

**UNIVERSIDAD DON BOSCO**  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



TRABAJO DE GRADUACIÓN PARA OPTAR AL GRADO DE:  
INGENIERO MECANICO

**“DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE  
EMBUTICIÓN EN CHAPAS METÁLICAS”**

ELABORADO POR:  
JOSÉ ANTONIO CAÑAS Crespín  
ÁLVARO JOSÉ CONTRERAS Cándido

SOYAPANGO, SEPTIEMBRE DEL 2005, EL SALVADOR, C.A.

**UNIVERSIDAD DON BOSCO**

RECTOR:

ING. FEDERICO MIGUEL HUGUET RIVERA.

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MARIO OLMOS, PBRO.

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA:

ING. ERNESTO GODOFREDO GIRÓN.

ASESOR DEL TRABAJO DE GRADUACION:

ING. SATURNINO GAMEZ GUADRON

JURADOS:

ING. GUSTAVO SALOMON TORRES RIOS LAZO

ING. AGUSTIN BARRERA CARPIO

ING. JOAQUIN ANTONIO BARILLAS MELÉNDEZ

**UNIVERSIDAD DON BOSCO**  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

JURADO EVALUADOR DEL TRABAJO DE GRADUACION.

**“DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE  
EMBUTICIÓN EN CHAPAS METÁLICAS”**

ING. GUSTAVO SALOMON TORRES RIOS LAZO  
JURADO

ING. AGUSTIN BARRERA CARPIO  
JURADO

ING. JOAQUIN ANTONIO BARILLAS MELENDEZ  
JURADO

ING. SATURNINO GAMEZ GUADRON  
ASESOR

## **RECONOCIMIENTO**

Al Ing. Saturnino Gámez Guadón, por su accesoria, orientación y ayuda en la elaboración del presente documento.

A los ingenieros Gustavo Salomón Torres Ríos Lazo, Agustín Barrera Carpio y Joaquín Antonio Barillas Meléndez, por brindarnos sus consejos, apoyo y su tiempo como jurados evaluadores de este documento.

Al Ing. Mario Martínez, por su orientación y colaboración durante todo el proceso de graduación.

A todas aquellas personas que nos ayudaron directa e indirectamente en el desarrollo de este trabajo.

## INDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVO GENERAL.....	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
ALCANCES DEL TEMA.....	2
LIMITACIONES DEL TEMA.....	3
CAPITULO 1	
FUNDAMENTOS DEL FLUJO PLASTICO EN LOS METALES.....	4
1.1 Importancia del flujo plástico en la embutición de chapas metálicas.....	5
1.2 Endurecimiento por el trabajo en frío.....	5
1.3 Efectos de la temperatura y de la carga.....	8
1.4 Tamaño de grano.....	9
1.5 Esfuerzos residuales o remanentes.....	11
1.6 Características de la deformación en frío.....	12
1.7 Etapas del recocido luego de un trabajo en frío.....	12
1.7.1 Recuperación.....	13
1.7.2 Recristalización.....	14
1.7.3 Crecimiento de grano.....	15
CAPITULO 2	
PROPIEDADES DE LOS MATERIALES Y PRUEBAS UTILIZADAS PARA SU DETERMINACION.....	16
2.1 Propiedades de los metales que influyen en un proceso de deformación.....	17
2.2 Propiedades de los materiales importantes en el diseño de una máquina.....	21
2.3 Pruebas simulativas.....	25
CAPITULO 3	
PROCESO DE EMBUTICION DE CHAPAS METALICAS.....	34
3.1 Fundamentos de la embutición.....	35
3.2 Comportamiento de la chapa durante la embutición.....	36
3.3 Juego de embutición.....	37
3.4 Radio de la matriz (r).....	38
3.5 Radio del punzón (R).....	40
3.6 Embutición de doble efecto.....	41
3.7 Velocidad de embutición (V).....	42
3.8 Lubricación.....	43

3.9	Presión ejercida por el pisador o prensa chapa (Pp).....	44
3.10	Fuerza de embutición.....	46
3.11	Pruebas tecnológicas.....	49
3.11.1	Prueba de embutición.....	49
3.12	Propuesta de diseño para la maquina de pruebas de embutición.....	50
3.12.1	Componentes principales de la máquina.....	50
3.12.2	Criterios de diseño.....	51

## CAPITULO 4

DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	52
---------------------------	----

4.1	Modelo a diseñar.....	53
4.2	Estimación de fuerzas y esfuerzos en los elemento de la máquina.....	55
4.3	Carga de diseño.....	55
4.3.1	Fuerza de embutición.....	55
4.3.2	Fuerza del pisador.....	57
4.4	Equipo para la aplicación de las fuerzas.....	58
4.5	Selección del equipo hidráulico.....	59
4.5.1	Cilindros hidráulicos.....	60
4.5.1.1	Cilindro del punzón.....	60
4.5.1.2	Cilindros del pisador.....	61
4.5.2	Bases de los cilindros hidráulicos.....	61
4.5.2.1	Bases para el cilindro del punzón (RC-102).....	61
4.5.2.2	Bases para los cilindros del pisador (RC-55).....	61
4.5.3	Bomba hidráulica.....	61
4.5.4	Mangueras hidráulicas de alta presión.....	63
4.5.5	Acoples machos y hembras.....	63
4.5.6	Múltiple y conectores.....	63
4.5.7	Manómetros.....	63
4.5.8	Acoples de los manómetros.....	64
4.5.9	Válvula de control direccional de 3 vías.....	64
4.5.10	Válvulas de control de flujo.....	64
4.6	Funcionamiento del sistema hidráulico.....	65
4.7	Diseño de los elementos.....	67
4.7.1	Diseño de las barras de acople.....	67
4.7.1.1	Consideraciones.....	67
4.7.1.2	Análisis estático.....	69
4.7.1.3	Selección de la rosca.....	71
4.7.1.4	Carga de apriete de la rosca.....	72
4.7.1.5	Carga máxima que soporta la rosca.....	73
4.7.1.6	Momento de torsión de apriete.....	76
4.7.2	Tornillos sujetadores de los cilindros RC-55 y la placa movil.....	76

4.7.2.1	Selección de los tornillos sujetadores.....	76
4.7.2.2	Carga de apriete de los tornillos.....	78
4.7.2.3	Momento de torsión de apriete.....	79
4.7.3	Diseño de placas fijas.....	80
4.7.3.1	Placa fija inferior.....	80
4.7.3.1.1	Análisis por esfuerzos cortantes entre las tuercas y la placa fija inferior.....	86
4.7.3.1.2	Análisis por esfuerzos de aplastamiento entre las tuercas y la placa fija inferior.....	88
4.7.3.2	Placa fija superior.....	90
4.7.3.3	Diseño de la placa móvil.....	95
4.7.4	Diseño de las matrices.....	98
4.7.4.1	Diseño de la matriz inferior o pisador.....	98
4.7.4.2	Diseño de la matriz superior.....	99
4.7.5	Tornillos sujetadores de las matrices con placas.....	100
4.7.5.1	Selección de tornillos sujetadores de matrices y placas.....	101
4.7.5.2	Carga de apriete de los tornillos.....	101
4.7.5.3	Momento de torsión de apriete.....	102
4.7.6	Diseño del punzón.....	102
4.7.6.1	Análisis del punzón por compresión.....	103
4.7.6.2	Análisis de pandeo.....	104
4.7.6.3	Selección de la rosca del punzón.....	106
4.7.6.4	Carga de apriete del tornillo del punzón.....	106
4.7.6.5	Momento de torsión de apriete.....	107
4.8	Análisis de excentricidad en el punzón.....	108
4.9	Lectura de la altura de la copa formada.....	111

CAPITULO 5	PROCESO DE FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA.....	112
------------	---	-----

CAPITULO 6	GUÍA DE OPERACIÓN, SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA.....	136
------------	--	-----

6.1	Guía de operación de la máquina.....	137
6.2	Procedimiento general para la prueba de embutición.....	137
6.3	Fichas de recepción del material, de ejecución y de reporte de la prueba.....	140
6.4	Aspectos de seguridad.....	140
6.5	Mantenimiento.....	144
6.5.1	Fundamentos teóricos.....	144
6.6	Tipos de mantenimiento a implementar.....	145
6.6.1	Mantenimiento preventivo.....	145

6.6.2 Mantenimiento correctivo.....	145
6.7 Frecuencia de intervenciones para el mantenimiento.....	146
6.8 Programa de mantenimiento preventivo.....	146
6.9 Instrucciones de mantenimiento para el circuito hidráulico.....	147
6.9.1 Cilindros hidráulicos.....	147
6.9.1.1 Mantenimiento.....	148
6.9.1.2 Localización de averías.....	148
6.9.2 Bombas hidráulicas manuales.....	149
6.9.2.1 Mantenimiento.....	150
6.9.2.2 Adición de aceite a la bomba.....	150
6.9.2.3 Limpieza de las líneas de aceite.....	151
6.9.2.4 Lubricación de la bomba.....	151
6.9.2.5 Cambio del aceite.....	151
6.9.2.6 Guía de localización de averías.....	152
6.9.3 Manómetros.....	153
6.9.4 Mangueras hidráulicas/adaptadores.....	154
6.9.4.1 Precauciones para las mangueras hidráulicas.....	154
6.9.4.2 Precaución en los adaptadores y tubería.....	154
6.9.4.3 Mantenimiento.....	155
6.9.4.3.1 Mangueras hidráulicas.....	155
6.9.4.3.2 Adaptadores y acopladores.....	156
6.9.5 Válvulas de control de flujo.....	156
6.9.6 Válvulas de control direccional manuales.....	157
6.9.6.1 Mantenimiento.....	157
6.9.6.2 Resolución de problemas.....	158
6.9.6.3 Instrucciones para el almacenamiento.....	158
6.10 Especificaciones generales de la máquina.....	159
6.11 Recomendaciones para la visualización de la fractura de la chapa.....	159
6.12 Costos de fabricación de la máquina para pruebas de embutición.....	160
6.12.1 Costos de materiales de la máquina.....	161
6.12.2 Costos de elementos hidráulicos, elementos de sujeción y elemento de medición.....	161
6.12.3 Costos de fabricación de los elementos mecánicos que componen la máquina.....	163
6.13 Inversión inicial.....	163
6.14 Inversión con financiamiento.....	164
6.15 Costos de operación (anual).....	166
6.16 Ingresos estimados.....	167
6.17 Cálculo del flujo de fondos.....	168
6.18 Conclusiones financieras.....	171
Conclusiones.....	172

Recomendaciones.....	174
Oportunidades de mejora a la máquina.....	175
Bibliografía.....	176
Glosario.....	178

ANEXOS

PLANOS DE LA MAQUINA.

## INTRODUCCIÓN.

El diseño de un elemento de máquina necesita de bases teóricas que ayuden a orientar de la mejor manera el diseño. Los tres primeros capítulos de este documento exponen la teoría que servirá de base para el diseño de la máquina y, a la vez, ayudarán al lector a comprender mejor el proceso de deformación en frío, especialmente, el proceso de embutición. Los últimos tres capítulos presentan el diseño de los elementos de la máquina, sus procesos de fabricación, la guía de operación de la máquina, aspectos de seguridad y mantenimiento de la misma, así como una estimación de los costos de la fabricación de los componentes de la máquina. A continuación se muestra, en forma breve, el contenido de cada uno de los capítulos.

El Capítulo 1 muestra la teoría sobre ciencia de los materiales relacionada con la deformación en frío de los metales para la comprensión de los cambios que ocurren en el material cuando es sometido a un trabajo en frío. El Capítulo 2 expone las propiedades de los materiales involucrados en un proceso de deformación y los que son de interés en todo proceso de diseño de máquinas. También se presentan las generalidades de las pruebas simulativas, que es donde se ubica la prueba de embutición para chapas metálicas. El Capítulo 3 aborda aspectos generales sobre el proceso de embutición. De este capítulo serán tomados en cuenta aspectos que servirán para el diseño de la máquina.

El capítulo 4 contiene el diseño de los elementos mecánicos que componen la máquina. Además se muestra el equipo que se utilizará para la transmisión de la fuerza requerida para la deformación de la chapa metálica. En el capítulo 5 se muestra el proceso para la fabricación de los elementos mecánicos de la máquina. En el capítulo 6 se muestran los pasos que se deben seguir para la operación de la máquina, aspectos de seguridad al operar la máquina y el mantenimiento que se le prestará a la misma, así mismo se muestra la estimación de los costos que involucran la fabricación de la máquina.

## OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina para realizar pruebas de embutición en chapas metálicas.

## OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Diseñar los elementos y mecanismos que garanticen un buen funcionamiento de la máquina.
- b) Seleccionar los materiales y los procesos de fabricación para obtener las piezas de la máquina.
- c) Elaborar una guía o manual para la construcción y ensamble de las partes de la máquina.
- d) Efectuar una estimación del costo de la máquina.
- e) Elaborar los planos de construcción de la máquina.

## ALCANCES DEL TEMA

- a) Se elaborará un documento que contendrá el diseño teórico de la máquina para realizar pruebas de embutición.
- b) La información del documento servirá de base para seleccionar la potencia de una máquina embutidora de producción industrial.
- c) Los planos obtenidos al final del documento podrán servir para la construcción y ensamblaje de la máquina.
- d) El diseño de la máquina y la prueba de embutición se harán con base a los requerimientos que aparecen en Standard Test Method for Ball Punch Deformation of Metallic Sheet Material<sup>1</sup>.
  
- e) El documento contendrá la realización de la prueba no normalizada de embutición. No obstante se tratará de respetar los requerimientos que dicta la norma citada en el literal anterior<sup>2</sup>.
- f) Se dejará establecida una guía general para realizar la prueba de embutición.
- g) La fuerza aplicada al punzón de la máquina para deformar la chapa metálica se calculará en base al material que presenta mayor resistencia mecánica a la deformación, es decir, en base a la resistencia del acero inoxidable SAE 304.
- h) La construcción y realización de la prueba no está contemplado en este proyecto, pero se dejan establecidas las dimensiones y forma de la chapa metálica que debe utilizarse para realizar la prueba.
- i) La información contenida en este documento podrá ser utilizada por los interesados para tener una idea clara en cuanto al proceso de embutición y a la prueba que se le realiza a las chapas metálicas para determinar su grado de embutición.

---

<sup>1</sup> Esta prueba se rige por la Norma ASTM E 643-84 (American Society of Testing Materials).

<sup>2</sup> Ver limitaciones del tema, literal b.

## LIMITACIONES DEL TEMA

- a) La máquina para pruebas de embutición no será construida por los costos que ello implica.
- b) No se encuentra en plaza los equipos necesarios para poder cumplir con todos los requisitos que exige la norma para que la máquina efectúe una prueba normalizada, como por ejemplo un medidor de velocidad para monitorear el desplazamiento del punzón.
- c) La máquina para pruebas de embutición será diseñada para realizar pruebas solamente en materiales de uso comercial en el país tales como: acero de bajo carbono, acero inoxidable y aleaciones de aluminio.
- d) Se encuentra poca información práctica disponible en el país sobre la prueba de embutición en materiales metálicos.

# **CAPITULO 1**

## **FUNDAMENTOS DEL FLUJO PLASTICO EN LOS METALES.**

### 1.1 Importancia del flujo plástico en la embutición de chapas metálicas.

La embutición es la deformación de una chapa metálica en productos útiles, aprovechando las cualidades plásticas de la misma. Por tal razón, la mayor limitante para llevar a cabo el proceso de embutición es la necesidad de una etapa dúctil en el material. Casi todos los materiales tienen ductilidad a temperatura elevada (la principal excepción es el hierro fundido) y pueden, cuando menos, trabajarse en caliente. Debido a que la embutición es un proceso de trabajo en frío, la deformación se realiza a temperaturas por debajo de la temperatura de

recristalización. Por tal razón, los materiales que se utilizan para la embutición están limitados a aquellos clasificados como dúctiles.

En el proceso de embutición resaltan dos tipos:

- La embutición poco profunda, que se puede realizar en una sola operación obteniendo la pieza deseada, y
- La embutición profunda, que se lleva a cabo en varias etapas hasta obtener el producto final.

Es importante recordar que, para obtener trabajos de embutición satisfactorios, los materiales deben encontrarse en condiciones de ductilidad tales que permitan ser transformados aprovechando al máximo sus cualidades plásticas. Todos los metales sometidos a un régimen de trabajo severo de este tipo adquieren dureza, tensiones residuales y elevadas resistencias mecánicas, por lo que se vuelve necesario someter la pieza trabajada a un tratamiento térmico. Este tratamiento consiste en un recocido para eliminar estos defectos adquiridos durante el trabajo en frío. A continuación se verá cómo se lleva a cabo el endurecimiento del metal a medida que se le practica un trabajo en frío.

## 1.2 Endurecimiento por el trabajo en frío.

La deformación plástica corresponde al movimiento de dislocaciones denominado deslizamiento (desplazamientos atómicos). Conforme ocurre el flujo plástico, las dislocaciones existentes se acentúan y se crean nuevas dislocaciones que soportan mayor movimiento plástico. Sin importar cuales puedan ser los mecanismos que dan origen al flujo plástico, es un hecho probado que cuando los metales se trabajan en frío, para producir deformación plástica, ocurre un cambio en sus propiedades mecánicas. Así, la resistencia a la tracción, el límite de elasticidad y la dureza aumentan, mientras que la ductilidad, expresada como el porcentaje de alargamiento, se ve disminuida, así como la conductividad eléctrica del material, debido a que la distorsión de las estructuras cristalinas obstaculiza el movimiento

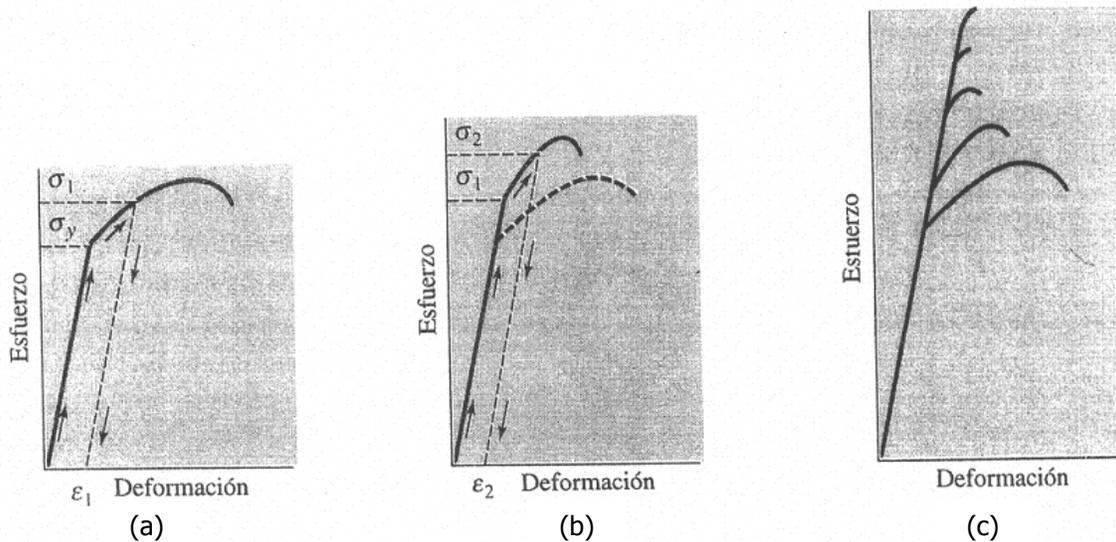
de los electrones. Esta disminución es pequeña en los metales puros, aunque en las aleaciones adquiere cierta importancia.

Además, durante la deformación, la forma y el tamaño de los granos cambian de tal manera que resulta un cambio en las propiedades del material. Debido a que la facilidad con que un material es capaz de deformarse plásticamente es una función de la movilidad de las dislocaciones, la restricción de dicha movilidad aumenta la dureza y la resistencia. Sobre la base de este principio se han discutido tres mecanismos de endurecimiento. El primero corresponde a un refinado de grano, en el cual los límites de grano actúan como barreras para el movimiento de las dislocaciones; así, refinando el tamaño del grano de un material policristalino se convierte en un material más duro y resistente. El segundo mecanismo es mediante el refuerzo por solución sólida que proviene de las interacciones por deformaciones de la red entre átomos de impureza y dislocaciones. Como tercer mecanismo se tiene el endurecimiento por deformación plástica, el cual aumenta la resistencia debida a que, en un material deformado plásticamente, la densidad de dislocaciones aumenta, así como la extensión de las interacciones repulsivas entre los campos de deformación de las dislocaciones.

Las características microestructurales y mecánicas de una probeta deformada plásticamente pueden restaurarse a los valores previos del estado no deformado mediante un tratamiento térmico apropiado, durante el cual se permite que ocurran procesos de recuperación, recristalización y crecimiento de grano, esto último se expondrá más adelante en este capítulo.

Estos cambios en las propiedades se muestran en la gráfica 1-1a (curva típica esfuerzo-deformación para un material dúctil). Para el esfuerzo  $\sigma_1$ , superior al límite elástico ( $\sigma_y$ ), se produce una deformación permanente ( $\epsilon_1$ ). Si ese material se somete a un trabajo en frío, su curva esfuerzo-deformación será la de la gráfica 1-1b. Ahora con el límite elástico en  $\sigma_1$ , su resistencia a la tracción será mayor pero su alargamiento será menor. Si se continúa aplicando trabajo en frío hasta llegar a la tensión  $\sigma_2$ , se relaja y se vuelve a aplicar fuerza, el nuevo límite elástico será  $\sigma_2$ .

Cada vez que se aplique un trabajo en frío, se incrementarán tanto el límite elástico como la resistencia a la tracción, pero la ductilidad se reducirá. Si se sigue endureciendo el metal hasta que se igualen el límite elástico, la resistencia a la tracción y la tensión de rotura y que ya no exista ductilidad, entonces, en este punto, ya no será posible volver a deformar el metal (Graf. 1-1c).



GRAFICA 1-1<sup>1</sup>. Desarrollo de endurecimiento por deformación a partir del diagrama esfuerzo-deformación.

La aplicación de estos principios en la práctica puede comprenderse mejor considerando el ejemplo de la manufactura de lámina de acero terminada en frío. Primero se lamina en caliente a un espesor de 4 milímetros. Si se termina en frío a 2 milímetros de espesor por pasos repetidos de laminación sin aplicar un térmico intermedio, la hoja resultante tendrá dureza y resistencia altas y mínima ductilidad; con estas características será adecuada únicamente para productos que pueden terminarse con pocas o ninguna operación adicional de deformación.

Si se realiza solamente un recocido intermedio en pocos pasos de laminado en frío, el producto resultante puede tener dureza, resistencia y ductilidad intermedias, y

<sup>1</sup> Gráfica 1-1 tomada de “Ciencia e Ingeniería de la Metales”. Donald R. Askeland. 3ª edición.

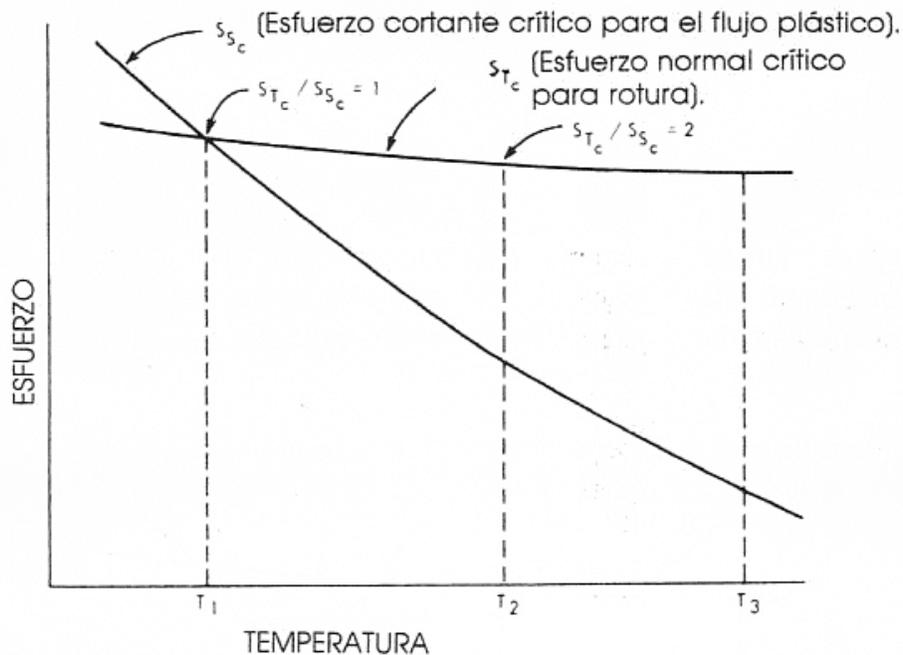
ser adecuado para una cantidad limitada de operaciones de trabajo en frío adicionales, tales como embutido poco profundo o doblado con grandes radios.

Si a continuación de la reducción al espesor final la lámina se recociera, tendría dureza y resistencia mínima, pero máxima ductilidad y sería adecuada para embutido profundo u otras operaciones que requieren grandes cantidades de deformación. Cualquiera de estas operaciones adicionales de deformación agregará resistencia y dureza y se reducirá la ductilidad.

### 1.3 Efectos de la temperatura y de la carga aplicada.

Del examen de la gráfica 1-2 se puede obtener una mejor comprensión de la relación que existe entre la temperatura, el esfuerzo y el flujo plástico bajo la acción de diferentes cargas. El flujo plástico en el material ocurre cuando se excede el valor del esfuerzo cortante crítico de material ( $\tau_{crss}$ ). Este esfuerzo cortante crítico disminuye conforme la temperatura aumenta. Su valor también depende del grado de fatiga presente en la estructura. El endurecimiento por trabajo en frío puede interpretarse como un aumento en el valor del esfuerzo crítico requerido para que inicie el flujo plástico.

La fractura del material ocurrirá sólo cuando se exceda el esfuerzo crítico a la tensión del material. Este esfuerzo crítico a la tensión parece ser esencialmente constante para un material dado y una temperatura dada. Disminuye ligeramente conforme se aumenta la temperatura pero no se afecta por el endurecimiento por el trabajo en frío.



GRAFICA 1-2<sup>2</sup>. Relación de los esfuerzos críticos de corte y tensión a temperaturas diferentes.

#### 1.4 Tamaño de grano.

Cualquier operación de trabajo que se realice en un material, ya sea en frío o en caliente, resulta en fracturas, rotaciones y nuevas alineaciones de los cristales lo que produce granos de tamaño pequeño conforme el material se endurece por dicho trabajo. Si después del endurecimiento ocurre una recristalización debido a un tratamiento térmico subsiguiente, ya sea que el material se haya trabajado en frío o en caliente, el tamaño de grano, inmediatamente después de este tratamiento térmico, siempre será pequeño. De la gráfica 1-3 se puede observar la refinación del grano después de un trabajo en caliente o en frío, así como después de un tratamiento térmico de recristalización.

Aunque el grano es una porción de material dentro del cual la disposición atómica es idéntica, la orientación del ordenamiento atómico, o de la estructura cristalina, es distinta para cada grano. En la figura 1-1 se muestran de manera esquemática

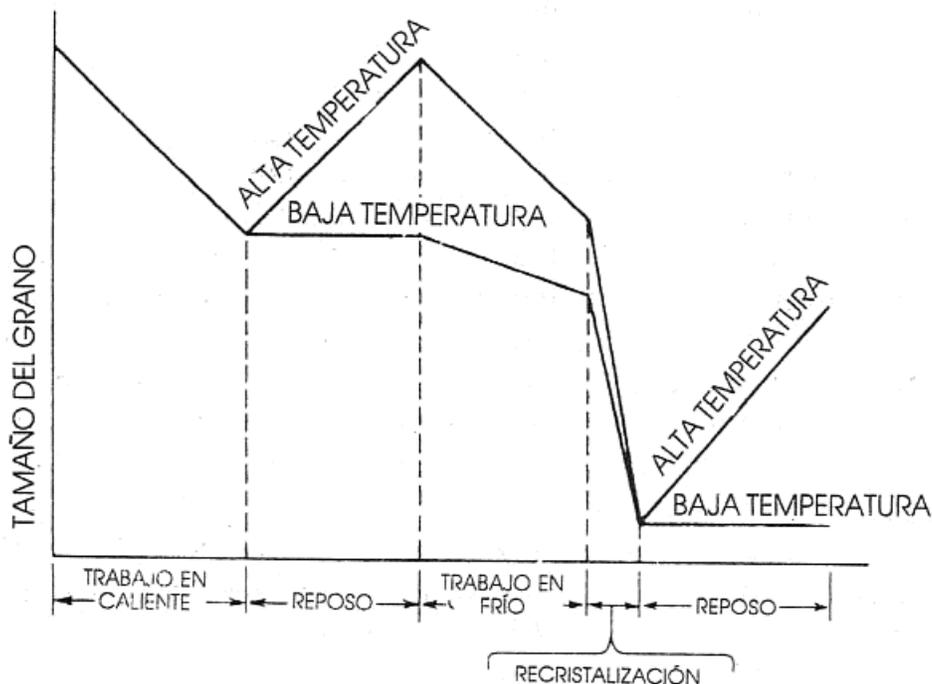
<sup>2</sup> Gráfica 1-2 tomada de "Materiales y Procesos de Fabricación". Moore/Kibbley. 2ª edición.

tres granos; la red de cada uno de ellos es idéntica, pero están orientados de manera distinta. La superficie que separa los granos, llamada frontera de grano, es una zona estrecha en la cual un número de átomos están tan cerca unos de otros que organizan una región de compresión y otros están tan alejados que originan una región de tensión.

Un método para controlar las propiedades de un material es controlando el tamaño de los granos. Así, reduciendo el tamaño de éstos se incrementa su número y, por lo tanto, aumenta la cantidad de fronteras de grano. Cualquier dislocación se moverá solamente una distancia corta antes de encontrar una frontera de grano, incrementando así la resistencia del metal. La ecuación de Hall-Petch relaciona el tamaño de grano con el límite elástico del material:

$$\sigma_y = \sigma_0 + Kd^{1/2} \quad (1-1)^3$$

donde  $\sigma_y$  es el límite elástico,  $d$  es el diámetro promedio de los granos y  $\sigma_0$  y  $K$  son constantes propias del metal.



GRAFICA 1-3<sup>4</sup>. Cambios de tamaño del grano durante los procesos de deformación.

<sup>3</sup> Ecuación 1-1 tomada de "Ciencia de los Materiales". Donald R. Askeland. 3<sup>a</sup> edición.

<sup>4</sup> Gráfica 1-3 tomada de "Materiales y Procesos de Fabricación". Moore/Kibbey. 2<sup>a</sup> edición.

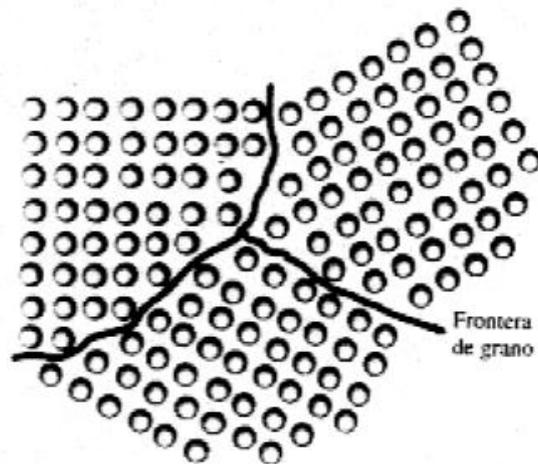


FIGURA 1-1. Los átomos cerca de las fronteras de los tres granos no tienen un espaciado o disposición atómica de equilibrio.

