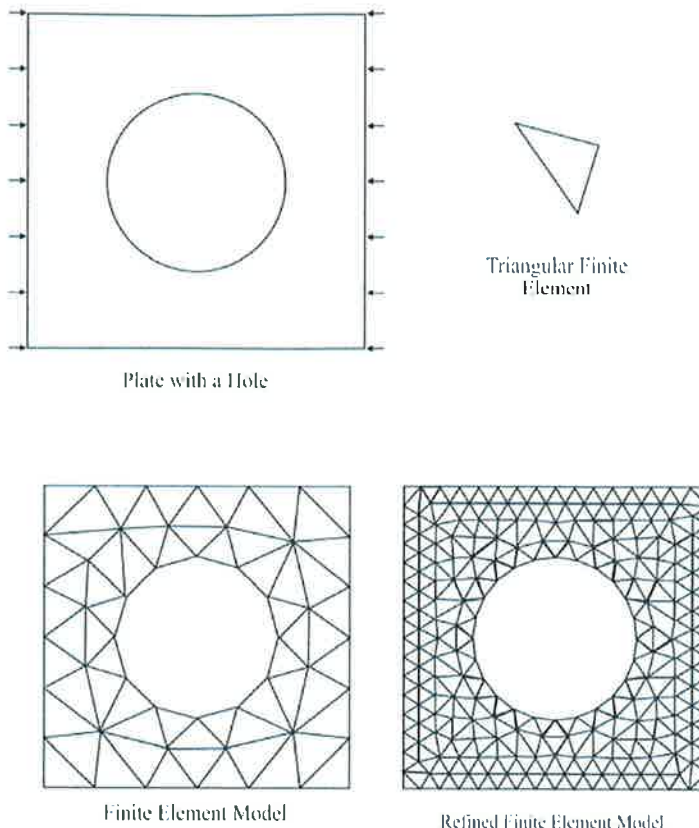


Fig 3-10 Geometría, cargas y mallado de elementos.

El FEM provee una metodología sistemática para la solución, en el caso de nuestro ejemplo, el campo de la temperatura, pueden ser determinados por un programa de computadora. Para problemas lineales, la solución es determinada por un sistema de solución de ecuaciones lineales de número desconocido (Tales son las temperaturas nodales) es igual al número de nodos. Para obtener una resolución de solución razonable, miles de nodos son usualmente utilizados, entonces las computadoras son esencialmente utilizadas para la resolución de estas ecuaciones. Generalmente, la exactitud de la solución depende del número de elementos (y nodos), incrementando el tiempo de proceso, e incluso el costo. El programa de elemento finito determina la temperatura de cada nodo y el flujo de calor a través de cada elemento. Los resultados son usualmente presentados como visualización de computadora. Esta información es usada en el diseño de procesos de ingeniería.

John Swanson desarrolló el programa de elemento finito para la corporación de Westinghouse Electric. Para el análisis de reactor nuclear. En 1969, Swanson dejó

en el mercado un programa llamado ANSYS. El programa tiene dos capacidades lineal y no lineal, y esta fue pronto adoptada por muchas compañías.

Es así como el uso de este software nos ayudará a encontrar los esfuerzos a los que está sometido las piezas que soporta la carga de la formación de dimpling y con estos datos observaremos la fatiga a las que están expuestos estos mismos elementos.

### 3.4. Simulación numérica del proceso dimpling

En este capítulo se dará inicio a los cálculos por medio de elemento finito donde analizaremos las partes que se encuentran en contacto y que interactúan para soportar la fuerza en el momento en que se realiza el proceso de embutido o dimpling. Sabemos, que los resultados obtenidos servirán para mejorar este diseño.

Primeramente empezaremos con las partes que interactúan en el proceso de dimpling o embutido, después obtendremos la fuerza necesaria para realizar este embutido, con este dato obtendremos las fuerzas que soportan cada uno de los elementos que ayudan a soportar el proceso y se colocará cada una de estas fuerzas en cada elemento y se verificará si el material, o la forma geométrica es suficiente para soportar este esfuerzo y se verificará el tiempo de duración de cada elemento.

En la Fig. 3-11 se muestra un dibujo esquemático representativo de las piezas solo de interés para nuestro análisis. Para la Fig. 3-12 se muestran las mismas partes pero ahora con las distancias de trabajo, que son necesarias para la colocación de las cargas. Nota: Las cotas están en mm.

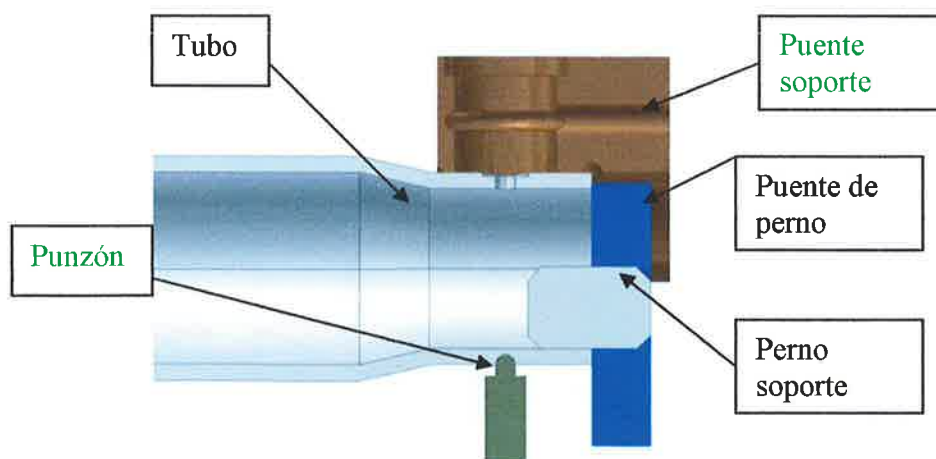


Fig. 3-11. Partes principales seccionadas que componen el proceso dimpling.

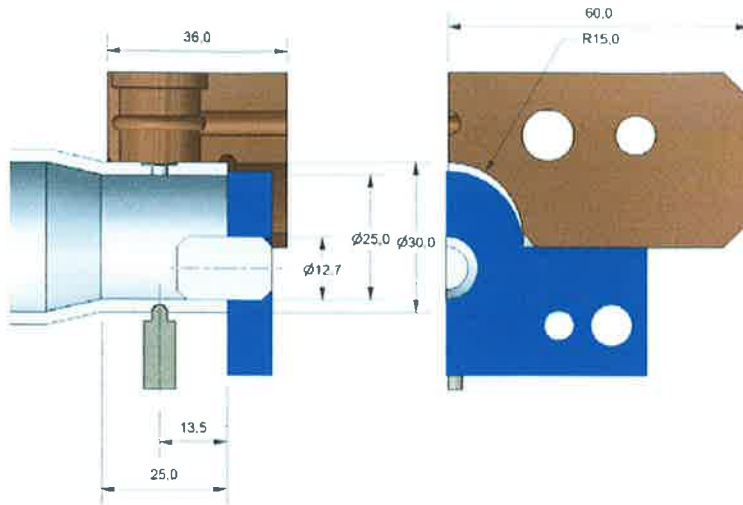


Fig 3-12. Dimensiones en mm de la posición de los componentes.

### Simulación del proceso dimpling

Para dar inicio a un análisis por el método de elemento finito es necesario simplificar el problema de tal forma que sólo estén involucrados los elementos, las restricciones y las características del material que muestren el análisis como se esta llevando acabo físicamente, es decir simular algunos aspectos tales que obtengamos las cargas y después se pueda realizar otro análisis con las piezas solas.

De la Fig 3-11 se observó que el tubo está siendo penetrado por la pieza dimpling pin y que las piezas que soportan esta carga de penetración son el perno soporte y el puente es así como para simplificar el análisis es posible solo colocar el tubo y el dimpling y restringir el movimiento en el perno soporte y el puente. Con esto logramos que el análisis se reduzca, también es posible que el dimpling sea representado como una esfera rígida, esto es debido a que en los planos anexos A5. se ve que el dimpling en la punta de penetración es una semiesfera es decir la mitad de una esfera. En la siguiente Fig. 3-13 se muestra el proceso de análisis simplificado.

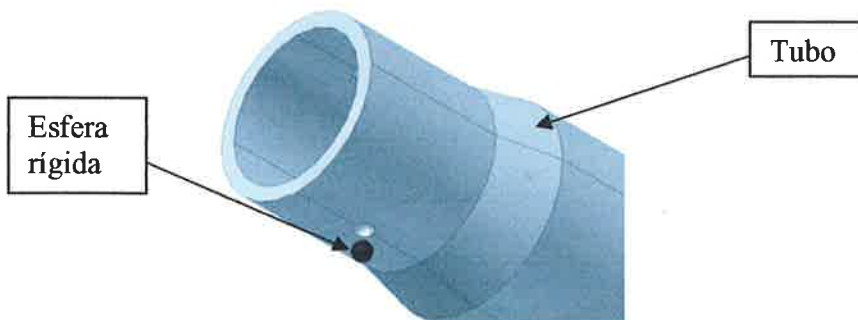


Fig 3-13 pieza simplificada de la Fig. 3-11

También es posible dibujar en el software de análisis ANSYS sólo el cuello del tubo debido a que no interfiere lo demás del cuerpo del tubo en el análisis.

Los elementos importantes para su análisis son el perno y puente soporte, se observa que en la realidad estos dos elemento sufren un esfuerzo muy grande y que en el caso del perno soporte existe un rompimiento de él cada cierto tiempo. Entonces el primer paso de análisis es averiguar que carga están soportando cada uno de los elementos, para esto es necesario analizar cual es la fuerza necesaria para realizar el proceso de dimpling. Llámese dimpling al proceso del embutido de la herramienta dimpling pin. Cavidad formada por este proceso.

Con ayuda de la herramienta de simulación de elementos finitos ANSYS se obtendrá esta fuerza necesaria para realizar el proceso dimpling. Los pasos que se siguieron para realizar este análisis con ayuda del software Ansys son:

1. Primeramente verificamos que es un proceso estructural, le colocamos el nombre de penetración dimpling 3-1 y enseguida colocamos el tipo de elemento que se utilizará que es un Solid 45.
2. Se procede a colocar las propiedades del tubo o contenedor, estas son módulo de Young, la relación Poisson y los puntos de la curva esfuerzo deformación solo en la zona elástica y hasta antes del punto de cedencia. Vea propiedades del tubo contenedor en la tabla 1-1 y anexo A2.
3. Se procede a realizar las figuras primeramente se realiza el contorno del cuello del tubo. Dibujando una circunferencia interna de 25 mm y una externa de 30 mm, se forma su area entre estas dos circunferencias y se extrulle 25 mm hacia en frente.
4. Después se recoloca el sistema de coordenadas en la posición del centro de la esfera, y en este punto se genera la esfera de radio 1.59 mm.. Nota verificar que los dos volúmenes apenas se estén tocando debido a que si hay contacto es difícil colocar los valores contac como se muestra en la Fig. 3-14.



Fig 3-14 Generación de volúmenes en Ansys.

5. Se procede a mallar ambos volúmenes y se aplica una malla mas fina. Como se muestra en la Fig.3-15.

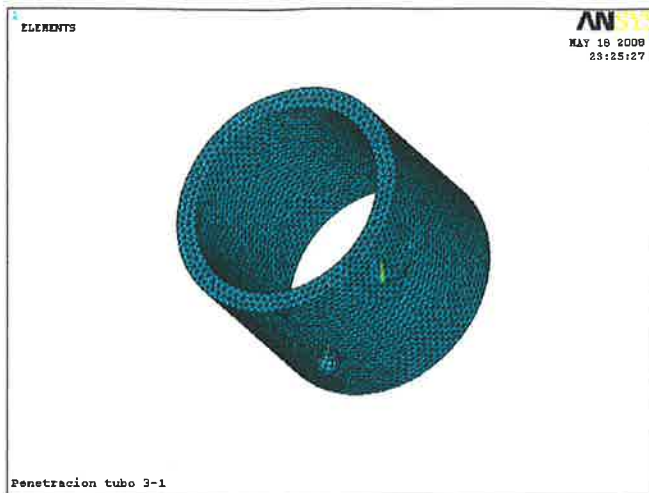


Fig. 3-15. Generación de la malla de los dos volúmenes.

6. Se procede a colocar las restricciones que son, en estos casos donde esta soportado el tubo durante el proceso dimpling. El primero soporte es el del perno soporte para esto se dividió en tres la línea interna del tubo fijando a cualquier movimiento sólo la primera línea tomando como base que el frente del tubo es la parte de atrás de la Fig. 3-16

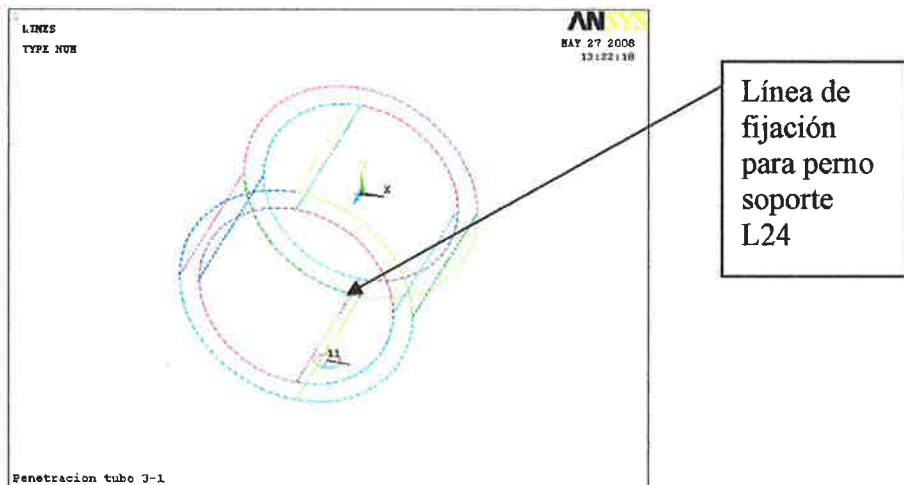


Fig. 3-16 Ploteo de los volúmenes en forma de alambre para indicar la línea de fijación.

7. Se procede a colocar la restricción que simula el puente, esta se restringe en dos áreas del tubo en la parte superior, Fig. 3-17

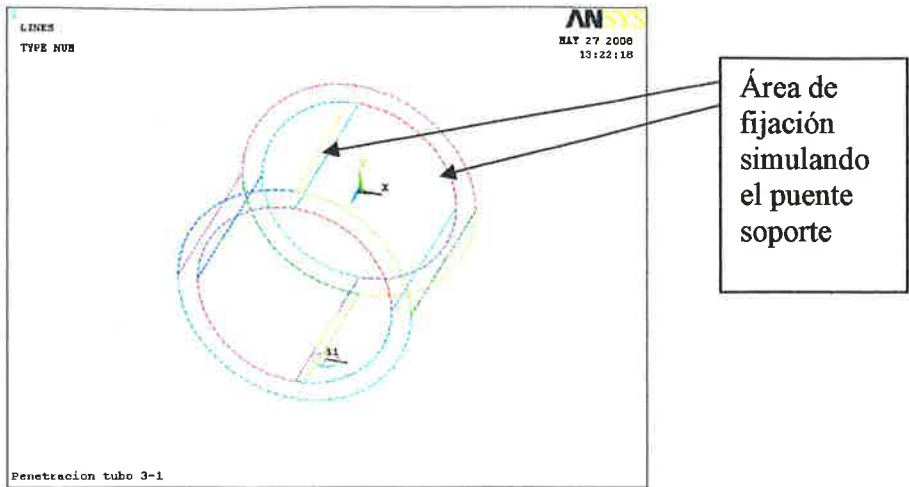


Fig 3-17 Ploteo de los volúmenes en forma de alambre para indicar la línea de fijación simulando el puente soporte.

8. Una vez colocados los coinstraints se procede a colocar la fuerza, para este caso no es necesario una fuerza pero si un desplazamiento de 1.59 mm por lo tanto habrá un contacto entre el tubo y la esfera este contacto se lleva a cabo mediante el uso de Preprocesor > Modeling > Created > Contact Pair. Como se muestra en la Fig. 3-18, sobre el mismo comando pide un coeficiente de fricción que es de 0.3 y por último se verifica si la dirección de las normales están encontradas.

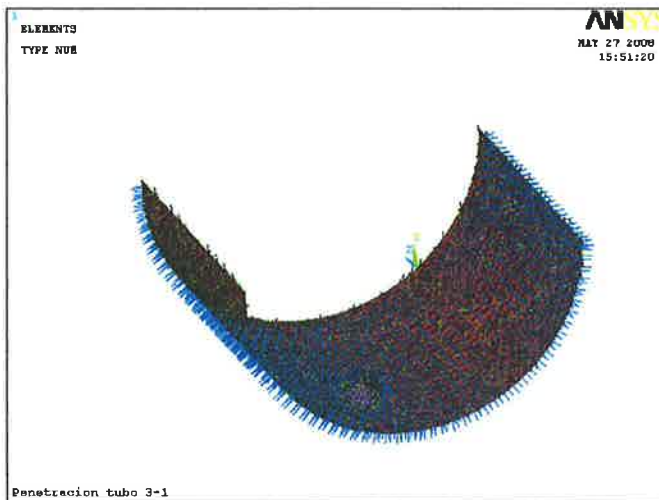


Fig. 3-18 contactos entre los dos volúmenes y dirección de la normal

9. Ahora se le da un desplazamiento a la esfera para que penetre la cantidad necesaria. Por último se selecciona los números de pasos que se requieren para realizar la solución.
10. Se selecciona que resuelva el problema.

Con el uso del software ANSYS obtenemos el esfuerzo máximo de Von Misses que se tiene cuando el tubo es penetrado por el dimpling. Fig. 3-19 (a) vista inferior se puede observar el esfuerzo que se genera al tubo al ser penetrado, (b) vista superior isométrica se puede observar como existe una deformación del tubo cuando se realizo la penetración y se observa por colores el esfuerzo de Von Misses.