### 1.5 Esfuerzos residuales o remanentes.

Los esfuerzos residuales se desarrollan durante la deformación del material. Una pequeña parte del esfuerzo aplicado –quizás aproximadamente el 10%- queda almacenado en el interior de la estructura en forma de una enmarañada red de dislocaciones. Los esfuerzos residuales incrementan la energía total de la estructura.

Los esfuerzos residuales pueden servir ya sea para mejorar el límite de resistencia a la fatiga del material, o bien para afectarlo negativamente. Por lo general, si el esfuerzo residual en la superficie de un elemento es de compresión, se mejora el límite antes mencionado. Las fallas por fatiga resultan en 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. Existen operaciones, como el laminado en frío, que producen 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 no debe trabajarse en exceso. Los esfuerzos residuales no están uniformemente distribuidos en todo el metal deformado como para que se restablezca el equilibrio. Por ejemplo, puede haber altas tensiones residuales a la compresión en la superficie de una placa laminada,

mientras que en su centro quedan almacenadas tensiones de tracción elevadas. Si se maquina una pequeña porción de metal superficial de una pieza trabajada en frío, se eliminará material que sólo contiene tensiones residuales de compresión. Para que el equilibrio se restablezca, la placa tendrá que someterse a un tratamiento térmico adecuado.

#### 1.6 Características de la deformación en frío.

Existen ventajas y limitaciones en el endurecimiento de un metal mediante la deformación en frío. Entre las ventajas se tienen:

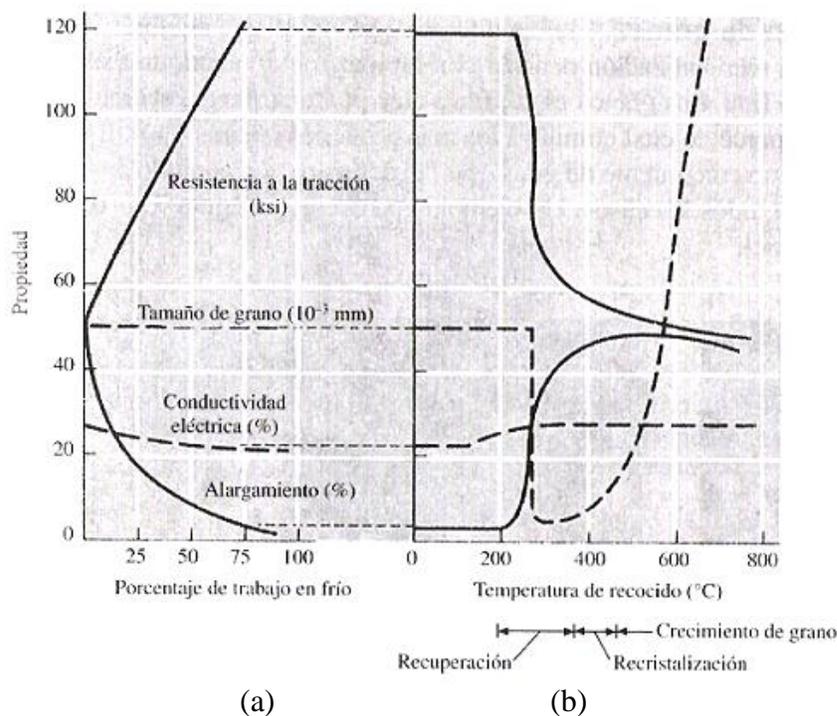
1. Endurecimiento del metal y producción de la forma final deseada de la pieza de manera simultánea.
2. Obtención de tolerancias dimensionales y acabados superficiales excelentes.
3. Método económico para la producción de cantidades de piezas pequeñas, ya que no requiere de fuerzas elevadas ni de equipos de conformado de altos costos.

Como desventaja se puede decir que durante la deformación en frío la ductilidad, la conductividad eléctrica y la resistencia a la corrosión se deterioran.

#### 1.7 Etapas del recocido luego de un trabajo en frío.

El recocido es un tratamiento térmico diseñado para eliminar los defectos del trabajo en frío. Puede utilizarse para eliminar totalmente el endurecimiento por deformación conseguido durante la deformación en frío; el producto final será blando y dúctil, pero conservando el acabado superficial y la precisión dimensional satisfactoriamente; o bien, el metal podría seguir deformándose, ya que la ductilidad ha sido restablecida. Para el caso de la embutición, mediante una combinación de ciclos repetidos de embutición y de recocido, se pueden alcanzar embuticiones profundas. Finalmente, el recocido a baja temperatura puede utilizarse para eliminar esfuerzos residuales, producidos durante la deformación en

frío, sin afectar las propiedades mecánicas de la pieza terminada. Para diseñar un tratamiento térmico apropiado de recocido, es necesario conocer la temperatura de recristalización y el tamaño de los granos recristalizados. El recocido consta de tres etapas principales: 1) recuperación, 2) recristalización y 3) crecimiento de grano. A continuación se expone cada una de estas etapas. En la gráfica 1-4 se muestra un ejemplo de cómo las propiedades disminuyen o aumentan durante un trabajo en frío.



GRAFICA 1-4<sup>5</sup>. (a) Efecto del trabajo en frío sobre las propiedades de una aleación de Cu-35% Zn. (b) Efecto de la temperatura de recocido sobre las propiedades de Cu-35% Zn trabajado en frío al 75%.

### 1.7.1 Recuperación.

Implica el reordenamiento de dislocaciones fatigadas o imperfecciones con poco o ningún efecto en la forma externa de los cristales o del grano. Se mejoran las propiedades eléctricas y la resistencia a la corrosión, y se reducen los esfuerzos residuales. La recuperación ocurre completamente para algunos metales a

<sup>5</sup> Gráfica 1-4 tomada de “Ciencia de los Materiales”. Donald R. Askeland. 3ª edición.

temperatura ambiente. Para otros ocurre parcialmente en un intervalo de tiempo mayor y con un aumento de temperatura. Para la mayoría de los metales es necesario el tratamiento térmico a una temperatura específica, la cual depende del grado de recuperación deseado. La temperatura designada dependerá del metal y en, cierta medida, de la cantidad de trabajo en frío que se haya realizado previamente. El objetivo de la recuperación es volver a ganar propiedades eléctricas y químicas, sin sacrificar las propiedades mecánicas.

### 1.7.2 Recristalización.

Aunque algunas de las mayores distorsiones se eliminan por el tratamiento de recuperación, la mayoría de la malla cristalina distorsionada permanece tal como fue producida por la deformación. El límite elástico del material se ha elevado a un valor cercano a la resistencia final y la deformación adicional causará falla por fractura. La recuperación de la ductilidad para permitir cambios de forma adicional por deformación puede obtenerse sólo por la eliminación de los granos deformados. Esta eliminación puede lograrse por medio de la recristalización. Mediante este tratamiento térmico pueden formarse granos nuevos más pequeños sin fatiga, con capacidad plena recuperada para el flujo plástico. La recristalización es la nucleación y el crecimiento de nuevos cristales libres de fatiga de un material trabajado por deformación en frío.

Para que se produzca la recristalización en un metal es preciso un mínimo de deformación plástica (normalmente del 2 al 8 %). Este valor mínimo se conoce como deformación crítica.

La recristalización tiene lugar por la nucleación de nuevos granos, sobre todo en los puntos de dislocación con alta energía en un grano endurecido por el trabajo en frío. La recristalización empieza a crecer hasta que llena el espacio de los viejos granos y elimina la fatiga existente realineando los átomos a una nueva malla cristalina. La recristalización puede ser, entonces, un proceso de refinación de

grano, así como un método para recuperar la ductilidad si se descontinúa tan pronto como ha tenido lugar la recristalización completa.

En pocos casos, la recristalización puede usarse como un proceso final para obtener un producto en su condición más dúctil o con sus mejores propiedades eléctricas y químicas, pero con más frecuencia es un tratamiento dentro del proceso para mejorar la ductilidad o para refinar el grano. En la embutición profunda, la ductilidad del material puede reducirse por el trabajo en frío hasta el punto en que es inminente la falla por fractura. Puede devolverse la ductilidad del material cualquier número de veces por recristalización repetida entre los pasos de la operación de conformado. En la mayoría de los casos la última operación de embutición no es seguida por la recristalización, a fin de que pueda retenerse la más alta dureza y resistencia del material embutido.

### 1.7.3 Crecimiento de grano.

Si un metal se mantiene caliente arriba de su temperatura de recristalización después de que se han formado los nuevos granos no fatigados, la tendencia de algunos de los nuevos granos es absorber energía y crecer aun más. Los granos de mayor tamaño son más estables que los granos pequeños debido a que el estado de energía es más bajo. Si se desea una estructura de grano fino después del proceso de recristalización, es necesario reducir la temperatura rápidamente para evitar el subsecuente crecimiento de grano. En general esto se realiza por algún tipo de enfriamiento rápido.

Durante el proceso, no siempre es deseado el tamaño pequeño de grano debido a que los granos de mayor tamaño usualmente tienen mayor ductilidad, mejor facilidad de maquinado y requieren menos presión para deformarse. No obstante, el producto final debe de ser de estructura relativamente fina a fin de que el material muestre sus mejores propiedades. Varios factores también influyen sobre el tamaño de los granos recristalizados, entre los cuales se pueden mencionar la reducción de la temperatura de recocido y el tiempo utilizado para calentar hasta

la temperatura de recocido. El tiempo de recocido reduce el tamaño de grano al minimizar la posibilidad de crecimiento de grano.

# **CAPITULO 2**

## **PROPIEDADES DE LOS MATERIALES Y PRUEBAS UTILIZADAS PARA SU DETERMINACIÓN.**

### 2.1 Propiedades de los metales que influyen en un proceso de deformación.

Cuando un material será utilizado para obtener artículos variados (como por ejemplo utensilios de cocina, partes de electrodomésticos o piezas de carrocería, inclusive), éste debe cumplir con ciertos requisitos. Éstos son:

- a) Distribución uniforme de las deformaciones.
- b) Resistir altos grados de deformación sin que se formen cuellos o se fracture la pieza.

- c) Resistir esfuerzos planos de compresión sin que se formen pliegues o se arrugue la pieza.
  - d) Resistir esfuerzos cortantes sin que se fracture la pieza.
  - e) Conservar la forma de la pieza una vez que ésta sea removida de la matriz.
  - f) Conservar una superficie lisa y no mostrar daños en la superficie de la pieza.
- A continuación se exponen las propiedades que influyen en cada uno de estos requisitos.

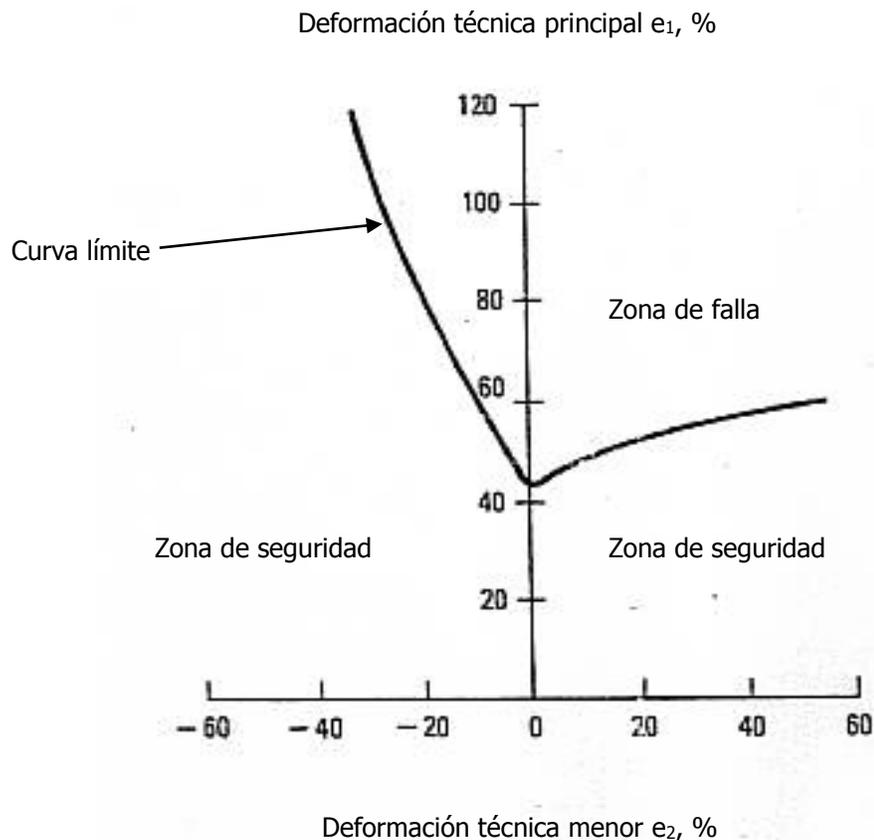
a) Distribución uniforme de las deformaciones

Las propiedades que determinan la distribución uniforme de las deformaciones en un proceso de deformación son:

- El coeficiente de endurecimiento por deformación ( $n$ ). Está determinado por la relación entre el esfuerzo de fluencia y la deformación. Un alto valor de este coeficiente indica que el material distribuye uniformemente las deformaciones bajo la acción de fuerzas aplicadas sobre éste.
- La sensibilidad a la rapidez de deformación ( $m$ ). Este es un indicador de cuán rápido puede ser deformado un material, ya que la velocidad de deformación afecta notoriamente la distribución de las deformaciones. Este valor puede ser positivo o negativo. Si es positivo indica que el material soporta deformaciones adicionales debido a que posee granos que se reacomodan fácilmente antes de que el material entre a fluencia. Esto indica que el material puede ser deformado con rapidez.
- La razón de deformación plástica ( $r$ ). Se conoce como factor de anisotropía. De esta propiedad interesan los valores de la Anisotropía Promedio ( $r_m$ ) y de la Anisotropía Planar ( $\Delta r$ ). La primera está relacionada con la altura de la de la pieza que se desea conformar. La segunda está relacionada con las irregularidades en los bordes de la pieza embutida (conocidas como "orejas"). Estos valores solamente pueden ser determinados a través de estudios metalográficos.

b) Valores máximos de deformación.

Cada material soporta ciertos valores de deformación antes de que se presenten fracturas. Estos valores se muestran en un gráfico llamado Diagrama de Conformación Límite (Gráfica 2-1). Este es un gráfico utilizado para comparar metales en cuanto a la capacidad de soportar altas deformaciones.



GRAFICA 2-1<sup>1</sup>. Diagrama de conformación límite típico para los aceros. La inclinación de la curva depende del espesor y del valor del coeficiente de endurecimiento por deformación.

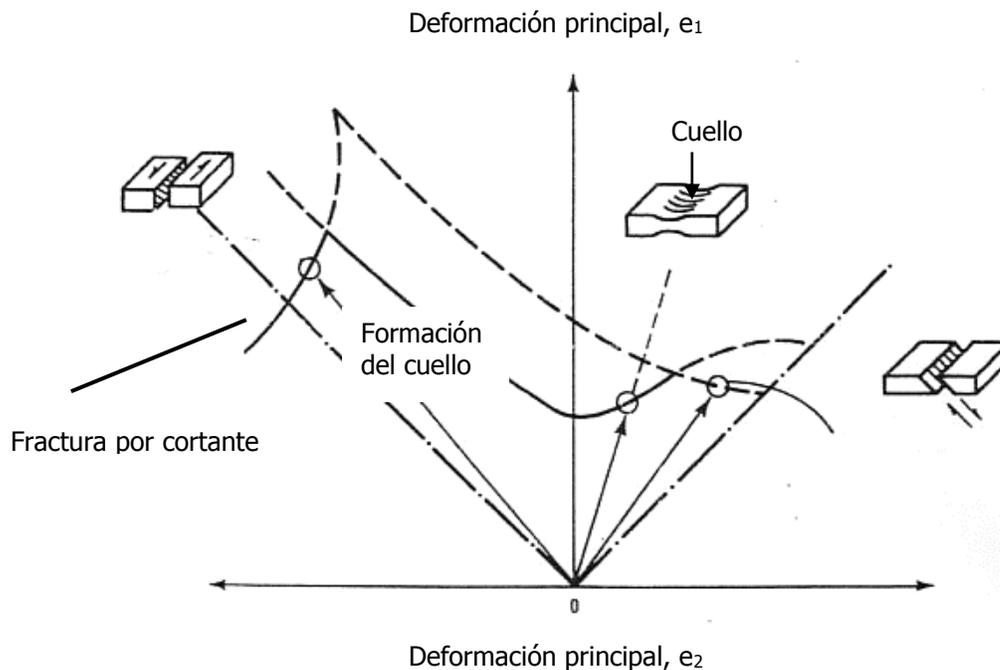
c) Propiedades relacionadas con la formación de arrugas o pliegues en la pieza.

<sup>1</sup> ASTM Metal Handbook Vol. 4 "Forming" Sección "Formability Testing of Sheet Metals".

La anisotropía promedio y la anisotropía planar son las propiedades que influyen en este fenómeno. Altos valores de anisotropía promedio junto con valores bajos de anisotropía planar reducen las ondulaciones tanto en las pestañas como en las paredes de las piezas embutidas. Así mismo, una baja relación entre el esfuerzo de fluencia y el módulo de elasticidad disminuyen las arrugas en las paredes de la pieza embutida.

d) Propiedades relacionadas con las fracturas por esfuerzo cortante.

La posibilidad de que ocurran fracturas por esfuerzo cortante en una pieza se dan en regiones cercanas a la curva de conformación límite. Por lo tanto las propiedades que afectan a esta curva, también afectan la posibilidad de fracturas por cortante.



GRAFICA 2-2<sup>2</sup>. Diagrama de conformación límite sobre la cual se muestra un diagrama de fractura del material.

<sup>2</sup> ASTM Metal Handbook Vol. 4 "Forming" Sección "Formability Testing of Sheet Metals".

e) Propiedades relacionadas con la recuperación elástica.

El valor de la recuperación elástica es lo que determina que un material conserve la deformación impuesta para obtener una determinada pieza. Si tiene alta recuperación elástica, indica que el material no conservará la forma de la pieza, pues se recuperará elásticamente. Las propiedades que controlan la recuperación elástica son:

- El Módulo de Elasticidad (E).
- El esfuerzo de cedencia ( $\sigma_y$ ).
- El módulo tangente (que es la pendiente de la curva esfuerzo-deformación verdaderos).

La recuperación disminuye si se cuenta con altos valores de esfuerzo de cedencia y de módulo de elasticidad, pero aumenta con valores altos de módulo tangente.

f) Calidad de la superficie.

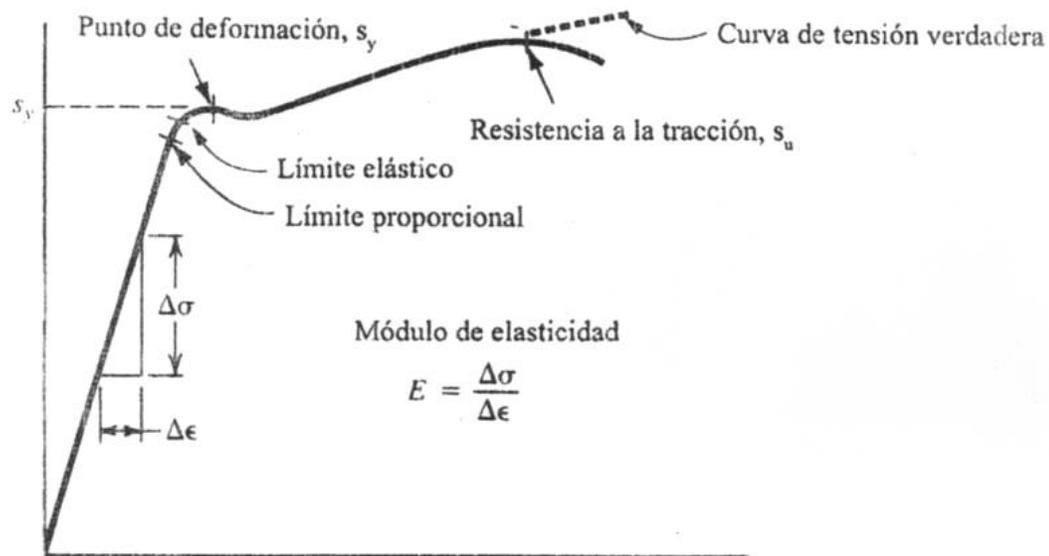
Los procesos de conformación dan lugar al apareamiento de defectos en la superficie como la formación de piel de naranja y el desarrollo de líneas de Lüders. El primero depende del tamaño de grano que presenta la chapa; el segundo se origina por deformaciones plásticas localizadas.

## 2.2 Propiedades de los materiales importantes en el diseño de una máquina.

La responsabilidad del diseño de una máquina involucra tener en cuenta aspectos como la selección de los materiales con los que se fabricará, la disponibilidad de materiales en el mercado para satisfacer las necesidades funcionales, las propiedades y la manera en que éstas afectan a las decisiones relativas al diseño.

Las propiedades de los metales que afectan el diseño mecánico, como las propiedades de resistencia, elasticidad y ductilidad de los metales por lo regular se determinan a partir de una prueba de tracción, en la cual una muestra del material, casi siempre en forma de barra circular o plana, se sostiene mediante mordazas y se

tira hasta que se rompe como consecuencia de la tensión. Se hace un seguimiento de la magnitud de la fuerza aplicada y el cambio en la longitud de la barra. La información concerniente a esta prueba se muestra en diagramas de Esfuerzo vrs. Deformación. La gráfica 2-3 ilustra un modelo de la gráfica esfuerzo-deformación técnicos y verdaderos (ésta última trazada con línea discontinua) para un acero. A continuación se muestran las propiedades que se obtienen a partir de esta prueba.



Gráfica 2-3<sup>3</sup>. Gráfica típica de esfuerzo-deformación para el acero.

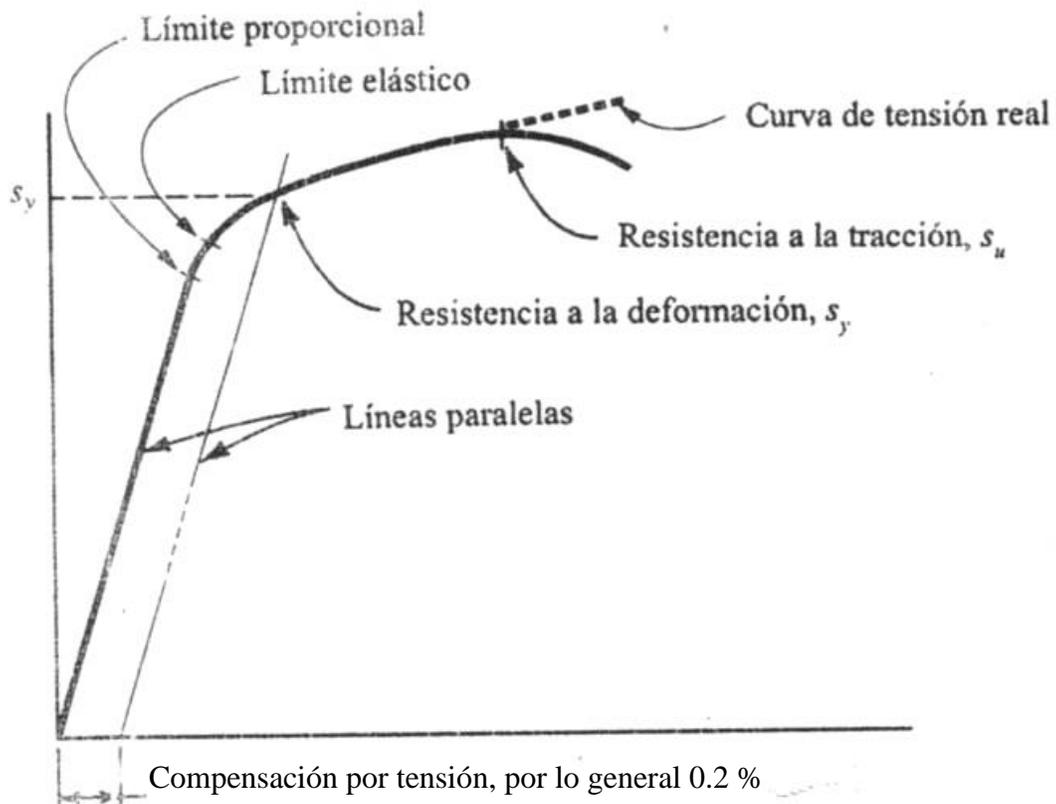
### Resistencia a la tracción ( $S_u$ ).

Es el punto máximo de la curva esfuerzo-deformación técnico. En este punto se cuantifica la tensión aparente en una barra de prueba del material. Esta tensión se calcula dividiendo la carga entre el área transversal de la barra de prueba.

### Resistencia de cedencia ( $S_y$ ).

<sup>3</sup> “Diseño de elementos de Máquina” Robert L. Mott. Segunda edición.

Esta propiedad indica que el material se ha deformado plásticamente, en forma permanente y en un grado significativo. En materiales no ferrosos, como el aluminio o titanio, por ejemplo, o de ciertos aceros muy resistentes, no presentan un punto de deformación pronunciado, sin embargo el material se ha deformado hasta el nivel de tensión que se indica como  $S_y$ , o cerca de éste. En la gráfica 2-4 se muestra un diagrama esfuerzo-deformación para materiales no ferrosos.



Gráfica 2-4<sup>4</sup> Gráfica típica de esfuerzo-deformación para el aluminio y otros metales que no tienen punto de deformación.

### Módulo de Elasticidad (E).

<sup>4</sup> “Diseño de elementos de Máquina” Robert L. Mott. Segunda edición.

Para la parte del gráfico esfuerzo-deformación que es recta, el esfuerzo es proporcional a la deformación y el valor de E es la constante de proporcionalidad. Es decir

$$E = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformación}} = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

El módulo de elasticidad indica la rigidez del material, o bien su resistencia a la deformación.

### Ductilidad.

Es el grado en el cual se deformará un material antes que se fracture. Fragilidad es lo opuesto a ductilidad. Cuando se utilizan materiales dúctiles en elementos de maquinaria, la fractura inminente se detecta y es poco probable que tenga lugar una falla.

La medida común de ductilidad es el alargamiento o elongación porcentual del material después de la fractura en una prueba estándar de resistencia a la tracción, y se define de la siguiente forma:

$$\text{Elongación porcentual} = \frac{L_f - L_o}{L_o} \times 100\%$$

Por razones prácticas, se recomienda utilizar un material con un valor del 12% o más para elementos de maquinaria sujetos a cargas sucesivas al choque o a impactos.

La reducción porcentual en el área es otra indicación de la ductilidad.

### Resistencia al esfuerzo cortante.

Aunque son propiedades importantes de los materiales, muy rara vez se reportan estos valores. Por tal razón se utilizan los siguientes estimados:

$$\text{Resistencia al esfuerzo cortante} = S_{ys} = S_y/2 = 0.5S_y$$

$$\text{Resistencia máxima al esfuerzo cortante} = S_{us} = 0.75S_u$$

Donde  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia y  $S_u$  es el esfuerzo de último del material.

### Módulo de elasticidad en cortante.

Es la relación entre el esfuerzo cortante y la deformación debido a este esfuerzo, y se denota con  $G$ . Esta propiedad indica la rigidez de un material bajo la carga del esfuerzo cortante. Se determina con la siguiente ecuación:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Donde  $\nu$  es la Razón de Poisson. Esta ecuación es válida dentro del rango de elasticidad del material.

### Dureza.<sup>5</sup>

Es una indicación de la resistencia de un material a ser rayado o perforado (indentación) por un agente penetrante. Existen diversos dispositivos, procedimientos y agentes penetrantes para medir la dureza. Esta propiedad es de importancia para el diseño de las matrices y del punzón.

### 2.3 Pruebas simulativas.

Estas pruebas tienen como argumento que el conformado en el "mundo real" involucra gradientes de deformación, curvatura de las muestras, estados de deformación biaxial, y la interacción entre la chapa y la herramienta.

Las pruebas simulativas pueden usarse para tres propósitos en el conformado de metales:

1. Evaluación previa del metal.
2. Predecir el comportamiento del metal en una aplicación específica.

---

<sup>5</sup> Para profundizar más puede consultar "Introducción a la Metalurgia Física". Sydney H. Avner.

3. Analizar los efectos cuando se modifican varios parámetros (efectos de las propiedades del metal, lubricación, velocidad del punzón, radio de las matrices y temperatura).

La mejor descripción de un prueba simulativa es mediante el proceso de conformado que pretende simular. Algunas pruebas son sencillas mientras que otras son una combinación de diferentes procesos de conformado; así se tiene:

#### Pruebas Simples

- Estiramiento: Expansión de orificio, flexión Yoshida, altura límite de domo, doblado simple, doblado estirado, Olsen, Erichsen.
- Embutición: Razón límite de embutición

#### Pruebas combinadas

- Estiramiento y embutición: Fukui

A continuación se describen las generalidades de estas pruebas.

#### Expansión de orificio

Mide la habilidad del borde de una chapa metálica para ser alargado. Se han desarrollado procedimientos no estandarizados para realizar esta prueba. Por lo tanto, variedad de combinaciones de diámetros de orificios y diámetros de punzones, así como configuraciones de punzones, se han utilizado en diferentes laboratorios. Muchas pruebas en operaciones actuales convergen en un diámetro común de cuatro pulgadas (102 mm). El diámetro del orificio depende del metal que se va a someter a prueba; un diámetro típico para el orificio es de dos pulgadas (51 mm), el cual permite una expansión máxima del 100 por ciento. Un procedimiento típico de la prueba se muestra en la figura 2-1.

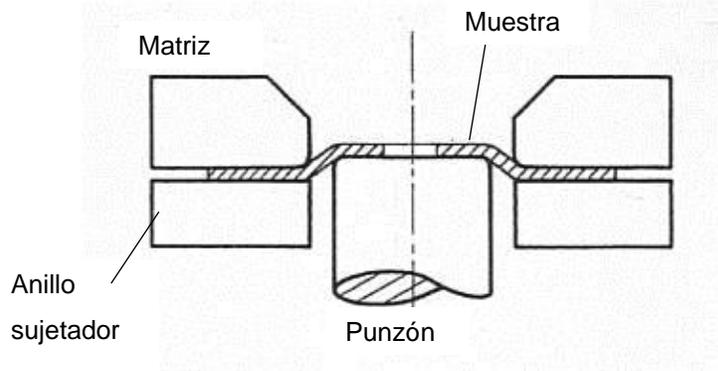


FIGURA 2-1. Esquema de la prueba de expansión de orificio con un punzón de punta plana

### Flexión Yoshida

Es una prueba para evaluar la susceptibilidad de una chapa metálica a la flexión. En esta prueba, una chapa metálica cuadrada se sujeta por las esquinas opuestas y se estira en un marco para pruebas de tensión. Mientras la muestra es alargada, se generan una serie de alabeos o flexiones paralelas a la dirección del estiramiento. El grado de contracción del ancho y de la altura de los alabeos son medidas de la flexión. En la figura 2-2 se muestra un esquema de esta prueba.

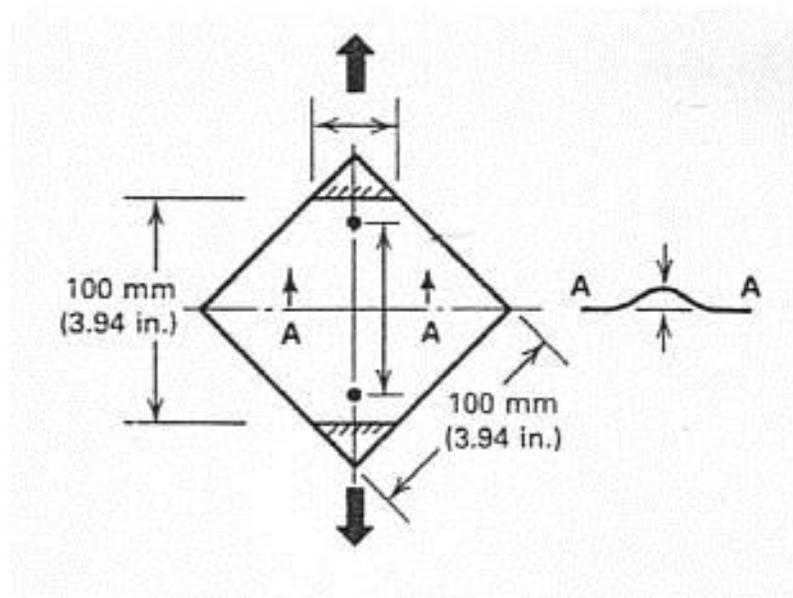


FIGURA 2-2. Esquema de la prueba de ondulación Yoshida.

### Altura Límite de Domo<sup>6</sup>

En esta prueba, tiras metálicas de diferentes anchuras se sujetan por los extremos mediante un presa chapas con resaltos y se deforma con un punzón semiesférico de cuatro pulgadas de diámetro (102 mm). Los diferentes anchos generan diferentes deformaciones menores en la fractura de la chapa. La altura a la cual se da la fractura (altura a la máxima carga) puede ser graficada como una función del ancho de la tira o menor deformación. En la figura 2-3 se muestra el esquema de esta prueba.

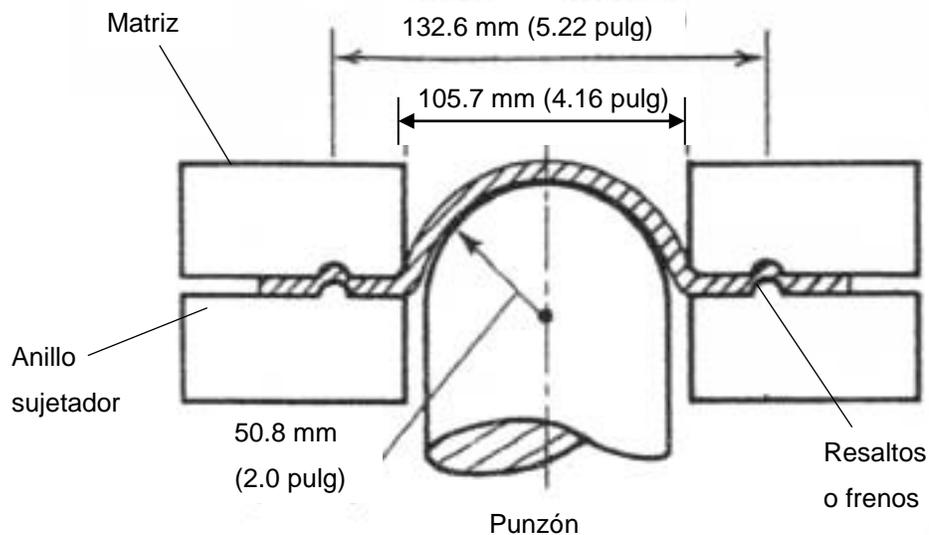


FIGURA 2-3. Herramienta utilizada para la prueba de domo de 101.6 mm (4.0 in).

### Doblado simple

Las pruebas de doblado difieren de las demás pruebas simulativas en el sentido que se generan severos gradientes de deformación a través del espesor de la chapa

<sup>6</sup> Cuyas siglas en inglés son LDH, Limiting Dome Height.

debido a la acción del doblado. La prueba de doblado simple se realiza en una dirección sin invertir el sentido del doblado (figura 2-4). Una variante más controlada de la prueba es sujetar una muestra plana contra una matriz para doblar con un radio en un extremo y doblar la tira metálica a un ángulo específico aplicando lentamente una fuerza. La muestra se dobla sobre la matriz hasta que sus lados queden paralelos a una distancia relativamente diferente del valor del espesor de la chapa. Esta distancia se da como un número de veces del espesor, por ejemplo,  $4t$  para un espaciado de 4 veces el espesor de la chapa. Cuando se requiere, se puede especificar que no haya un espaciador y la tira metálica se doble a  $180^\circ$  sobre sí misma (figura 2-5). Esto recibe el nombre de doblez  $0t$ . En las pruebas de doblado simple, el requisito es obtener al ángulo especificado o forma bajo carga sin considerar la posible recuperación después que se remueva la carga.

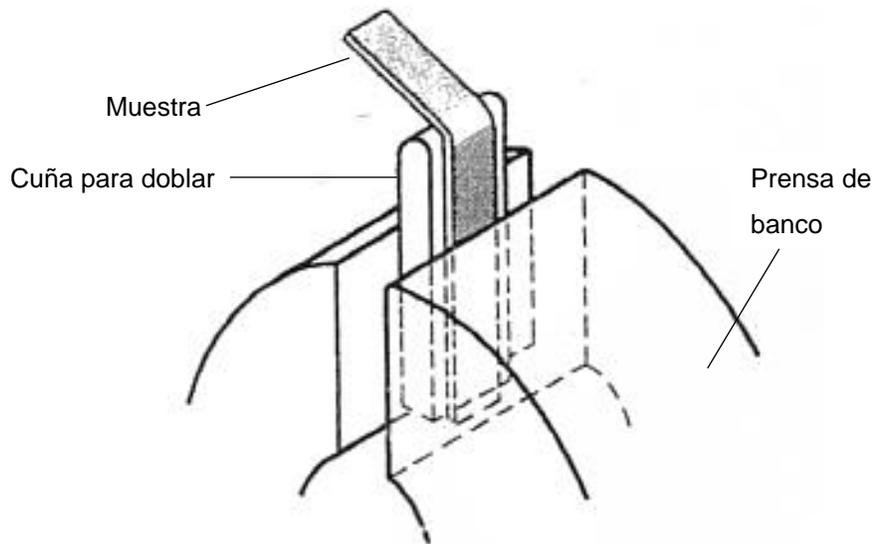


FIGURA 2-4. Esquema de una prueba de doblado simple.

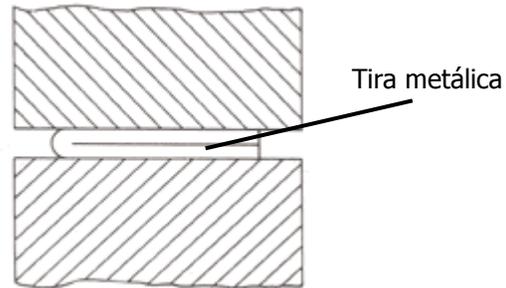


FIGURA 2-5. Esquema de una prueba de doblado simple sin usar matriz de doblado.

### Estiramiento y doblado

Algunas operaciones de conformado metálico involucran solamente doblado. Otras son operaciones que sólo involucran estiramiento.

La prueba de doblado y estirado intenta duplicar la combinación del doblado más el estirado. Se han sugerido dos variantes para esta misma prueba. Una de ellas, la más común, es la prueba de estirado y doblado angular y se muestra en la figura 2-6. El punzón con punta angular tiene un plano simple de simetría. La chapa rectangular usada en esta prueba es de ocho pulgadas (203 mm) a través de la abertura de la matriz y de cuatro pulgadas (102 mm) de ancho.

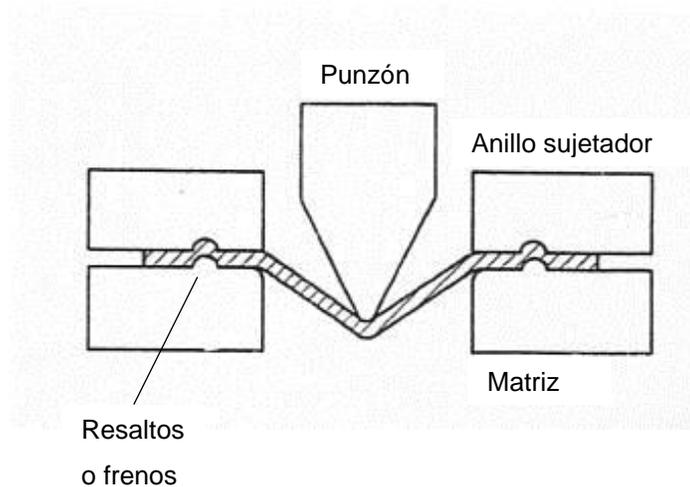


FIGURA 2-6. Esquema de una prueba de doblado y estirado combinado.

### Copa Olsen y Erichsen

La prueba de copa Olsen se utiliza como una evaluación de la capacidad de estiramiento en Norte América. La prueba de copa Erichsen es una prueba similar utilizada en Europa y Japón. El procedimiento simple de las pruebas las hacen popular en la industria del conformado metálico. Debido a que la máquina a diseñar será para la realización de esta prueba, se abordará con mayor detalle la explicación de esta prueba.

Los procedimientos para la realización de la prueba de copa Olsen son pocos. El aparato para la prueba consiste en un cilindro hidráulico para forzar un pequeño punzón con punta esférica contra de una chapa prensada mediante un prensa chapa activado por otro cilindro hidráulico. (Figura 2-7). Las mediciones son hechas a la carga del punzón y a la carrera realizada por éste. El desplazamiento del punzón termina cuando se detecta el punto final de la prueba. La forma común de la prueba Olsen es observar el indicador de carga para la carga máxima y detener manualmente el desplazamiento del punzón. Algunas veces es difícil detectar la carga máxima. Por lo tanto, algunos operarios observan la fractura que ocurre en la muestra.

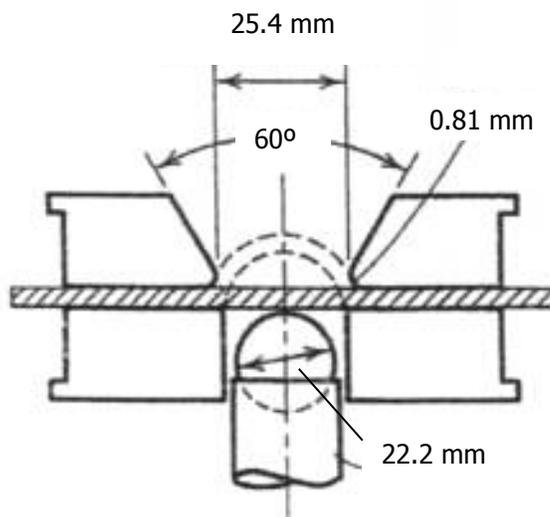


FIGURA 2-6. Esquema de la prueba de copa Olsen.

El desplazamiento total del punzón se mide en milésimas de pulgadas; el valor Olsen es el valor de la altura de la copa. Por lo tanto un valor Olsen de 425 indica realmente un desplazamiento del punzón de 0.425 pulg. del punto de inicio hasta el punto final de la prueba; el grado del cuello y la respuesta al paro de la máquina varía de operador a operador incluso si un mismo operador realiza varias pruebas.

La prueba de copa Olsen puede ser muy útil para evaluación de ciertos parámetros del acero. Por ejemplo, la prueba de copa Olsen usualmente es utilizada para mostrar la presencia de piel de naranja en altos niveles de deformación previos a la fractura. Además el tipo de fractura proporciona indicaciones sobre la pureza del acero.

#### Razón límite de embutición<sup>7</sup>

Esta prueba evalúa la habilidad de una chapa metálica para ser embutida en una copa cilíndrica (figura 2-8). Sin embargo se preparan chapas circulares de diferentes diámetros. Los procedimientos para la prueba no han sido estandarizados. Se aplica una fuerza de prensado suficiente para evitar dobleces. Las copas son embutidas a partir de un diámetro pequeño e incrementando su valor hasta un diámetro en el cual ocurre la falla. La razón límite de embutición se define como la máxima razón entre el diámetro de la chapa y el diámetro del punzón cuando ocurre la falla.

---

<sup>7</sup> Cuyas siglas en inglés son LDR, Limited Draw Ratio.

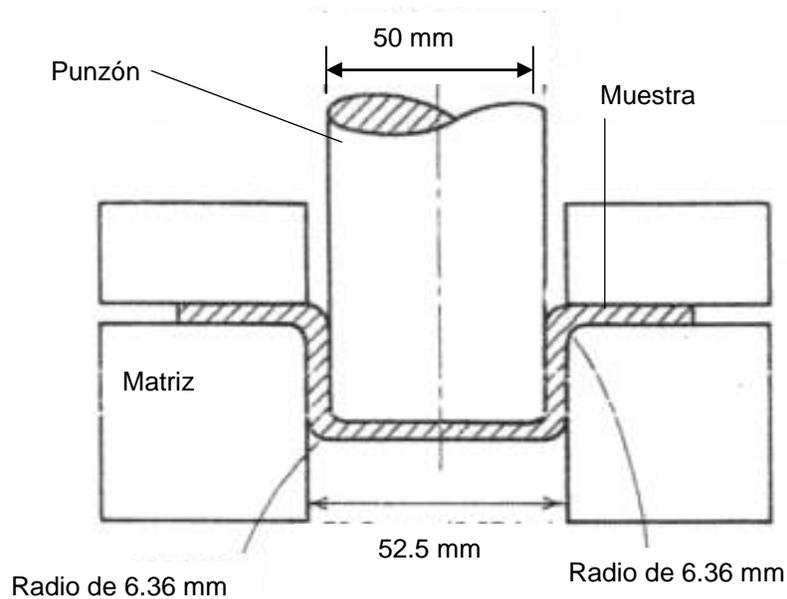


FIGURA 2-8. Herramienta estándar utilizada para la prueba de copa "Swift" de punta plana.

El valor absoluto del LDR para un metal dado depende de la geometría del punzón y de la matriz, la velocidad de la prueba, temperatura, lubricación y parámetros de prensado. La razón límite de embutición se incrementa a medida que aumenta el espesor de la chapa.

#### Copa cónica Fukui

En esta prueba el diámetro de la chapa depende del espesor de la chapa metálica. El disco es colocado dentro de una matriz cónica (figura 2-9). No se utiliza una fuerza de prensado. Esto es posible debido a que la relación entre el diámetro de la chapa y su espesor es tal que no ocurren dobleces. La ausencia de fuerza de prensado elimina la mayoría de variables asociadas a la prueba de tipo de embutición tales como la carga de prensado, diámetros de matriz, rugosidad en la superficie de prensado, lubricación, etc. Las fuerzas para deformar la chapa son generadas mediante un punzón esférico que hace contacto con el centro de la chapa. La porción

central de la chapa es estirada sobre la bola. Esta carga además origina que la chapa se introduzca dentro de la cavidad cónica. La circunferencia de la chapa disminuye, generando esfuerzos de compresión en la copa embutida.

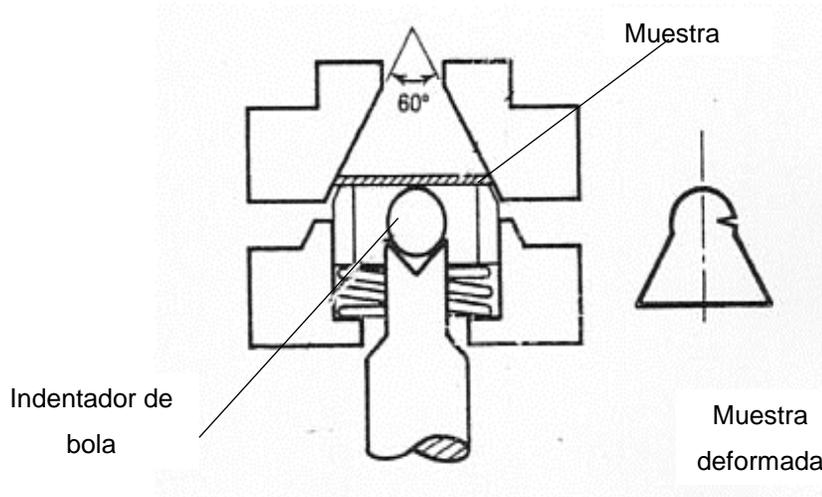


FIGURA 2-9. Esquema de la prueba Fukui de copa cónica.

# **CAPITULO 3**

## **PROCESO DE EMBUTICION DE CHAPAS METALICAS.**

La información contenida en este capítulo servirá como punto de partida para el diseño de la máquina para realizar pruebas de embutición, ya que presenta aspectos de interés sobre el proceso de embutición que serán considerados para orientar el diseño de la máquina.

### **1.1 Fundamentos de la embutición.**

La embutición es el proceso de conformado en frío (a temperatura ambiente) por el que se transforma una chapa plana, por deformación plástica, en un cuerpo hueco adaptándola a la forma definida por la matriz de la herramienta utilizada, procediendo para ello en forma gradual mediante una o más operaciones. La embutición es ideal para la fabricación en serie, la cual permite rebajar considerablemente el costo de

producción de los artículos fabricados. Se emplea mucho en la fabricación de partes de la carrocerías de automóviles y de objetos de uso corriente (artículos de cocina, envase, etc.), sustituyendo con éxito a piezas tradicionalmente fabricadas por fundición y mecanizado.

Durante la transformación, el material de la parte exterior se comprime y ocasiona la formación de pliegues o arrugas. Para esto se utiliza un prensachapas o pisador, el cual ejerce una fuerza suficiente para oponerse al movimiento de las partes y por ende, a la formación de los pliegues o las arrugas (Fig. 3-1).

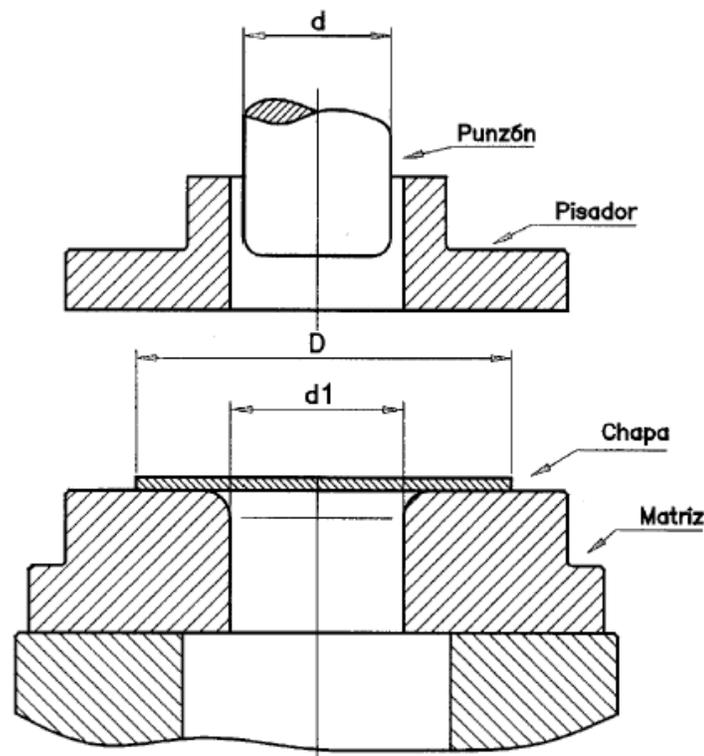


FIGURA 3-1. Matriz de embutición con prensachapas o pisador.

## 1.2 Comportamiento de la chapa durante la embutición.

Al embutirse en el interior de la matriz, la chapa se ve sometida a esfuerzos de compresión y de tracción. La figura 3-2 ilustra los esfuerzos presentes en un proceso

de embutición. La fuerza máxima de compresión se sitúa cerca del borde. La máxima fuerza de tracción está localizada en una zona próxima a la curvatura de la arista. Para que la embutición sea realizada con éxito, es preciso que el fondo resista la presión ejercida por el punzón; por lo tanto, esta presión ha de ser inferior a la resistencia de fluencia del material del fondo.

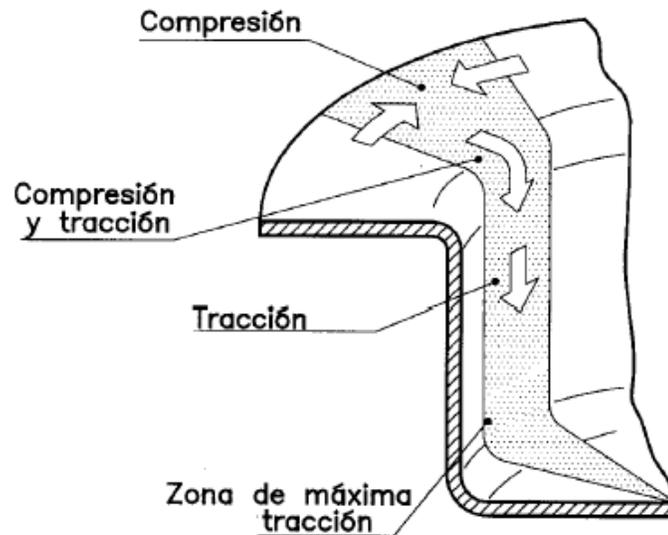


FIGURA 3-2. Fuerzas de tracción y de compresión presentes en la chapa al momento de ser embutida.

### 1.3 Juego de embutición.

Es la separación que existe entre el punzón y la matriz. Se representa por  $W$ . Se debe tener cuidado al establecer este juego en un proceso de embutición. Si el juego es muy excesivo se pueden presentar los siguientes inconvenientes:

1. Deformación del perfil de la pared (Figura 3-3).
2. Desviación del punzón, provocando ondulaciones o lengüetas en el borde de la pieza embutida.
3. Formación de pliegues en la pared de la pieza embutida.

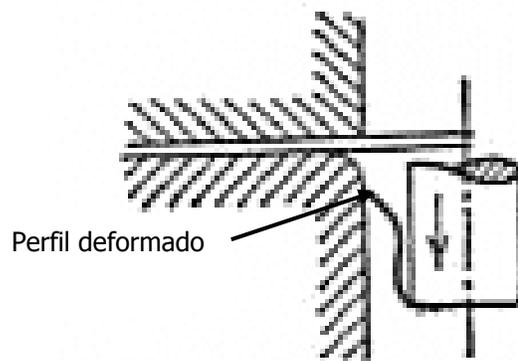


FIGURA 3-3. Deformación del perfil de la pared debido a un juego de embutición excesivo.

Si el juego es menor que el espesor de la chapa, también tiene consecuencias negativas sobre el producto final. Por ejemplo puede ocurrir un aplastamiento o un adelgazamiento indeseable de la pared.

Basado en las experiencias que en el transcurso del tiempo se han tendido el proceso de embutición, se han establecido fórmulas que ayudan a dar una idea del valor del juego de embutición de acuerdo al tipo de material que se desea trabajar; así se tienen las siguientes fórmulas<sup>1</sup>:

Para acero:  $W = e + 0.07a\sqrt{10e}$

Para aluminio:  $W = e + 0.02a\sqrt{10e}$

Para demás metales no ferrosos:  $W = e + 0.04a\sqrt{10e}$

Donde:

$e$  es el espesor de la chapa, medida en milímetros

$a$  es un coeficiente de embutición. Sus valores son<sup>2</sup>:

Para chapas muy duras:  $a = 1.2$

Para chapas duras:  $a = 1.4$

Para chapas de mediana dureza:  $a = 1.6$

Para chapas blandas:  $a = 1.8$

Para chapas muy dúctiles:  $a = 2.0$

<sup>1</sup> Fórmulas tomadas de “embutición”. B. Wassilief. 3ª edición

<sup>2</sup> Ídem.

#### 1.4 Radio de la matriz (r).

Es el borde redondeado de la matriz. Se le conoce también como radio de embutición. Este radio tiene una importancia muy grande tanto para la calidad de las piezas como para la distribución de los esfuerzos.

La influencia del radio de la matriz se comprenderá mejor comparando los dos casos extremos:

- a) Haciendo  $r = 0$ . La matriz de embutición se convierte en matriz de corte. La fuerza ejercida por el punzón sobre la chapa hará que ésta sea simplemente taladrada sin sufrir deformación alguna (Figura 3-4).

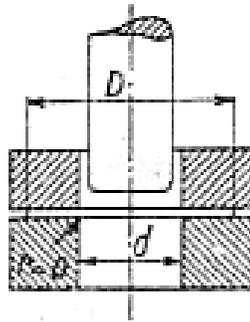


FIGURA 3-4. Caso extremo  $r = 0$ .

- b) Haciendo el radio máximo:  $r = \frac{(D-d)}{2}$ . En este caso, la chapa no será retenida por el prensa chapas y la embutición no será posible a causa de la formación de pliegues y ondulaciones en la chapa (Figura 3-5).

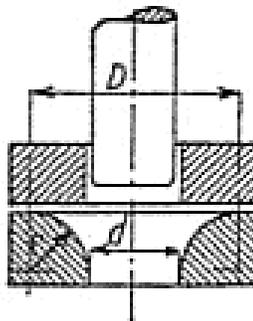


FIGURA 3-5. Caso extremo  $r = \frac{(D-d)}{2}$ .

Por consiguiente, el valor conveniente del radio de la matriz debe encontrarse entre estos dos límites, es decir:

$$0 < r < \frac{(D-d)}{2}$$

### 1.5 Radio del punzón (R).

El punzón debe adaptarse progresivamente a la forma del recipiente que está siendo embutido en ese momento. Debido a esto el punzón debe poseer un radio para que se lleve a cabo esta adaptación progresiva. La experiencia ha demostrado que el radio debe de ser de 3 a 5 veces el espesor de la chapa a embutir (Figura 3-6).

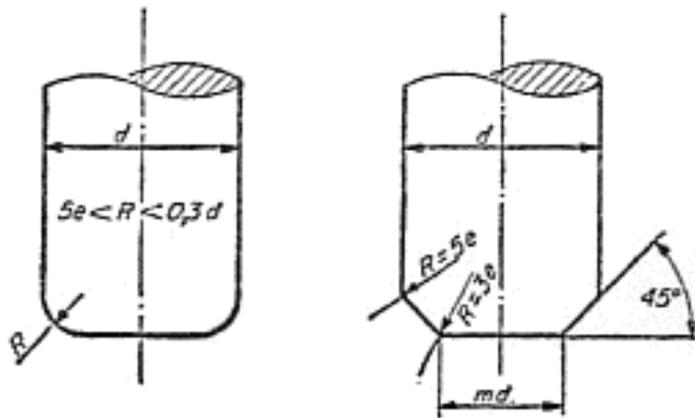


FIGURA 3-6. Redondeo del punzón. Para los valores de  $m$ , ver la Tabla 3-1.

TABLA 3-1. Valores del coeficiente de reducción ( $m$ ).

Espesor	Con prensa chapas		Sin prensa chapas
	$m_i$	$m_n$	$m$
Chapa de acero			
Inferior a 2 mm.	0.56	0.8	0.90-0.93

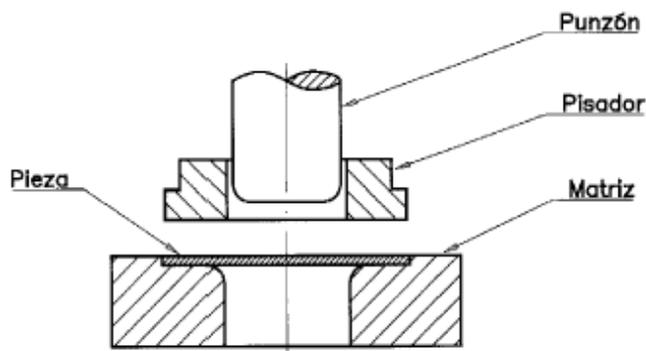
Por encima de 2 mm.	0.56	0.83	0.90-0.93
Aluminio			
Inferior a 2 mm.	0.55	0.8	0.90-0.93
Por encima de 2 mm.	0.55	0.83	0.90-0.93
Acero inoxidable			
	0.6	0.8	0.90-0.93

### 1.6 Embutición de doble efecto.

Por embutición de doble efecto se entiende la operación que transforma una chapa plana en una pieza de forma de cubeta, manteniendo el espesor de la chapa sensiblemente constante.

Utilizando una matriz con pisador (o prensachapas), la embutición se puede descomponer del siguiente modo:

1. El material a embutir se coloca sobre la matriz, provista de un dispositivo llamado posicionador o centrador, que permite un centraje correcto. El centrador está constituido por un alojamiento torneado o por una corona postiza (Fig. 3-7).
2. El pisador y el punzón descienden.
3. El pisador es el primero que entra en contacto con el material a embutir y, ejerciendo una presión apropiada, le mantiene sujeto sobre la matriz (Fig. 3-8).



1.- Matriz abierta

FIGURA 3-7. Primera etapa del proceso de embutición de doble efecto.

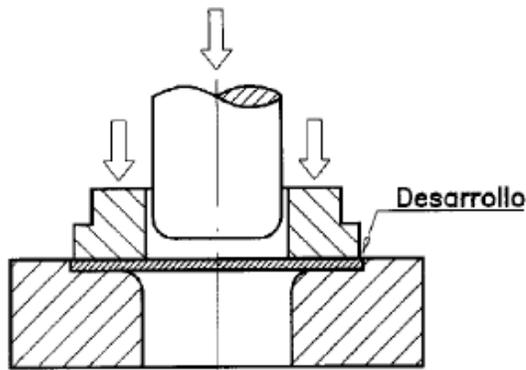


FIGURA 3-8. El pisador desciende primero.

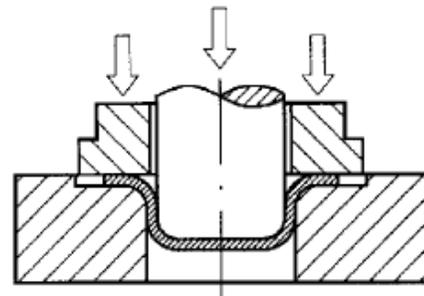


FIGURA 3-9. El pisador sujeta la pieza.

4. El punzón, que se desliza por el interior del pisador, choca a continuación con la chapa y ejerce sobre ella una presión de embutición. La chapa desliza sobre el borde redondeado de la matriz sin formar pliegues, por impedirlo el pisador, que ejerce presión durante toda la operación de embutición. La parte de la chapa sujeta entre la matriz y el pisador, forma un collar cuya anchura disminuye a medida que el punzón desciende (Fig. 3-9).
5. El punzón y el pisador vuelven a subir, pero la acción del pisador no cesa hasta que el punzón no se ha desprendido totalmente de la matriz. Si persiste un ligero abocardado, es decir, una parte de la pieza sin conformar, la acción del pisador obliga a la pieza embutida a permanecer en la matriz en lugar de ser arrastrada por el punzón.

### 3.7 Velocidad de embutición (V).

La velocidad de embutición es la velocidad que tiene el carro de la prensa en el momento de entrar el punzón en contacto con el material, es decir, cuando empieza la operación de embutición.

Existe una velocidad de embutición óptima para cada metal, a fin de permitirle el tiempo necesario para pasar al estado plástico sin que se produzcan roturas o adelgazamientos en su espesor. En la tabla 3-2<sup>3</sup> se muestran algunas de las velocidades de embutición más recomendables para el proceso de embutición. Estas velocidades son el fruto de diferentes pruebas y experiencias realizadas con piezas cilíndricas.

TABLA 3-2. Velocidades nominales para embutición de varios metales.

Material	Velocidad (mm/s)	Velocidad (m/min)
Acero inoxidable	200	12
Aluminio	500	30
Latón	750	45
Acero de bajo carbono	305	18

Para la prueba de embutición la velocidad del penetrador o punzón debe de estar entre 0.08 y 0.4 mm/s.

Para condiciones ideales de la prueba de embutición se deben de tener en cuenta los siguientes aspectos:

1. La calidad de embutición del metal de trabajo.
2. Adecuada lubricación.
3. Precisión de las herramientas.
4. Presión cuidadosamente controlada del pisador.

### 3.8 Lubricación.

---

<sup>3</sup> Tabla 3-2 tomada de "Embutición". B. Wassilieff. 3ª edición.