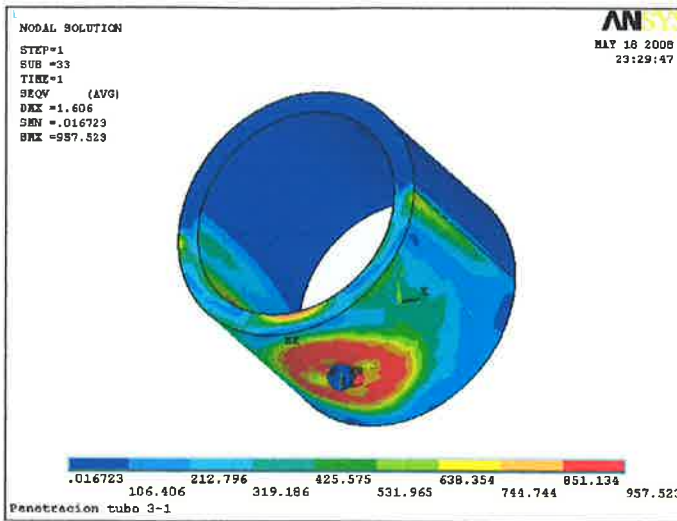


Fig. 3-19 (a). Esfuerzo máximo de Von Misses 957.52 Mpa.

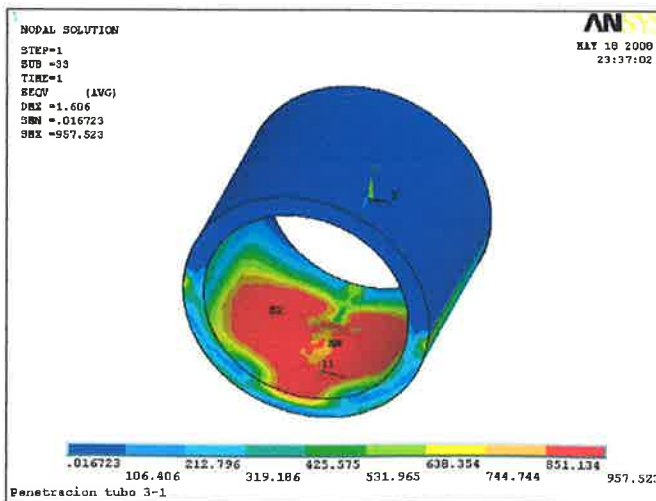


Fig. 3-19 (b). Otra vista del esfuerzo de Von Misses

La fuerza necesaria para realizar la penetración se observa graficando en dos tiempos el movimiento del dimpling Fig. 3-20. En la grafica se observa que la fuerza necesaria para penetrar el dimpling a una profundidad de 1.59 es de 21641 N que son aproximadamente unos 2206.77 Kgf.

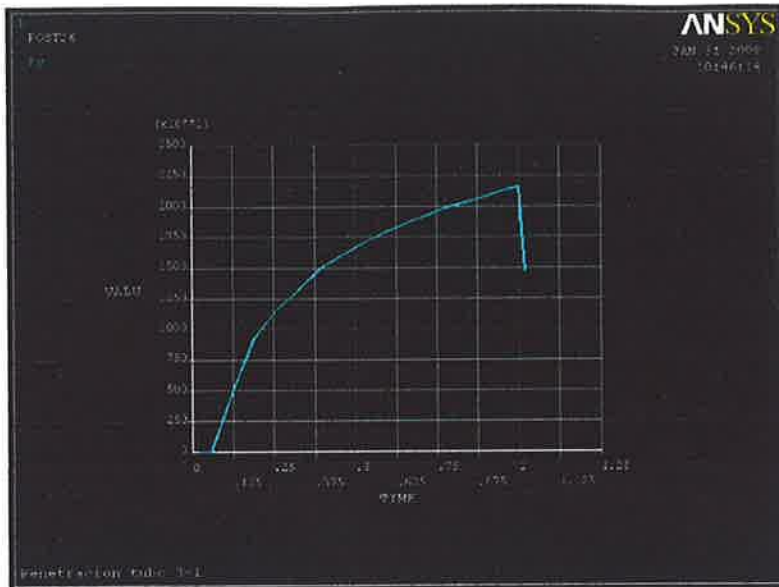


Fig. 3-20. Grafica de fuerza de reacciones total.

En la práctica, la máquina dimpling tiene un pistón de diámetro 1 ½” y el sistema trabaja a una presión de 2400 psi. Si aplicamos la formula de :

$$P = \frac{F}{A} \tag{3-1}$$

Si despegamos F de la ecuación 2-1 tenemos:

$$F = PA \quad \text{Donde:} \tag{3-2}$$

- F = Fuerza aplicada en Kgf.
- P= Presión del sistema en psi
- A= Área del embolo del pistón en in<sup>2</sup>.

Donde:

$$A = \frac{\pi.D^2}{4} = \frac{3.1416 \times (1.5)^2}{4} = 1.76715 \text{ in}^2 \tag{3-3}$$

Aplicando la anterior (2)



$$F = PA = (2400)(1.76715) = 4241.16\text{ lbf} = 1923.758\text{ kgf}$$

Podemos observar que el valor obtenido es cercano a la realidad.

Sabemos entonces, que la fuerza necesaria para generar el dimpling es 21641 N( $F_{Rt}$ ) y que este valor es el total de la suma de las cargas que soporta el perno soporte ( $F_{R\text{-perno}}$ ) y el puente ( $F_{R\text{-puente}}$ ) y también sabemos que estas cargas no son iguales, debido a esto obtenemos la siguiente ecuación (3-4)

$$F_{Rt} = F_{R\text{-perno}} + F_{R\text{-puente}} \quad (3-4)$$

Por lo tanto el valor de :

$$F_{Rt} = 21641 \text{ N} = 2206.77 \text{ Kgf.}$$

Es necesario obtener primero cualquiera de las dos fuerzas que soporta los dos elementos, observamos que el puente está representado como sujeción en dos áreas del tubo por esta razón sería difícil sumar todas las cargas para cada nodo de esas áreas. Pero observamos que el perno soporte sólo soporta al tubo en una sola línea, y que de aquí sería más fácil obtener este dato

### Fuerza de reacción en el perno

Para obtener esta fuerza de reacción en el perno es necesario listar los nodos en la línea L24. Esta línea es donde se encuentra el apoyo del perno y las fuerzas se muestran a continuación. Fig. 3-16 y 3-21

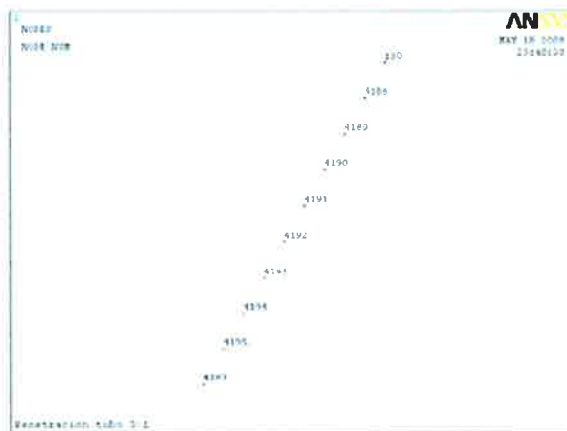


Fig. 3-21 Lista de nodos de apoyo del perno soporte.

De la misma forma se obtiene la fuerza de reacción total y en cada uno de los nodos, estos datos como se en listan a continuación:

PRINT FY REACTION SOLUTIONS PER NODE

\*\*\*\*\* POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING \*\*\*\*\*

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 33  
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL  
COORDINATE SYSTEM

NODE	FY
138	623.16
4187	-4338.5
4188	504.05
4189	206.76
4190	-20.401
4191	-368.76
4192	-792.71
4193	-1343.0
4194	-1490.6
4195	-2053.3

TOTAL VALUES  
VALUE -9073.3

En la siguiente fig. 3-22 Se muestran las fuerzas que están aplicadas en el perno soporte y son:

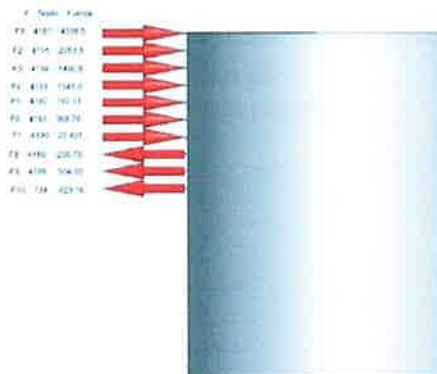


Fig. 3-22 Representación de las fuerzas que actúan en el perno.

De la ecuación (2.4) tenemos.

$$F_{Rt} = F_{R-perno} + F_{R-puente}$$

Sustituyendo los valores que ya se conocen tenemos:

$$21641 = 9073.3 + F_{R\_puente}$$

Despejando la fuerza de reacción del puente tenemos:

$$F_{R-puente} = 12567.7 N$$

Una vez obtenidos las fuerzas a los que están sometidas cada uno de los elementos, es hora de analizar si los elementos resisten esta fuerza, y no sobrepasa el esfuerzo de cedencia es decir si el perno soporte y el puente trabajan en la zona elástica del material de acuerdo con su curva esfuerzo deformación.

Es necesario utilizar la herramienta del ANSYS para determinar el esfuerzo que existen en el perno durante la carga del dimpling para esto se realizaron los siguientes pasos:

1. Tipo de proceso estructural
2. Se utilizó el tipo de elemento solid 92.
3. Introducirle los datos de módulo de Young y relación Poisson para el acero AISI 4140T ( de la tabla anexo A1) para realizar un problema lineal.
4. Después es necesario dibujar la pieza realizando una circunferencia dando áreas entre líneas y extruyendola un total de 8.5 mm.
5. Después se malla procurando que la malla sea lo más fina posible en el área cercana a la línea donde se aplicará la carga.
6. Ahora se aplica la restricción tan solo en la parte trasera del perno evitando el total movimiento del perno.
7. Después se considera un carga linealmente distribuida de 9073.3 N a lo largo de la línea del cuadrante de carga.
8. Se solicita al software resolver el problema.

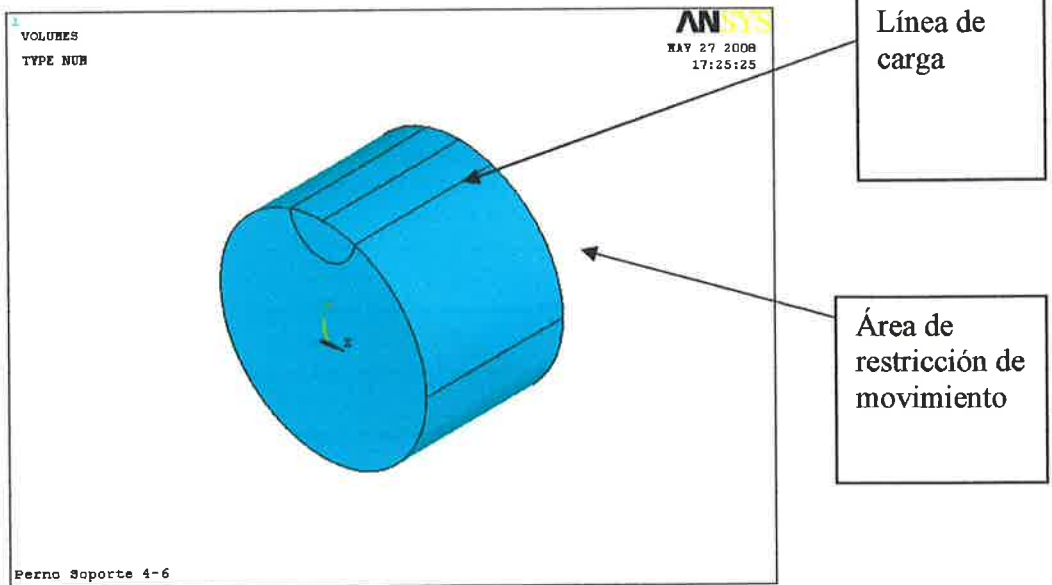


Fig 3-23 Muestra las líneas de carga y área de fijación

Una vez que el software ha obtenido el resultado, se realiza la obtención de los esfuerzos: esfuerzo principal máximo Fig. 3-24 y el esfuerzo de Von Mises Fig.3-26

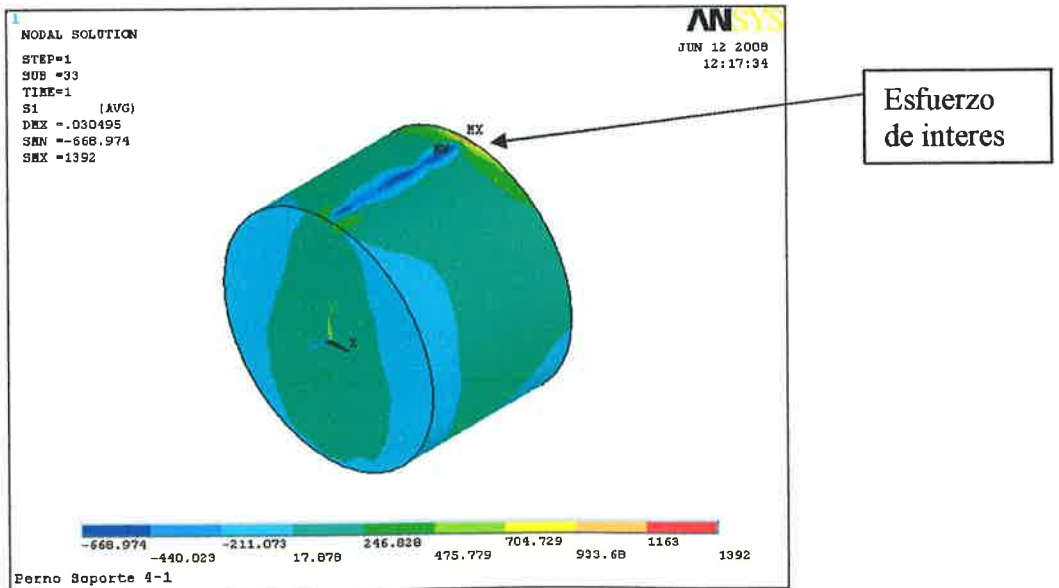
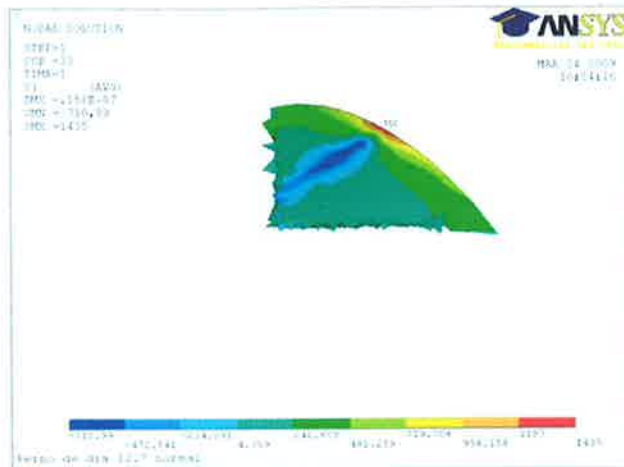


Fig. 3-24. Primer esfuerzo principal en  $x \sigma_x$ .

El esfuerzo principal mas grande del perno es de 1392 MPa.

Es importante mencionar que el esfuerzo que nos interesa se encuentra en la parte trasera del perno que es donde se podría presentar el cortante del mismo. Fig. 3-25



$$F_{R-puente} = 12426.7 N$$

Para convertir esta fuerza en una presión que actúa directamente bajo la curva del puente tenemos que el área proyectada bajo la curva del puente es de  $30.5 \times 24$  mm que es igual a  $732 \text{ mm}^2$  esta esta representada en la Fig. 3-27.

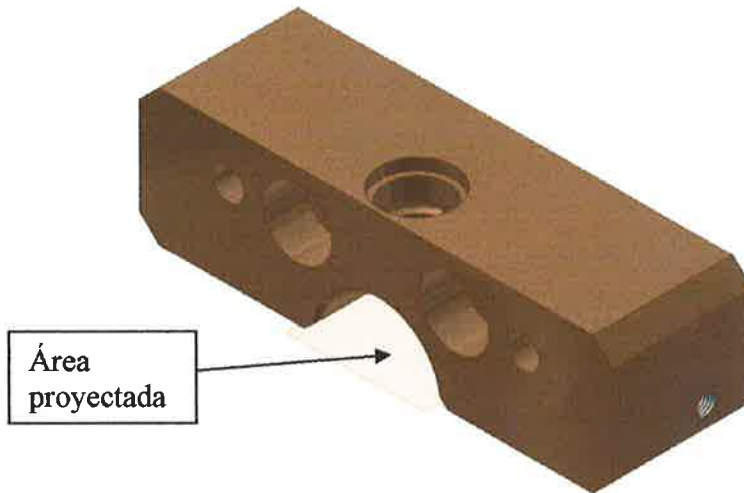


Fig. 3-27 Representación del área bajo el soporte del tubo

Para convertir la fuerza en una presión basta con tan solo dividirla entre el área y obtendremos la presión por  $\text{mm}^2$ .

$$P = 16.98 \text{ N/mm}^2 = 16.98 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 16.98 \text{ Mpa.}$$

Utilizando la herramienta del ansys realizamos los siguientes pasos para obtener el resultado del problema:

1. Se escoge el tipo de proceso estructural
2. Se coloca el tipo de elemento solid 92.
3. Se ingresan las características del acero que se esta utilizando para el caso del puente el material es de acero AISI 4140T se ingresa el modulo de Young y su relación Poisson de acuerdo con la tabla del anexo A1.
4. Después se genera la figura en plano para después hacerlo un área y luego extruirla como siguiente paso.
5. La pieza es mallada.
6. Se colocan las restricciones que para este caso es sobre líneas en todo el contorno trasero de la pieza.

7. Se coloca la fuerza por unidad de área bajo la proyección de la curva en sentido positivo.
8. Se resuelve el problema.

Aplicando la fuerza de  $16.98 \text{ N/mm}^2$  de presión sobre la curvatura de puente y colocando su restricción solo sobre la orilla trasera del punte. Obtenemos que el esfuerzo máximo que soportara el puente Fig. 3-28 y el esfuerzo de Von Misses Fig. 3-29.

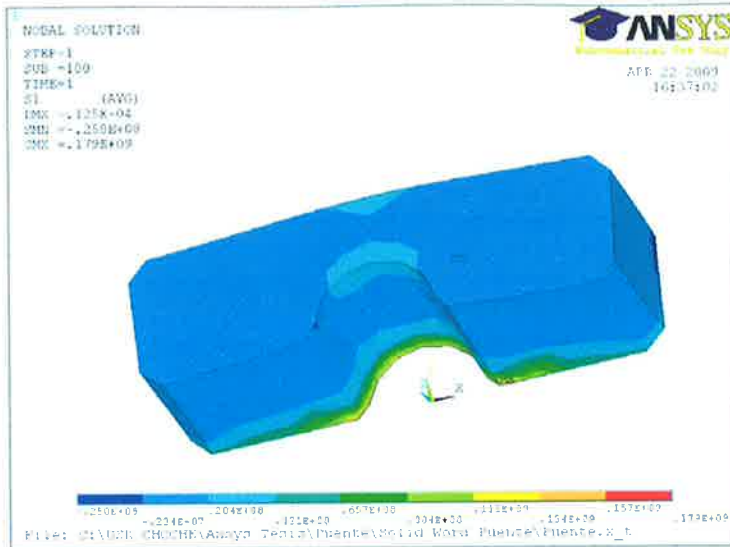


Fig. 3-28 El esfuerzo principal más grande para el puente es 179 Mpa

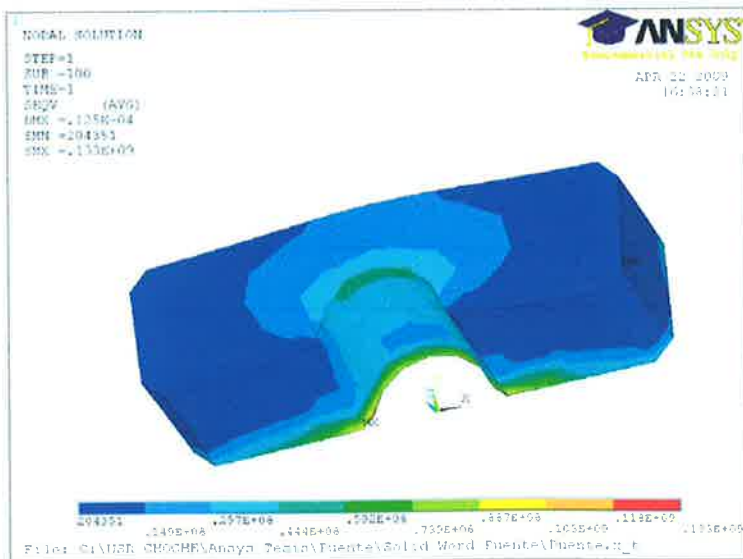


Fig. 3-29 El esfuerzo de Von Misses es 133 Mpa.

### Conclusión

Se puede observar que la fuerza requerida para penetrar o embutir el dimpling es de  $F_{rt} = 21641 \text{ N} = 2206 \text{ Kgf}$ . Y que esta fuerza la soporta dos elementos que son el perno soporte con un valor de  $F_{R\text{-perno}} = 9073.3 \text{ N}$  carga distribuida uniformemente a lo largo del perno y el puente con un valor de  $F_{R\text{-puente}} = 12426.7 \text{ N}$ . Con estos valores se da inicio al análisis por elemento finito para saber si el material del que esta manufacturado estos elementos soportan las cargas.

De acuerdo al análisis del elemento puente tenemos un esfuerzo principal de 179 Mpa que si es comparamos con los datos de la propiedades de los materiales tenemos que el puente pudiera ser fabricado de Acero AISI 4140 OQ&T650°C con una dureza de 28 RC y un esfuerzo a la cadencia de  $S_y = 655 \text{ Mpa}$ .

De acuerdo al análisis del elemento perno tenemos un esfuerzo principal en la parte trasera del perno de 1392 Mpa que si comparamos con los datos de la tabla de propiedades de los materiales tenemos que él perno puede ser fabricado de Acero AISI 4140 OQ&T870°C con una dureza de 43 RC y un esfuerzo a la cadencia de 1205 Mpa. Reforzando lo anterior tenemos que la Fig. 3-26 se puede observar que le perno sufrirá una fractura en los primeros ciclos de trabajo.



# CAPITULO 4

## ANALISIS POR FATIGA DE LOS COMPONENTES.

En este capítulo analizaremos los esfuerzos que soportan los dos elementos durante el proceso de dimpling y verificaremos cual es la resistencia por fatiga de cada uno de los elementos analizados, también graficaremos en base a su valor de fatiga aplicando 4 criterios de falla que son: la línea de Soderberg, la línea de Goodman modificada, la línea de Gerber y la de fluencia o cedencia.

Se sabe también que el esfuerzo al que están sometidos las dos piezas (Perno soporte y puente) son de tipo fluctuante es decir, cuando el dimpling entra en el tubo para hacer el proceso de embutido y llega a su máxima profundidad se genera el esfuerzo máximo  $\sigma_{\max}$  y cuando el dimpling se retira cesa la sobre los dos elementos  $\sigma_{\min} = 0$ .

Por lo tanto se concluye que el patrón que sigue el esfuerzo es del tipo del grafica 1-2 (c) donde:

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= 0 \\ \sigma_{\max} &= \Delta\sigma \\ \sigma_a &= \sigma_m\end{aligned}\tag{3-1}$$

### *Análisis de los componentes por fatiga*

Se determinará el limite de resistencia a la fatiga de los dos elementos en este caso del perno soporte y del puente utilizando el material 4140 T  
Encontrar el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e\tag{1.17}$$

El límite de resistencia a la fatiga del material de acuerdo a la ec. (1.9)

$$\begin{aligned}S'_e &= 0.504 S_{ut} \\ S'_e &= 0.504(1295) = 652.68 \text{Mpa}\end{aligned}$$

$S_{ut}$ . Vea tabla Anexo A.3 datos característico del acero 4140T.

Se utiliza la ecuación (1.18) para determinar el factor de superficie  $K_a$  utilizando  $a = 4.51$  de la tabla (1-1) y  $b = 0.265$  para el acero AISI 4140T. Vea anexo A4.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = (4.51)(1295)^{-0.265} = 0.675$$

De la ecuación (1.19) se determina el factor de tamaño es:

$$k_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left( \frac{12.7}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.9437$$

Sabemos que  $k_c = k_d = k_e = 1$ . Por lo tanto la ecuación (1.17), se tiene

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

$$S_e = (0.675)(0.9437)(1)(652.68) = 415.75 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga del elemento es  $S_e = 415.75 \text{ Mpa}$

### ***Criterios de falla para el perno soporte.***

Teorema de Goodman (perno soporte). De la ecuación de Goodman (1-29) despejamos  $S_a$  para obtener el esfuerzo alternativo y así ir construyendo la grafica 4-1

$$S_a = S_e \left( 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right) \quad (3-2)$$

Se tiene que el esfuerzo máximo de flexión que soporta el perno se representa como sigue:

$$\sigma_a = \frac{Mc}{I} \quad (3-3)$$

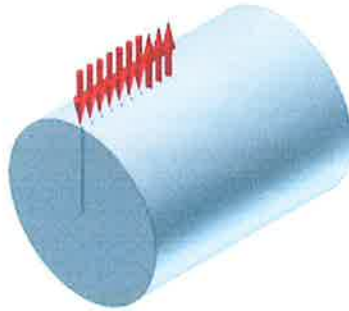


Fig. 4.1 Representación grafica de las fuerzas aplicadas.

Sabemos que la carga del perno es una carga uniformemente distribuida y por lo tanto el momento  $M$  se debe de obtener de la siguiente forma:

$$M = q * l / 2$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Donde :

$$q = 9073.3 \text{ N}$$

$l$  = Longitud del perno.

$d$  = Diámetro del perno

$c$  = Distancia al centroide

$I$  = Momento de inercia

Esto atribuido al comportamiento de nuestro sistema, (fig 1-2 (c)).

$$\sigma_a = \frac{\frac{q \cdot l}{2} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}}$$

Pero del cálculo del esfuerzo del elemento perno es de :

$S_1 = 1435 \text{ MPa}$  (esfuerzo principal máximo).

$SEQV = 1745 \text{ Mpa}$  (esfuerzo de Von Misses).

El comportamiento de nuestro sistema corresponde al inciso (c) de la Fig. 1-2 donde el  $\sigma_{\min} = 0$  y donde:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\Delta\sigma}{2}$$

Utilizando el valor más conservador de los resultados de esfuerzo del perno tenemos que:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{1745}{2} = 872.5 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación de Goodman (3-2) obtenemos que valores de esfuerzo alternativo es:

$$S_a = S_e \left( 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right)$$
$$S_a = 415.75 \left( 1 - \frac{872.5}{1295} \right) = 135.64 \text{ Mpa}$$

Su factor de seguridad para el resultado es

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{135.64}{872.5} = 0.155$$

Obteniendo  $S_m$  de la ecuación de Goodman (1-29) tenemos que el

$$S_m = S_{ut} \left( 1 - \frac{S_a}{S_e} \right)$$
$$S_m = 1295 \left( 1 - \frac{872.5}{415.75} \right) = 1422.7 \text{ Mpa}$$

Su factor de seguridad para el resultado es

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{1422.7}{872.5} = 1.63$$

Se aplica la ecuación (1-33) pero aquí se escoge un enfoque alternativo con fines simplificativos. Primero, en la ecuación (1-3b),

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{S_a}{S_m}$$

Después, la ecuación (1-29), la relación de Goodman modificada, se transforma en

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

Despejando  $S_a$  de la ecuación (1-3b) y sustituyendo esta ecuación en la es (1-29) tenemos:

$$AS_m = S_a$$

$$\frac{AS_m}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (3-4)$$

Despejando  $S_m$  de la ecuación (3-3) tenemos:

$$S_m = \frac{S_e S_{ut}}{S_e + AS_{ut}}$$

Donde

$$S_m = \frac{(415.75)(1295)}{415.75 + (1)(1295)} = 314.7135$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{314.73}{872.5} = 0.360$$

Utilizando ahora el teorema de Gerber (Perno Soporte) para encontrar el criterio de falla por este método. De la ecuación de Gerber (1-30) despejamos  $S_a$  como el esfuerzo alternativo tenemos:

$$S_a = S_e \left( 1 - \left( \frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 \right) \quad (3-5)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3-5) tenemos

$$S_a = 415.75 \left( 1 - \left( \frac{872.5}{1295} \right)^2 \right) = 227.02 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{227.02}{872.5} = 0.26$$

De la ecuación de Gerber (1-30) despejamos  $S_m$  como el esfuerzo medio tenemos:

$$S_m = S_{ut} \left( 1 - \left( \frac{S_a}{S_e} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \quad (3-6)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3-6) tenemos:

$$S_m = 1295 \left( 1 - \left( \frac{872.5}{415.75} \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 581.01 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{581.01}{872.5} = 0.665$$

Retomando todos los valores que formaran la grafica 4-2 y no dejando de lado que los datos presentados serán tan solo de perno soporte y sus criterios de falla son:

**Goodman**

$S_e = 415.75$

$\sigma_m = 872.5 \text{ Mpa.}$

$S_a = 135.64 \text{ Mpa.}$

$n = 0.155$

$S_m = 1422.70 \text{ Mpa}$

$n = 1.63$

$S_m = 314.71 \text{ Mpa}$

$n = 0.34$

**Gerber**

$S_a = 227.02 \text{ Mpa}$

$n = 0.2602$

$S_m = 581.01 \text{ Mpa}$

$n = 0.665$

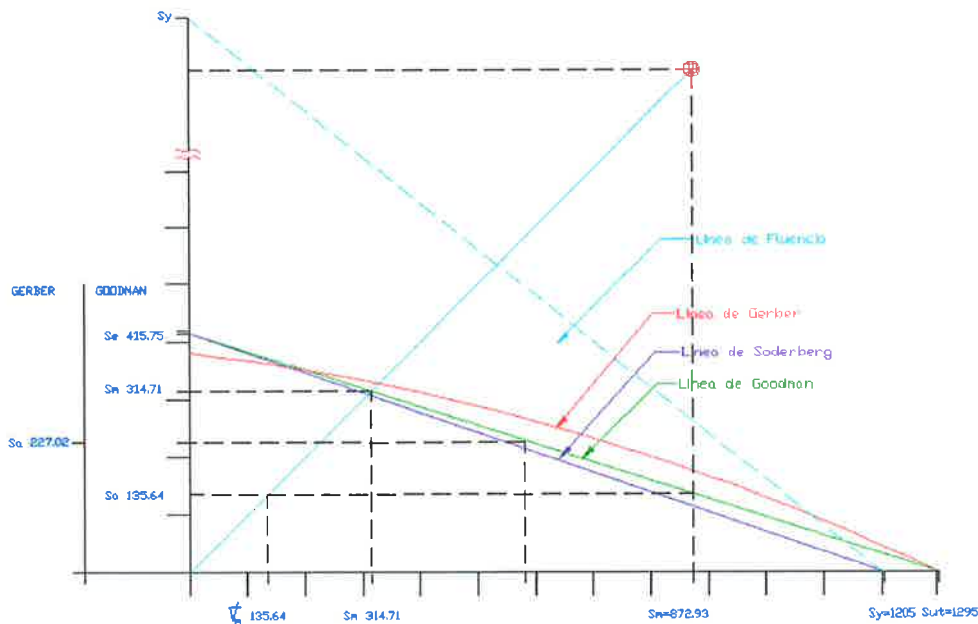
**Soderberg**

$S_y = 1205 \text{ Mpa}$

$S_e = 415.76 \text{ Mpa}$

**Fluencia**

$S_y = 1205$



Graf. 4-2. Graficas de Goodman, Gerber, Soderberg y fluencia de acuerdo con los puntos obtenidos.

**Número de ciclos de fatiga para los elementos.**

El perno soporte de acero 4140 T tiene un  $\sigma_{\max} = 9073.3$  Mpa se debe encontrar su duración esperada correspondiente a su esfuerzo medio de  $\sigma_m = 4536.65$  Mpa.

La solución de acuerdo a los datos obtenidos de la tabla en el anexo A4. para un acero 4142 a 48 Rc donde los datos de  $\sigma'_f = 1295$  Mpa y  $b = -0.081$

Utilizando la ecuación 1-11 se obtiene

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}} = \frac{415.75}{1 - \frac{872.5}{1295}} = 1274.31 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación de vida para  $N_f$  y sustituyendo  $\sigma_{ar}$  da un resultado de

$$N_f = \frac{1}{2} \left( \frac{\sigma_{ar}}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{b}} = \frac{1}{2} \left( \frac{1274.31}{1295} \right)^{-\frac{1}{0.081}}$$

$$N_f = \frac{1}{2} (0.9840)^{-12.345} = 0.6101 \text{ _ciclos}$$

**Crterios de falla para el puente soporte.**

Para el caso del puente soporte es necesario obtener nuevamente el límite de resistencia a la fatiga debido a que cambia el factor de tamaño para este modelo por lo tanto de la ecuación (1.17).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (1.17)$$

El límite de resistencia a la fatiga del material de acuerdo a la ec. (1.9)

$$S'_e = 0.504(1295) = 652.68 \text{ Mpa}$$

$S'_{ut}$ . Vea tabla anexo A.3 Datos característico del acero 4140T



Se utiliza la ecuación (1.18) para determinar el factor de superficie  $K_a$ .

$$k_a = (4.51)(1295)^{-0.265} = 0.675$$

Donde.

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Aplicando la ec (1-19) para valores de  $51 < d < 254$  mm tenemos

$$k_b = 0.859 - 0.00837d$$

Como es una sección rectangular con dimensiones  $h \times b$  tiene  $A_{0.95\sigma} = 0.05hb$ , y su representación es:

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}}$$



Fig. 4.3 Representación grafica de puente

Donde.

$d_e$  = diámetro efectivo.

$h$  = Altura del puente

$b$  = Ancho del puente.

$d$  = Diámetros del semicírculo.

De acuerdo con la figura del puente tenemos que el área rectangular tiene una disminución de área en forma semicircular por lo tanto la ec (1-19). Quedaría como sigue:

$$k_b = 0.859 - 0.00837d$$

$$k_b = 0.859 - 0.00837(0.808(hb)^{\frac{1}{2}})$$

Pero  $h \times b$  es el área del rectángulo y quitándole el área semicircular quedaría:

$$k_b = 0.859 - 0.00837(0.808(hb - \left(\frac{\pi d^2}{8}\right)^{\frac{1}{2}}))$$

Sustituyendo los valores

$$k_b = 0.859 - 0.00837(0.808(35 * 120 - \left(\frac{\pi(30.5)^2}{8}\right)^{\frac{1}{2}}))$$

$$k_b = 0.859 - 0.00837(0.808(4200 - 91.33)^{\frac{1}{2}})$$

$$k_b = 0.8160$$

Aplicando el valor encontrado a la ec. (1-17) para encontrar el límite de resistencia a la fatiga tenemos:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

$$S_e = (0.675)(0.8160)(1)(652.68)$$

$$S_e = 359.501$$

Teorema de Goodman (Puente Soporte). De la ecuación de Goodman (1-29) despegamos  $S_a$  para obtener el esfuerzo alternativo y así ir construyendo la grafica 4-2

$$S_a = S_e \left(1 - \frac{S_m}{S_{ut}}\right) \quad (3-2)$$

Se tiene que el esfuerzo para el puente debido a su carga a flexion es :

$$\sigma_a = \frac{Mc}{I}$$

Donde :

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{Mc}{I}$$

Donde:

M = Momento flexor

c = Distancia al centroide de la pieza.

I = Momento de inercia.