Al transformar una chapa metálica en un cuerpo cóncavo obtenido por embutición, se originan grandes esfuerzos que desarrollan, durante el proceso, resistencias vigorosas de fricción entre la chapa a transformar, el punzón y la matriz. Estos esfuerzos de fricción y el calor impiden una deformación plástica aceptable del material; produciéndose con ello esfuerzos y presiones de embutido superiores a lo que éste es capaz de soportar, sobreviniendo, como consecuencia, su rotura o agrietamiento. Una lubricación adecuada, no solamente proporciona un trabajo mejor acabado, sino que también aumenta la capacidad de transformación del material. Del tipo de trabajo a desarrollar depende también la clase de lubricación.

La altura de la copa obtenida a partir de la prueba es altamente afectada por la selección del lubricante. La variación en el lubricante influye en la distribución de las deformaciones en el material sometido a la prueba. La altura obtenida de la copa bajo condiciones buenas de lubricación será significativamente mejor que la obtenida bajo condiciones pobres de lubricación.

Existen una serie de factores que intervienen en la elección del lubricante, algunos de los más importantes son:

- Altura de la copa
- Naturaleza del metal
- Naturaleza del utillaje
- Condiciones de aplicación

La lubricación presenta las siguientes ventajas:

- Los productos lubricantes, debido a los aditivos que contienen, presentan una gran capacidad de adherencia y resistencia, facilitando la embutición de las piezas.
- La gama de viscosidades permite escoger el producto más adecuado para cada tipo de material.
- La buena lavabilidad es una de las ventajas más apreciable, pues permite un desengrase más fácil y económico.
- Su protección antioxidante es muy buena.

### 3.9 Presión ejercida por el pisador o prensa chapa ( $P_p$ ).

La misión del pisador consiste en impedir la formación de pliegues en el borde de la chapa, mediante la acción de una presión adecuada.

La presión que debe ejercer el pisador sobre la probeta (Fig. 3-10) en el momento de ser sometida a prueba, se considera muy importante, el pisador debe ejercer su presión sobre la chapa de manera que no permita su deslizamiento hacia adentro de la matriz. Cualquier tipo de máquina utilizada para este tipo de prueba debe de ser equipada para que ejerza una presión del prensa chapas no menor de 2200 lb (9800 N). La presión del prensa chapas de la máquina a diseñar se calculará en base a la ecuación 3-1. Esta presión puede variar de acuerdo a la clase de material a probar, teniendo sumo cuidado que la presión calculada no ejerza una fuerza en la probeta que la haga entrar en fluencia, ya que esto originará aplastamiento en la probeta provocando que el material se rompa en los bordes de sujetados.

Para garantizar una presión constante se recomienda trabajar con prensas hidráulicas a fin de garantizar las presiones específicas que se indican en la tabla 3-3<sup>4</sup>. Estos materiales son los que usualmente se usa en el país para fabricar artículos útiles por embutición:

TABLA 3-3. Presiones específicas.

Material	$p$ (Kg./mm <sup>2</sup> )
Aluminio	0.12
Latón	0.2
Acero Inoxidable	0.2
Acero	0.25

La ecuación a utilizar para determinar la presión del prensachapas es:

$$P_p = (7.7)(D^2 - d^2) \cdot p \quad (\text{N}) \quad (3-1)^5$$

<sup>4</sup> Tabla 3-3 tomada de "Embutición". B. Wassilieff. 3<sup>a</sup> edición.

<sup>5</sup> Ecuación 3-1 tomada de "Embutición". B. Wassilieff. 3<sup>a</sup> edición.

Donde:

D: Diámetro inicial del disco de chapa (mm).

d: Diámetro final de la pieza embutida (mm).

p: Presión específica tabla 3-5 (Kg. /mm<sup>2</sup>)

7.7 = constante de conversión de unidades.

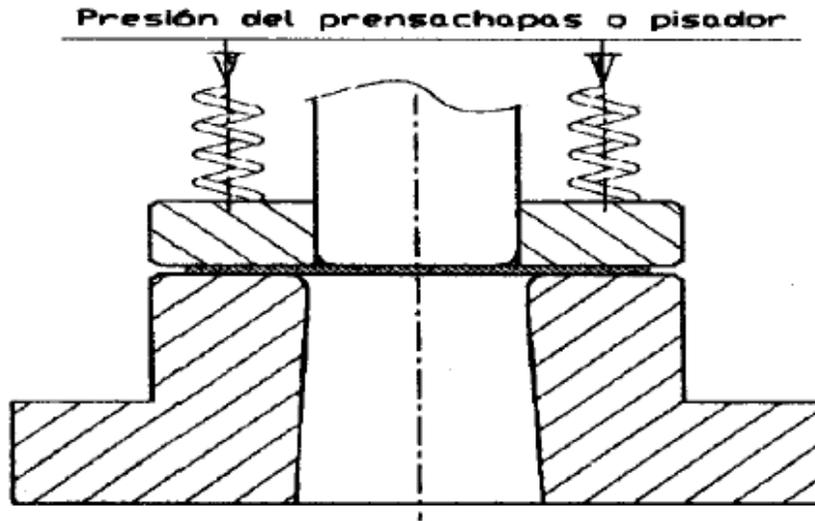


FIGURA 3-10. Acción del prensachapas o pisador sobre el material a embutir.

### 3.10 Fuerza de embutición.

La fuerza necesaria para la realización la embutición depende primeramente de los diámetros de la pieza embutida y del disco a embutir, así como del espesor y la calidad de la chapa. Depende también de la presión ejercida por el prensa chapa, de la velocidad de embutición, del juego entre el punzón y la matriz y de la lubricación. Es bastante difícil tener en cuenta todos estos factores, y por este motivo, para el cálculo de la fuerza de embutición, se emplea la siguiente fórmula simplificada:

$$F_e = (30.82) \cdot d \cdot e \cdot m \cdot k \quad (\text{N}) \quad (3-2)^6$$

Donde:

---

<sup>6</sup> Ecuación 3-2 tomada de "Embutición". B. Wassilieff. 3<sup>a</sup> edición.

d: Diámetro del punzón en mm.

e: Espesor de la chapa en mm.

k: Resistencia a la tracción de la chapa en kg./mm<sup>2</sup>

m: coeficiente que depende de d/D.

Las tablas 3-4<sup>7</sup> y 3-5 proporcionan los valores del coeficiente m y de la resistencia a la tracción k (los valores intermedios pueden determinarse por interpolación).

TABLA 3-4. Datos tabulados de los coeficientes m y x.

Relación de diámetros d/D	Coeficiente m	x
0.55	1	0.8
0.575	0.93	
0.6	0.86	0.77
0.625	0.79	
0.65	0.72	0.74
0.675	0.66	
0.7	0.6	0.7
0.725	0.55	
0.75	0.5	0.67
0.775	0.45	
0.8	0.4	0.64

TABLA 3-5. Resistencias a la tracción de materiales usualmente ocupados para embutición

Material	k recocido	k duro
Latón	32	45
Aluminio	7-11	18-28
Acero bajo carbono	22-31	31-35
Acero inoxidable	60-70	70

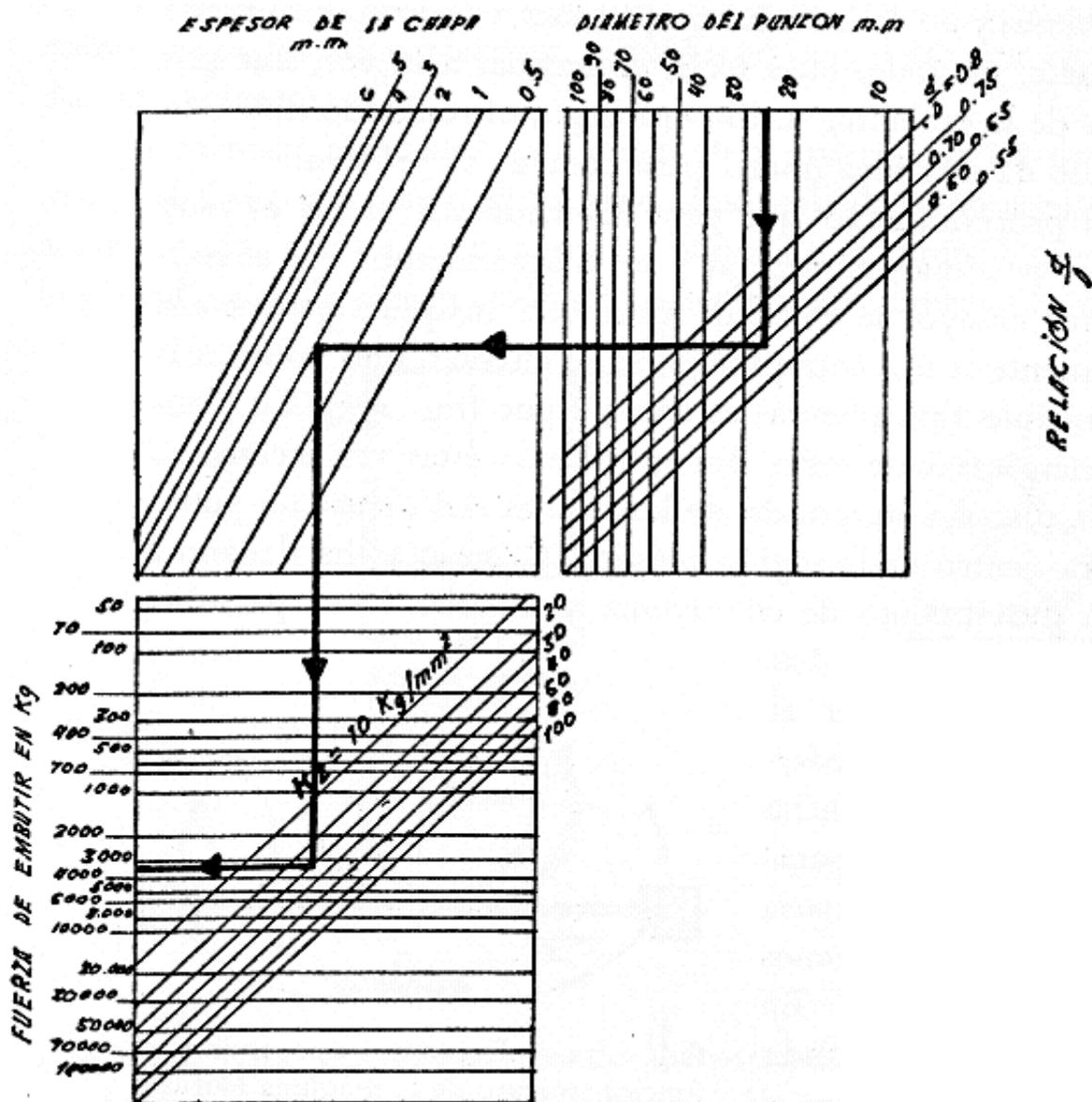
Existen gráficos que ayudan a determinar directamente la fuerza de embutición. Entre éstos se encuentra la gráfica 3-1<sup>8</sup>, y se emplea de la siguiente manera: desde

<sup>7</sup> Tablas 3-4 y 3-5 tomadas de "Embutición". B. Wassilieff. 3ª edición.

el punto que representa el diámetro del punzón, se traza una vertical hasta cortar la línea diagonal que indica la relación  $d/D$ ; desde el punto de esta intersección se avanza hacia la izquierda hasta cortar la línea que indica el espesor de chapa elegido. Una vez encontrado este punto, se traza otra vertical hasta cortar una de las diagonales que indica la resistencia  $k_2$ , previamente elegida de acuerdo a la clase y calidad del material a embutir. Avanzando nuevamente hacia la izquierda, a partir del punto de intersección, se encuentra, en la fila correspondiente, la fuerza necesaria para efectuar la embutición; se multiplica este último valor por un factor de seguridad a fin de no trabajar en los límites de esfuerzos.

---

<sup>8</sup> Gráfico 3-1 tomado de “Troquelado y Estampación”. T. López Navarro GG. 6ª edición ampliada.



GRAFICA 3-1. Diagrama para determinar la fuerza de embutición, en Kg.

### 3.11 Pruebas tecnológicas.

La diferencia de este grupo de pruebas otros grupos es que en éstos no intervienen relaciones numéricas, sino que sólo se pretende estudiar el comportamiento del material ante un fin al que se le destina. No entran en la categoría de científicos, pero

son muy útiles pues permiten obtener un juicio aproximado sobre algún factor característico del material, como puede ser su composición, los tratamientos que haya sufrido, etc.

### 3.11.1 Prueba de embutición.

Es el tipo de prueba tecnológica<sup>9</sup> más importante para conocer el comportamiento de placas metálicas conformadas por el proceso de embutición; si bien supone parcialmente la existencia de esfuerzos de tracción, hay, simultáneamente fluencia de material como consecuencia de comprimirlo hasta aquél grado. Interesa, pues, medir la capacidad para resistir deformaciones hasta la aparición de la rotura.

El grado de embutido se mide por la carga aplicada y la altura de la copa alcanzada en el momento en el que aparece la primera fisura en el casquete esférico producido por el punzón.

El método de embutición más empleado en Europa es el método Erichsen. La máquina que se utiliza para este tipo de pruebas es conocida con el mismo nombre. El método de accionamiento de este tipo de máquina puede ser mecánico o hidráulico, seleccionando el más conveniente para el control de los elementos más importantes de la prueba.

Las probetas para realizar esta prueba pueden ser circulares o rectangulares, de tamaño tal que no aparezcan corrimientos en los bordes del material estirado.

Esta prueba debe de complementarse con la observación de la superficie del material después de ésta haya finalizado, ya que, según el material probado, su estructura puede presentar grano grueso o grano fino después de ser deformado, y así determinar si es apto o no para trabajos de embutición. Esta observación puede realizarse con la ayuda de una lupa.

---

<sup>9</sup> Ver Glosario

Según el aspecto que presenta la rotura del casquete, se deducen las siguientes consecuencias:

- 1) Si la rotura se produce en forma de grieta alargada, con una copa pequeña, puede ser debida a falta de recocido, a un recocido defectuoso, a un temple o a una estructura fibrosa.
- 2) Si la rotura se produce en forma de grieta circular, es señal de un recocido correcto.
- 3) Si el casquete deformado presenta un aspecto superficial de piel de naranja, se debe a un grano de tamaño elevado, producido por un sobrecalentamiento.
- 4) Si aparecen grietas prematuras, se debe a falta de espesor o forjado defectuoso.

### 3.12 Propuesta de diseño para la máquina de pruebas de embutición.

Tomando en cuenta la teoría para embutición y los requerimientos que dicta la norma ASTM E 643-84 se hace la siguiente propuesta para el diseño de la máquina.

#### 3.12.1 Componentes principales de la máquina.

La máquina de pruebas de embutición se compone de tres elementos principales: prensa chapas, matriz y punzón de bola. En el anexo 1<sup>10</sup> se muestra el esquema de los elementos y sus respectivas dimensiones.

#### 3.12.2 Criterios de diseño.

El penetrador debe de tener una rigidez suficiente para evitar que se mueva o sufra pandeo durante la realización de la prueba. Su cabeza debe de ser esférica y tener un

---

<sup>10</sup> Ver pagina 173.

diámetro de 22.22 mm, y sólo la parte esférica debe de estar en contacto con la probeta. La porción esférica del penetrador debe de tener una dureza de 62 HRC.

Tanto la matriz como el prensachapas deben de tener una superficie de contacto plana y lisa. Las superficies de estos dos elementos deben de tener una dureza no menor de 56 HRC.

La máquina podrá efectuar pruebas en probetas rectangulares y circulares. El diámetro de la probeta circular no será mayor de 3.5 pulg (90 mm). En el caso de probetas rectangulares no importa el largo, sin embargo el ancho será de 3 pulg (75 mm). Cuando se evalúen probetas rectangulares las copas formadas deben de estar a una distancia de 3.0 pulg (75 mm) de centro a centro, y de la copa formada a cualquier borde de la probeta una distancia de 1.5 pulg (38 mm)

El accionamiento de los componentes principales que conforman la maquina (punzón y prensachapas) se hará hidráulicamente, utilizando bombas operadas manualmente.

# **CAPITULO 4**

## **DISEÑO DE LA MÁQUINA**

4.1 Modelo a diseñar.

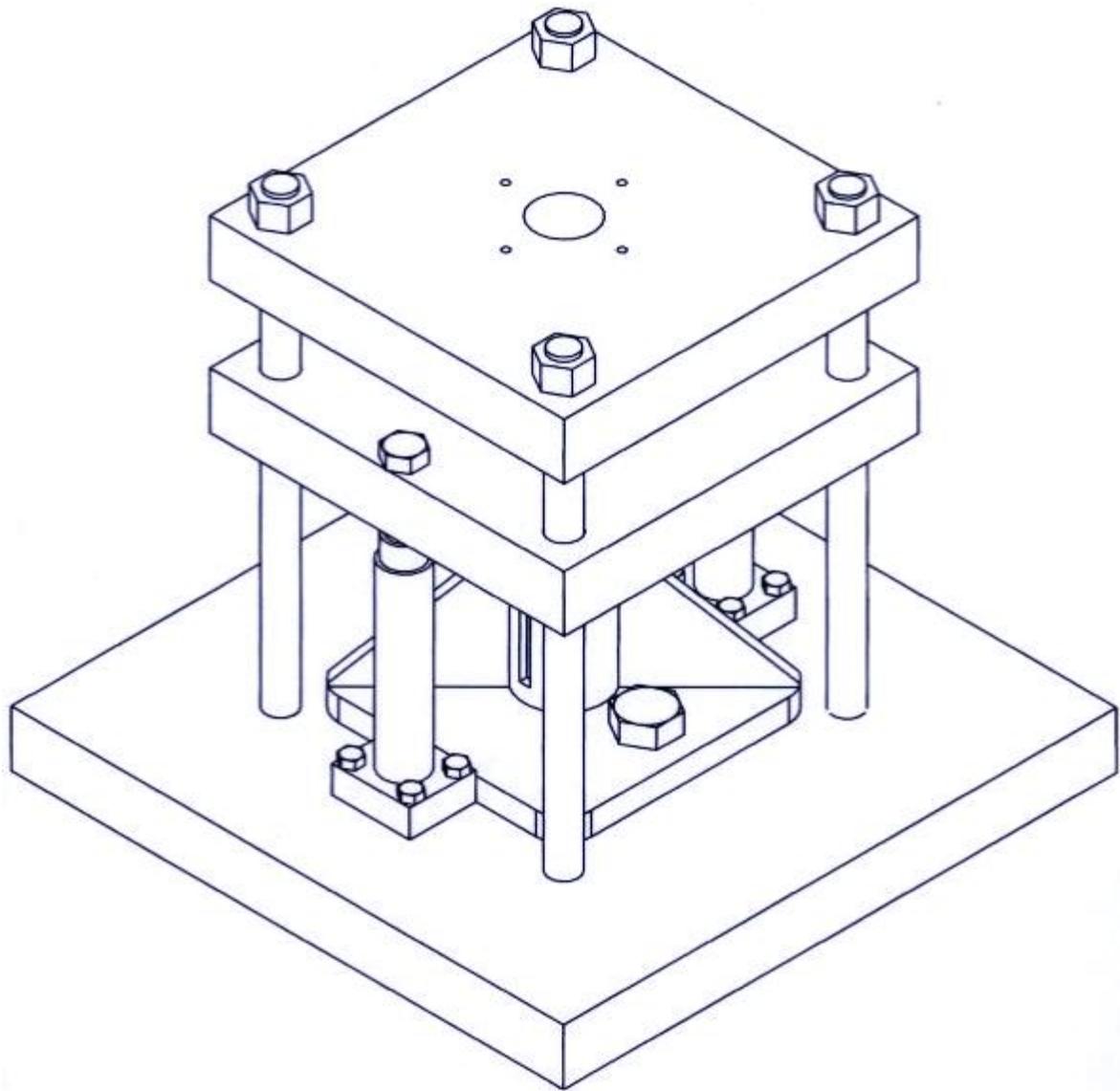


FIGURA 4-1. Isométrico (sin escala) del modelo a diseñar de la máquina para realizar pruebas de embutición en chapas metálicas.

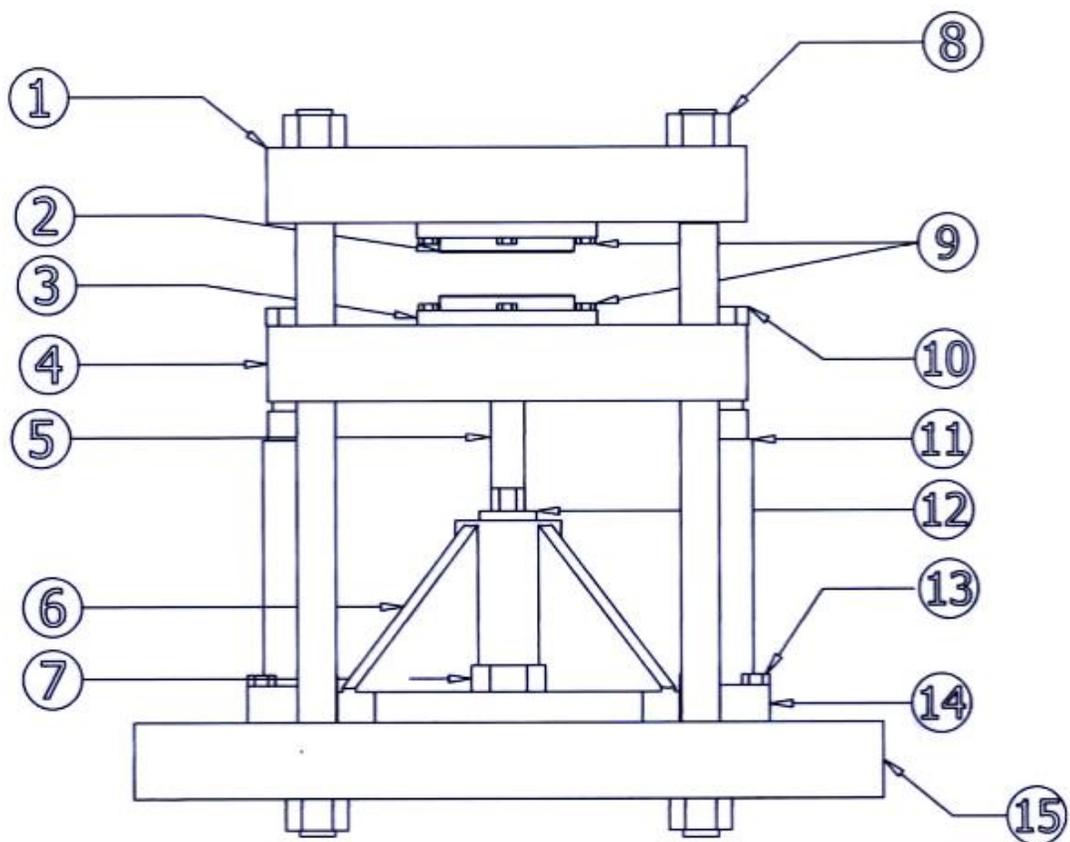


FIGURA 4-2. Esquema (sin escala) de los elementos principales que componen la máquina.

TABLA 4-1. Componentes principales de la máquina a diseñar para realizar pruebas de embutición en chapas metálicas.

Nº	ELEMENTO	CANTIDAD
1	Placa superior	1
2	Matriz superior	1
3	Matriz inferior	1
4	Placa móvil	1
5	Punzón	1
6	Base para el cilindro del punzón	1
7	Tornillos sujetadores de la base para el cilindro del punzón	2
8	Tuercas	8
9	Tornillos sujetadores de las matrices y placas	8
10	Tornillos sujetadores de la placa móvil y los cilindros del pisador	2
11	Cilindros del pisador	2
12	Cilindro del punzón	1
13	Tornillos sujetadores de las bases para los cilindros del pisador	8
14	Bases para los cilindros del pisador	2
15	Placa inferior	1

## 4.2 Estimación de fuerzas y esfuerzos en los elemento de la máquina.

El diseño de un elemento de máquina parte ya sea del esfuerzo de diseño o de la carga máxima que se pretende que éste desarrolle. Para asegurar el buen funcionamiento de las diferentes partes que componen la máquina es necesario que se multiplique la carga máxima por un factor de seguridad ante posibles sobreesfuerzos que pudieran generarse durante su funcionamiento.

En el diseño de la máquina para realizar pruebas de embutición, el valor de la carga máxima, que es la que ejercerá el punzón para deformar la chapa, se determinará a partir del material a deformar que presente la mayor resistencia mecánica.

Cada elemento de la máquina se diseñará de acuerdo al esfuerzo al que estará sometido. La selección del material se realizará utilizando los criterios de funcionalidad (relacionado con los esfuerzos al que estará sometido el elemento en cuestión), seguridad (relacionado con la calidad de los materiales seleccionados), economía, apariencia y la facilidad de adquisición en el mercado nacional.

## 4.3 Carga de diseño.

Sabiendo que la prueba de embutición se aplicará a metales (ferrosos y no ferrosos), se debe seleccionar el metal con mayor resistencia mecánica y que demande los mayores esfuerzos en la máquina, y así, por medios matemáticos, calcular la carga de diseño, teniendo en cuenta la aplicación de un factor de seguridad apropiado al funcionamiento de la máquina.

### 4.3.1 Fuerza de embutición.

De los materiales utilizados para elaborar productos a partir de la embutición mostrados en la tabla 3-5<sup>1</sup>, el que presenta la mayor resistencia a la tracción es el Acero Inoxidable AISI-SAE 304, por lo que se selecciona este material para calcular la

---

<sup>1</sup> Ver Cap. 3, pág. 47.

fuerza de embutición máxima que desarrollará la máquina. Utilizando la ecuación 3-2<sup>2</sup> se calcula la fuerza necesaria para embutir este material.

$$F_e = (1.75)(30.82) \cdot d \cdot e \cdot m \cdot k \quad (N) \quad (\text{Ec. 4-1})$$

Donde:

d: Diámetro del punzón (d = 22.22 mm, valor establecido por la norma ASTM E 643-84).

e: Valor del mayor espesor de la chapa que podrá probarse en la máquina (e = 2.0 mm.)

1.75 = Factor de seguridad recomendado en el caso de materiales bien conocidos, bajo condiciones razonablemente constantes del ambiente, sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse fácilmente<sup>3</sup>.

Cálculo de la relación de diámetros:

$$\frac{d}{D} = \frac{22.22}{28.58} = 0.7775$$

De la tabla 3-4<sup>4</sup> se obtiene el valor del coeficiente m:

$$m = 0.445$$

De la tabla 3-5<sup>5</sup> se obtiene el valor de la resistencia a la tracción de la chapa:

$$k = 70 \text{ kg/mm}^2.$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.1 se tiene:

$$F_e = (1.75)(30.82)(22.22)(2.0)(0.445)(70)$$

$$F_e = 75 \text{ kN.}$$

---

<sup>2</sup> Ver Cap. 3, pág. 46.

<sup>3</sup> “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” Juvinall pág. 210.

<sup>4</sup> Ver Cap. 3, pág. 47.

<sup>5</sup> Ver Cap. 3, pág. 47.

Expresando la fuerza de embutición en toneladas, se tiene:

$$F_e = 7.6 \text{ Ton} \approx 8.0 \text{ Ton.}$$

Este es el valor máximo que debe ejercer el punzón para deformar la chapa metálica utilizada para embutición y que presenta la mayor resistencia mecánica.

#### 4.3.2 Fuerza del pisador.

Esta fuerza varía de acuerdo al material que se desee probar. La fuerza que se debe aplicar para prensar la chapa no debe ser muy pequeña ya que la chapa podría deslizarse fácilmente hacia el interior de la matriz; tampoco debe ser muy grande, pues se corre el riesgo de aplastar la chapa, produciendo esfuerzos cortantes en los bordes del diámetro interno de la matriz, lo que podría ocasionar falla prematura de la chapa. Tomando en cuenta estas observaciones, la fuerza que debe ejercer el pisador se calculará utilizando la ecuación 3-1<sup>6</sup> para aceros en general, pues requiere de mayor fuerza para prensar la chapa y evitar que deslice con facilidad hacia el interior de la matriz.

$$P_p = (3.5)(7.7)(D^2 - d^2) \cdot p \quad (\text{Ec. 4-2})$$

Donde:

D: Diámetro de la muestra (D = 90 mm)

d: diámetro interno de la matriz superior (d = 28.58 mm).

$p$ : Presión específica recomendada para los aceros ( $p = 0.25 \text{ kg/mm}^2$ , tabla 3-3<sup>7</sup>).

3.5 = Factor de seguridad. Debe de usarse con materiales bien conocidos que se usarán en medios inciertos o estarán sometidos a esfuerzos indeterminados<sup>8</sup>.

---

<sup>6</sup> Ver Cap. 3, pág. 45.

<sup>7</sup> Ver Cap. 3, pág. 45.

<sup>8</sup> “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” Juvinall pág. 210.

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.2 se obtiene la fuerza del pisador:

$$P_p = (3.5)(7.7)(90^2 - 28.58^2)(0.25)$$

$$P_p = 49 \text{ kN.}$$

Expresando la fuerza en toneladas, se tiene:

$$P_p = 5.0 \text{ Ton.}$$

El valor de la fuerza  $P_p$  varía de acuerdo a las presiones específicas mostradas en la tabla 3-3. El valor de la fuerza  $P_p$  dividida entre el área de contacto con la matriz superior se compara con valor del esfuerzo de fluencia del material sometido a prueba a fin de que la presión ejercida no sobrepase este valor y pueda originar aplastamiento en la chapa metálica.

#### 4.4 Equipo para la aplicación de las fuerzas.

Las fuerzas del pisador y del punzón serán aplicadas hidráulicamente. El equipo a utilizar incluye la bomba, mangueras, cilindros hidráulicos, y dispositivos de control. A continuación se listan los componentes del circuito hidráulico a implementar.

1. Cilindros hidráulicos: Dispositivos que generan el movimiento y la fuerza que se desea tanto para el punzón como para el pisador.
2. Placas bases de los cilindros: Utilizadas para proporcionar estabilidad a los cilindros y asegurar que los cilindros no se desvíen en su movimiento.
3. Bomba: Suministra el fluido hidráulico al sistema para que los cilindros cumplan su objetivo eficazmente.
4. Mangueras de alta presión: Transportan el fluido hidráulico de la bomba hacia los cilindros.
5. Acoples machos: Utilizados para conectar rápidamente las mangueras a los componentes del sistema.
6. Acoples hembras: Utilizados para conectar rápidamente los extremos de las mangueras a los cilindros.

7. Múltiple y conectores: Permiten la distribución del fluido hidráulico desde la bomba hasta los cilindros.
8. Manómetros: Utilizados para controlar la presión en los cilindros del pisador y del punzón.
9. Acoples para los manómetros: Utilizados para instalar de forma conveniente los manómetros.
10. Válvulas de control direccional de 3 vías: Controlan la dirección del flujo hidráulico en un sistema de simple acción.
11. Válvulas de control de flujo: Regulan el flujo hidráulico hacia los cilindros.