Esto es atribuido al comportamiento de nuestro sistema veas Fig. 1-2 (c). La sección transversal del puente corresponde a un área de 732 mm<sup>2</sup>.

$$M = F \cdot d = 12426.7 \text{ N} (24 \text{ mm}) = 298240.8 \text{ N}$$

Aplicando los valores a la ecuación de esfuerzo a la flexión tenemos:

$$\sigma_a = \frac{Mc}{I} = \frac{(298240.8)(17.2519)}{407510.69} = 12.62 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Utilizando la ecuación de Goodman (3-2) obtenemos que valores de esfuerzo alternativo es:

$$S_a = S_e \left( 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right)$$

$$S_a = 359.501 \left( 1 - \frac{66.5}{1295} \right) = 341.04 \text{ Mpa}$$

Su factor de seguridad para el resultado es

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{341.04}{66.5} = 5.12$$

Obteniendo S<sub>m</sub> de la ecuación de Goodman (1-29) tenemos que el

$$S_m = S_{ut} \left( 1 - \frac{S_a}{S_e} \right)$$

$$S_m = 1295 \left( 1 - \frac{66.5}{359.501} \right) = 1055.45 \text{ Mpa}$$

Su factor de seguridad para el resultado es

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{1055.45}{66.5} = 15.87$$

Se aplica la ecuación (1-33) pero aquí se escoge un enfoque alternativo con fines simplificativos. Primero, en la ecuación (1-3b)

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{S_a}{S_m}$$

Después, la ecuación (1-29), la relación de Goodman modificada, se transforma en

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

Despejando  $S_a$  de la ecuación (1-3b) y sustituyendo esta ecuación en la es (1-29) tenemos:

$$AS_m = S_a$$

$$\frac{AS_m}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (3-3)$$

Despejando  $S_m$  de la ecuación (3-3) tenemos:

$$S_m = \frac{S_e S_{ut}}{S_e + AS_{ut}}$$

Donde

$$S_m = \frac{(359.501)(1295)}{359.501 + (1)(1295)} = 281.38$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{281.38}{66.5} = 4.23$$

Utilizando ahora el teorema de Gerber (Puente Soporte) para encontrar el criterio de falla por este método. De la ecuación de Gerber (1-30) despejamos  $S_a$  como el esfuerzo alternativo tenemos:

$$S_a = S_e \left( 1 - \left( \frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 \right) \quad (3-4)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3-4) tenemos

$$S_a = 359.501 \left( 1 - \left( \frac{66.5}{1295} \right)^2 \right) = 358.55 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{358.55}{66.5} = 5.39$$

De la ecuación de Gerber (1-30) despejamos  $S_m$  como el esfuerzo medio tenemos:

$$S_m = S_{ut} \left( 1 - \left( \frac{S_a}{S_e} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \quad (3-5)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3-5) tenemos:

$$S_m = 1295 \left( 1 - \left( \frac{66.5}{359.501} \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 738.03 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{738.03}{66.5} = 11.09$$

Retomando todos los valores que formaran la grafica 4-1 y no dejando de lado que los datos presentados serán tan solo de Perno Soporte y sus criterios de falla son:

Goodman

Se = 359.501Mpa

$\sigma_n = 66.5$  Mpa

Sa = 341.04 Mpa

n = 5.12

Sm = 1055.45 Mpa

n = 15.87

Sm = 281.38 Mpa

n = 4.23

Gerber

Sa = 358.55 Mpa

n = 5.39

Sm = 738.03 Mpa

n = 11.09

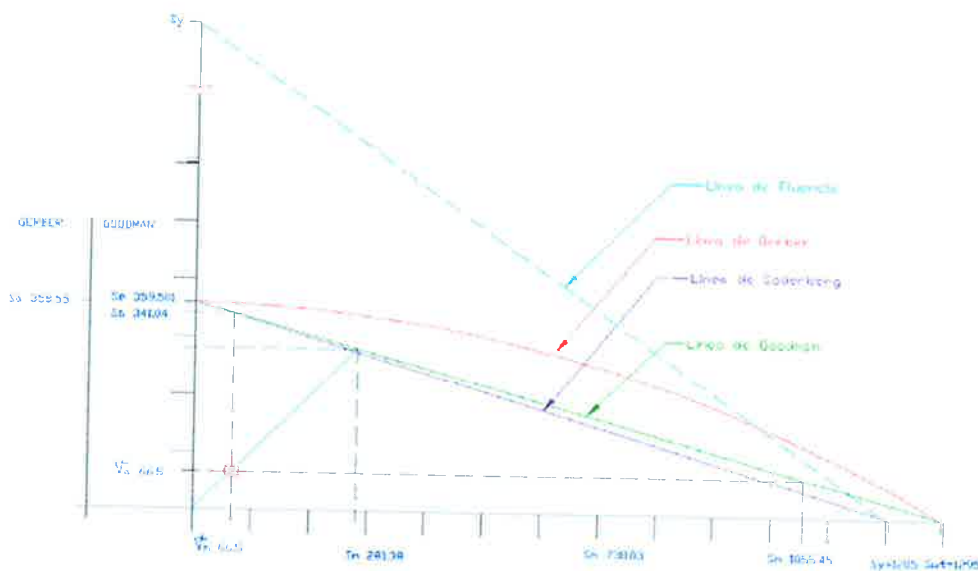
Soderberg

Sy = 1205 Mpa

Se = 359.501 Mpa

Fluencia

Sy = 1205



Graf 4-4 Grafica de los criterios de falla para el elemento Puesto Soporte.

Calculando la vida en ciclos para el puente tenemos:

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f}}$$
$$\sigma_{ar} = \frac{359.501}{1 - \frac{66.5}{1295}} = 378.96 \frac{N}{mm^2}$$

No de ciclos

$$N_f = \frac{1}{2} \left( \frac{378.96}{1295} \right)^{\frac{1}{-0.081}}$$
$$N_f = \frac{1}{2} (0.2926)^{-12.34} = 1937263 \text{ _ciclos}$$

### Conclusión de los cálculos.

De los valores de las ecuaciones de Goodman, Gerber y Soderberg se obtienen los datos que forman la grafica 3-1 para el perno y 3-2 para el puente, el punto muestra como el esfuerzo al que está sometido el perno soporte durante el proceso dimpling es lo bastante grande como para hacer que el perno falle, debido a que los cálculos demuestran que este se encuentra por encima de las líneas de criterio de falla. Y sabemos que todo punto que este sobre o por encima de las líneas de criterio de falla nos indica que el elemento fallará en los primeros ciclos de trabajo.

Observe también los resultados obtenidos de n que son los factores de seguridad y para este caso estos factores también resultaron muy pequeños. Sin embargo los resultados para el puente son satisfactorios donde el punto queda por debajo de los cuatro criterios de falla y esto se demuestra en la cantidad de ciclos que soporta durante su trabajo.

# CAPITULO 5

## ANALISIS POR FATIGA DE LOS COMPONENTES PUENTE Y PERNO

En este capítulo se darán a conocer soluciones para optimizar los elementos que soportan la carga cuando es desarrollado el proceso dimpling. Se sabe que para cambiar las características mecánicas de cualquier elemento solo es necesario modificar las siguientes cosas:

1. Forma de la sección transversal
2. Tipo de tratamiento térmico.
3. Longitud de la pieza.
4. Forma longitudinal

Si al final ninguna de estas ayudan a mejorar las propiedades mecánicas del elemento de análisis, es necesario ahora cambiar el tipo de material y con esto volver a realizar el análisis de esfuerzos para verificar que el elemento soportará la carga a la que esta trabajando.

Recordemos que los elementos que están siendo de análisis en este trabajo son tan sólo los elementos de puente soporte y perno soporte de la máquina dimpling y este ultimo se ha considerado como el elemento que sufre más. Fig 5-1

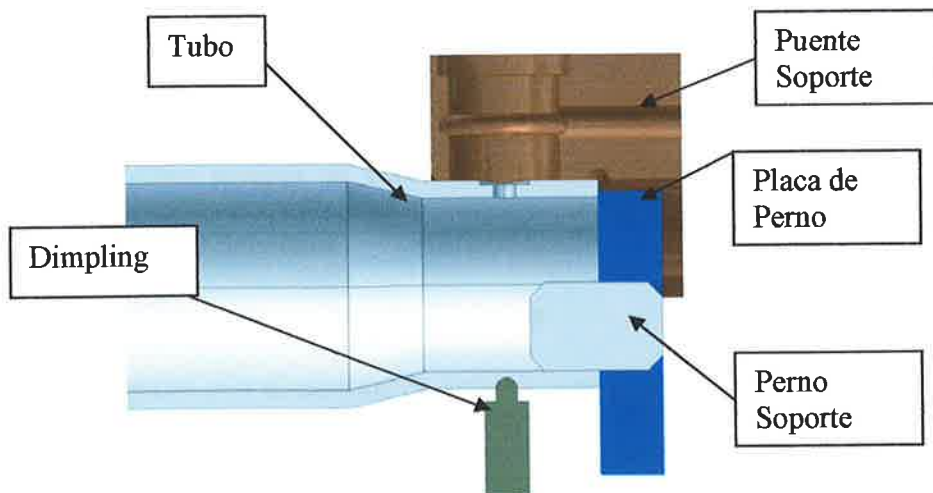


Fig. 5-1. Partes principales seccionadas que componen el proceso dimpling.

Se observó que el elemento puente soporte resiste la carga durante el proceso de embutido dimpling y por lo tanto ya no es motivo de optimización por esta razón

---



este capítulo sólo optimizará el perno y dará diferentes resultados con diferentes figuras para el funcionamiento de estas. La optimización de este componente es necesaria debido a que hemos encontrado que en especial el componente perno no soporta la carga y por lo tanto se rompe en los primeros ciclos de trabajo.

Con la Fig 5-2 se puede observar las distancia a las que esta el perno soporte con respecto al tubo. Hay que recordar el funcionamiento del sistema debido a que esto nos limitará el crecimiento que puede tener el perno debido a la optimización.

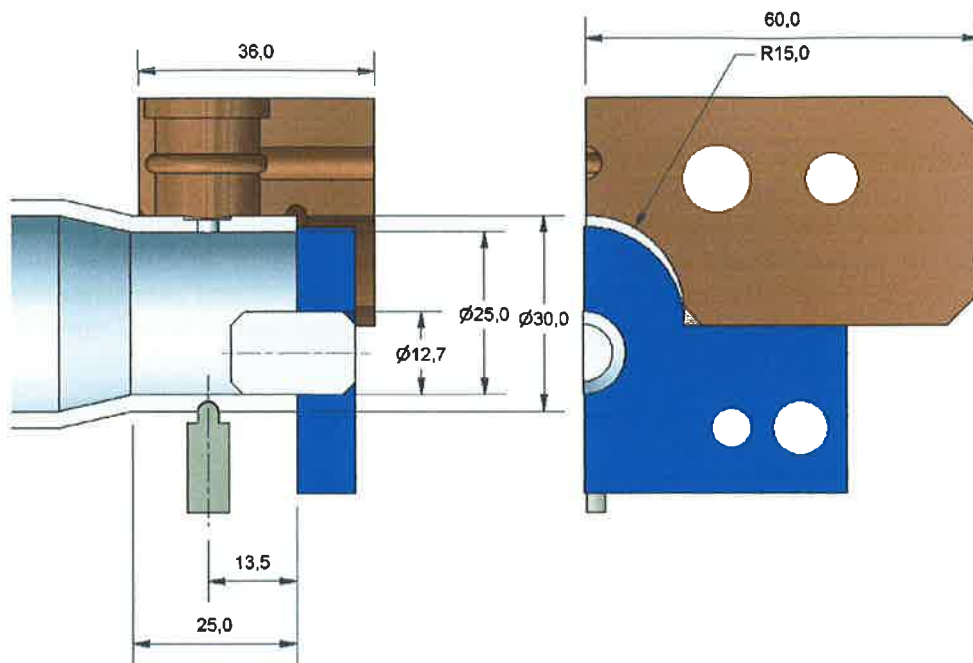


Fig 5-2. Dimensiones generales de la posición de los componentes.

## Optimización de perno

En los siguientes análisis se desarrollarán con pernos de mayor diámetro y longitud para verificar que hay un cambio en los resultados debido al cambio en diámetro y longitud del perno.

### Perno de diámetros 15 mm longitud 8.5 mm

Probaremos ahora con el cambio de sección transversa es decir cambiaremos el diámetro original por uno de mayor diámetro, de 15 mm y una longitud de 8.5 mm igual que el anterior. En la siguiente Fig. 5-3, muestra como se vera las piezas con un diámetro de 15 mm y se revisarán los espacios para verificar que este no interfiera en los movimientos del sistema dimpling.

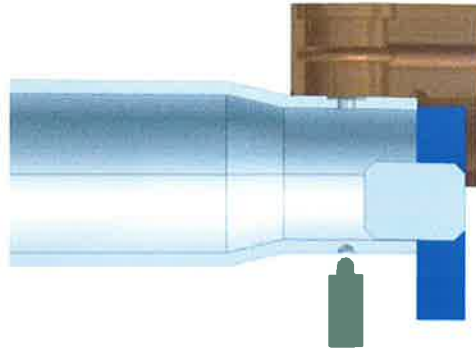


Fig. 5-3 Muestra como se ve con perno de 15 mm de diámetro.

Se puede observar en la fig 4-3 que con un perno de diámetro 15 mm hay suficiente espacio para que el tubo entre tope con la placa del perno y se deslice todo el sistema dimpling hacia abajo hasta que el puente y el perno apoyen el tubo. Utilizaremos el método de elemento finito Ansys para verificar el esfuerzo principal más grande que se ejerce con el perno de diámetro de 15 mm, longitud 8.5 mm con el mismo tipo de material que la anterior acero AISI 4140I a 43 Rc.

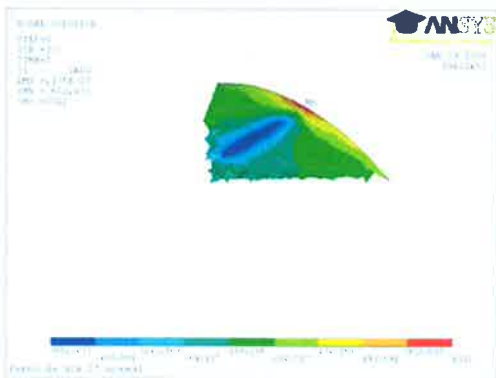


Fig 5-4 Esfuerzo principal máximo de  $\sigma = 1012$  Mpa con perno de diámetro 15 mm.

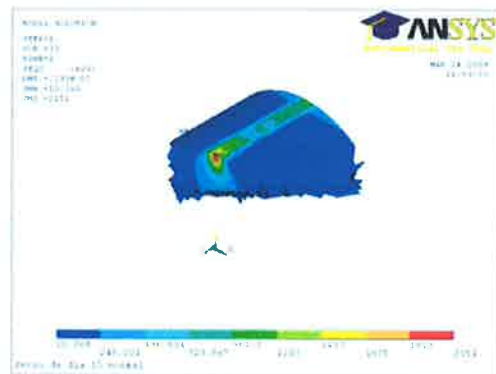


Fig 5-5 Esfuerzo de Von Mises de 2151 Mpa.

**Perno de diámetro 19 mm longitud 8.5 mm**

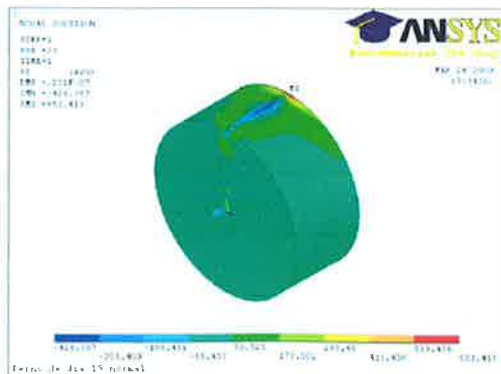


Fig.5-6 Esfuerzo principal máximo de  $\sigma = 653.41$  Mpa con perno de diámetro 19 mm.



**Perno de diámetro 15 mm longitud 15 mm**

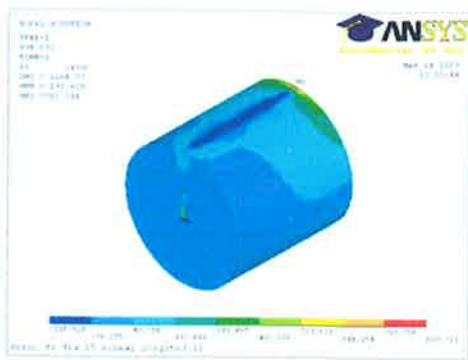


Fig. 5-12 Esfuerzo principal máximo de  $\sigma = 804.34$  Mpa .

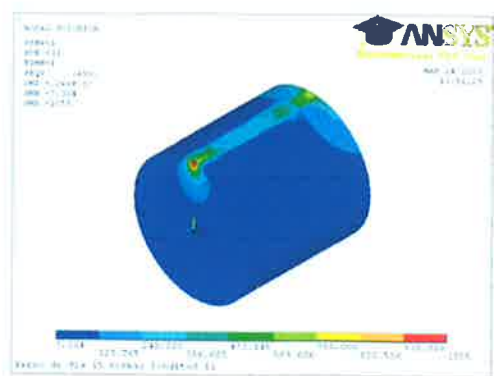


Fig. 5-13 Esfuerzo de Von Mises de 1055 Mpa.

**Perno de diámetro 19 mm longitud 11 mm**

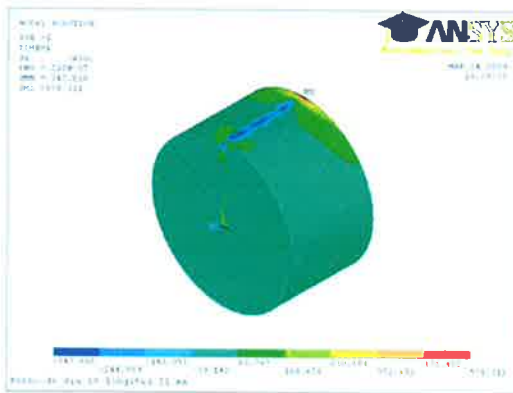


Fig. 5-14 Esfuerzo principal máximo de  $\sigma = 578.311$  Mpa

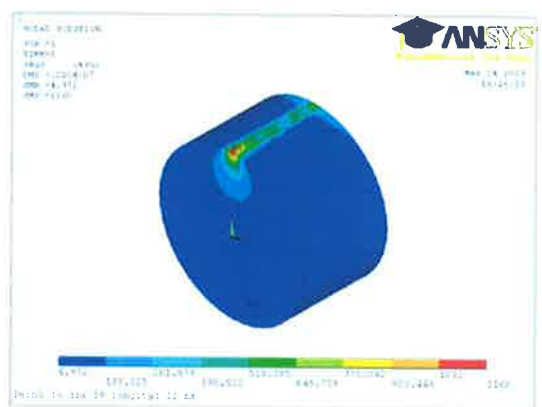


Fig 5-15 Esfuerzo de Von Mises de 1160 Mpa

**Conclusiones.**

De los resultados obtenidos podemos concluir que al aumentar el diámetro del perno ayuda a disminuir el esfuerzo que se genera en la parte trasera del perno, es decir de todos los modelos que se presentan el perno que se puede utilizar con seguridad es el de diámetro 15 longitud 15 en la Fig. 5-12 y 5-13 se demostró que con un diámetro de perno 15 mm se obtuvo un esfuerzo principal máximo de 880.33 Mpa y un esfuerzo de Von Mises de 1055 Mpa y si este valor es comparado con su límite de cedencia del acero tenemos 1205 Mpa y por lo tanto este acero esta trabajo bajo este límite.