#### 4.5 Selección del equipo hidráulico.

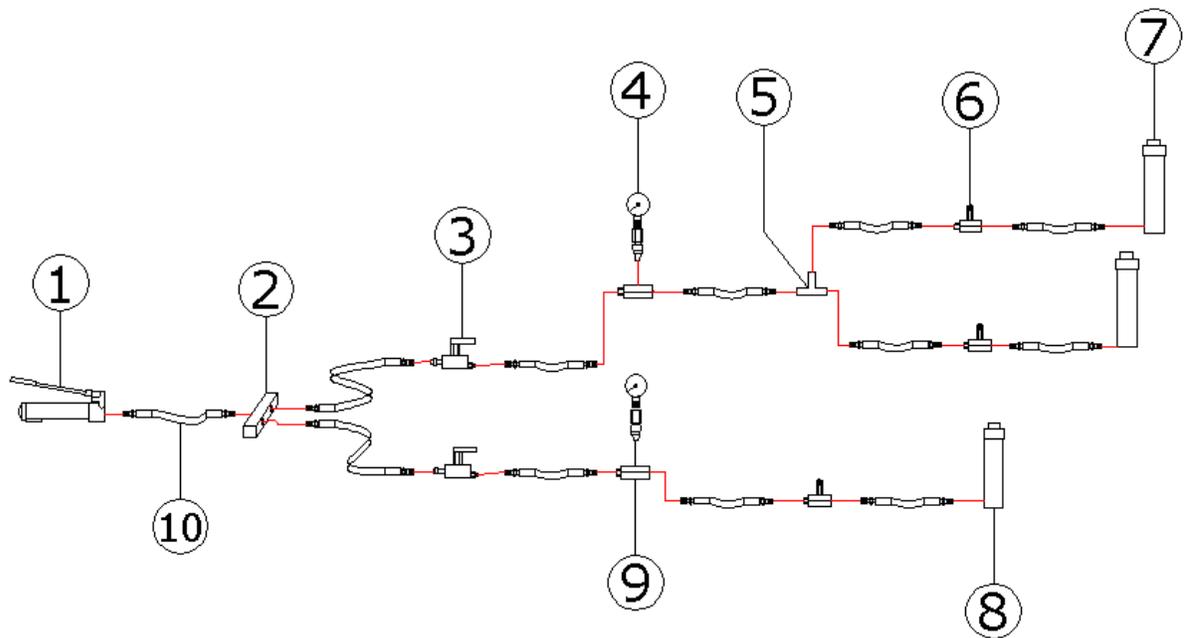


FIGURA 4-3. Esquema del sistema hidráulico a utilizar en la máquina.

TABLA 4-2. Elementos hidráulicos seleccionados para la aplicación de las fuerzas.

Nº	Elemento	Cantidad
1	Bomba hidráulica manual (incluye el tanque de aceite)	1
2	Múltiple	1
3	Válvula de control de 3 vías	2
4	Manómetros	2
5	Conector T	1
6	Válvula reguladora de flujo	3
7	Cilindros hidráulicos para el pisador	2
8	Cilindro hidráulico para el punzón	1
9	Adaptador de manómetros	2
10	Mangueras de alta presión	12

El equipo que se utilizará para el sistema hidráulico será seleccionado de la marca ENERPAC<sup>9</sup>, debido a que se pueden adquirir en el mercado nacional y cuenta con una gama de accesorios para adaptarse a las necesidades que se presentan.

#### 4.5.1 Cilindros hidráulicos.

Los cilindros utilizados para el movimiento del punzón y del pisador serán seleccionados en base a las cargas que éstos deben ejercer.

##### 4.5.1.1 Cilindro del punzón.

- Carga que debe aplicar: 8 toneladas.
- Cilindro seleccionado: Cilindro de simple acción Modelo RC-102 con capacidad de 10 Toneladas (ANEXO 2).

##### 4.5.1.2 Cilindros del pisador.

<sup>9</sup> Manual para clientes de ENERPAC: “Energía hidráulica para todas las aplicaciones”, distribuido por OXGASA

- Carga que debe ejercer el pisador: 5 toneladas. La fuerza del pisador será ejercida por dos cilindros hidráulicos unidos a la placa móvil, la cual porta la matriz inferior o pisador.
- Cilindros seleccionados: Dos cilindros de simple acción Modelo RC-55 con capacidad de 5 toneladas cada uno (ANEXO 2).

#### 4.5.2 Bases de los cilindros hidráulicos.

Las bases utilizadas para dar estabilidad a los cilindros hidráulicos han sido recomendadas por el fabricante de acuerdo con la capacidad que los cilindros manejan. Siguiendo esta recomendación las bases seleccionadas son:

##### 4.5.2.1 Bases para el cilindro del punzón (RC-102).

Capacidad del cilindro seleccionado: 10 toneladas.

Base recomendada: Modelo JBI-10 (ANEXO 3).

##### 4.5.2.2 Bases para los cilindros del pisador (RC-55).

Capacidad de los cilindros seleccionados: 5 toneladas cada uno.

Base recomendadas: Modelo AW-51 (ANEXO 3).

#### 4.5.3 Bomba hidráulica.

Una forma usual de seleccionar la bomba hidráulica es mediante el volumen de aceite acumulado en el interior de los cilindros hidráulicos seleccionados. La cantidad de aceite a utilizar en la bomba debe ser mucho mayor que el necesario en los cilindros debido a que el aceite se aloja en las mangueras de alta presión. Con el manual para

usuarios de la marca seleccionada se selecciona una bomba que cumpla con los requisitos del sistema hidráulico y que exista en el mercado nacional.

Utilizando la forma usual para seleccionar la bomba se observa que el cilindro del punzón tiene una capacidad de 4.75 pulg<sup>3</sup> de aceite hidráulico y los cilindros del pisador tienen una capacidad de 4.97 pulg<sup>3</sup> cada uno, por lo que se requiere una capacidad de 14.69 pulg<sup>3</sup> entre los tres cilindros<sup>10</sup>. A esta capacidad se debe sumar la capacidad de las mangueras. La capacidad de las mangueras se determina mediante el siguiente cálculo<sup>11</sup>:

Para mangueras con un diámetro interno de 0.25 pulgadas, la capacidad se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{Capacidad (pulg}^3\text{)} = 0.5892 \times \text{longitud de la manguera (ft)}. \quad (\text{Ec. 4-3})$$

Donde:

0.5892 = área interna de la manguera multiplicada por un factor de conversión para obtener pulgadas cúbicas.

Longitud de cada manguera seleccionada<sup>12</sup> = 2 ft.

Sustituyendo en la ecuación 4-3 se obtiene la capacidad de una manguera:

$$\text{Capacidad (pulg}^3\text{)} = 0.5892 \times 2.00 \text{ ft} = 1.18 \text{ pulg}^3.$$

Debido a que necesitará un total de 12 mangueras, la capacidad calculada se multiplicará por las doce mangueras para obtener la capacidad total de aceite alojado en el interior de las mangueras:

$$1.18 \text{ pulg}^3 \times 12 = 14.16 \text{ pulg}^3$$

Sumando esta capacidad y la de los tres cilindros se obtiene una capacidad total de 28.85 pulg<sup>3</sup>.

---

<sup>10</sup> Ver anexo 2.

<sup>11</sup> Ver anexo 5.

<sup>12</sup> Ver anexo 5

La bomba seleccionada es una bomba manual liviana modelo P-202 con una capacidad de 55 pulg<sup>3</sup> (ANEXO 4), y una presión de operación de 10,000 psi, con lo que se asegura que la bomba podrá distribuir satisfactoriamente el fluido hacia todo el sistema hidráulico.

#### 4.5.4 Mangueras hidráulicas de alta presión.

La manguera debe seleccionarse de acuerdo a la presión de trabajo de la bomba, por lo cual la manguera debe soportar una presión de 10,000psi. Debido a que el sistema requiere de mangueras flexibles para una mejor manipulación, se seleccionan mangueras de goma reforzado de la serie 900 modelo H-9202 con ambos extremos de 3/8 pulg NPFT (ANEXO 5).

#### 4.5.5 Acoples machos y hembras.

Los acoples soportan una presión máxima de 10,000 psi. Para aplicaciones de servicio mediano y para bombas manuales se selecciona un juego completo de acoples regular Spee-D-Coupler modelo A-604 (ANEXO 6).

#### 4.5.6 Múltiple y conectores.

El múltiple seleccionado es el modelo AM-2 y para la derivación del aceite hidráulico hacia los dos cilindros que controlan el pisador se utilizará un conector en T modelo FZ-1612 (ANEXO 7 Y 8, respectivamente).

#### 4.5.7 Manómetros

Para el cilindro del punzón de 10 toneladas se selecciona un manómetro modelo GF-10P y para los cilindros de 5 toneladas se selecciona un manómetro modelo GF-5P. (ANEXO 9).

#### 4.5.8 Acoples de los manómetros.

Los dos modelos de manómetros seleccionados pueden utilizar el mismo tipo de acople. Este modelo es el GA-1 (ANEXO 10).

#### 4.5.9 Válvula de control direccional de 3 vías.

Las válvulas direccionales seleccionadas son válvulas de 3 posiciones con centro cerrado modelo VC-15 (ANEXO 11).

#### 4.5.10 Válvulas de control de flujo.

La válvula utilizada para controlar el flujo de los cilindros es una válvula de aguja modelo V-66. Esta válvula se utilizará para controlar el ascenso y descenso paralelo de los cilindros del pisador (ANEXO 12).

Resumen del equipo hidráulico seleccionado:

Elemento	Modelo	Cantidad
Bomba hidráulica manual (incluye el tanque de aceite)	P-202	1
Múltiple	AM-2	1
Válvula de control de 3 vías	VC-15	2
Manómetros	GF-10P y GF-5P	2
Conector T	FZ-1612	1
Válvula reguladora de flujo	V-66	3
Cilindros hidráulicos para el pisador	RC-55	2
Cilindro hidráulico para el punzón	RC-102	1
Adaptador de manómetros	GA-1	2
Mangueras de alta presión	H-9202	12

#### 4.6 Funcionamiento del sistema hidráulico.

En la figura 4-4 se muestra el circuito hidráulico que se utilizará para ejercer las fuerzas requeridas por el pisador y por el punzón. A continuación se describe el funcionamiento del circuito hidráulico.

El estado mostrado en la figura 4-4 corresponde al estado de reposo de la máquina. La presión de la bomba desplazará el aceite hasta llegar al múltiple. De este múltiple saldrán dos líneas. Una línea llegará a la válvula de control accionada por palanca (1.1 y 2.1), y la otra línea llegará a la válvula de control direccional (3.1) accionada también por palanca. Al accionar la válvula de control (1.1 y 2.1) a la posición de avance, fluirá el aceite pasando por un manómetro (P.1) hasta llegar a una derivación. Cada una de las líneas salientes pasará por una válvula reguladora de flujo (1.02) y (2.02) hasta llegar a los cilindros (1.0) y (2.0), respectivamente, haciendo que éstos se extiendan, desplazando la placa móvil hasta que la chapa hace contacto con la matriz superior y luego proceder a prensar la chapa con la fuerza requerida cuando se alcanza la presión requerida de operación, de acuerdo al material de la chapa metálica a probar; se acciona la válvula direccional (1.1 y 2.1) a la posición de retención, las líneas que llegan a los cilindros quedan presurizadas haciendo que los cilindros permanezcan extendidos.

Luego, al accionar la válvula de control (3.1) se da paso al aceite para que fluya y pase por el manómetro (P.2) y por la válvula reguladora de flujo (3.02). El cilindro (3.0) se extiende y da inicio la deformación de la chapa. El cilindro continuará con su carrera hasta que se produzca la fractura de la chapa, o la altura completa de copa. Finalizada la operación de deformación y fractura de la chapa, se acciona nuevamente la válvula de control (3.1) a la posición de retracción y el cilindro (3.0) regresa a su posición de reposo. Cuando este cilindro está completamente retraído, se acciona la válvula de control (1.1 y 2.1) para que se libere la presión de los cilindros del pisador y éstos se retraigan hasta su posición de reposo, finalizando así el ciclo de trabajo de la máquina para pruebas de embutición en chapas metálicas.

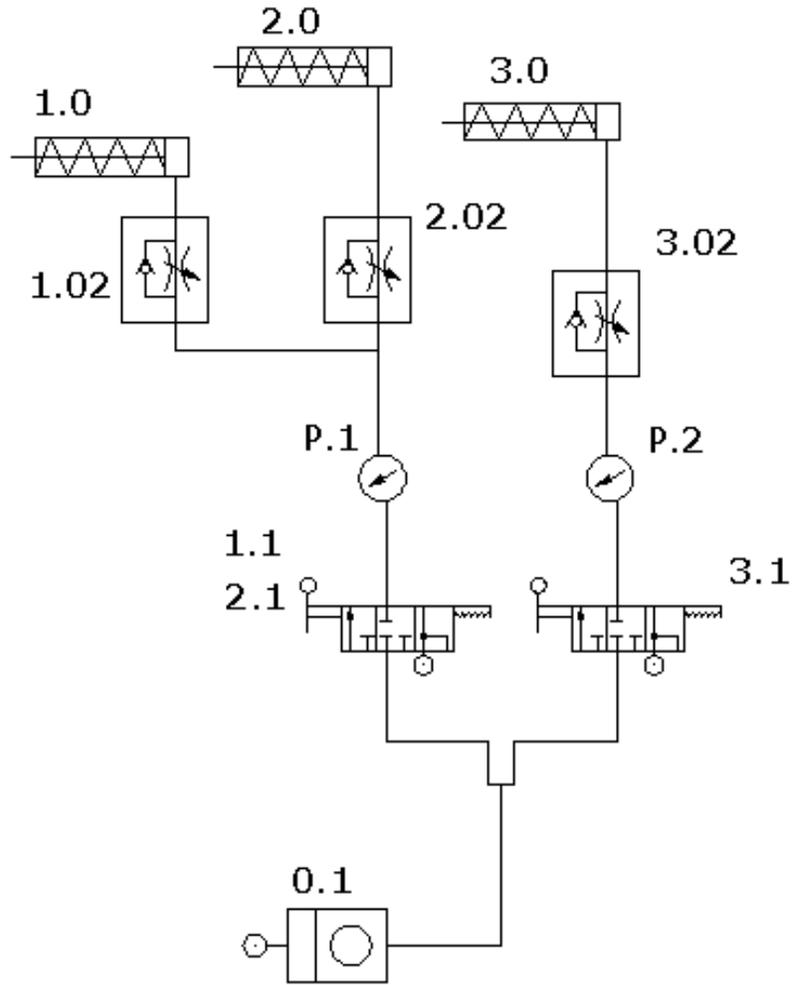


FIGURA 4-4. Circuito hidráulico para el funcionamiento de la máquina.

DESCRIPCION	DESIGNACION
Cilindros hidráulicos	1.0,2.0,3.0
Válvulas de control direccional	1.1, 2.1, 3.1
Válvulas reguladoras de flujo	1.02, 2.02, 3.02
Manómetros	P.1, P.2
Bomba	0.1

TABLA 4-3. Descripción de la simbología utilizada para indicar los elementos que componen el sistema hidráulico.

## 4.7 Diseño de los elementos.

### 4.7.1 Diseño de las barras de acople.

#### 4.7.1.1 Consideraciones.

- Las barras trabajarán a tensión (carga axial).
- Se asumirá el valor del diámetro mayor de la barra (D).
- Se determinará el material para fabricar la barra.
- Se desprecian las deformaciones elásticas en la barra debido a su rigidez, es decir que la deformación total es muy pequeña.
- Se descarta la fatiga en la barra debido a que la frecuencia de las pruebas es baja. La frecuencia de las pruebas puede andar entre 8-12 veces por semana.
- Se despreciará la fricción entre las barras de acople y la placa móvil debido a la lubricación entre ellos. Se recomienda un lubricante SAE-40, ya que sólo se necesita para que deslicen fácilmente las barras.
- El diámetro nominal del tornillo (d) será escogido por los diseñadores.
- Se asumirá buena centralización de los elementos de la máquina.

El análisis para la selección del material para la fabricación de la barra se hará basándose en la parte más crítica de la barra, es decir, el cambio de sección que ésta presenta.

Una vez seleccionado el material para la barra, se hará la selección del tipo de rosca y tuerca y se hará la comparación para verificar si ésta es adecuada según la carga que pueda resistir sin que falle.

La figura 4-5 es un esquema de una de las barras de acople deslizante en la cual se muestran sus dimensiones. Estas dimensiones se han establecido en base a los requerimientos de espacio, longitud y recorrido de los cilindros tanto del punzón como los del pisador y de los espesores de las matrices.

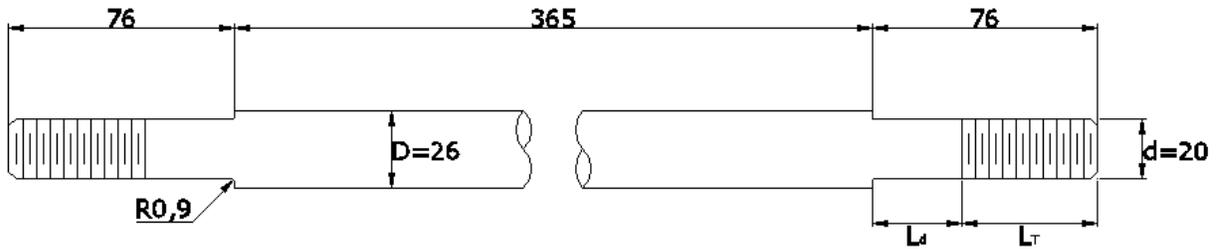


FIGURA 4-5. Esquema de la barra de acople deslizante (cotas en mm).

Debido a que son cuatro barras de acople deslizantes, la carga máxima que la máquina es capaz de suministrar (13 toneladas) se distribuye uniformemente en cada una de ellas. Así, la fuerza en tensión que soporta cada barra es:

$$F = \frac{13 \text{ toneladas}}{4 \text{ barras}} = 3.3 \text{ toneladas} = 32 \text{ KN}$$

Para el diseño de la barra de acople deslizante se han asumido los siguientes parámetros (ver figura 4-5):

Diámetro mayor de la barra:  $D = 26 \text{ mm}$ .

Diámetro menor de la barra:  $d = 20.0 \text{ mm}$ .

Radio de entalle del cambio de sección de la barra:  $r = 0.9 \text{ mm}$  (figura 4-6).

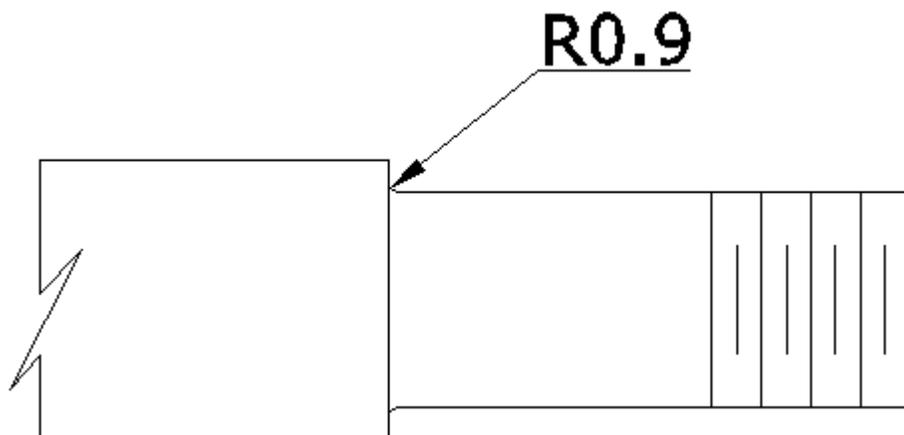


FIGURA 4-6. Esquema ampliado del radio de entalle de la barra de la figura 4-5 (cotas en mm).

Las longitudes roscadas para tornillos de las series métricas se determinan por la siguiente ecuación<sup>13</sup>:

$$L_T = 2D + 6 \quad (\text{Ec. 4-4})$$

Esta ecuación se utiliza siempre y cuando  $L \leq 125$  mm y  $d \leq 48$  mm.

Donde:

L: Longitud del tornillo<sup>14</sup> ( $L = 76$  mm).

d: Diámetro del tornillo ( $d = 20$  mm). (Ver figura 4-5)

Sustituyendo en la ecuación 4-4 se tiene:

Longitud roscada:  $L_T = (2)(20) + 6 = 46$  mm

Longitud no roscada:  $L_d = 76 - 46 = 30$  mm

#### 4.7.1.2 Análisis estático.

El esfuerzo de diseño buscado se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\sigma_d = K_t \cdot \sigma_{nom} \quad (\text{Ec. 4-5})$$

Donde:

$\sigma_d$ : Esfuerzo de diseño.

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos a tensión.

$\sigma_{nom}$ : Esfuerzo nominal que soporta el material  $\left( \sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \right)$ .

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzos se necesitan las siguientes relaciones:

$$\frac{D}{d} = \frac{26}{20} = 1.3$$

---

<sup>13</sup> “DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA”. Shigley, pág. 377.

<sup>14</sup> Ver figura 4-5. Esta longitud se asumió de acuerdo al espesor de la placa superior y el espesor de la tuerca a utilizar.

$$\frac{R}{d} = \frac{0.9}{20} = 0.045$$

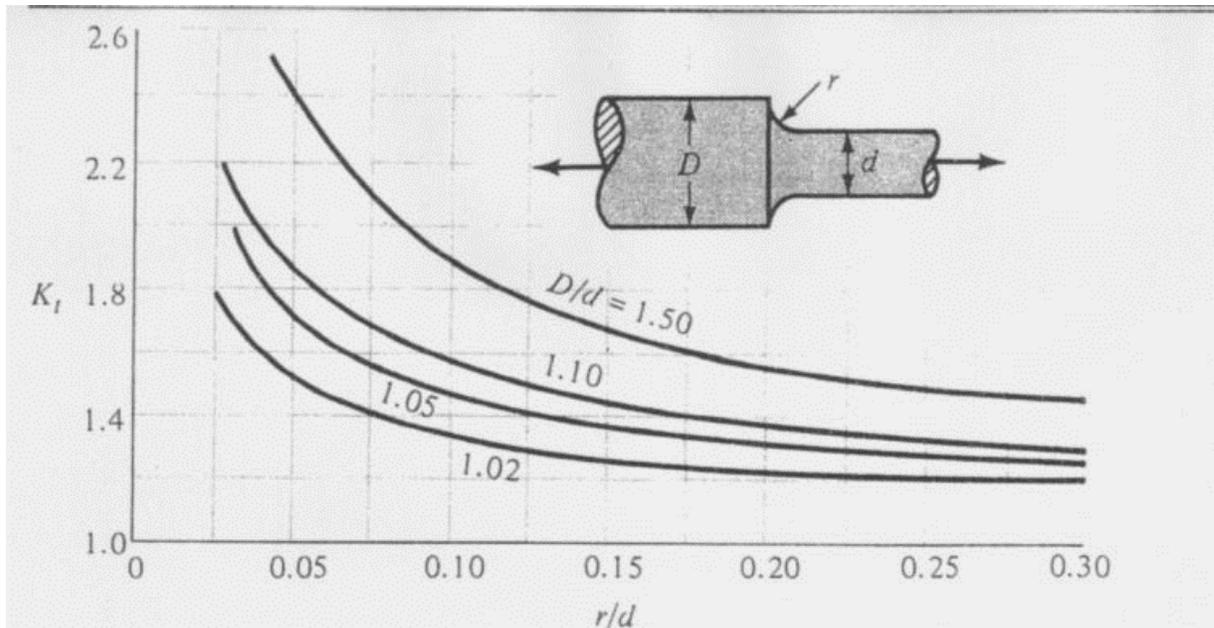


GRÁFICO 4-1. Factor de concentración de esfuerzos "K<sub>t</sub>" para eje con filete con carga axial.

Con estas relaciones y utilizando la gráfica 4-1 se determina, por interpolación, que el valor del factor de concentración de esfuerzos es  $K_t = 2.1$ .

El esfuerzo nominal para una barra circular se define como:

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_{nom} = \frac{(4)(31850)}{(\pi)(20 \times 10^{-3})^2}$$

$$\sigma_{nom} = 101.4 \text{ MPa}$$

Con la ecuación 4-5 se obtiene el valor del esfuerzo de diseño:

$$\sigma_d = K_t \cdot \sigma_{nom}$$

$$\sigma_d = (2.1)(101.4 \times 10^6)$$

$$\sigma_d = 213 \text{ MPa} \quad (21.7 \text{ kg/mm}^2)$$

Con el esfuerzo de diseño y la tabla de aceros de ABASTEINSA (ANEXO 13) se selecciona el material de la barra. El material que cumple con el esfuerzo de diseño es un ACERO AISI-SAE 1020 NORMALIZADO que presenta una resistencia de fluencia de  $23 \text{ kg/mm}^2$  (225 MPa). Este material es económico, de buena calidad y se puede maquinar fácilmente. Este material se utilizará en estado de suministro y no será necesario someterlo a un tratamiento térmico.

#### 4.7.1.3 Selección de la rosca.

Debe tenerse en cuenta que las cargas que soportarán las barras de acople deslizantes son relativamente altas por lo que los diseñadores recomiendan una rosca milimétrica fina.

Del anexo 14 se obtienen las características de la rosca seleccionada:

Diámetro mayor nominal:  $d = 20 \text{ mm}$

Paso de la rosca:  $p = 1.5 \text{ mm}$

Área de esfuerzo de tensión:  $A_t = 272 \text{ mm}^2$  ( $272 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ )

La rosca seleccionada se expresa de la siguiente forma:

Rosca M20x1.5 (derecha)

Una vez que se ha seleccionado el tipo de rosca a utilizar en los extremos de las barras, se selecciona el tipo de tuerca.

Auxiliándose de la figura 4-5 y del anexo 15 la tuerca seleccionada es una Tuerca Hexagonal Regular con resalto de arandela cuyas características son:

Tamaño nominal: M20 = 20 mm

Ancho (W): 30 mm

Altura (H): 18 mm

Paso (P): 1.5 mm

La tuerca se adquirirá en el mercado con las características antes mencionadas, con una arandela de diámetro de 30 mm.

#### 4.7.1.4 Carga de apriete de la rosca.

Para el montaje de piezas atornilladas es necesario aplicar una precarga para asegurar la rigidez del sistema. La precarga ( $F_i$ ) se calcula a partir de la siguiente ecuación<sup>15</sup>:

$$F_i = K \cdot A_t \cdot S_p \quad (\text{Ec. 4-6})$$

Donde:

$A_t$ : Área de esfuerzo a tensión (de anexo 14 se tiene que  $A_t = 272 \text{ mm}^2 = 272 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ )

$S_p$ : Resistencia permisible a la tensión, que es aproximadamente  $0.85S_y$ <sup>16</sup>. Para este caso se utilizará la resistencia a la fluencia del material del cual será fabricada la barra y los tornillos que corresponden a los extremos de las barras (Acero 1020 Normalizado con  $S_y = 225.4 \text{ MPa} = 23 \text{ kg/mm}^2$ ).

$K$ : Constante de aplicación para sistemas desmontables ( $K = 0.75$ )<sup>17</sup>.

Sustituyendo en la ecuación 4-6, se obtiene el valor de la carga de apriete:

$$F_i = (0.75)(272 \times 10^{-6})(0.85)(225.4 \times 10^6)$$

$$F_i = 39 \text{ kN}$$

---

<sup>15</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 395.

<sup>16</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 395.

<sup>17</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 395.

#### 4.7.1.5 Carga máxima que soporta la rosca.

La máxima carga que puede soportar la rosca se calcula con la siguiente ecuación<sup>18</sup>:

$$P = \frac{A_t \cdot S_p - F_i}{n \cdot C} \quad (\text{Ec. 4-7})$$

Donde:

C: Constante de la unión.

N: Factor de carga (tomando  $n = 1$  para cargas críticas).

Cálculo de la constante de la unión por medio de la siguiente ecuación<sup>19</sup>:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ec. 4-8})$$

Donde:

$k_b$ : Rigidez del perno.

$k_m$ : Rigidez de los elementos de unión.

Cálculo de la rigidez del perno:

$$k_b = \frac{A_d A_T E}{A_d L_T + A_T L_d} \quad (\text{Ec. 4-9})^{20}$$

Donde:

$A_d$ : Área transversal de diámetro mayor del tornillo.

$A_T$ : Área transversal de esfuerzo de tensión.

$L_d$ : Longitud de la porción no roscada del tornillo ( $L_d = 30$  mm).

$L_T$ : Longitud de la porción roscada del tornillo ( $L_T = 46$  mm).

E: Módulo de elasticidad del material del tornillo (De anexo 16,  $E = 207$  GPa).

---

<sup>18</sup> “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Shigley, pág. 393.

<sup>19</sup> “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Shigley, pág. 393.

<sup>20</sup> “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Shigley, pág. 382.

Cálculo del área transversal de diámetro mayor del tornillo:

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(20 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$A_d = 3.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El área a la tracción para este tipo de tornillo es<sup>21</sup>:

$$A_t = 272 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 4-9 se tiene:

$$k_b = \frac{(3.1 \times 10^{-4})(272 \times 10^{-6})(207 \times 10^9)}{(3.1 \times 10^{-4})(46 \times 10^{-3}) + (272 \times 10^{-6})(30 \times 10^{-3})}$$

$$k_b = 0.8 \text{ GN/m}$$

Cálculo de la rigidez de los elementos:

$$k_m = \frac{0.577 \pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0.577 l + 0.5 d}{0.577 l + 2.5 d} \right)} \quad (\text{Ec. 4-10})^{22}$$

Donde:

d: Diámetro mayor del tornillo ( $d = 20 \times 10^{-3} \text{ m}$ ).

E: Módulo de elasticidad del material del tornillo (De anexo 16,  $E = 207 \text{ GPa}$ ).

l: Espesor de la placa a sujetar ( $l = 50.8 \times 10^{-3} \text{ m}$ ).

Sustituyendo en la ecuación 4-10 se tiene:

---

<sup>21</sup> Ver anexo 14.

<sup>22</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 385.

$$k_m = \frac{(0.577)(\pi)(207 \times 10^9)(20 \times 10^{-3})}{2 \ln \left( 5 \frac{(0.577)(50.8 \times 10^{-3}) + (0.5)(20 \times 10^{-3})}{(0.577)(50.8 \times 10^{-3}) + (2.5)(20 \times 10^{-3})} \right)}$$

$$k_m = 4.1 \text{ GN/m}$$

Sustituyendo en la ecuación 4-8 se obtiene el valor de la constante de la unión:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{0.8}{0.8 + 4.1}$$

$$C = 0.16$$

Sabiendo que:

$$F_i = 39 \text{ kN (valor calculado anteriormente).}$$

$$n = 1$$

$$S_p = 0.85S_y = (0.85)(225.4 \times 10^6) = 192 \text{ MPa}$$

$$A_t = 272 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

El valor de la carga máxima que soporta la rosca es (Ec. 4-7):

$$P = \frac{A_t S_p - F_i}{nC} = \frac{(272 \times 10^{-6})(192 \times 10^6) - 39 \times 10^3}{0.16}$$

$$P = 83 \text{ kN}$$

Comparando la carga que soporta cada barra de acople (32 kN) con la máxima carga que soporta cada rosca (83 kN) se puede asegurar que no fallará la rosca y que la selección es correcta.

#### 4.7.1.6 Momento de torsión de apriete.

Luego de calcular la precarga necesaria para la unión de las piezas, es necesario determinar el momento o torque que se debe aplicar para conseguir dicha precarga.

El torque necesario para aplicar la precarga se define por medio de la siguiente ecuación:

$$T = KF_i d \quad (\text{Ec. 4-11})^{23}$$

Donde:

T: Torque necesario para la aplicación de la precarga.

K: Coeficiente de función (aproximadamente  $K = 0.2$ )<sup>24</sup>.

F<sub>i</sub>: Valor de la precarga aplicada al tornillo ( $F_i = 39 \text{ kN}$ ).

d: Diámetro mayor del tornillo ( $d = 20 \times 10^{-3} \text{ m}$ ).