Utilizando los criterios de falla y calculando su límite de resistencia a la fatiga para verificar estos resultados tenemos

De la ecuación (1.19) se determina el factor de tamaño es.

$$k_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left( \frac{15}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.9261$$

Sabemos que  $k_c = k_d = k_e = 1$ . Por lo tanto la ecuación (1.17), se tiene

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

$$S_e = (0.675)(0.9261)(1)(652.68) = 408 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga del elemento es  $S_e = 408 \text{ Mpa}$

### **Utilizando los criterios de Falla para el perno soporte de diámetro 15 mm**

Teorema de Goodman (Perno Soporte). De la ecuación de Goodman (1-29) despegamos  $S_a$  para obtener el esfuerzo alternativo y así ir construyendo la grafica 4-1

$$S_a = S_e \left( 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right) \quad (3-2)$$

Se tiene que el esfuerzo para el perno es:

$$\sigma_a = \frac{16ql}{\pi d^3} \quad (3-3)$$



Fig. 5-16 Representación de las fuerzas aplicadas en el perno

Esfuerzo principal máximo  $S_1 = 880.33 \text{ Mpa}$   
Esfuerzo de VonMises  $SEQV = 1055 \text{ Mpa}$

El comportamiento de nuestro sistema corresponde al inciso (c) de la Fig. 1-2 donde el  $\sigma_{\min}=0$  y donde:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\Delta\sigma}{2}$$

Utilizando el valor más conservador de los resultados de esfuerzo del perno tenemos que:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{1055}{2} = 527.5 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación de Goodman (3-2) obtenemos que valores de esfuerzo alternativo es:

$$S_a = S_e \left( 1 - \frac{S_m}{S_{ut}} \right)$$

$$S_a = 408 \left( 1 - \frac{527.5}{1295} \right) = 241.8 \text{ Mpa}$$

Su factor de seguridad para el resultado es

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{241.8}{527.8} = 0.4584$$

Obteniendo  $S_m$  de la ecuación de Goodman (1-29) tenemos que el

$$S_m = S_{ut} \left( 1 - \frac{S_a}{S_e} \right)$$

$$S_m = 1295 \left( 1 - \frac{527.5}{408} \right) = 379.29 \text{ Mpa}$$

Su factor de seguridad para el resultado es

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{379.29}{527.5} = 0.719$$

Se aplica la ecuación (1-33) pero aquí se escoge un enfoque alternativo con fines simplificativos. Primero, en la ecuación (1-3b)

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{S_a}{S_m}$$

Después, la ecuación (1-29), la relación de Goodman modificada, se transforma en

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

Despejando  $S_a$  de la ecuación (1-3b) y sustituyendo esta ecuación en la es (1-29) tenemos:

$$AS_m = S_a$$

$$\frac{AS_m}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (3-3)$$

Despejando  $S_m$  de la ecuación (3-3) tenemos:

$$S_m = \frac{S_e S_{ut}}{S_e + AS_{ut}}$$

Donde

$$S_m = \frac{(408)(1295)}{408 + (1)(1295)} = 310.25 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{310.25}{527.5} = 0.588$$

Utilizando ahora el teorema de Gerber (perno soporte) para encontrar el criterio de falla por este método. De la ecuación de Gerber (1-30) despejamos  $S_a$  como el esfuerzo alternativo tenemos:

$$S_a = S_e \left( 1 - \left( \frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 \right) \quad (3-4)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3-4) tenemos

$$S_a = 408 \left( 1 - \left( \frac{527.5}{1295} \right)^2 \right) = 340.30 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{340.3}{527.5} = 0.645$$

De la ecuación de Gerber (1-30) despejamos  $S_m$  como el esfuerzo medio tenemos:

$$S_m = S_{ut} \left( 1 - \left( \frac{S_a}{S_e} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \quad (3-5)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3-5) tenemos:

$$S_m = 1295 \left( 1 - \left( \frac{527.5}{408} \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 177.48 \text{ Mpa}$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{177.48}{527.5} = 0.336$$

Retomando todos los valores que formaran la grafica 4-1 y no dejando de lado que los datos presentados serán tan solo de Perno Soporte y sus criterios de falla son:



**Goodman**

$S_e = 408 \text{ Mpa}$

$\sigma_m = 527.5 \text{ Mpa.}$

$S_a = 241.8 \text{ Mpa.}$

$n = 0.4584$

$S_m = 379.29 \text{ Mpa}$

$n = 0.719$

$S_m = 310.25 \text{ Mpa}$

$n = 0.588$

**Gerber**

$S_a = 340.30 \text{ Mpa}$

$n = 0.645$

$S_m = 177.48 \text{ Mpa}$

$n = 0.336$

**Soderberg**

$S_y = 1205 \text{ Mpa}$

$S_e = 408 \text{ Mpa}$

**Fluencia**

$S_y = 1205$

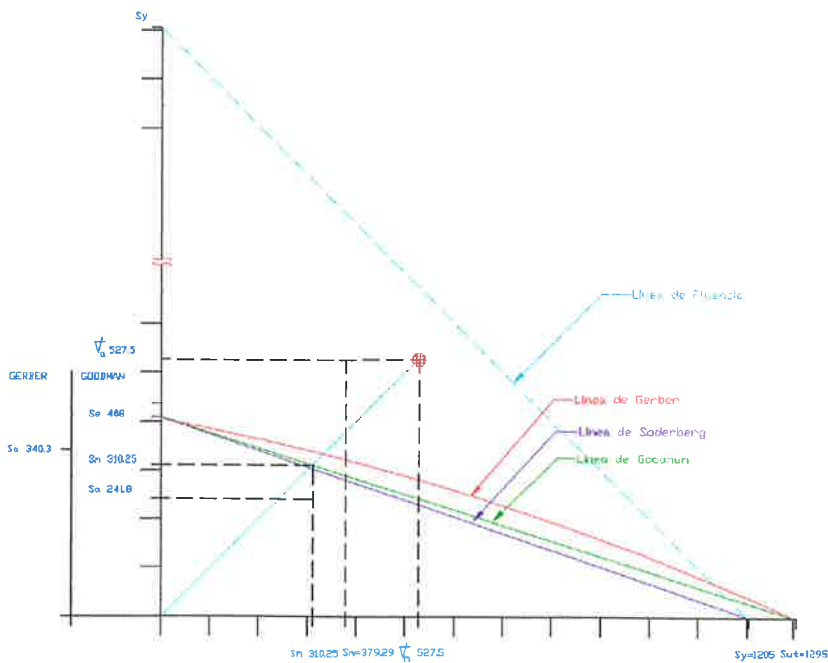


Fig 4-6 Grafica de criterios de falla para Goodman, Gerber, Soderberg y fluencia

**No de ciclos de fatiga para los elementos**

Utilizando la ecuación 1-11 se obtiene,

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}} = \frac{408.02}{1 - \frac{527.5}{1295}} = 688.45 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación de vida para  $N_f$  y sustituyendo  $\sigma_{ar}$  da un resultado de

$$N_f = \frac{1}{2} \left( \frac{\sigma_{ar}}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{h}} = \frac{1}{2} \left( \frac{688.45}{1295} \right)^{-0.081}$$

$$N_f = \frac{1}{2} (0.5316)^{-12.34} = 1220.11 \text{ _ciclos}$$

**Conclusión.**

Durante este capítulo se analizaron diferentes modelos de pernos de diferentes formas, esto es necesario para verificar cual modelo es el que resiste mejor la fuerza y así verificar cual resiste mejor bajo los criterios de falla.

También se observó que existe una disminución de su esfuerzo principal máximo si alargamos el perno en longitud en los últimos modelos de diámetro de 12.7 mm y de diámetro 15 mm se puede observar que ahora el valor de máximo esfuerzo principal se redujo a un valor de 804.34 Mpa pero aun con esto el perno sigue trabajando bajo unos esfuerzos altos y por lo tanto tiene ha haber fractura en el perno. Con esto podemos definir que el mejor modelo para trabajar como perno soporte en el dimpling es el modelo de diámetro 15 con una longitud de 11 y además que bajo la grafica de criterios de falla se encuentra por debajo de las mismas.

# CAPITULO 6

## COMPARACION DEL ANALISIS DEL PROCESO DIMPLING CON RESULTADOS EXPERIMENTALES

La prueba experimental no pudo llevarse a cabo en la máquina dimpling directamente por lo tanto se tuvo que diseñar una montadura, la cual pudiera permitir que la placa dimpling se adaptara para ser montada y se reprodujera fielmente el funcionamiento del dimpling como se realiza en la máquina diseñada para esta producción. Se verificará la deformación que sufre los elementos puente y perno, se compararán el desplazamiento que tiene el penetrador al realizar el embutido por el método experimental y numérico a su vez también comparar la deformación que sufre el puente cuando es aplicada la carga y comparar los resultados experimentales y numéricos.

### Descripción de la prueba.

La prueba se llevó a cabo utilizando una prensa hidráulica con un diámetro de pistón de 3" y una carrera de 2" el sistema de medición un manómetro de glicerina que a su vez servía de control de la presión ejercida de un rango de 0 a 1000 psi. Los datos se obtienen cada 50 psi después de los primero 100 psi. En la Fig. 6.1 se muestra el sistema de que se utilizó para realizar la prueba.



Fig 6.1 Banco utilizado para la prueba de penetración dimpling

En el banco se adapto el sistema dimpling con la finalidad de representar la fuerza producida por la presan como el pistón que empuja el punzón para su penetración en el tubo como se muestra en la Fig. 6.2.

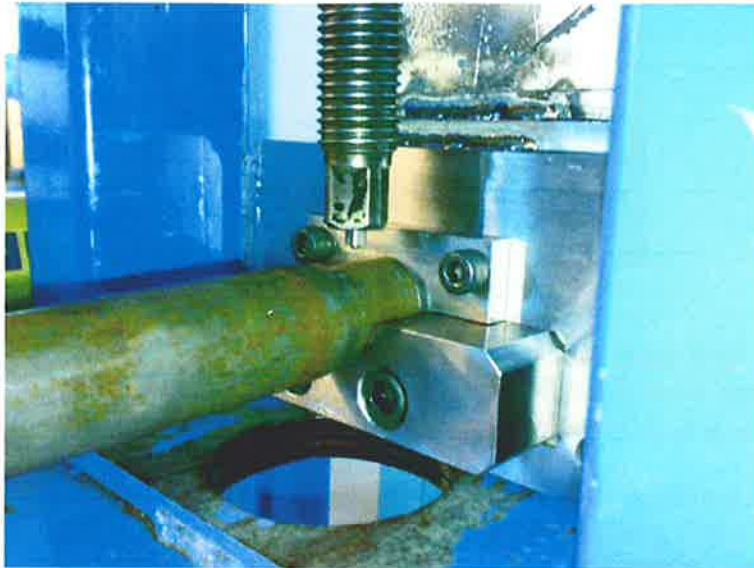


Fig. 6.2. Montaje del sistema dimpling de la prueba.

### **Instrumentación de perno soporte y puente**

Para llevar a cabo la prueba experimental es necesario instrumentar los elementos de prueba perno soporte y puente en cada una de las piezas fueron pegadas strain gages unidireccionales en la posición donde se lleva a cabo la presión para formar el punzonado dimpling. Las Fig. 6.3 y 6.4 muestran el perno soporte y el puente respectivamente.

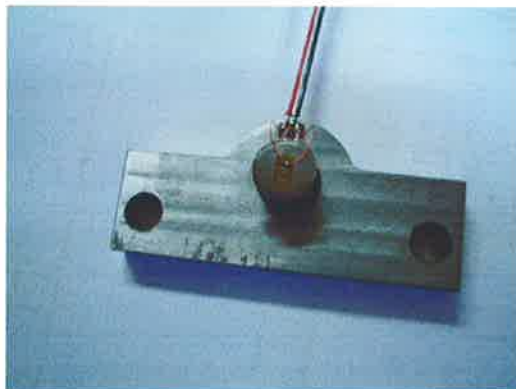


Fig. 6.3 Instrumentación del perno soporte.

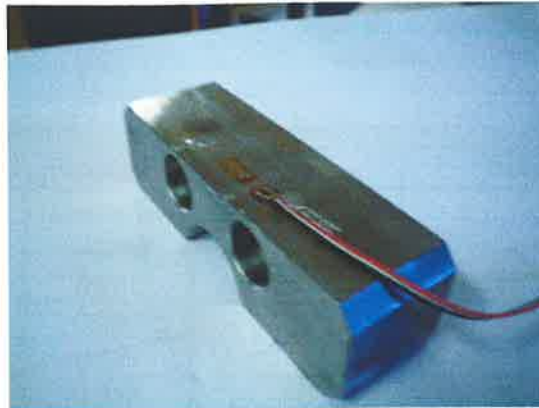


Fig. 6.4 Instrumentación del puente soporte.

La colocación de los strain gages no fue al azar, el strain gage para el puente fue colocado al centro donde se lleva a cabo el dimpling es decir el strain gage está situado al extremo opuesto donde se lleva a cabo la penetración dimpling y a una distancia de 25.5 mm de la base de sujeción del puente.

Para la prueba se colocó un indicador digital, Fig. 6.5, para verificar la cantidad de deformación que sufre el puente durante la formación del dimpling. Este fue colocado en el vástago del pistón, este se puso en ceros cuando el dimpling estaba tocando el tubo, y de ahí en adelante se procedió a obtener los datos cada que llegaba a la presión de muestra.



Figura 6.5 Colocación del indicador digital para checar la profundidad de penetración

La siguiente Tabla 6.1.1 muestra los datos obtenidos con el puente de Wheatstone y del indicador de caratula.

Tabla 6.1.1 Datos que se obtuvieron de las pruebas.

Datos de Prueba experimental					Datos de Análisis numérico		
Pre-sión PSI	Fuerza ejercida (Kgf)	Desplazamiento (mm)	Canal 1	Canal 2	Tiempo	Fuerza ejercida (Kgf)	Desplazamiento (mm)
100	294.381	0.100		25	0.12417	504.31	0.197425
150	441.572	0.155		36	0.19083	952.22	0.303425
200	588.763	0.210		47	0.2575	1173.29	0.409425
250	735.954	0.305		59	0.32417	1345.11	0.515425
300	883.144	0.350		70	0.39083	1525.60	0.621425
350	1030.335	0.385		53	0.4575	1635.22	0.727425
400	1177.526	0.415		95	0.52417	1736.17	0.833425
450	1324.717	0.495		109	0.59083	1825.19	0.939425
500	1471.907	0.553		116	0.6575	1902.38	1.045
550	1619.098	0.697		127	0.72417	1968.36	1.151
600	1766.289	0.843		137	0.79083	2040.04	1.26
650	1913.480	1.062		147	0.8575	2088.48	1.37
700	2060.670	1.590		156	0.92417	2148.13	1.48
750	2207.861		-3	163	0.97875	2190.45	1.571
800	2355.052		-6	171	1	2206.77	1.606
850	2502.242		-8	177			
900	2649.433		-13	181			
950	2796.624		-14	190			
1000	2943.815		-23	195			

De la tabla 6.1.1 se puede observar una línea amarilla que es donde se realizó totalmente la penetración del dimpling a la profundidad según plano. El canal 1 representa las micro-deformaciones que sufre el perno durante la penetración del dimpling, el canal 2 representa las micro-deformaciones que sufre el puente durante la carga.

La característica primordial de que el canal 1 empezó a marcar durante hasta una carga de 2207.861 Kgf es debido a las características de tolerancias del tubo es decir existen tres formas como se pueden presentar los tubos durante el formado de la boca del tubo vea fig 5.6 donde figura (a) representa que tubo queda en posición ideal es decir el tubo es soportado por el puente y por el perno a la vez. En la figura (b) se muestra como el apoyo del tubo lo está realizando solo en el puente y no en el perno soporte cuando el tubo se está deformando llega el momento en el que el perno ya soporta esta carga. En la figura (c) se muestra otra representación de cómo se puede presentar en el cual el perno soporta toda la carga hasta lograr una deformación tal del perno que logra que el puente soporte la carga también. Este caso en particular es muy raro pero si puede pasar y lo que acontece a la carga es siempre la ruptura del perno.