Sustituyendo en la ecuación 4-11 se obtiene el valor del momento de torsión de apriete:

$$T = (0.2)(39 \times 10^3)(20 \times 10^{-3})$$

$$T = 156 \text{ N} - \text{m}$$

#### 4.7.2 Tornillos sujetadores de los cilindros RC-55 y la placa móvil.

##### 4.7.2.1 Selección de los tornillos sujetadores.

La función de los tornillos es la de mantener unidos los cilindros del pisador y la placa móvil. La placa móvil ejerce una fuerza a la matriz hacia arriba, mientras la placa superior ejerce una fuerza igual pero en sentido contrario a la placa móvil, por lo que el tornillo únicamente mantiene unido el sistema y no se ve sometido a esfuerzos que

---

<sup>23</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 391.

<sup>24</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 391.

tiendan separar a la unión, es decir, el tornillo no soporta más que la precarga aplicada. En las figuras 4-7 y 4-8 se muestra en forma esquemática el modo de sujeción de la placa móvil con los cilindros hidráulicos y las dimensiones generales del tornillo a utilizar, respectivamente.

Todos los cilindros modelo RC cuentan con un accesorio denominado silleta, la cual es roscada y, se utiliza como en estos casos, para sujetar la placa móvil al cilindro RC-55. Aprovechando esta característica se selecciona un tornillo cuya rosca sea similar a la que posee internamente el cilindro. En la información mostrada en el anexo 2 se observa que para el cilindro de 5 toneladas modelo RC-55 la rosca interna de la silleta es  $\frac{3}{4}$  pulg-16. Con esta información y la del anexo 18, la rosca seleccionada es la siguiente:

Rosca  $\frac{3}{4}$ "-16 UNF

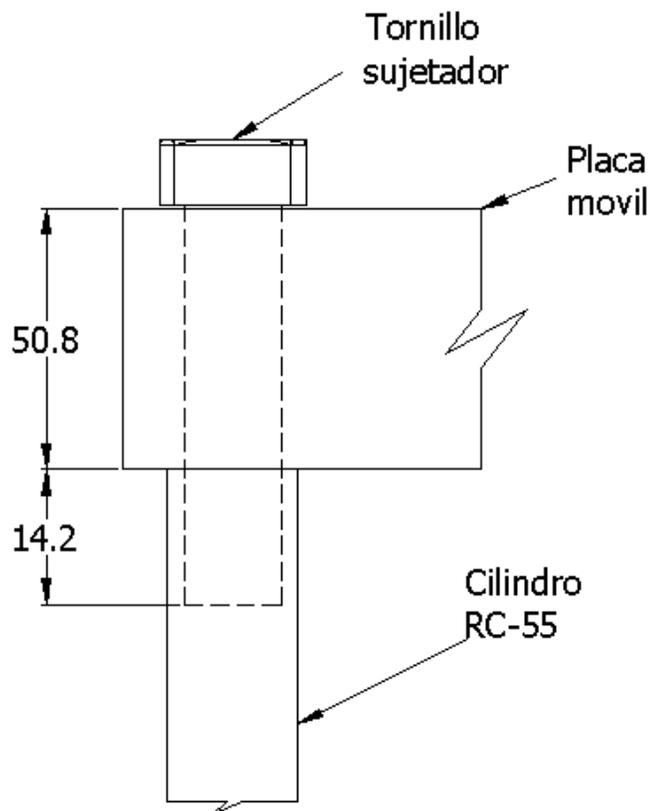


FIGURA 4-7. Esquema de sujeción de los cilindros hidráulicos con la placa móvil (cotas en mm).

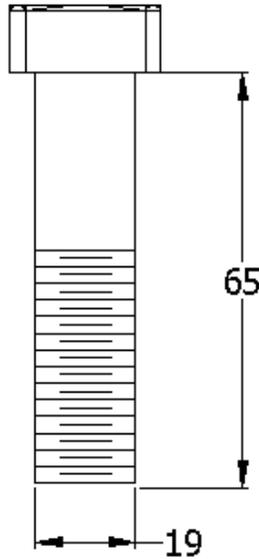


FIGURA 4-8. Medidas del tornillo sujetador recomendado (cotas en mm).

#### 4.7.2.2 Carga de apriete de los tornillos.

Utilizando la ecuación 4-6 se calcula el valor de la carga de apriete para los tornillos sujetadores:

$$F_i = K \cdot A_t \cdot S_p$$

Donde:

K: Constante de aplicación para sistemas desmontables ( $K = 0.75$ ).

$A_t$ : Área del tornillo que estará sometida a tensión debido a la precarga.

$S_p$ : Resistencia límite mínima a la tensión ( $S_p = 0.85S_y$ ).

De los anexos 17 y 18 se obtienen los siguientes datos:

Tipo de perno: Perno SAE Grado 1 de 3/4 pulg.

Área de esfuerzo de tensión:  $0.373 \text{ pulg}^2 = 241 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ .

Resistencia límite mínima a la tensión:  $33 \text{ kpsi} = 228 \text{ MPa}$ .

Sustituyendo en la ecuación 4.6 se obtiene el valor de la carga de apriete para los tornillos sujetadores de la placa móvil:

$$F_i = (0.75)(241 \times 10^{-6})(0.85)(228 \times 10^6)$$

$$F_i = 35 \text{ kN}$$

#### 4.7.2.3 Momento de torsión de apriete.

Utilizando la ecuación 4-11 se obtiene el momento de torsión de apriete necesario para la aplicación de la precarga.

$$T = KF_i d$$

Donde:

K: Coeficiente de fricción (por lo general  $K = 0.2$ ).

$F_i$ : Precarga a aplicar al tornillo ( $F_i = 35 \text{ KN}$ ).

d: Diámetro mayor del tornillo ( $d = 19.05 \text{ mm}$ ).

Sustituyendo en la ecuación se obtiene el valor del momento de torsión de apriete:

$$T = (0.2)(35 \times 10^3)(19.05 \times 10^{-3})$$

$$T = 133 \text{ N} - \text{m}$$

### 4.7.3 Diseño de placas fijas.

#### 4.7.3.1 Placa fija inferior.

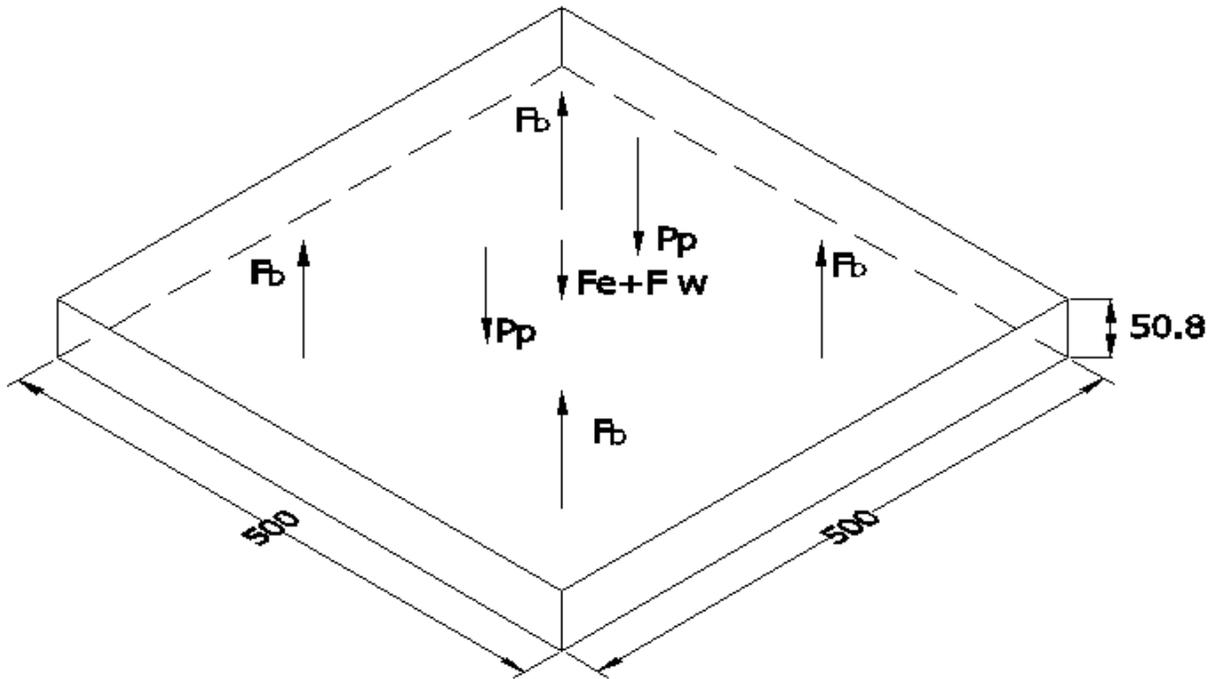


FIGURA 4-9. Esquema de aplicación de fuerzas y dimensiones de la placa fija inferior (cotas en mm).

Donde:

$F_e$ : Fuerza de embutición transmitida por la base del cilindro del punzón y distribuida en el área de la base del mismo ( $F_e = 8 \text{ tons} \approx 78.4 \text{ KN}$ ).

$F_w$ : Peso de los elementos que componen la máquina (N).

$P_p$ : Fuerza del pisador ( $P_p = 49 \text{ KN}$ ).

$F_b$ : Fuerza de tensión de cada barra.

A la sumatoria de la fuerza de embutición, de la fuerza del pisador y el peso de los elementos que conforman la máquina, se le conocerá como  $F_T$  (fuerza total a la que está sometida la placa inferior, en el centro de la misma). Esta fuerza se calcula con la siguiente ecuación:

$$F_T = F_e + P_p + F_w \quad (\text{Ec. 4-12})$$

El análisis para esta placa se hará basándose en la flexión que soporta debido a la fuerza total ( $F_T$ ) que soporta la placa, pues esta placa constituye la base de la máquina. Se asumirá que esta fuerza se concentra en el centro de la placa.

Para obtener el peso de cada elemento se multiplicará el volumen del elemento por el valor del peso unitario del material del cual estará fabricado dicho elemento. Para este caso, el material de los elementos es acero, cuyo valor de peso unitario<sup>25</sup> es de  $76.5 \text{ kN/m}^3$ , es decir:

$$\text{Peso} = (\text{volumen del elemento})(76.5 \text{ kN/m}^3) \quad (\text{Ec. 4-13})$$

El peso de los elementos hidráulicos se obtiene a partir de las especificaciones descritas en los anexos.

En la tabla 4-4 se muestran los pesos de cada elemento que compone la máquina, tanto mecánico como hidráulico.

TABLA 4-4. Peso de los diferentes elementos que constituyen la máquina.

Elemento	Cantidad	Volumen ( $\text{m}^3$ )	Peso unitario ( $\text{N/m}^3$ )	Peso (N)
Placa fija inferior	1	0.0127	76500	972
Placa fija superior	1	0.0052	76500	398
Placa móvil	1	0.0052	76500	398
Matriz superior	1	$1.5 \times 10^{-4}$	76500	12
Matriz inferior	1	$1.2 \times 10^{-4}$	76500	9
Barras de acople	4	$9.6 \times 10^{-4}$	76500	74
Elementos hidráulicos		Anexos		
Cilindro RC-102	1	Ver anexo 2		19
Cilindro RC-55	2			46
Bomba P-202	1	Ver anexo 4		34
Base JBI-10	1	Ver anexo 3		98
Base AW-51	2			26
Mangueras	12	Ver anexo 5		86
Válvulas VC-15	2	Ver anexo 11		57
Fw				2229

Sustituyendo en la ecuación 4-12 se obtiene el valor de la fuerza total:

$$F_T = 78.4 \text{ kN} + 49 \text{ kN} + 2.2 \text{ kN} = 130 \text{ kN.}$$

<sup>25</sup> Ver anexo 16.

Haciendo sumatoria de fuerzas en Y igual a 0:

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$4F_b - P_p - F_e - F_w = 0 \quad (\text{Ec. 4-14})$$

Sustituyendo la Ec. 4-12 en la Ec. 4-14, se tiene:

$$4F_b - F_T = 0$$

$$F_b = \frac{F_T}{4} = \frac{130 \times 10^3}{4} = 32.5 \text{ KN}$$

Haciendo un análisis para placas rectangulares con bordes simplemente apoyados que soportan cargas distribuidas se obtiene la ecuación para el cálculo de la deflexión máxima<sup>26</sup>:

$$Y_{\max} = \alpha \frac{qb^4}{Et^3} \quad (\text{Ec. 4-15})$$

Donde:

$Y_{\max}$ : Deflexión máxima en la parte más crítica (el centro de la placa).

q: Presión aplicada sobre el área de la placa ( $q = F_T/A$ )

b: Longitud del lado más corto de la placa ( $b = 0.5 \text{ m}$ ).

t: Espesor de la placa ( $t = 0.0508 \text{ m}$ ).

E: Módulo de elasticidad del acero ( $E = 207 \text{ GPa}$ ).

$\alpha$ : Factor que depende de la relación d/b.

d: Longitud del otro extremo de la placa, que por ser una placa cuadrada es igual a b ( $d = 0.5 \text{ m}$ ).

Cálculo del valor de la presión aplicada sobre el área de la placa.

$$q = \frac{F_T}{A} = \frac{130 \times 10^3}{0.5^2} = 520 \text{ KPa}$$

---

<sup>26</sup> "Resistencia de materiales. Diseño de estructuras y maquina" E.J.Hern. pags. 590 y 591.

Determinación del factor  $\alpha$ . Debido a que ambas longitud son iguales (0.5 m) la relación d/b es igual a 1. De la tabla 4-5<sup>27</sup> se tiene que el valor de  $\alpha$  es 0.0443.

Tabla 4-5. Constantes para placas rectangulares con cargas uniformemente distribuidas y bordes simplemente apoyados.

d/b	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$\alpha$	0,0443	0,053	0,0616	0,0697	0,077	0,0843	0,0906	0,0964
$\beta_1$	0,0479	0,0553	0,0626	0,0693	0,0753	0,0812	0,0862	0,0908
$\beta_2$	0,0479	0,0494	0,0501	0,0504	0,0506	0,05	0,0493	0,0486
d/b	1,8	1,9	2,0	3,0	4,0	5,0	$\infty$	
$\alpha$	0,1017	0,1064	0,1106	0,1336	0,14	0,1416	0,1422	
$\beta_1$	0,0948	0,0985	0,1017	0,1189	0,1235	0,1246	0,125	
$\beta_2$	0,0479	0,0471	0,0464	0,0404	0,0384	0,0375	0,0375	

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-15 se tiene que:

$$Y_{\max} = 0.0443 \frac{(519 \times 10^3)(0.5)^4}{(207 \times 10^9)(0.0508)^3} = 5.3 \times 10^{-5} m.$$

En la figura 4-10 se presenta el momento generado en la placa, en el centro de la misma y, las fuerza en equilibrio a la cual esta sometida.

<sup>27</sup> “Resistencia de materiales. Diseño de estructuras y maquina “ E.J.Hern. pag. 591.

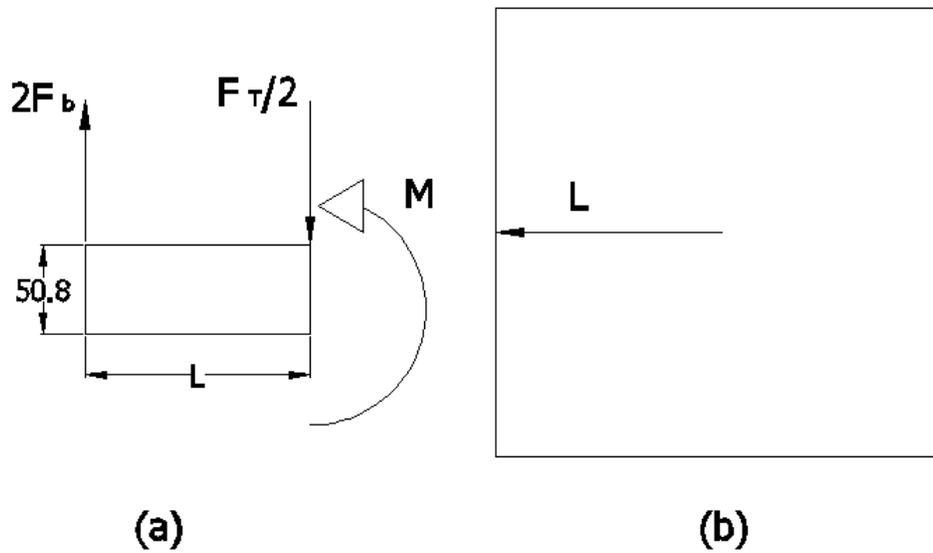


FIGURA 4-10. (a) Momento máximo generado en el centro de la placa. (b) Ubicación del brazo del momento de flexión (cotas en mm.).

En flexión, el esfuerzo máximo aplicado en la placa se obtiene a partir de la ecuación 4-16:

$$\sigma = \frac{MC}{I} \quad (\text{Ec. 4-16})$$

Donde:

M: Momento flector máximo generado.

C: Punto de la placa donde los esfuerzos son máximos, situado a una distancia de  $C = t/2$ .

I: Momento de inercia  $\left( I = \frac{1}{12}bt^3 \right)$ .

El valor del momento flector máximo se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$M = \left( \frac{F_T}{2} \right) L \quad (\text{Ec. 4-17})$$

Donde:

$F_T$ : Fuerza total ( $F_T = 130$  kN). Esta fuerza se divide entre dos debido a los dos apoyos sobre los que descansa la placa al lado izquierdo de la misma.

$L$ : Longitud transversal de la placa ( $L = 0.25$  m).

Sustituyendo los valores en la ecuación 4-17, se calcula el valor del momento flector máximo en la placa:

$$M = \left( \frac{130000}{2} \right) (0.25)$$

$$M = 16 \text{ KN} - \text{m}$$

Ubicación del punto de máximos esfuerzos a partir de la superficie de la placa:

$$C = \frac{0.0508}{2} = 0.0254 \text{ m}$$

El valor del momento de inercia para una placa con esta característica se obtiene mediante la siguiente ecuación<sup>28</sup>:

$$I = \frac{(w)t^3}{12} \quad (\text{Ec.4-18})$$

Donde:

$w$ : Ancho de la placa ( $w = 0.5$  m).

$t$ : Espesor de la placa ( $t = 0.0508$  m).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-18, se obtiene el valor del momento de inercia de la placa:

---

<sup>28</sup> "DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA". Shigley, pág. 844.

$$I = \frac{(0.5)(0.0508)^3}{12}$$

$$I = 5.5 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Al sustituir este valor en la ecuación 4-16, se obtiene el valor del esfuerzo máximo por flexión:

$$\sigma = \frac{16000(0.0254)}{5.5 \times 10^{-6}} = 74 \text{ MPa} = 7.5 \text{ kg/mm}^2$$

Con este valor de esfuerzo se selecciona un ACERO ESTRUCTURAL (ASTM-A36), el cual muestra una resistencia de fluencia mínima de 25.5 kg/mm<sup>2</sup> (250 MPa).

#### 4.7.3.1.1 Análisis por esfuerzos cortantes entre las tuercas y la placa fija inferior.

En la figura 4-11 se muestra el esquema del área de la placa que está sometida a esfuerzo cortante debido a la presión que le ejerce la tuerca.

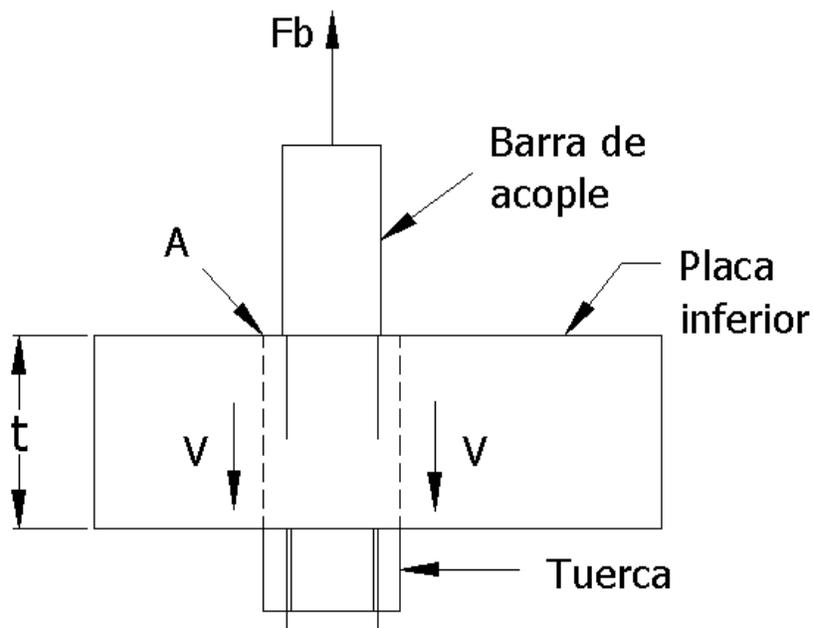


FIGURA 4-11. Área de cortadura debido a la presión ejercida por la tuerca sobre la placa móvil.

De la figura:

V: Fuerza cortante que soporta la placa debido a cada tuerca

t: Espesor de la placa ( $t = 0.0508$  m).

A: Área crítica en donde puede fallar la pieza debido al esfuerzo cortante (señalado por la líneas punteadas).

F<sub>b</sub>: fuerza que se le aplica a la barra que origina el cortante en la placa (F<sub>b</sub> = 32.5 KN).

El área de cortadura se puede calcular de la siguiente forma:

$$A = 2\pi R_{\text{tuerca}} t \quad (\text{Ec. 4-19})$$

Donde:

R<sub>tuerca</sub>: Radio de la tuerca (R<sub>tuerca</sub> = 0.015 m).

t: Espesor de la placa ( $t = 0.0508$  m).

Sustituyendo en la ecuación 4-19, se tiene:

$$A = (2\pi)(0.015)(0.0508)$$

$$A = 4.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

El valor del esfuerzo cortante viene dado por la ecuación 4-20:

$$\tau = \frac{Fb}{A} \quad (\text{Ec. 4-20})$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4-20 se tiene:

$$\tau = \frac{32500}{4.9 \times 10^{-3}}$$

$$\tau = 6.6 \text{ Mpa}$$

Para que no ocurra falla por cortante se debe cumplir que:

$$\tau < \tau_{\text{crítico}}$$

Donde:

$$\tau_{crítico} = \frac{\sigma_Y}{2} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPa}$$

Comparando los valores de esfuerzo cortante, se puede observar que el esfuerzo cortante ejercido por la fuerza de la tuerca es muy pequeño comparado con el esfuerzo cortante crítico, por lo que la placa no fallará por cortante. Este mismo análisis se puede realizar a la placa superior dando el mismo resultado. Esto asegura que el acero recomendado para la placa (acero estructural) es el adecuado.

4.7.3.1.2 Análisis por esfuerzos de aplastamiento entre las tuercas y la placa fija inferior.

En la figura 4-12 se muestra el esquema del área de la placa que está sometida a esfuerzo de aplastamiento debido a la presión que le ejerce la tuerca a la placa inferior.

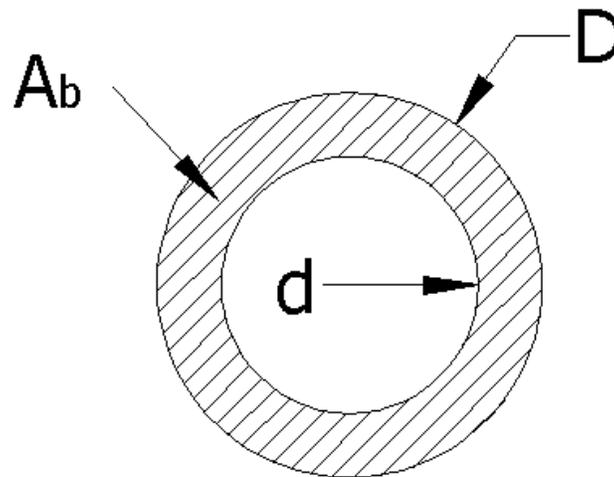


FIGURA 4-12. Área del esfuerzo de aplastamiento debido a la presión ejercida por la tuerca sobre la placa fija inferior.

Donde:

D= diámetro de la tuerca (0.03 m).

d= diámetro del agujero (0.02 m).

$A_b$  = área de aplastamiento.

El área de aplastamiento se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$A_b = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad (\text{Ec. 4-21})$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4-21:

$$A_b = \frac{\pi}{4}(0.03^2 - 0.02^2)$$

$$A_b = 3.9 \times 10^{-4} m^2$$

El esfuerzo de aplastamiento se calcula a partir de la ecuación 4-22:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_b} \quad (\text{Ec. 4-22})$$

Donde:

$F_b$  = fuerza de aplastamiento que le somete la tuerca a la placa inferior (32.5KN).

$A_b$  = área de aplastamiento ( $3.9 \times 10^{-4} m^2$ ).

Sustituyendo en la ecuación 4-22:

$$\sigma_b = \frac{32500}{3.9 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_b = 83 \text{Mpa} \approx 8.5 \text{Kg} / \text{mm}^2$$

Con este esfuerzo ( $5 \text{ Kg/mm}^2$ ) se compara con el esfuerzo de fluencia del material de la placa (acero estructural  $25 \text{ Kg/mm}^2$ ), asegurando que la placa no sufrirá aplastamiento, por lo que el material seleccionado es el adecuado.

#### 4.7.3.2 Placa fija superior.

Para el análisis de la placa fija superior es necesario tomar en cuenta el concentrador de esfuerzo que posee la placa, el cual se localiza en la parte central de la misma. En la figura 4-13 se muestran las dimensiones de la placa fija superior y del orificio en su parte central. La distribución de fuerzas se representa en la figura. Al igual que en la placa inferior se asumirá que la suma de estas fuerzas estarán concentrados en el centro de la placa.

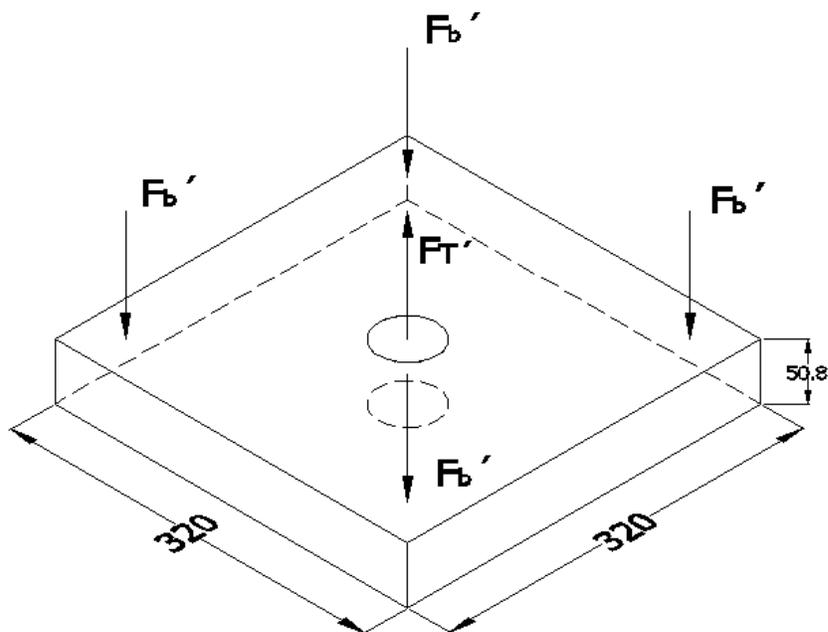


FIGURA 4-13. Esquema de aplicación de fuerzas y dimensiones de la placa fija superior (cotas en mm).

Donde:

$F_b'$ : Fuerza de tensión de cada barra ( $F = 32.5$  kN).

$F_T'$ : Fuerza total a la que está sometida la placa superior, y viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_T' = F_e + P_p \quad (\text{Ec. 4-23})$$

Donde:

$F_e$ : Fuerza de embutición ( $F_e = 8$  tons  $\approx 78.4$  kN).

$P_p$ : Fuerza ejercida por el pisador ( $P_p = 49$  kN).

Sustituyendo en la ecuación 4-23 se tiene:

$$F_T' = 78.4 \text{ kN} + 49 \text{ kN} = 127.4 \text{ KN.}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en la dirección Y e igualando a cero:

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$F_T' - 4F_b' = 0$$

$$F_b' = \frac{F_T'}{4} = \frac{127.4 \times 10^3}{4} = 32 \text{ KN}$$

El diseño de esta placa se basará en el análisis hecho para una placa sometida a flexión con un concentrador de esfuerzos en su parte central, cuyo esfuerzo se calcula con la ecuación 4-23<sup>29</sup>. Los apoyos para esta placa también están ubicados en las esquinas.

$$\sigma = k_t \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec. 4-24})$$

Donde:

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos para una barra rectangular con agujero transversal sometida a flexión.

M: Momento máximo de flexión.

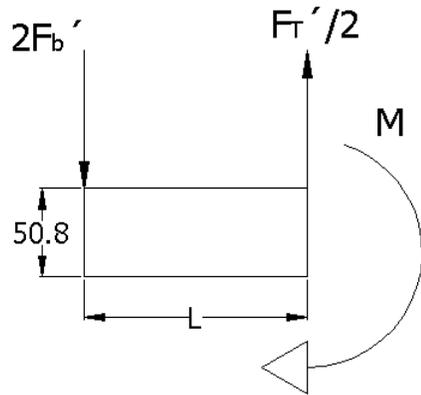
C: Punto de la placa donde los esfuerzos son máximos, situado a una distancia de  $C = t/2$ .

I: Momento de inercia para una placa con un agujero en el centro.

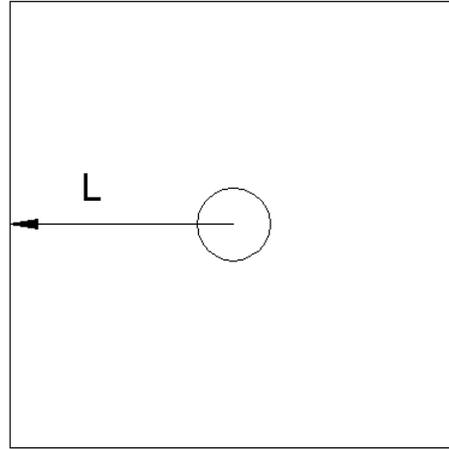
En la figura 4-14(a) se observa que el momento máximo de flexión se localiza desde el apoyo hasta el centro de la placa.

---

<sup>29</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 844.



(a)



(b)

FIGURA 4-14. (a) Momento máximo generado en el centro de la placa. (b) Ubicación del brazo del momento de flexión.

El valor de este momento se calcula a partir de la ecuación 4-17:

$$M = \left( \frac{F_T}{2} \right) L$$

Donde:

$F_T$ : Fuerza total ( $F_T = 127.4$  kN). Esta fuerza se divide entre dos debido a los dos apoyos sobre los que descansa la placa en su lado izquierdo.

$L$ : Longitud media de la placa ( $L = 0.16$  m).

Cálculo del momento flector máximo en la placa.

$$M = \left( \frac{127400}{2} \right) (0.16)$$

$$M = 10.2 \text{ kN} - \text{m}$$

Ubicación del punto de máximos esfuerzos a partir de la superficie de la placa:

$$C = \frac{0.0508}{2} = 0.0254 \text{ m}$$

El valor del momento de inercia para una placa con esta característica se obtiene mediante la siguiente ecuación<sup>30</sup>:

$$I = \frac{(w-d)t^3}{12} \quad (\text{Ec. 4-25})$$

Donde:

w: Ancho de la placa (w = 0.32 m).

d: Diámetro del agujero (d = 0.0521 m).

t: Espesor de la placa (t = 0.0508 m).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-25, se obtiene el valor del momento de inercia para esta placa.

$$I = \frac{(0.32 - 0.0521)(0.0508)^3}{12}$$

$$I = 2.9 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Para determinar el valor del factor de esfuerzo se deben conocer las relaciones d/w y d/t:

$$\frac{d}{w} = \frac{0.0521}{0.32} = 0.16$$

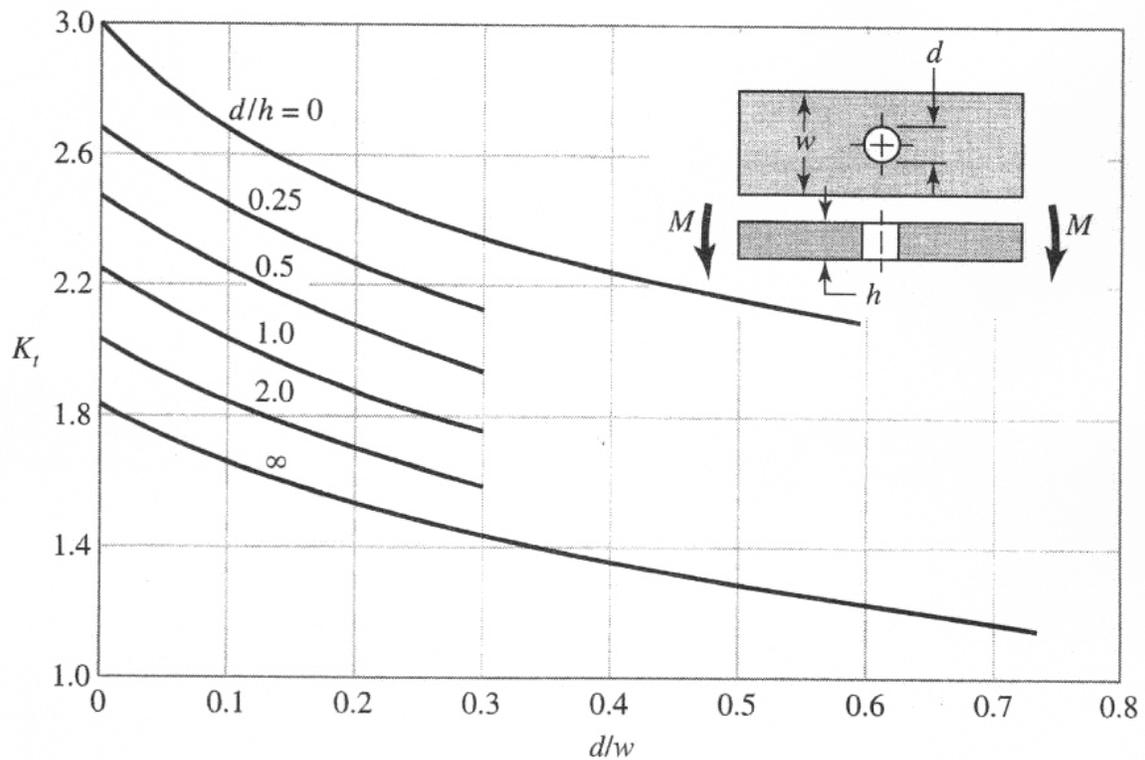
$$\frac{d}{t} = \frac{0.0521}{0.0508} = 1.03$$

Ubicando estos valores en la gráfica 4-2 se determina el valor del factor de esfuerzo.

$$K_t = 1.95$$

---

<sup>30</sup> "Diseño en Ingeniería Mecánica". Shigley, pág. 844.



GRÁFICA 4.2.- Gráfica del factor de concentrador de esfuerzo en flexión ( $k_t$ ).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-24 se obtiene el valor máximo del esfuerzo por flexión.

$$\sigma = (1.95) \left( \frac{(10192)(0.0254)}{2.9 \times 10^{-6}} \right)$$

$$\sigma = 174 \text{ MPa} \quad (18 \text{ kg/mm}^2)$$

Con este valor de esfuerzo se selecciona un ACERO ESTRUCTURAL (ASTM-A36), el cual muestra una resistencia de fluencia mínima de  $25.5 \text{ kg/mm}^2$  (250 MPa).

### 4.7.3.3 Diseño de la placa móvil.

En la figura 4-15 se presenta la fuerza a la cual estará sometida la placa móvil. Y en la figura 4-16(a) se observa que el momento máximo de flexión se localiza desde el apoyo hasta el centro de la placa.

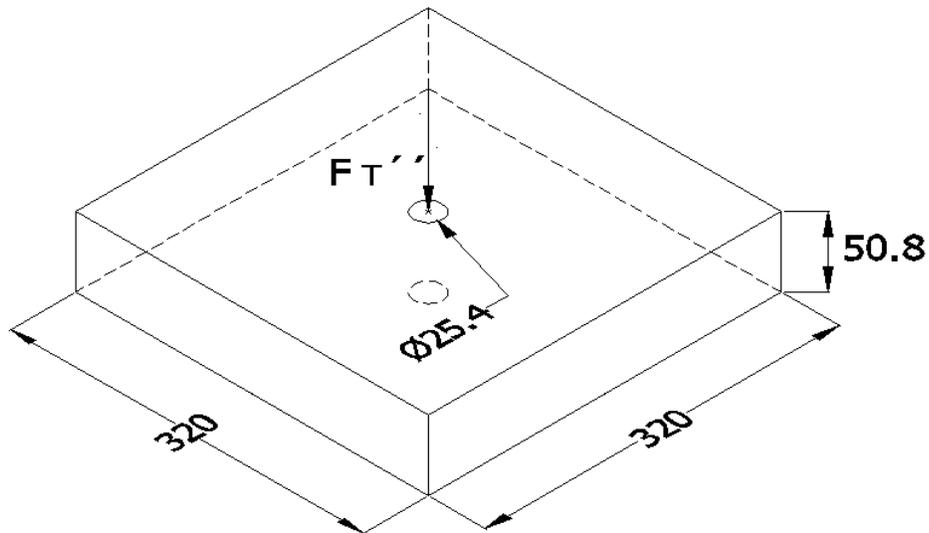


FIGURA 4-15. Esquema de aplicación de fuerzas y dimensiones de la placa móvil (cotas en mm).

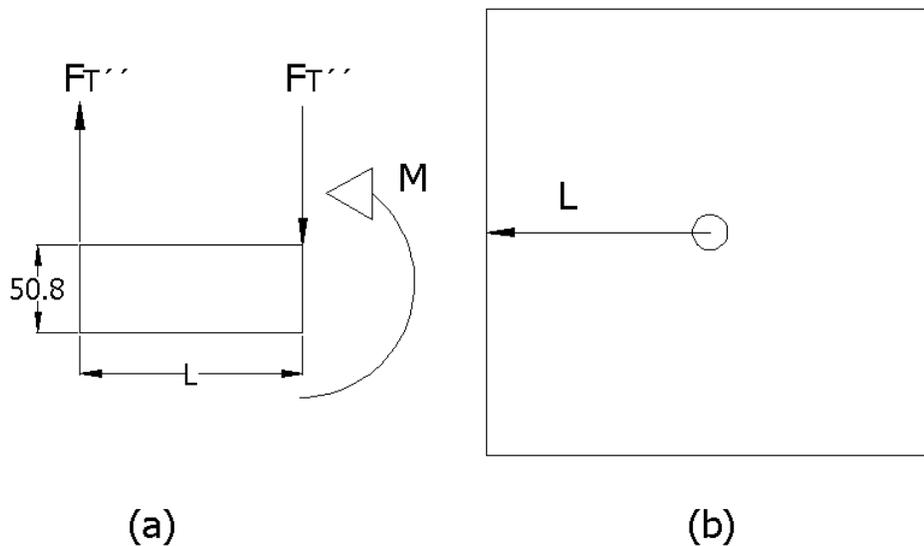


FIGURA 4-16. (a) Momento máximo generado en el centro de la placa. (b) Ubicación del brazo del momento de flexión.

El análisis para el diseño de esta placa será la misma que se utilizó para la placa anterior.

El valor de este momento se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$M = (F_T)L \quad (\text{Ec. 4-26})$$

Donde:

$F_T$ : Fuerza total ( $F_T = 49 \text{ kN}$ ).

$L$ : Longitud media de la placa ( $L = 0.16 \text{ m}$ ).

Sustituyendo en la ecuación 4-26 se obtiene el valor del momento flector.

$$M = (49000)(0.16)$$

$$M = 7.84 \text{ kN} - \text{m}$$

Ubicación del punto de máximos esfuerzos a partir de la superficie de la placa:

$$C = \frac{0.0508}{2} = 0.0254 \text{ m}$$

El momento de inercia a la cual esta sometida la placa se obtiene a partir de la ecuación 4-25.

$$I = \frac{(w-d)t^3}{12}$$

Donde:

$w$ : Ancho de la placa ( $w = 0.324 \text{ m}$ ).

$d$ : Diámetro del agujero ( $d = 0.0254 \text{ m}$ ).

$t$ : Espesor de la placa ( $t = 0.0508 \text{ m}$ ).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-25 se obtiene el valor del momento de inercia para esta placa.

$$I = \frac{(0.32 - 0.0254)(0.0508)^3}{12}$$

$$I = 3.22 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Utilizando nuevamente la gráfica 4-2 se determinará el valor del factor de esfuerzo para las siguientes relaciones de d/w y d/t:

$$\frac{d}{w} = \frac{0.0254}{0.32} = 0.080$$

$$\frac{d}{t} = \frac{0.0254}{0.0508} = 0.500$$

Ubicando estos valores en la gráfica 4.2 se determina el valor del factor de esfuerzo es  $K_t = 2.35$

Luego, el valor máximo del esfuerzo por flexión viene dado nuevamente por la ecuación 4-24:

$$\sigma = k_t \frac{Mc}{I}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación del esfuerzo por flexión, se tiene que:

$$\sigma = (2.35) \left( \frac{(78400)(0.0254)}{3.22 \times 10^{-6}} \right)$$

$$\sigma = 145 \text{ MPa} \quad (15 \text{ kg/mm}^2)$$

Con este valor de esfuerzo también se selecciona un ACERO ESTRUCTURAL (ASTM-A36) pues su resistencia de fluencia es mayor que el valor de esfuerzo calculado y se garantiza que no fallará por flexión bajo las cargas consideradas en su análisis.

#### 4.7.4 Diseño de las matrices.

La selección del material se hará tomando en cuenta el requerimiento que hace la Norma ASTM E 643-84 (2003) en cuanto a la dureza que deben de tener las matrices (no menor de 56 HRC). El material que cumple con este requerimiento es el acero AISI-SAE O1<sup>31</sup> el cual presenta una dureza mínima después de temple de 63 HRC, además que es un acero recomendado para la fabricación de matrices y punzones para trabajos en frío. Este acero tiene una dureza de 220 HB en estado de suministro por lo que será necesario someter al acero a un tratamiento térmico para alcanzar la dureza deseada. El análisis para calcular los esfuerzos a los que estarán sometidos será en base a la acción de las cargas aplicadas por la fuerza de embutición más la fuerza del pisador (127.4 kN) para la matriz superior y, para la matriz inferior se analizará con la fuerza del pisador (49000 N).

##### 4.7.4.1 Diseño de la matriz inferior o pisador.

El análisis de esfuerzos para las matrices se hará en base al análisis hecho para anillos sometido a una carga<sup>32</sup> total F que se distribuye alrededor de un círculo con radio R<sub>1</sub>. El borde exterior de la placa estará fijado por medio de 4 tornillos por lo que el esfuerzo máximo al que estarán sometidas las matrices viene dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\max} = \frac{3F}{2\pi t^2} \left[ \frac{(R^2 - R_1^2)}{R^2} \right] \quad (\text{Ec. 4-27})$$

Donde:

F: Carga aplicada a la matriz (F = 49 kN).

t: Espesor de la matriz (t = 0.02 m).

---

<sup>31</sup> Ver característica en el Anexo 13.

<sup>32</sup> “Resistencia de Materiales. Diseño de Estructuras y Máquinas”. E. J. Hearn, pág. 586.

R: Radio externo de la matriz ( $R = 0.045$  m).

$R_1$ : Radio interno de la matriz ( $R_1 = 0.0127$  m).

En la figura 4-17 se muestra el esquema de la matriz inferior.

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-27, el valor del esfuerzo soportado por la matriz inferior es:

$$\sigma_{\max} = \frac{(3)(49 \times 10^3)}{(2\pi)(0.02)^2} \left[ \frac{((0.045)^2 - (0.0127)^2)}{(0.045)^2} \right]$$

$$\sigma_{\max} = 53.8 \text{ MPa} \quad (5.5 \text{ kg/mm}^2)$$

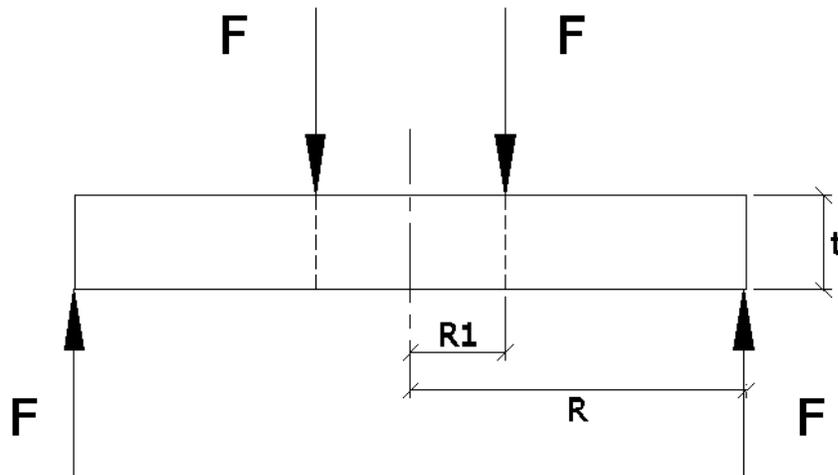


FIGURA 4-17. Distribución de fuerzas sobre la matriz inferior.

#### 4.7.4.2 Diseño de la matriz superior.

El diseño de la matriz inferior se hará utilizando un análisis similar al que se hizo para la matriz inferior. Haciendo uso nuevamente de la figura 4-17, se obtienen las nuevas condiciones para la matriz superior.

De la figura 4-17:

F: Carga aplicada a la matriz ( $F = 127.4$  kN).

t: Espesor de la matriz ( $t = 0.0254$  m).

R: Radio externo de la matriz (R = 0.045 m).

R<sub>1</sub>: Radio interno de la matriz (R<sub>1</sub> = 0.0143 m).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-27 se obtiene el valor del esfuerzo soportado por esta matriz.

$$\sigma_{\max} = \frac{(3)(127.4 \times 10^3)}{(2\pi)(0.0254)^2} \left[ \frac{((0.045)^2 - (0.0143)^2)}{(0.045)^2} \right]$$

$$\sigma_{\max} = 85 \text{ MPa} \quad (8.67 \text{ kg/mm}^2)$$

Aunque un Acero 1020 soporta este esfuerzo en ambas matrices, se selecciona el ACERO AISI-SAE O-1 para la fabricación de las matrices debido al requerimiento de dureza antes expuesto.

#### 4.7.5 Tornillos sujetadores de las matrices con placas.

Las matrices superior e inferior no soportan esfuerzos de tensión alguna; esto implica que los tornillos tampoco soportan ningún esfuerzo que tiendan a separar la sujeción de las piezas, seleccionándose el mismo tipo de tornillo para sujetar ambas matrices y únicamente se calculará la precarga y el torque para cada uno de éstos.

El diseño de los tornillos para sujetar las matrices con la placa móvil y la placa fija superior parte del hecho de que son 4 tornillos distribuidos uniformemente a un radio de 105 mm, para cada uno de estos elementos.

En la figuras 4-18 y 4-19 se muestran los requerimientos para los tornillos sujetadores de la matriz inferior y para la matriz superior.

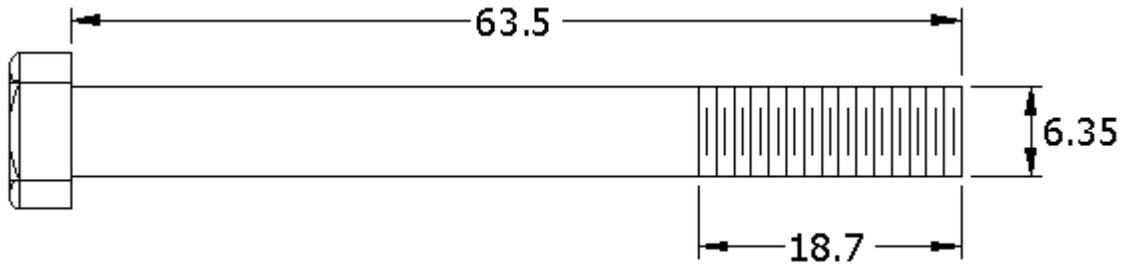


FIGURA 4-18. Requerimientos para los tornillos sujetadores de las matrices superior e inferior con las placas fijas superior y móvil respectivamente (cotas en mm).

#### 4.7.5.1 Selección de tornillos sujetadores de matrices y placas.

Del anexo 17 se selecciona un tornillo SAE Grado 2 de  $\frac{1}{4}$  de pulg. ( $6.35 \times 10^{-3}$  m) con resistencia límite mínima a la tensión de 55 kpsi (379 MPa). Del anexo 18 se obtiene que el área de esfuerzo de tensión para una rosca de  $\frac{1}{4}$  pulg serie BASTA-UNC es  $0.0318 \text{ pulg}^2$  ( $2.05 \times 10^{-5}$ ). Por lo tanto el tornillo seleccionado es:

$\frac{1}{4}$ "-20 UNC

A continuación se determinarán los valores de las longitudes roscadas y no roscadas de los tornillos utilizando nuevamente la ecuación 4-4.

$$L_r = (2)(6.35) + 6 = 18.7 \text{ mm}$$

$$L_d = 63.5 - 18.7 = 44.8 \text{ mm}$$

#### 4.7.5.2 Carga de apriete de los tornillos.

El valor de la carga de apriete para los tornillos sujetadores se calcula utilizando la ecuación 4-6:

$$F_i = kA_t S_p$$

Donde:

K: Constante de aplicación para sistemas desmontables ( $K = 0.75$ ).

$A_t$ : Área del tornillo que estará sometida a tensión debido a la precarga.

$S_p$ : Resistencia límite mínima a la tensión ( $S_p = 0.85S_Y$ )<sup>33</sup>.

Sustituyendo estos valores en la ecuación de la carga de apriete se obtiene que:

$$F_i = (0.75)(2.05 \times 10^{-5})(0.85)(379 \times 10^6)$$

$$F_i = 5.0 \text{ kN}$$

#### 4.7.5.3 Momento de torsión de apriete.

El momento de torsión necesario para aplicar la carga de apriete a los tornillos sujetadores se calcula por medio de la ecuación 4-11:

$$T = kF_i d$$

$$T = (0.2)(5.0 \times 10^3)(6.35 \times 10^{-3})$$

$$T = 6.4 \text{ N} - m$$

#### 4.7.6 Diseño del punzón.

La punta del punzón debe poseer una forma esférica cuyo diámetro no debe ser mayor de 22.22 mm (Valor establecido por la Norma ASTM E 643-84).

Debido a que el diámetro del vástago del cilindro seleccionado (Modelo RC-102) es 1.38 pulg (35.05 mm) se añadirá un tramo de vástago del mismo diámetro que la esfera. Este tramo de vástago se unirá con el cilindro hidráulico por medio de un tornillo utilizando la misma rosca que posee el cilindro RC-102. Esta rosca es:

Rosca 1"-8 UNC

El punzón, el tramo de vástago y el tornillo se fabricarán en una sola pieza.

---

<sup>33</sup> Ver anexos 17 y 18.

#### 4.7.6.1 Análisis del punzón por compresión.

En la figura 4-19 se muestran un esquema de la aplicación de las fuerzas a la que estará sometido el punzón.

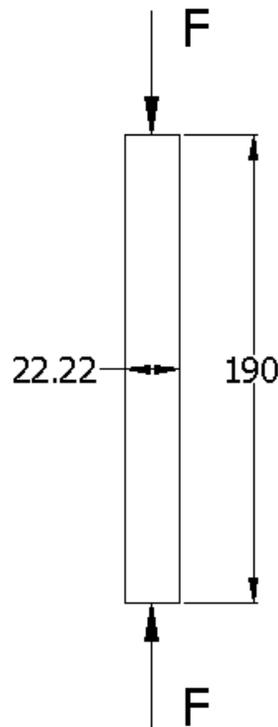


FIGURA 4-19. Esquema de la paliación de las fuerzas sobre el punzón (cotas en mm).

El cálculo del esfuerzo por compresión se obtiene a partir de la ecuación 4-26.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 4-28})$$

Donde:

F: Carga de compresión a la cual está sometido el punzón ( $F = 78.4 \text{ kN}$ ).

A: Área de la sección transversal del punzón

$$\left( A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{(\pi)(0.02222)^2}{4} = 3.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \right).$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.28, se obtiene el valor del esfuerzo de comprensión.

$$\sigma = \frac{78.4 \times 10^3}{3.9 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma = 201 \text{ MPa} \quad (21 \text{ kg/mm}^2)$$

Al igual que las matrices, un Acero AISI-SAE 1020 soporta el esfuerzo de comprensión al cual está sometido el punzón; sin embargo la selección del material del punzón se hará tomando en cuenta el requerimiento que hace la Norma ASTM E 643-84 (2003) en cuanto a la dureza que debe tener las matrices (no menor de 63 HRC). El material que cumple con este requerimiento es el Acero AISI-SAE O1 el cual presenta una dureza mínima después de temple de 63 HRC; además, es un acero recomendado para la fabricación de matrices y punzones para trabajos en frío.

#### 4.7.6.2 Análisis de pandeo.

Debido al tipo de carga al que está sometido el punzón, se tratará el tramo añadido como una columna y se hará un análisis de pandeo para verificar que no ocurra una falla de este tipo<sup>34</sup>.

De acuerdo con el anexo 19, el tipo de montaje para el tramo añadido corresponde a una columna empotrada de un extremo y libre del otro. Se utilizará la siguiente ecuación para el cálculo de la carga crítica:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (\text{Ec. 4-29})$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad para el acero (E = 207 GPa).

I: Momento de inercia de la sección transversal de la columna.

---

<sup>34</sup> “Mecánica de Materiales”. Gere y Timoshenko, pág.. 731.

L: Longitud de la columna ( $L = 190 \times 10^{-3}$  m).

Cálculo del momento de inercia de la sección transversal de la columna.

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{Para una sección transversal circular}) \quad (\text{Ec.4-30})$$

Donde:

$$d = 22.22 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 4-30:

$$I = \frac{(\pi)(22.22 \times 10^{-3})^4}{64}$$

$$I = 1.20 \times 10^{-8} \text{ mm}^4$$

Sustituyendo en la ecuación 4-29 el valor de la carga crítica es:

$$P_{cr} = \frac{(\pi)^2 (207 \times 10^9)(1.2 \times 10^{-8})}{(4)(190 \times 10^{-3})^2}$$

$$P_{cr} = 170 \text{ kN}$$

Para el análisis de pandeo se deben corroborar los siguientes casos:

- Si  $P < P_{cr}$ , la columna está en equilibrio estable en posición recta.
- Si  $P = P_{cr}$ , la columna está en equilibrio neutro en posición recta o en una posición ligeramente flexionada.
- Si  $P > P_{cr}$ , la columna está en equilibrio inestable en posición recta y se pandeará debido a la más pequeña perturbación.

Sabiendo que:

$$P = F = 78.4 \text{ kN} \text{ y que } P_{cr} = 170 \text{ KN.}$$

Por lo tanto  $P < P_{cr}$ , por lo que el punzón no sufrirá pandeo bajo la acción de la carga a la cual será sometido.

#### 4.7.6.3 Selección de la rosca del punzón.

Debido a que el tornillo del punzón se enroscará en el vástago del cilindro hidráulico (Modelo RC-102), la rosca de este tornillo deberá ser la misma que la que posee el vástago. Este tornillo solo estará sometido a esfuerzos de compresión por lo que solo se requiere el torque de apriete. En la figura 4-20 se muestra en forma esquemática los requerimientos del punzón. Así la rosca se expresa de la siguiente forma:

Rosca 1"-8 UNC

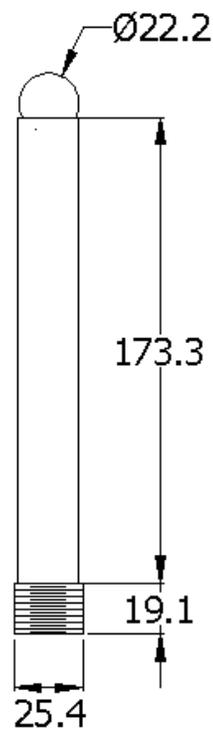


FIGURA 4-20. Representación esquemática del punzón (cotas en mm).

#### 4.7.6.4 Carga de apriete del tornillo del punzón.

La carga de apriete se calcula mediante la ecuación 4-6.

$$F_i = KA_t S_p$$

Donde:

$$K = 0.75$$

$$A_t = 0.606 \text{ pulg}^2 = 3.91 \times 10^{-4} \text{ mm}^2$$

$$S_p = 0.85S_y$$

El esfuerzo a la tracción del Acero AISI-SAE O1 es:  $S_y = 65 \text{ kg/mm}^2$  (637 MPa).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4-6 se tiene que:

$$F_i = (0.75)(3.91 \times 10^{-4})(0.85)(637 \times 10^6)$$

$$F_i = 158 \text{ kN}$$

#### 4.7.6.5 Momento de torsión de apriete.

El momento necesario para aplicar esta carga se calcula utilizando la ecuación 4-11:

$$T = kF_i d$$

Donde:

$$K = 0.2$$

$$F_i = 158 \text{ kN}$$

$$d = 25.4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$T = (0.2)(158 \times 10^3)(25.4 \times 10^{-3})$$

$$T = 80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

#### 4.8 Análisis de excentricidad en el punzón.

Uno de los requerimientos de la prueba de embutición es que al momento de realizar la prueba, es decir, que el punzón o penetrador entre en contacto con la muestra a probar, el punzón debe avanzar en forma rectilínea hacia arriba. Al hacer funcionar la máquina, la placa inferior, que soporta al cilindro del punzón, sufrirá una deflexión máxima debido al peso de los elementos, la fuerza de embutición ( $F_e = 8 \text{ ton.}$ ) y la fuerza debido al pisador ( $P_p = 5 \text{ ton.}$ ). Esto hará que la placa tenga una inclinación la cual se la transmitirá al punzón haciendo que éste pierda su verticalidad. Una inclinación significativa del punzón haría que la prueba no se realice correctamente dando valores erróneos o fallas en los elementos.

El ángulo de inclinación del punzón se puede determinar por medio de un análisis trigonométrico tanto de la placa como del punzón. El ángulo de desviación de la placa se puede observar en la figura 4-21.

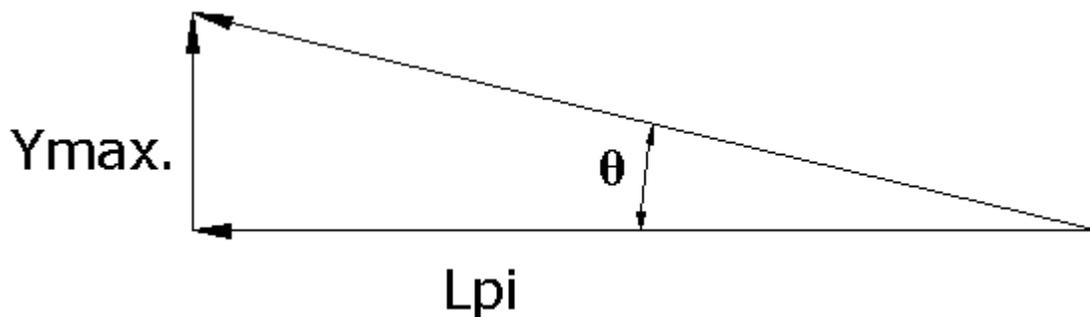


FIGURA 4-21. Diagrama trigonométrico de la deflexión máxima de la placa inferior.

Donde:

$Y_{max.}$ : Deflexión máxima sufrida por la placa inferior ( $Y_{max} = 5.3 \times 10^{-5} \text{ m}$ )<sup>35</sup>.

$L_{pi}$ : Longitud media de la placa inferior ( $L_{pi} = 0.25\text{m}$ ).

$\theta$ : Ángulo que se forma debido a la deflexión de la placa.

Realizando un análisis trigonométrico, se tiene que:

<sup>35</sup> Ver Ecuación 4-15. En diseño de placas fijas, pag. 82.

$$\tan \theta = \frac{Y_{\max}}{L} = \frac{5.3 \times 10^{-5}}{0.25} = 2.1 \times 10^{-4}$$

$$\theta = \tan^{-1} 2.1 \times 10^{-4} = 0.012^\circ$$

Debido a que este ángulo será el mismo para la desviación del punzón, se puede calcular la desviación al momento de realizar la prueba; para visualizar mejor obsérvese la figura 4-22:

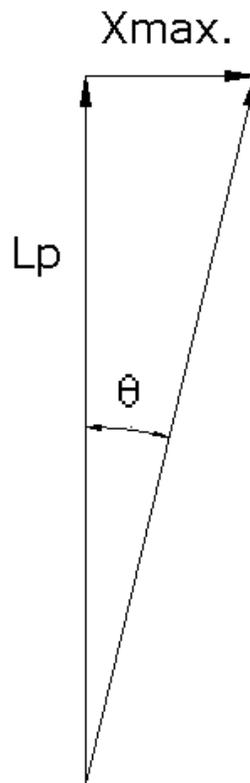


FIGURA 4-22. Diagrama trigonométrico de la deflexión máxima del punzón.

Donde:

$L_p$ : Longitud del punzón ( $L_p = 0.19$  m).

$\theta$ : Ángulo de desviación del punzón ( $\theta = 0.012^\circ$ ).

$X_{\max}$ : Desviación del punzón con respecto a la vertical.

Cálculo de la desviación del punzón con respecto a la vertical.

$$\tan \theta = \frac{X_{\max}}{L}$$

Despejando  $X_{\max}$ :

$$X_{\max} = L(\tan \theta) = 0.19(\tan(0.012)) = 4 \times 10^{-5} m.$$

Se puede concluir con este valor de  $X_{\max}$  el punzón no se desviará debido a la deflexión ocurrida en la placa base de la máquina.

Resumen del análisis de esfuerzos y selección del material para los elementos de la máquina.

Elemento	Esfuerzo al que está sometido (MPa)	Material seleccionado	Esfuerzo de fluencia del material seleccionado (MPa)
Barras de acople deslizante	213	AISI-SAE 1020 Normalizado	225
Placa fija inferior	74	ASTM A36	250
Placa fija superior	174	ASTM A36	250
Placa móvil	145	ASTM A36	250
Matriz inferior	53.8	AISI-SAE O1	637
Matriz superior	85	AISI-SAE O1	637
Punzón	201	AISI-SAE O1	637

4.9 Lectura de la altura de la copa formada.

Para la lectura de la copa que se forma se utilizará un medidor de alturas, el cual estará unido al vástago del cilindro del punzón mediante un anillo o aro ajustado. Esto permitirá tener una lectura directa del recorrido que haga el punzón desde que inicia la prueba hasta que se detiene al momento en que ocurre la fractura de la chapa. La siguiente figura representa en forma esquemática el montaje necesario para el control de la altura de la copa formada. El medidor de alturas que se recomienda es el mostrado en el anexo 20.