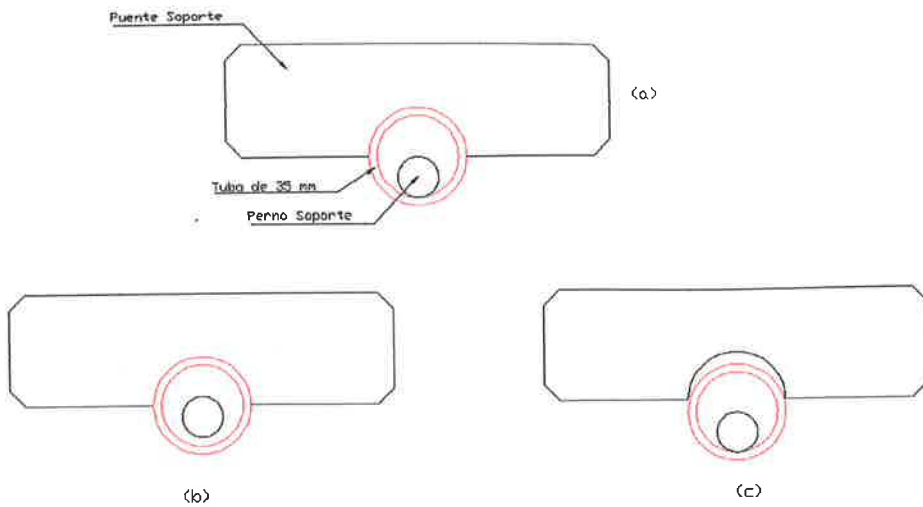
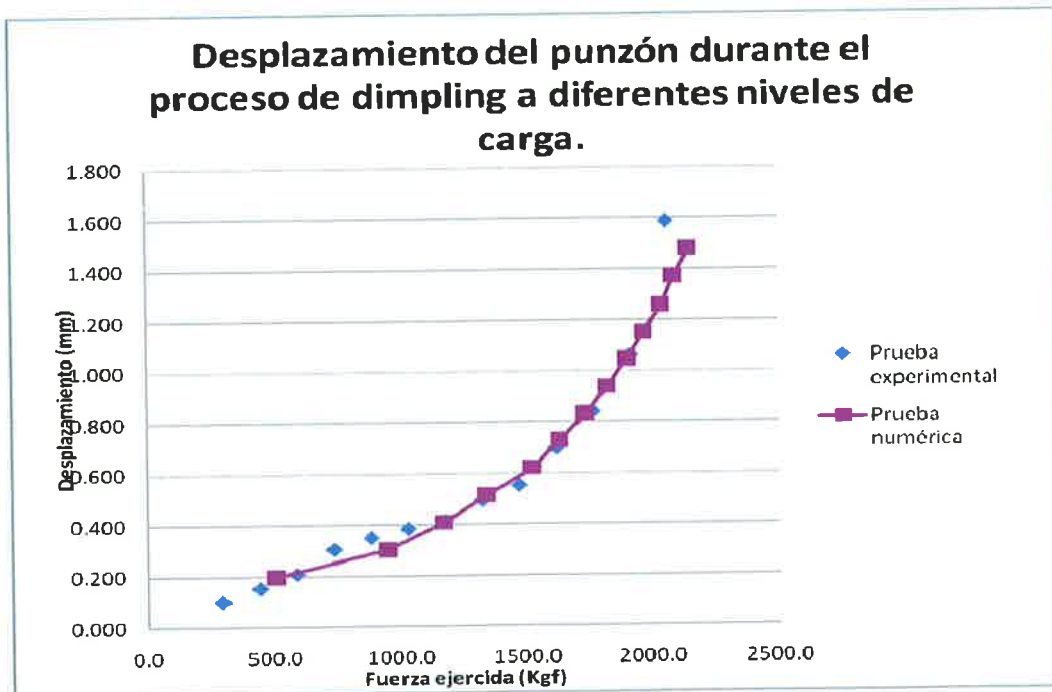


Fig. 6-6 Condiciones en las que puede venir el tubo.

Se realizará la comparación entre la fuerza y la deformación que sucede en el puente tomando como base los datos obtenidos en las pruebas experimental y numérica Fig. 6.6, esta gráfica se comparará con una grafica del análisis en los pasados capítulos con los mismos datos fuerza de y deformación del puente.



Gráfica 6.7 Gráfica de fuerza desplazamiento del indentador en las pruebas físicas.

En la gráfica anterior comparamos los datos de deformación de la prueba física con los datos de deformación del análisis por medio de elemento finito, en la siguiente grafica compararemos las microdeformaciones que se obtuvieron de las pruebas experimentales y las microdeformaciones que se obtuvieron por medio del análisis numérico por medio de elemento finito.

En el análisis por elemento finito del puente se verificará que nodos interactúan en esta misma posición y se obtendrán sus microdeformación en toda su frecuencia durante el desplazamiento del dimpling.

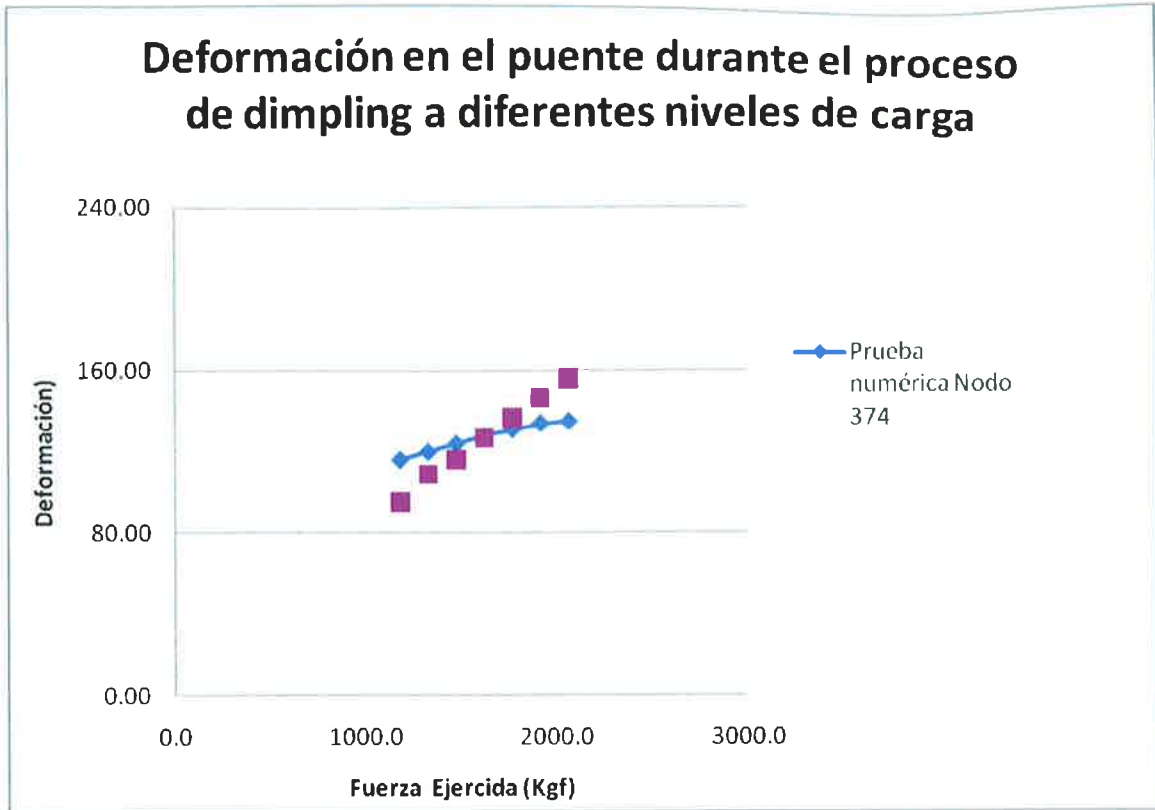
Tabla 6-8 Datos experimentales y numéricos de la prueba

Datos experimentales			Datos numéricos	
Presión PSI	Fuerza ejercida (Kgf)	Canal 2 Puente		Nodo 374
		Pr 1.	Pr. 2	
100	294.4	27	25	
150	441.6	68	36	30.80
200	588.8	79	47	71.60
250	736.0	84	59	93.00
300	883.1	90	70	106.00
350	1030.3	95	53	112.00
400	1177.5	105	95	116.00
450	1324.7	138	109	120.00
500	1471.9	152	116	124.00
550	1619.1	165	127	128.00
600	1766.3	171	137	131.00
650	1913.5	155	147	134.00
700	2060.7	151	156	135.00
750	2207.861	143	163	
800	2355.052	141	171	
850	2502.242	139	177	
900	2649.433	133	181	
950	2796.624	147	190	
1000	2943.815	140	195	

En la siguiente grafica 6-9 se hace la comparación de la deformación que resulta de la prueba experimental y el análisis numérico. Para averiguar cual es la deformación en el puente por medio de elemento finito se realizo un listado de nodos cercanos a la verdadera posición donde se colocó el strain gage para la prueba experimental, esto dio



como resultado el nodo 374 y se le fue colocando una carga durante todo la frecuencia de tiempo de trabajo estos datos aparecen en la Tabla 6-8



**Graf. 6-9 Grafica de comparación del la deformación que sufre el puente en la prueba experimental y numérica.**

**Conclusión.**

La conclusión va en relación de la grafica 6-7 donde hay una aproximación entre la prueba experimental y la prueba numérica, es decir el desplazamiento que surge de la aplicación de la fuerza es similar en ambas pruebas. Para la gráf. 6-9 donde se verifican las microdeformaciones para la prueba experimental por medio de strain gages y para la prueba numérica seria los datos de la deformación para el nodo 374 la diferencia de los datos entre ambas pruebas es de tan solo el 15% este valor es razonable para los datos obtenidos.

# CONCLUSIONES Y DISCUSIONES

En el capítulo I se explica la problemática que se encuentra en la máquina dimpling y esta es; la fractura frecuente de las piezas, puente y perno soporte. Estas piezas son fundamentales en el proceso del formado dimpling, ya que estas sujetan la pieza de trabajo y resisten la carga transmitida por el punzón durante el formado. En el capítulo III se analizó la fuerza necesaria para realizar el proceso de embutido dimpling utilizando el método de elemento finito el cual resulta en una fuerza de ( $F_{Rt} = 2206.77$  Kgf) y además es comparado este resultado con la fuerza que ejerce el pistón obteniendo este dato del valor indicado en el manómetro y conociendo el diámetro del pistón hidráulico se deduce la fuerza, y se observa que la fuerza ejercida es similar en ambos casos.

La fuerza ejercida por el pistón hidráulico durante el proceso de embutido (dimpling) es soportada por los elementos puente y perno soporte, estos dos elementos se dividen la fuerza que produce el pistón hidráulico durante el proceso de dimpling. La fuerza que soporta cada uno de los elementos es determinada por elemento finito y se encuentra que el perno soporta una fuerza de 9073.3 N y por lo tanto el puente soporta una fuerza de 12567.7 N. Estos valores son necesarios para verificar mediante métodos numéricos si el diseño de ambos elementos es el óptimo para el trabajo que están desarrollando en la máquina dimpling.

Cabe mencionar que la finalidad es mejorar las condiciones de uso de la máquina en los siguientes puntos;

- Disminuir el tiempo por cambio de herramental.
- Reducir la cantidad de piezas en stock.
- Minimizar el mantenimiento correctivo.
- Obtener mayor tiempo productivo de máquina.
- Eliminar tiempos muertos.

Por medio del método de elemento finito obtenemos los esfuerzos a los que están sujetos los dos componentes puente y perno los resultados son los siguientes  $SMX = 179$  Mpa,  $SEQV = 133$  Mpa y para el perno  $SMX = 1392$  Mpa,  $SEQV = 1745$  Mpa. Si comparamos tan solo el valor de Von Mises con el valor de cedencia del material verificamos realmente que el puente está por debajo de este valor teniendo un factor de seguridad de  $FS_{puente} = 9$  y comparando el valor de Von Mises del perno con el valor de cedencia del material tenemos que este fallará en los primeros ciclos de trabajo.

Es así como en el capítulo IV se analizaron los esfuerzos que soportan los dos elementos durante el proceso de dimpling y se verificó cual es la resistencia por fatiga de cada uno de los elementos analizados, también se graficó en base a su valor de fatiga aplicando 4 criterios de falla. Por lo tanto al aplicar los criterios de falla para el puente soporte da

como resultado que este resistirá la carga y que su vida es de 1'937,263 no de ciclos, con esto es posible optimizar el puente soporte disminuyendo la dureza en el temple del mismo es decir en lugar de solicitar un tratamiento de 45-55 Rc para esta pieza es necesario tan solo pedir el material como 4140T este ya viene con un tratamiento de 35 Rc y es suficiente para el trabajo de este elemento. En cambio para el perno soporte tenemos que el valor de esfuerzo medio queda totalmente fuera de las graficas de criterios de falla por lo cual se define que este elemento fallará en los primeros ciclos de trabajo.

Para el capítulo V se da a la tarea de optimizar el elemento perno soporte, cambiando la geometría del perno, la longitud y el material, si bien el material utilizado en el perno es AISI 4140 T y que además, es uno de los que tienen el punto de cedencia más alto, entonces como primer movimiento se probará cambiando la geometría y la longitud del mismo. Se cambiando el diámetro del perno realizando análisis con los siguientes diámetros 15, 19 y después se probó cambiando también las longitudes 15 longitud 11 y 19 longitud 11. De los resultados de los diferentes análisis se observo que el arreglo que dio mejor resultado es el de 15 mm de diámetro.

En el capítulo VI y último se instrumenta un sistema dimpling colocándole strain gages a los elementos perno y puente, para obtener sus microdeformaciones mediante el método experimental los valores obtenidos se compararon con los valores del método numérico los cuales son valores similares en ambos casos.

Podemos concluir que tanto para el puente como para el perno ya se saben su tiempo estimado de vida y por lo tanto se puede realizar mantenimiento predictivo a ambos elementos, preparando los elementos para realizar un cambio rápido en ellos y con tan solo dos tornillos retirar las piezas logrando abatir los tiempos muertos, para obtener mayor tiempo de producción en la máquina.

## ANEXOS

Datos característicos de los materiales que se usan en este análisis.

Acero usados en el puente de soporte y perno

### A.1 Acero AISI 4140 normalizado

Propiedades físicas	Métrico	Inglés
Densidad	7.85 g/cc	0.284 lb/cu in

Propiedades Mecánicas	Métrico	Inglés
Ultimo esfuerzo	1020 Mpa	148000 psi
Esfuerzo de cedencia	675 Mpa	97900 psi
Módulo de elasticidad	205 Gpa	29700 Ksi
Coefficiente de Poisson	0.290	0.290
Módulo de corte	80 Gpa	11600 Ksi

### A.2 Datos del acero usado en el Tubo de las bolsas de aire.

Propiedades físicas	Métrico	Inglés
Densidad	7.85 g/cc	0.284 lb/cu in

Propiedades Mecánicas	Métrico	Inglés
Ultimo esfuerzo	970.438 Mpa	140750.1 psi
Esfuerzo de cedencia	961.25 Mpa	139417.5 psi
Modulo de elasticidad	169604.016 Mpa	24598.98 Kpi
Poisson Ratio	0.29	0.29

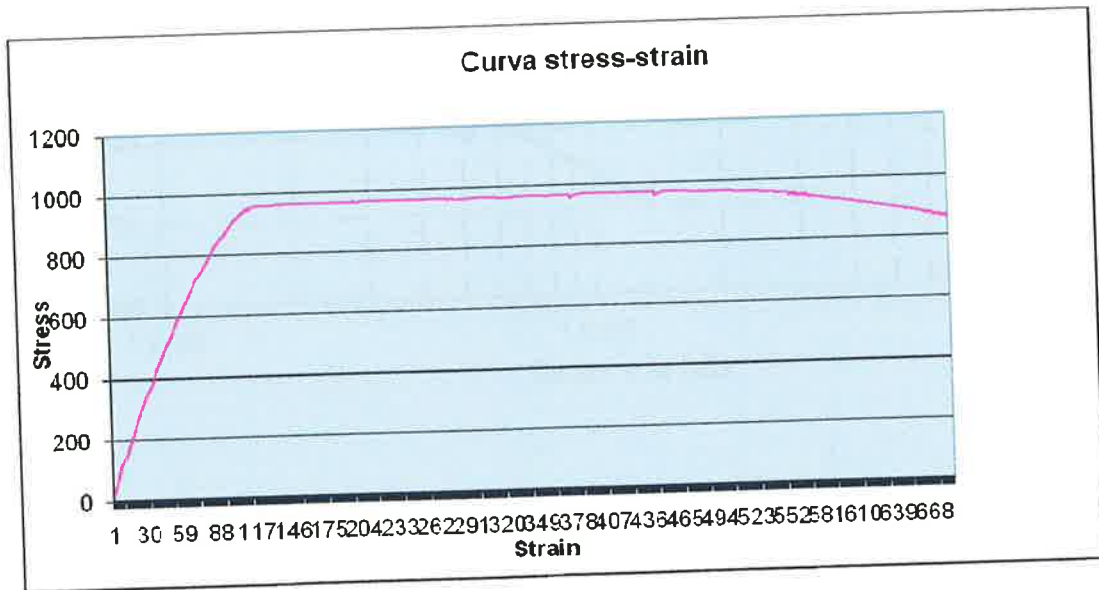
De acuerdo a la prueba de tracción y a las tres probetas que obtuvo una media de los datos del esfuerzo deformación de estas tres se obtuvieron la media del esfuerzo y la deformación y así para definir la curva se extrajeron solo 25 datos y son las siguientes:

No	Deformación	Esfuerzo (Mpa)
1	0.0001092	17.9747586
2	0.00015	24.5010654
3	0.0002	32.4989903

4	0.0025	400.403539
5	0.0030	480.382788
6	0.0035	560.362038
7	0.0040	640.341287
8	0.0045	720.320537
9	0.0050	800.299787
10	0.005389867	862.662273
11	0.005442633	868.461132
12	0.0054932	873.981226
13	0.005537767	879.06193
14	0.0055779	883.196592
15	0.006315233	947.891684
16	0.006348033	948.965093
17	0.0063815	950.881613
18	0.0064203	952.62603
19	0.0064515	953.666771
20	0.0064756	954.223258
21	0.0064986	954.49335
22	0.006516433	955.033981
23	0.006735333	958.949682
24	0.007163267	960.863552
25	0.008637967	961.266628

Tabla de datos obtenidos del material del tubo para las bolsas aire grafica que sirvió para el análisis de elemento finito.

### Curva característica del acero



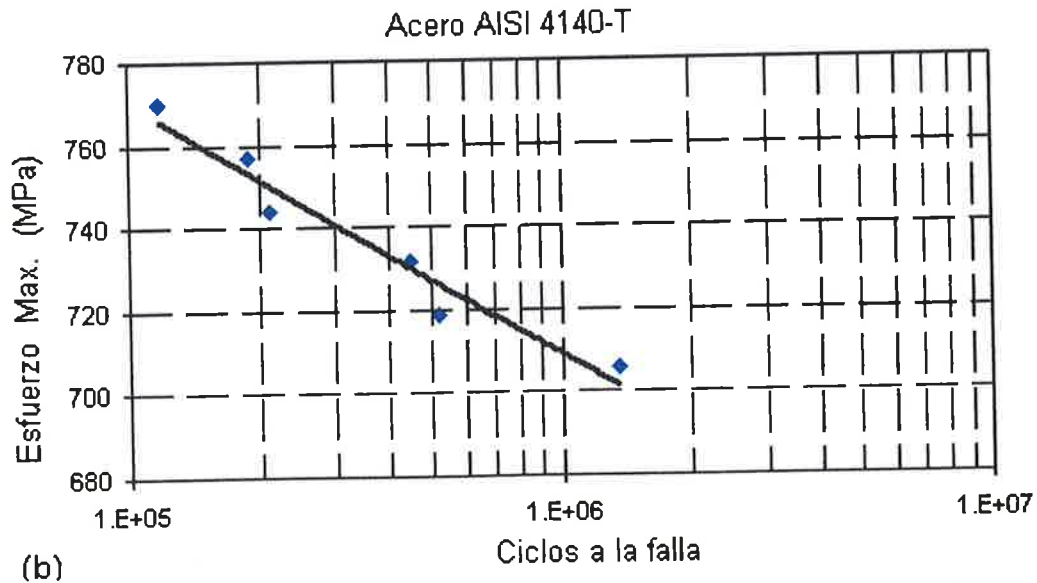
### A.3 DATOS CARACTERISTICOS DEL ACERO 4140T

#### Propiedades a la fatiga.

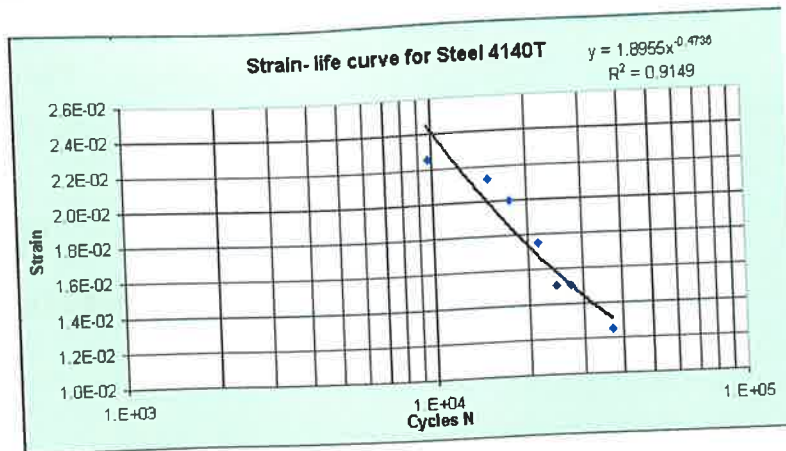
Debido a que los dos materiales tanto del perno como el del puente están hechos con un acero AISI 4140T es necesario obtener la curva S-N para este material y así obtener el número de ciclos esperado al cual cada uno de los elementos pudiera fallar.

	$\sigma_a$ (Mpa)	Nf (Cyclos)	
$\sigma_2$	705.751322	1366027	$N_2$
	718.583164	517648	
	731.415007	447270	
	744.246849	210439	
	757.078691	189183	
$\sigma_1$	769.910533	117983	$N_1$

Graficando estos puntos tenemos



Graficando la curva S-N tenemos



De la ecuación (1.6)

$$\sigma_a = AN_f^B$$

$$\sigma_1 = AN_1^B,$$

$$\sigma_2 = AN_2^B$$

Entonces se divide el segundo dentro del primero, y se multiplica

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^B$$

$$\log \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = B \log \frac{N_1}{N_2}$$

Despejando B tenemos:

$$B = \frac{\log \frac{\sigma_1}{\sigma_2}}{\log \frac{N_1}{N_2}} = \frac{\log \sigma_1 - \log \sigma_2}{\log N_1 - \log N_2}$$

$$B = \frac{\log(769.910533) - \log(705.751322)}{\log(117983) - \log(1366027)} = -0.035527$$

Una vez conocida B se puede calcular A de cualquier de los dos ecuaciones.

$$A = \frac{\sigma_1}{N_1^B}$$

$$A = \frac{769.910533}{(117983)^{-0.0355}} = \frac{769.910533}{0.660627951} = 1165.42 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto

$$B = b = -0.0355$$

De la ecuación (1.8) despejamos  $\sigma_f$ .

$$\sigma_f = \frac{A}{2^b}$$

$$\sigma_f = \frac{1165.42}{2^{-0.0355}} = 1194.453 \text{ Mpa}$$

Con estos datos ahora si se puede llenar la tabla siguiente de Constantes para curvas de esfuerzo-vida para el acero AISI 4140T a 40 Rc.

Esfuerzo de cedencia	Esfuerzo ultimo	Esfuerzo de fractura verdadera	$\sigma_f$	A	B = b
1205 *(174.80)	1295 *(187.80)		1194.45	1165.42	-0.0355**

Valores en Mpa (Ksi)

\*. Valores obtenidos de [www.matweb.com](http://www.matweb.com)

\*\* . Valor adimensional



**A.4. Propiedades monotónicas y tensión totalmente invertido, desentalladura en la flexión de límites de fatiga S en algunas aleaciones de ingeniería.**

Material	Descripción del proceso	Dureza HB (RC)	S <sub>u</sub> MPa (Ksi)	S <sub>y</sub> MPa (Ksi)	%EI	%RA	S <sub>f</sub> MPa (Ksi)
4140	OQ&T650°C	285 (28)	758 (110)	655 (95)	18	53	420 (61)
4140	OQ&T540°C	358 (37)	1137 (165)	985 (143)	15	50	455 (66)
4140	OQ&T870°C	388 (43)	1295 (187.8)	1205 (174.8)	16	52	

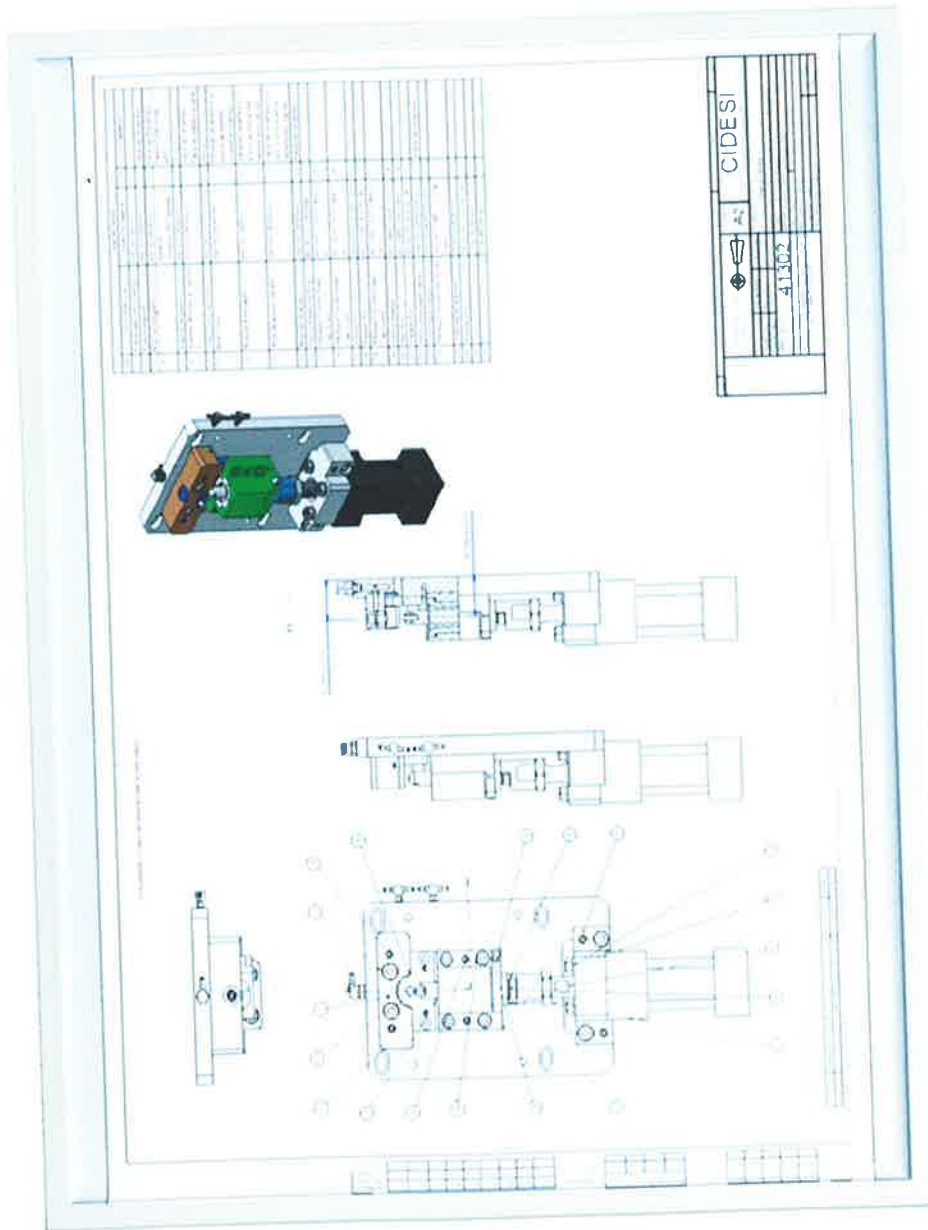
**Monotonic, Ciclos y Esfuerzo – Vida Propiedades de aleaciones selectas de Ingeniería.**

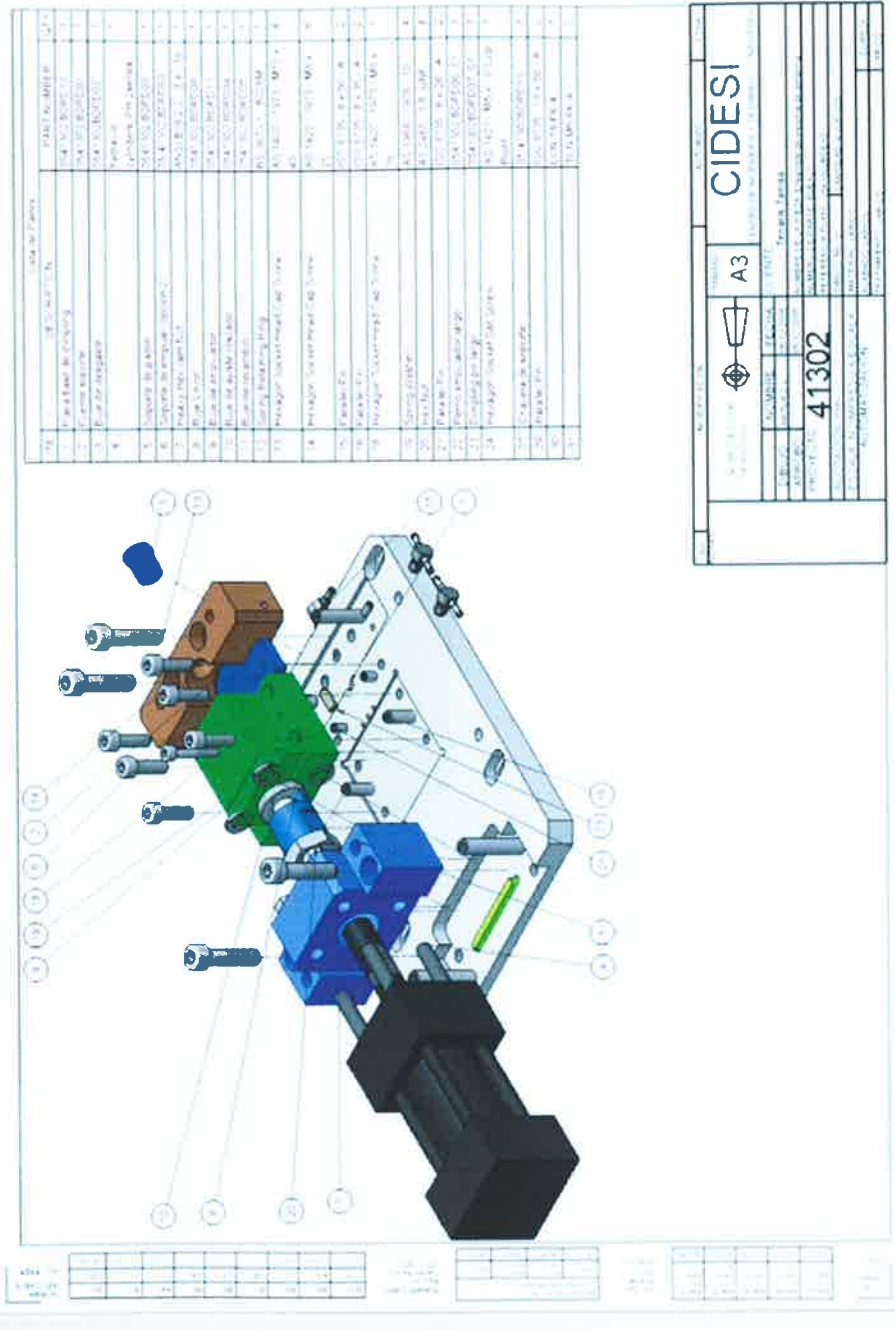
Material	Descripción de proceso	S <sub>u</sub> MPa (Ksi)	HB (RC)	E GPa (Ksi-10 <sup>3</sup> )	%R A	S <sub>y</sub> /S <sub>y</sub> ' MPa (Ksi)	K/K' MPa (Ksi)	n/n'	ε <sub>f</sub> /ε <sub>f</sub> '	σ <sub>f</sub> /σ <sub>f</sub> ' MPa (Ksi)	b	c
4142	Q&T	1413 (205)	380 (40)	207 (30)	48	1378 (200)	2266 (387)	0.051/0.124	0.65/0.37	2143(311)	-0.094	-0.761
4142	Q&T	1929 (280)	475 (48)	207 (30)	35	1722 (250)	2399 (348)	0.048/0.094	0.43/0.31	2161 (0.331)	-0.081	-0.854
4340	HR	827 (120)	243 (22)	193 (28)	43	634 (92)	1337 (194)	-0.168	0.57/0.22	1198 (174)	-0.095	-0.563
4340	Q&T	1240 (180)	350 (36)	193 (28)	57	1178 (171)	1580/1887 (229)/(274)	0.066/0.137	0.84/1.1	1917 (278)	-0.099	-0.720
4340	Q&T	1468 (213)	409 (42)	200 (29)	38	1371 (199)	1996 (290)	--/0.135	0.48/0.40	1879 (273)	-0.086	-0.636

## A.5. PLANOS DEL SISTEMA DIMPLING

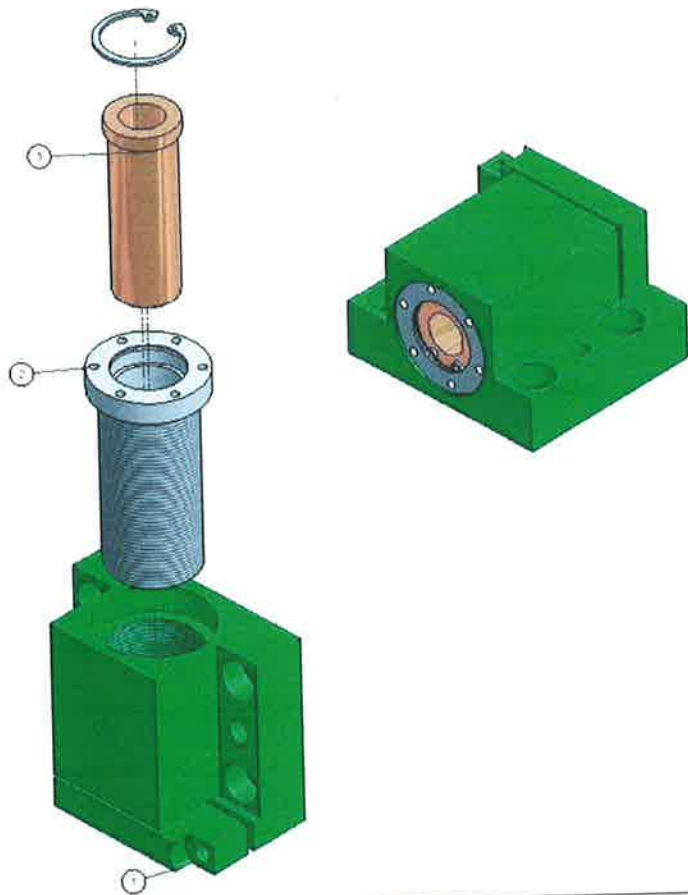
En esta sección se muestra los dibujos para manufactura del sistema dimpling, desglosando cada una de sus partes junto con los dibujos de ensamble y la lista de material de compra que son necesarias para la fabricación de este sistema.

Estos dibujos son los originales que se entregaron al cliente para su reproducción del sistema.





**CIDESI**  
 UNIVERSITAS CENDANA  
 Jember, Indonesia  
 41302  
 41302



ITEM	DESCRIPTION	Part Number	QTY	COMMENTS
1	Buje de empujador	0541302 BOPD11	1	Pieza de recambio si y solo si se encuentra dañado por mal uso
2	Buje de apoyo anillo	0541301 BOPD04	1	Pieza de recambio si y solo si se encuentra dañado por mal uso
3	Buje de recambio	0541302 BOPD05	1	Pieza de recambio
4	Spring Retaining Ring	B5 30731 B02M	1	

DE PROYECCION DE ANILLO 		FORMA: A3	AUTORIZADO:	FECHA:
CLIENTE:		<b>CIDESI</b> CENTRO DE INVESTIGACION Y ESTADÍSTICAS INDUSTRIALES		
DISEÑO:	NOMBRE:	FECHA:	CLIENTE:	
APROBADO:	NOMBRE:	FECHA:	TECNICO DE CALIDAD:	
PROYECTO: 41302		OPERACIONES DE FABRICACION:		
AUTORIZADO POR:		MATERIAL USADO:		
ESCALA:		ELABORADO POR:		
ADMINISTRACION:		REVISADO POR:		



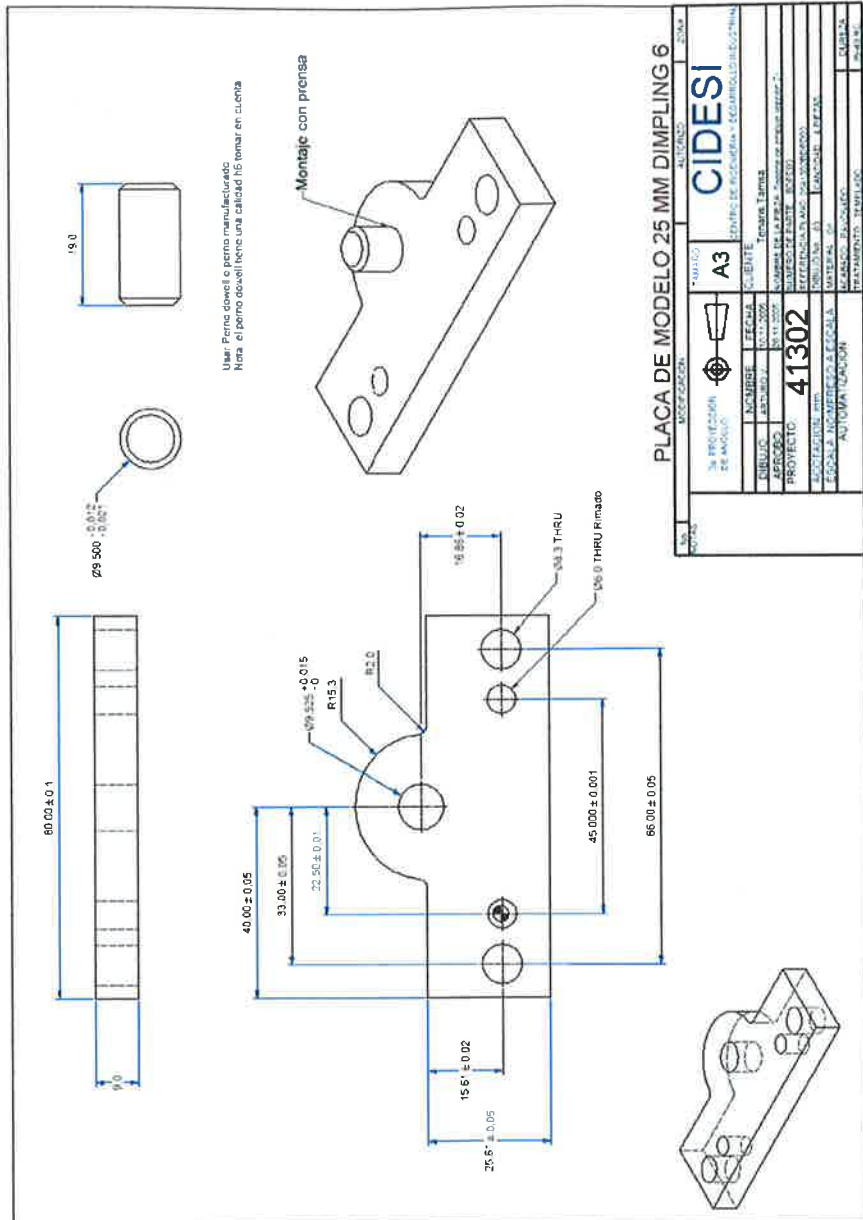


1811	1812	1813	1814	1815	1816	1817	1818	1819	1820	1821	1822	1823	1824	1825	1826	1827	1828	1829	1830
1831	1832	1833	1834	1835	1836	1837	1838	1839	1840	1841	1842	1843	1844	1845	1846	1847	1848	1849	1850

1851	1852	1853	1854	1855	1856	1857	1858	1859	1860	1861	1862	1863	1864	1865	1866	1867	1868	1869	1870
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

1871	1872	1873	1874	1875	1876	1877	1878	1879	1880	1881	1882	1883	1884	1885	1886	1887	1888	1889	1890
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

1891	1892	1893	1894	1895	1896	1897	1898	1899	1900
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------



PLACA DE MODELO 25 MM DIMPLING 6		AUTORIDAD		OTRO	
MODIFICACION		*ESTADO		OTRO	
3A PROYECCION DE MODELO		A3		CIDESI	
NOMBRE		FECHA		CENTRO DE INVESTIGACION Y DESARROLLO TECNOLÓGICO	
AUTOR		10/11/2009		Tecnología Terrestre	
APROBADO		10/11/2009		Cajón para la placa - Accesorio de trabajo superior 7.	
PROYECTO		41302		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
DESCRIPCION		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
Escala		1:1		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
AUTOMATIZACION		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	
MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS		MATERIALES Y MATERIAS PRIMAS	







HERRERA  
 ANEXO A  
 ISO 1101

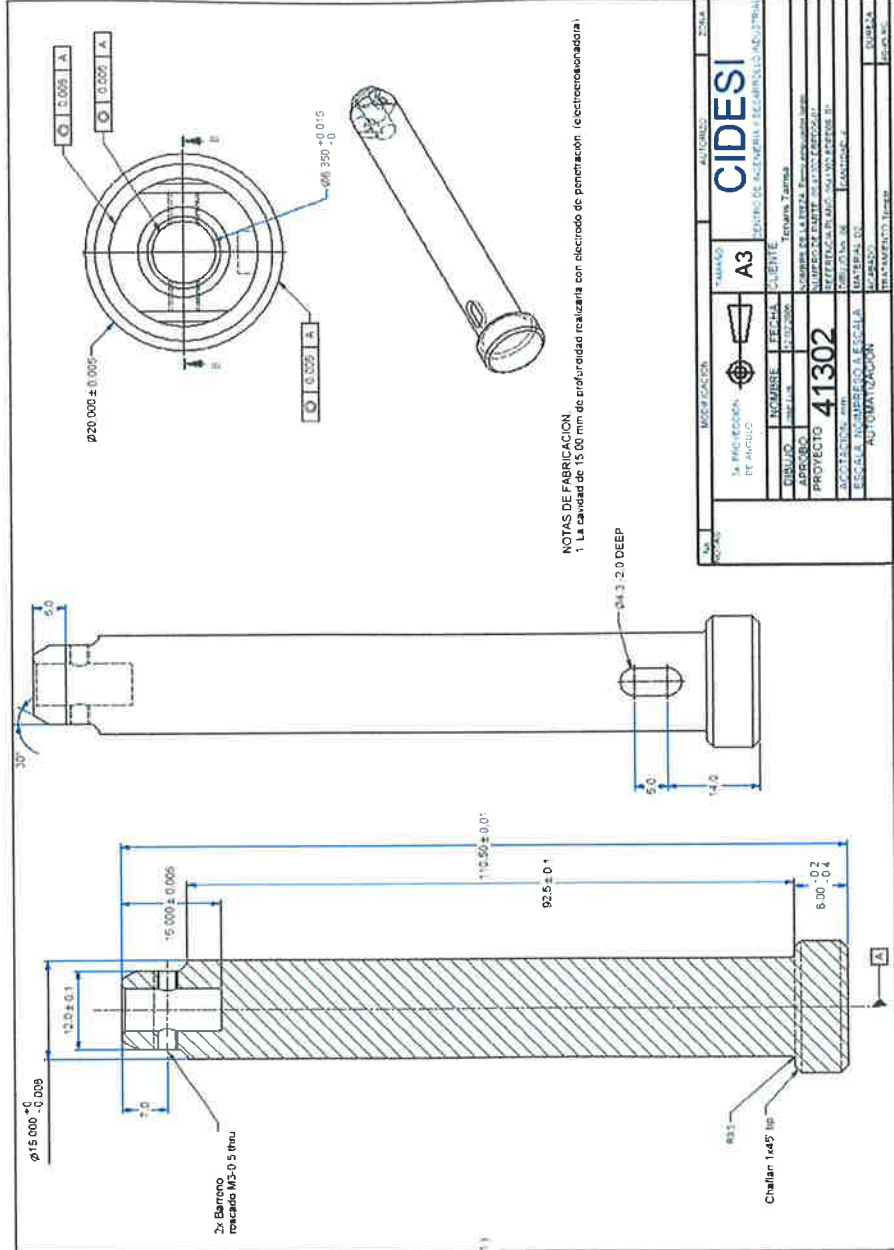
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

HERRERA  
 ANEXO A  
 ISO 1101

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

HERRERA  
 ANEXO A  
 ISO 1101

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----



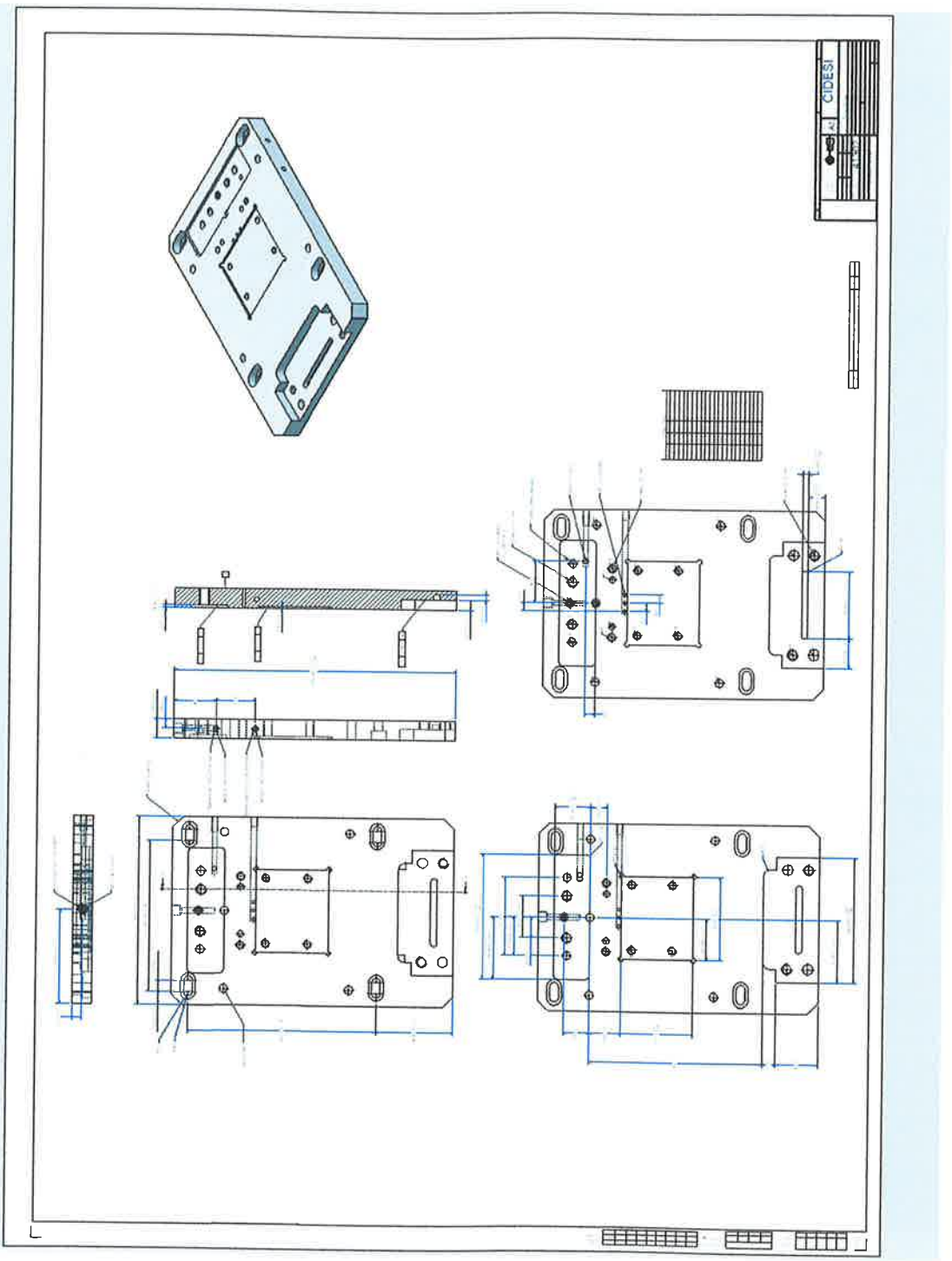
NOTAS DE FABRICACION  
 1. La lavada de 15.00 mm de profundidad realizara con electrode de penetración (electrocalentadora)

MA. 1000 CANTIDAD: 1000	MODIFICACION: 1 AUTORIZADO:	TAMAÑO: A3 ESCALA:	AUTORIZADO:	CANTIDAD: 1000
<b>CIDESI</b> CENTRO DE ACERIAS Y TECNOLOGIA INDUSTRIAL				
DISEÑO:	NOMBRE:	FECHA:	COPIAS:	TITULO:
APROBADO:	NOMBRE:	FECHA:	COPIAS:	TITULO:
PROYECTO: 41302				
ESCALA:				
AUTORIZACION:				
DIBUJADO:				
REVISADO:				
AUTORIZADO:				









Artículo 1101

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

Artículo 1101

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

Artículo 1101

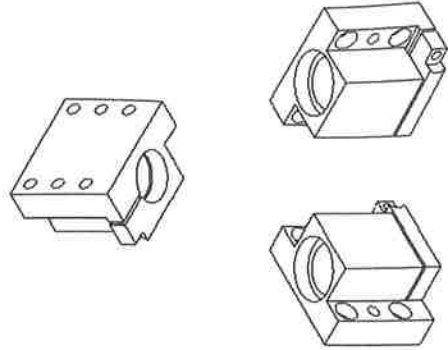
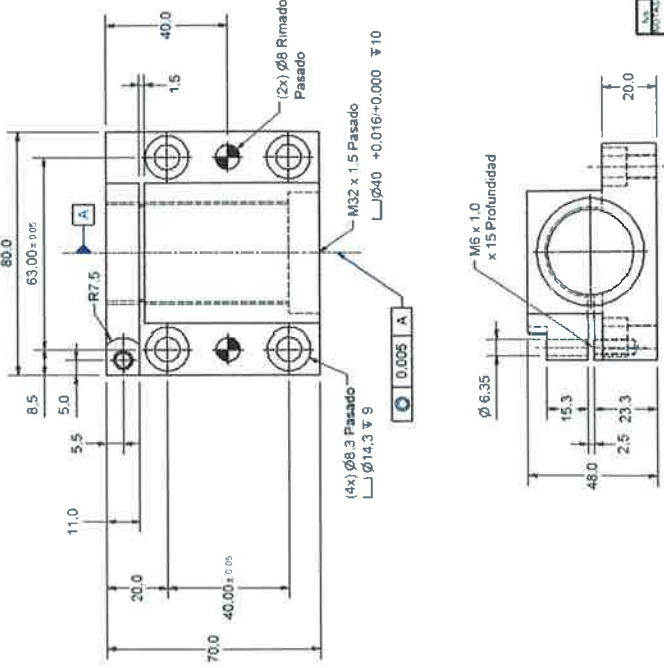
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

Artículo 1101

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

Artículo 1101

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----



MODIFICACION	ALZARAZ	2014
INFECCION DE ANALISIS	ADIVANO	
INFORME	A3	
FECHA		
CLIENTE	CIDESI	
GRUPO	SERVICIOS DE INGENIERIA Y EQUIPAMIENTO ELECTRONICO	
PROYECTO	SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA	
PROYECTISTA	SANTOS GONZALEZ	
REVISOR	SANTOS GONZALEZ	
APROBADO	SANTOS GONZALEZ	
MATERIAL	ALUMINIO 6061	
TRATAMIENTO	ANODIZACION	





ISO 9001  
41302  
05-11-01

Nº1	Nº2	Nº3	Nº4	Nº5	Nº6	Nº7	Nº8	Nº9	Nº10
12.2	13.3	14.4	15.5	16.6	17.7	18.8	19.9	20.0	21.1

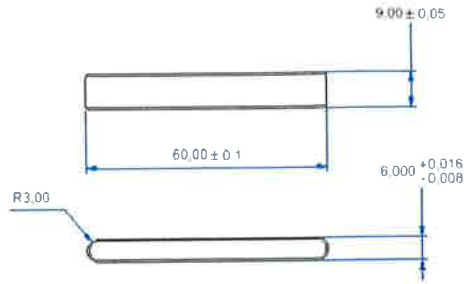
Acabado Super  
paum  
Carbida, C  
ISO 3002

1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0
1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0

Tel. Cel.  
Algodor  
900-000-  
2-996-02

1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0
1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0

Tel. Cel.  
900-000-  
2-996-02



NOTAS		MODIFICACION		AUTORIZADO		ZONA	
3a PROYECCION DE ANGULO		TAMAFIO A4		CIDESI		CENTRO DE INGENIERIA Y DESARROLLO INDUSTRIAL	
DIBUJO		NOMBRE		FECHA		CLIENTE	
APROBO		Jose L. Diaz		01-06-2006		Tenaris Tamsa	
PROYECTO		41302		NOMBRE DE LA PIEZA		Chaveta de tope con	
ACOTACION		mm		NUMERO DE PARTE		INDP-13	
ESCALA		NOIMPRESO A ESCALA AUTOMATIZACION		REFERENCIA PLANO		041302BCD(1)	
				DIBUJO No		13	
				MATERIAL		Acero 1045	
				ACABADO		Payonado	
				TRATAMIENTO		Temple y Rebrido	
				DUREZA		30-35 Rc	



---

---

## BIBLIOGRAFIA

[1].- *Metal fatigue and Its Recognitions* Frank R. Stone, Jr., Engineering Division, Bulletin No 63-1 Bureau of Safety, Civil Aeronautics Board, April 1963.

[2].- *Metal Fatigue in Engineering* Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens y Henry O Fuchs Edit. Wiley Interscience.

[3].- *Prediction of Stochastics Endurance Strength* Charles R. Mischke

[4].- *Allowable Working Stresses*, Fuente de datos: C.G.Noll y C. Lipson, Society for Experimental Stress Analysis, Vol III no 2, 1946, pag. 49.

[5].- *Stress Range*, Thomas J Dolan O.J.Horger, ASME Handbook- Metals Engineering Design, McGraw-Hill, Nueva York, 1953.

[6].- *Fatigue of Aircraft Structures*, U.S. Government printing Office Washington, D.C. 1966

[7].- *Failure Printing in Materials in Mechanical Design*, Wiley Nueva York 1981.

[8].- *Diseño en Ingeniería Mecánica* Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke Edit. McGraw Hill

[9].- *Mechanical Behavior of Engineering Materials* Joseph Marin Edit. Prentice Hall

[10].- *A First Course in Finite Elements* Jacob Fish, Ted Belytschko Edit. Wiley

[11].- *Roark's Formulas for Stress & Strain* Warren C. Young Edit. McGraw Hill

[12].- *Mechanical Behaviour of Materials*.- Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue (2<sup>nd</sup> Edition) by Norman E. Dowling.