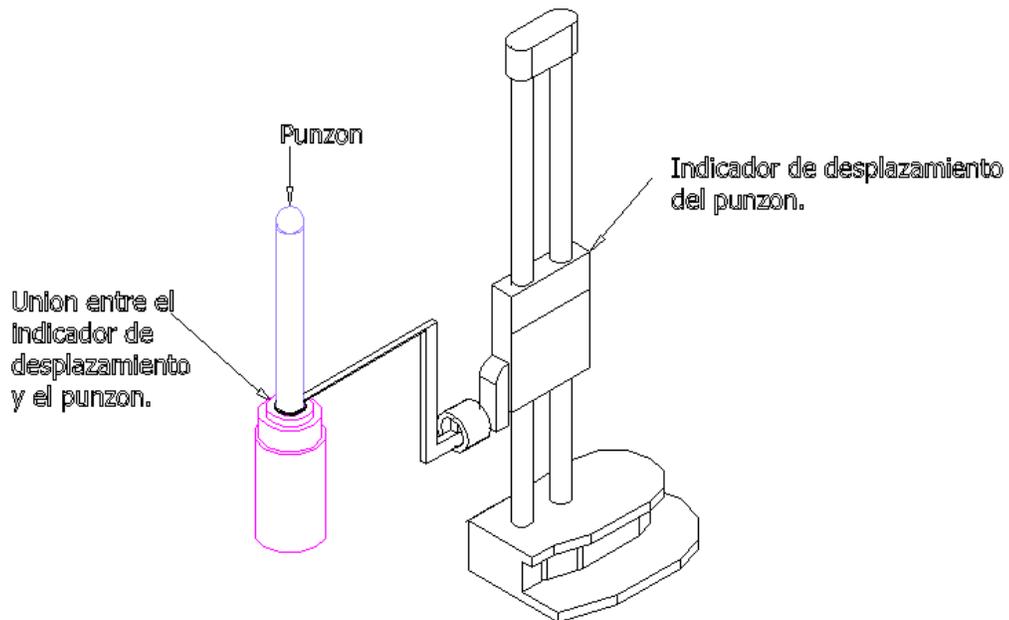


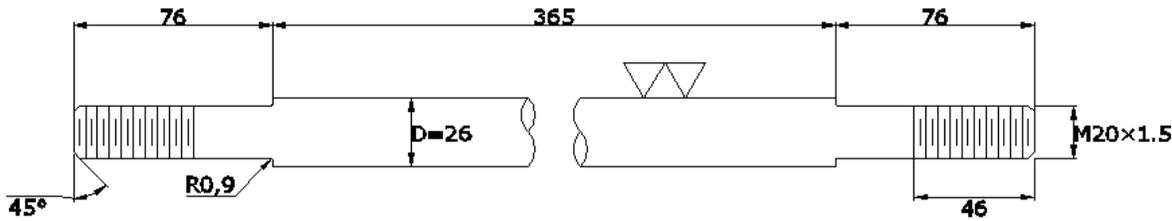
FIGURA 4-23. Bosquejo del medidor de alturas unido al punzón.

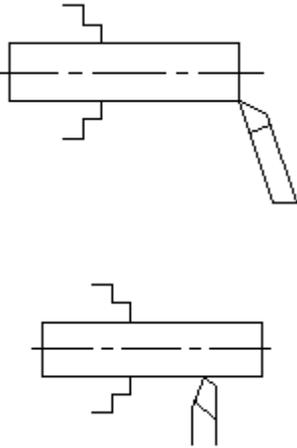
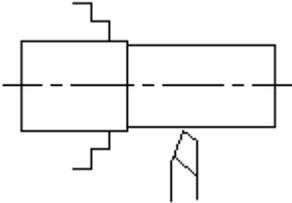
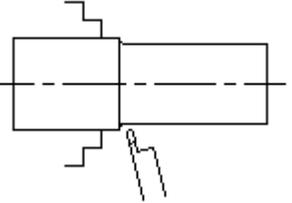
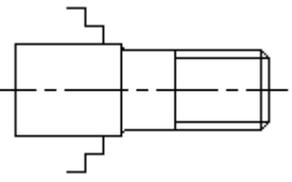
## **CAPITULO 5**

# **PROCESO DE FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA**

En este capítulo se presentan las hojas de ruta que se deben seguir para la fabricación de las piezas de la máquina para pruebas de embutición. En estas hojas se exponen los pasos desde el material en bruto pasando por su mecanización y el tratamiento térmico sugerido para las piezas que así lo requiera. Las hojas de ruta se componen de un dibujo de la pieza a maquinar con sus dimensiones. Luego se muestran la secuencia de pasos y las herramientas básicas que se deben de utilizar. En estas hojas no se incluyen pasos intermedios como el afilado de las herramientas o revoluciones que se deben utilizar en las máquinas herramientas. Esto queda a discreción de la persona que elabore las piezas.

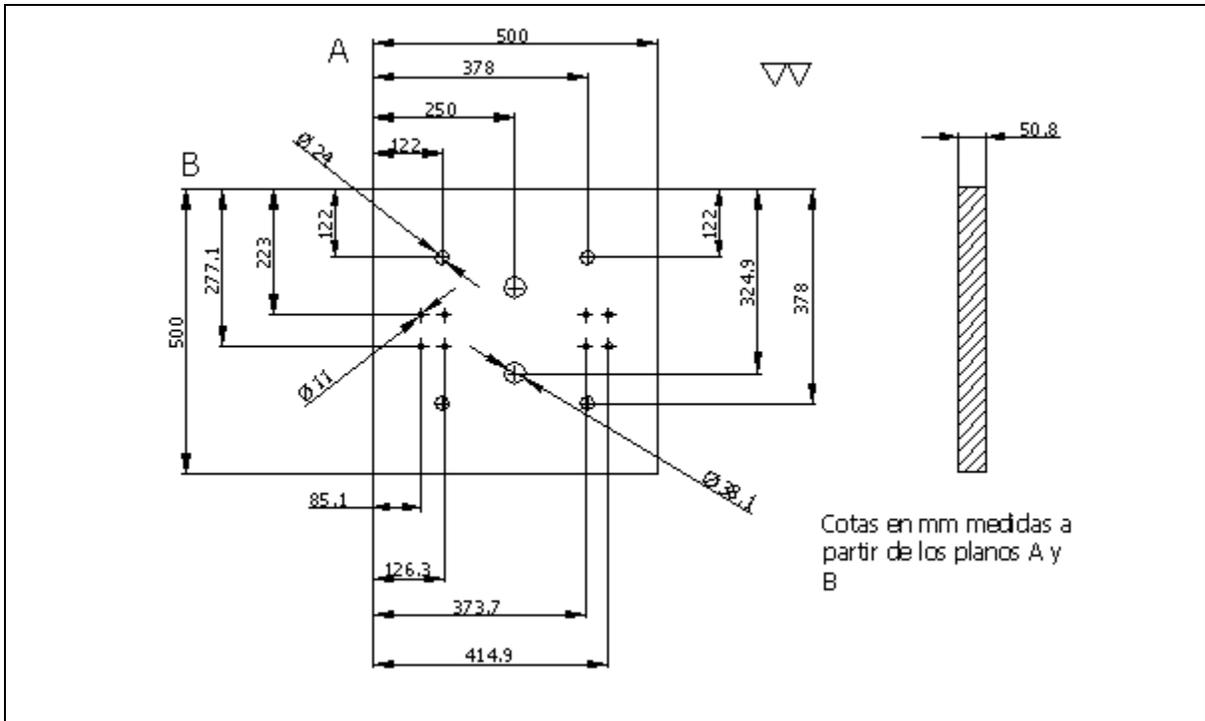
### BARRAS DE ACOPLA DESLIZANTE

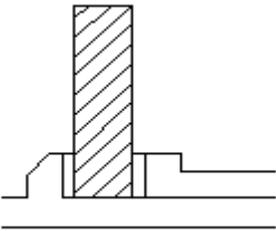
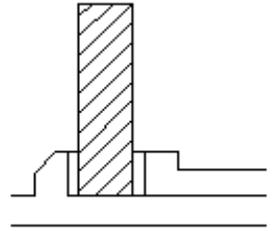
<b>BARRAS DE ACOPLA DESLIZANTE</b>		
Material ACERO AISI-SAE 1020 NORMALIZADO	Cantidad 4	Dimensiones en bruto $\varnothing 27 \times 2100$
<p>Cotas en mm.</p>  <p>Technical drawing showing the dimensions of the sliding coupling bars. The drawing includes a side view of the bar with the following dimensions and features:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>Total length: 517 mm (76 mm + 365 mm + 76 mm)</li><li>Central section length: 365 mm</li><li>Central section diameter: <math>D=26</math> mm</li><li>Threaded section length at each end: 76 mm</li><li>Thread specification: <math>M20 \times 1.5</math></li><li>End chamfer: <math>45^\circ</math></li><li>Fillet radius: <math>R0,9</math></li><li>End section length: 46 mm</li></ul>		

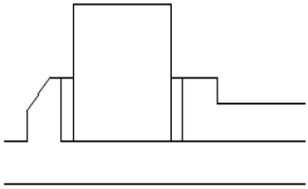
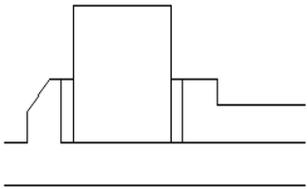
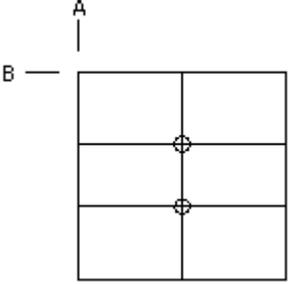
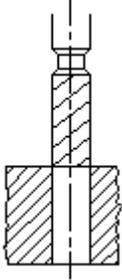
No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	EQUIPO Y HERRAMIENTA
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cortar 4 barras de 520 mm cada una.</li> <li>- Refrentar los extremos de las barras.</li> <li>- Cilindrar a <math>\varnothing 26 \times 365</math>.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sierra.</li> <li>- Torno.</li> <li>- Buril para desbaste recto.</li> <li>- Buril para refrentar.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cilindrar ambos extremos a <math>\varnothing 20 \times 76</math>.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril para desbaste recto.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mecanizar radio de entalle a radio 0.9.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril para ranurar curvas.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Roscar cada extremo a M20x1.5 x 76 mm de longitud.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Calibrador.</li> <li>- Calibrador de pasos de rosca.</li> <li>- Calibrador de 60°.</li> <li>- Buril para roscas métricas.</li> </ul>

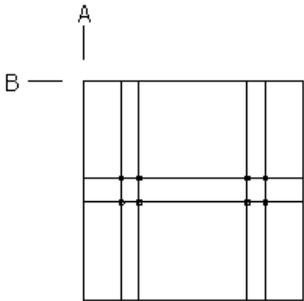
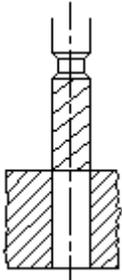
**PLACA FIJA INFERIOR**

<b>PLACA FIJA INFERIOR</b>		
Material	Cantidad	Dimensiones en bruto (mm)
ACERO ASTM A-36	1	560 x 560 x 50.8



No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cortar de la placa una pieza de 560x560 de lado.</li> <li>- Colocar a escuadra y desbastar hasta dejar una superficie plana.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltear y desbastar hasta la medida indicada.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

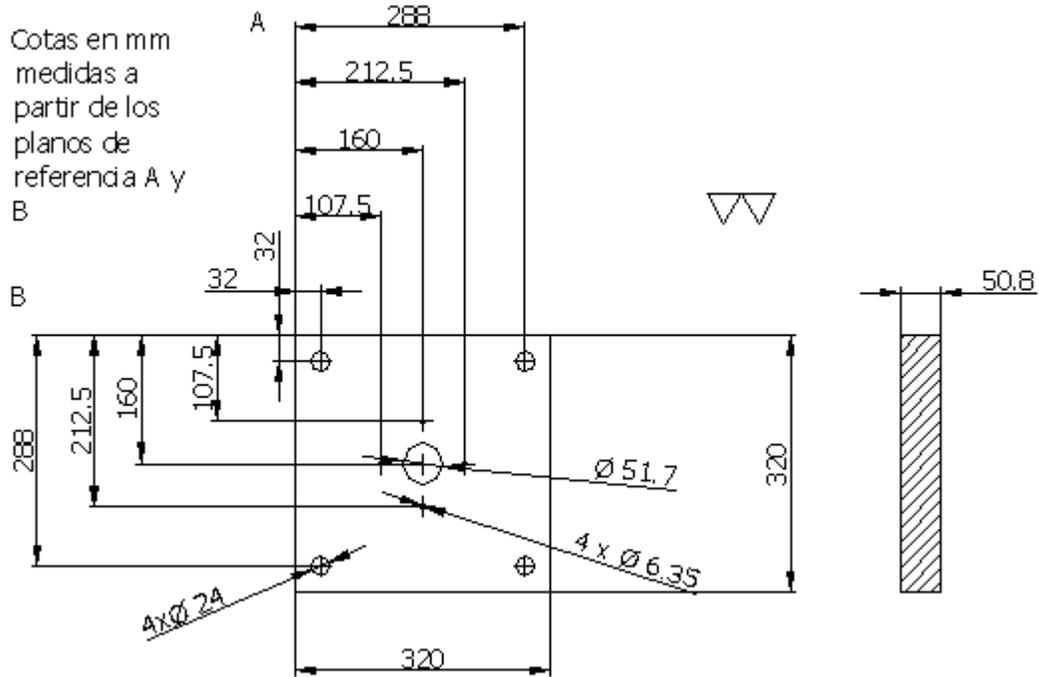
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Colocar a escuadra y desbastar hasta dejar una superficie plana.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltear y desbastar hasta la medida indicada.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar eje a 250 mm a partir de la referencia A.</li> <li>- Trazar ejes a 175.1 y a 324.9 mm partir de la referencia B.</li> <li>- Marcar los centros de los agujeros.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
6	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladrar agujeros pasados de <math>\varnothing 38.1</math> en los centros marcados.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing 38.1</math>.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

7	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar ejes a 85.1, a 126.3, a 373.7 y a 414.9 mm a partir de la referencia A.</li> <li>- Trazar ejes a 223 y a 277.1 mm a partir de la referencia B.</li> <li>- Marcar los centros de los agujeros.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
10	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladrar agujeros pasados de <math>\varnothing 11</math> en los centros marcados.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing 11</math>.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

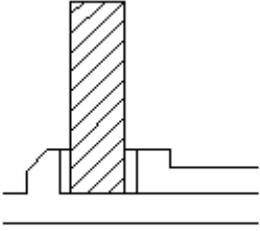
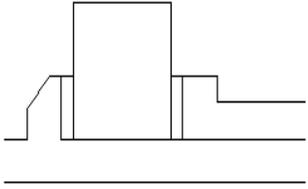
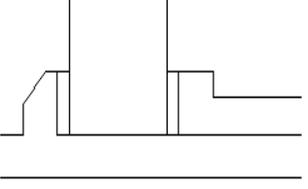
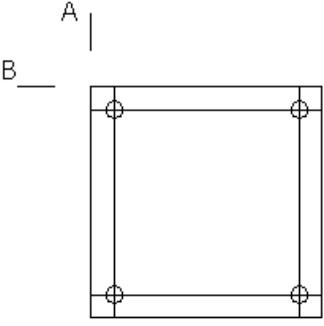
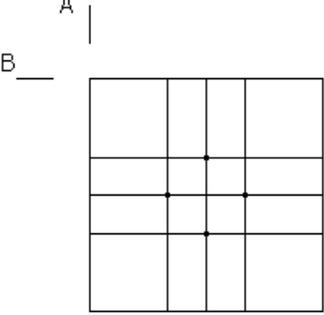
NOTA: Los agujeros para las barras de acople no deben taladrarse en cada una de las placas por separado. Se deben de unir primero y luego taladrar con el fin de que los agujeros queden alineados.

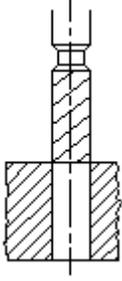
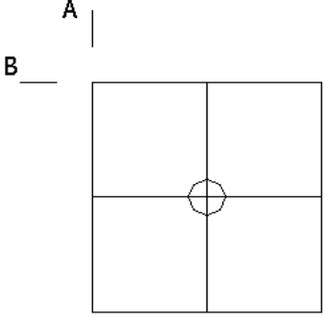
## PLACA FIJA SUPERIOR

Material <b>ACERO ASTM A-36</b>	Cantidad <b>1</b>	Dimensiones en bruto <b>370 x 370 x 50.8</b>
------------------------------------	----------------------	---



No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cortar de la placa una pieza de 370x370 mm de lado.</li> <li>- Colocar a escuadra y desbastar hasta dejar una superficie plana.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

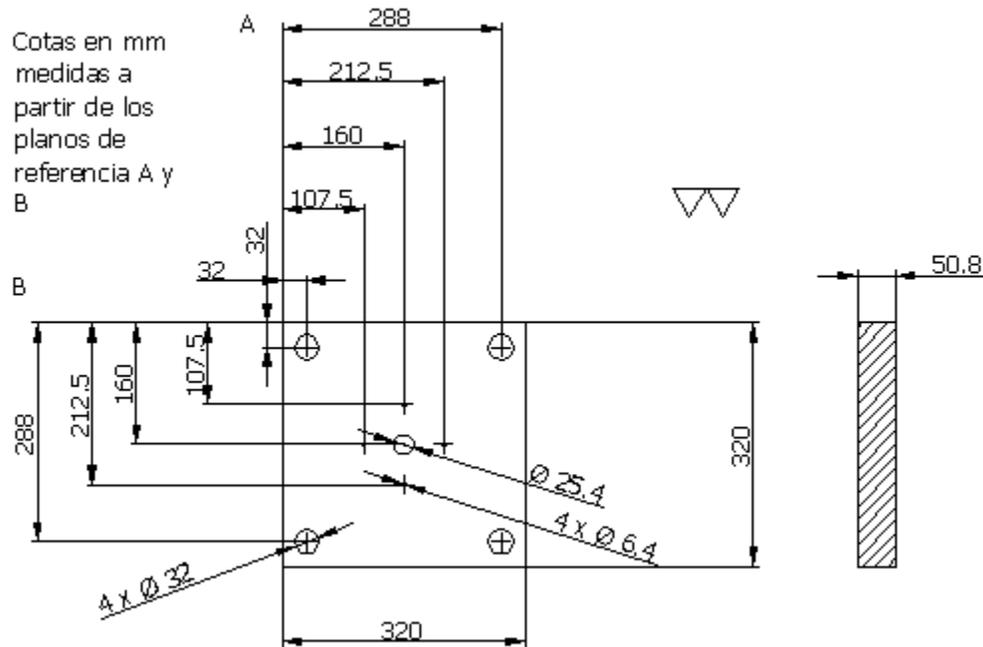
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltear y desbastar hasta la medida indicada.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Colocar a escuadra y desbastar hasta dejar una superficie plana.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltear y desbastar hasta la medida indicada.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar ejes a 32 y a 288 mm a partir de la referencia A y de la referencia B.</li> <li>- Marcar los centros de los agujeros.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
8	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar ejes a 107.5, a 160 y a 212.5 mm a partir de la referencia A y de la referencia B.</li> <li>- Marcar los centros de los agujeros.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>

9	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladrar agujeros pasados de <math>\varnothing</math> 6.4 en los centros marcados.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing</math> 6.4.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
10	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar eje a 160 mm a partir de la referencia A y de la referencia B.</li> <li>- Marcar el centro del agujero.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>

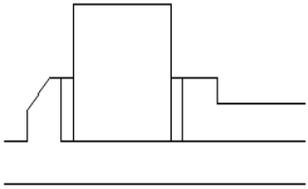
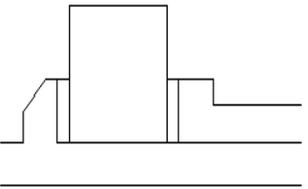
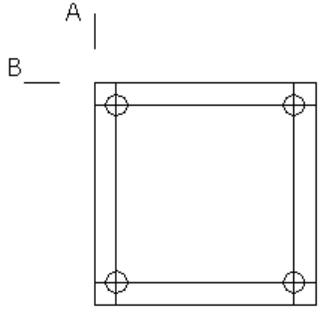
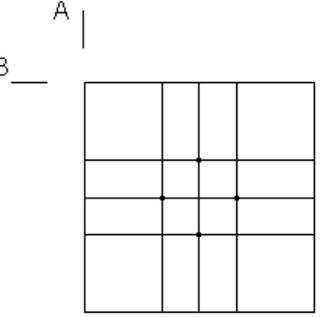
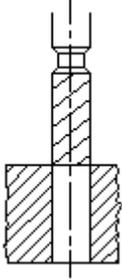
NOTA: Los agujeros centrales de la placa superior y de la placa móvil no deben taladrarse en cada una de las placas por separado. Se deben de unir primero y luego taladrar a fin de que los agujeros queden alineados.

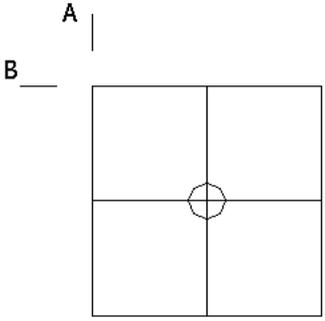
## PLACA MÓVIL

Material <b>ACERO ASTM A-36</b>	Cantidad <b>1</b>	Dimensiones en bruto <b>370 x 370 x 50.8</b>
------------------------------------	----------------------	---



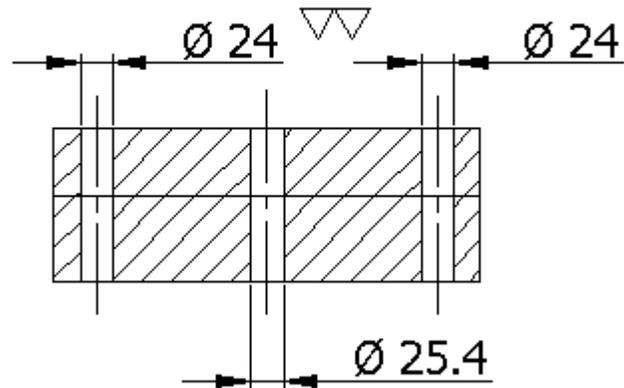
No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cortar de la placa una pieza de 370x370 mm de lado.</li> <li>- Colocar a escuadra y desbastar hasta dejar una superficie plana.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltear y desbastar hasta la medida indicada.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Colocar a escuadra y desbastar hasta dejar una superficie plana.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltear y desbastar hasta la medida indicada.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora.</li> <li>- Comparador de reloj.</li> <li>- Fresa.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar ejes a 32 y a 288 mm a partir de la referencia A y de la referencia B.</li> <li>- Marcar los centros de los agujeros.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
6	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trazar ejes a 107.5, a 160 y a 212.5 mm a partir de la referencia A y de la referencia B.</li> <li>- Marcar los centros de los agujeros.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
7	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladrar agujeros pasados de <math>\varnothing</math> 6.4 en los centros marcados.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing</math> 6.4.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

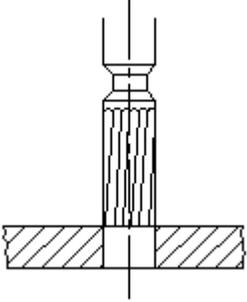
8	<ul style="list-style-type: none"><li>- Trazar eje a 160 mm a partir de la referencia A y de la referencia B.</li><li>- Marcar el centro del agujero.</li></ul>	 <p>The diagram shows a square divided into four quadrants by a vertical and a horizontal line. At the center of the square is a small circle with a cross inside, representing a hole. To the left of the square, there are two reference lines: a vertical line labeled 'A' and a horizontal line labeled 'B'.</p>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Regla graduada.</li><li>- Escuadra.</li><li>- Rayador.</li><li>- Martillo.</li><li>- Granete.</li></ul>
---	---	--	---

**AGUJEROS PARA LAS BARRAS DE ACOPLE Y AGUJEROS CENTRALES DE LA PLACA SUPERIOR Y DE LA PLACA MÓVIL**

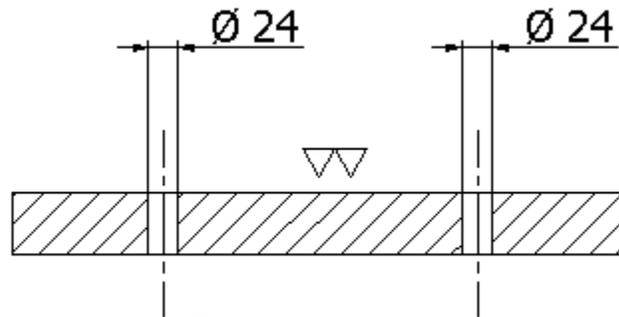
Cotas en mm



No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Soldar firmemente la placa superior y la placa móvil con el menor número de puntos de soldadura posible.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aparato de soldadura.</li> <li>- Electrodo.</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladrar agujeros de Ø 20 en los centros marcados anteriormente.</li> <li>- Separar las placas con ayuda del esmeril.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro de banco.</li> <li>- Broca de Ø 20.</li> <li>- Esmeriladora.</li> <li>- Disco para esmeril.</li> </ul>

3	<ul style="list-style-type: none"><li>- Agrandar los agujeros de la placa móvil a <math>\varnothing</math> 24.</li></ul>	 A technical drawing showing a reamer cutting a hole in a plate. The reamer is a cylindrical tool with multiple cutting edges, shown in a cross-sectional view. It is positioned vertically, with its cutting edge just below the surface of a horizontal plate. The plate is shown with hatching to indicate its thickness. A vertical line passes through the center of the reamer and the hole being formed in the plate.	<ul style="list-style-type: none"><li>- Escariador.</li><li>- Calibrador.</li></ul>
---	--	---	---

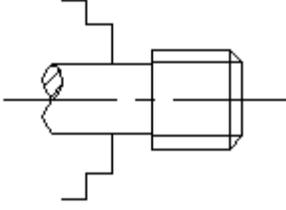
## AGUJEROS PARA LAS BARRAS DE ACOPLE EN LA PLACA INFERIOR



Cotas en mm

No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Unir firmemente la placa inferior con la placa móvil.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prensa "C".</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladrar agujeros de <math>\varnothing 20</math>.</li> <li>- Separar las placas.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro de banco.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing 20</math>.</li> </ul>

<b>PUNZÓN</b>			
Material	Cantidad	Dimensiones en bruto	
ACERO AISI-SAE O1 NORMALIZADO	1	$\varnothing$ 25.5 x 216	
Cotas en mm			
No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Refrentar.</li> <li>- Cilindrar a <math>\varnothing</math> 22.22 x 209.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril.</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desbastar esfera.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril para cortar curvada</li> <li>- Calibrador</li> </ul>

4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Invertir cogida.</li> <li>- Roscar a 1"-8.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Calibrador</li> <li>- Calibrador de pasos de rosca.</li> <li>- Buril para roscas unificadas.</li> </ul>
---	--	--	--

Una vez maquinada la pieza se debe aplicar el siguiente tratamiento térmico<sup>1</sup>:

Temple: 780 – 820 °C

Tiempo de mantenimiento aproximado: 11.5 minutos, para una sección de 22 mm.

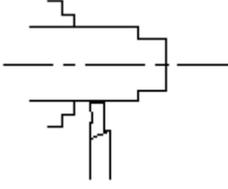
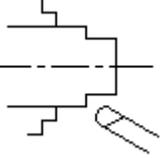
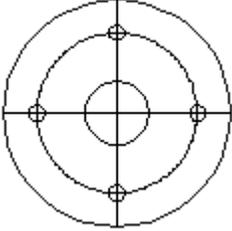
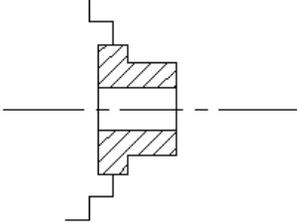
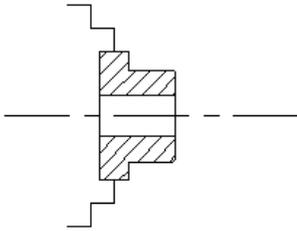
Enfriamiento: en aceite para herramientas simples.

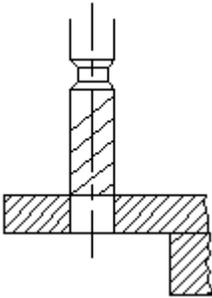
Dureza obtenida: 63-65 RC.

---

<sup>1</sup> Revista informativa, sección “Aceros Recomendaciones Técnicas”. ABASTEINSA, pág. 17.

<b>MATRIZ INFERIOR</b>			
Material		Cantidad	Dimensiones en bruto
ACERO AISI-SAE O1 NORMALIZADO		1	$\varnothing 126 \times 63.5$
<p style="text-align: right;">Cotas en mm</p>			
No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cortar una pieza 25.4 mm de longitud.</li> <li>- Refrentar un extremo de la pieza.</li> <li>- Cilindrar a <math>\varnothing 90 \times 10</math>.</li> <li>- Cilindrar a <math>\varnothing 120 \times 10</math>.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril.</li> <li>- Calibrador</li> </ul>

2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Refrentar a 20.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril.</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mecanizar radio de entalle a 3.5.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril perfil curvo.</li> <li>- Galga de radios.</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desmontar la pieza del torno.</li> <li>- Sobre la parte posterior de la base de la pieza trazar ejes y marcar el centro.</li> <li>- Trazar un círculo de <math>\varnothing</math> 105.</li> <li>- Marcar los centros para los agujeros de los tornillos, distribuidos a <math>90^\circ</math>.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Compás de trazado.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Montar nuevamente la pieza en el torno.</li> <li>- Taladrar a <math>\varnothing</math> 25.4.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Porta broca.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing</math> 25.4.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
6	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mecanizar el borde redondeado a radio 0.8.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril perfil curvo.</li> <li>- Galga de radios.</li> </ul>

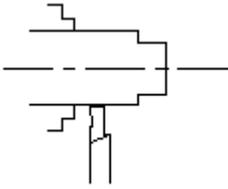
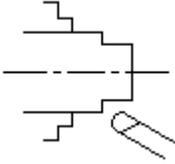
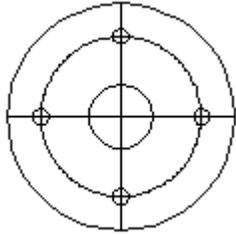
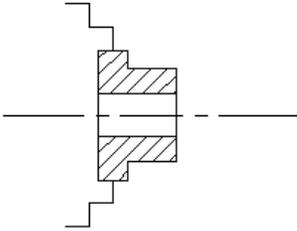
7	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desmontar la pieza del torno.</li> <li>- Voltear la pieza.</li> <li>- Taladrar 4 agujeros pasados de Ø 6.4.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro.</li> <li>- Broca de Ø 6.4.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
---	---	---	--

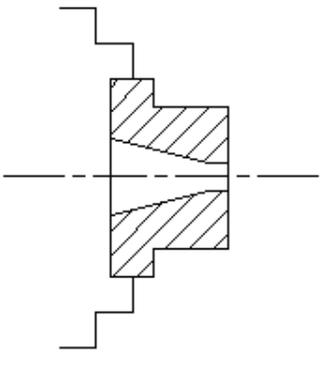
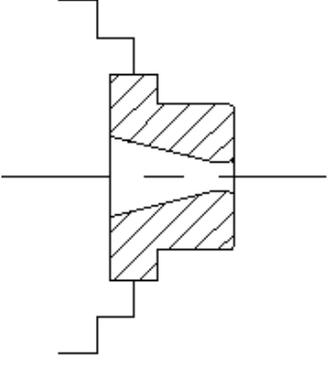
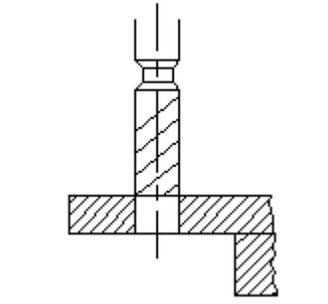
Una vez maquinada la pieza se debe aplicar el siguiente tratamiento térmico<sup>2</sup>:

- Temple: 780 – 820 °C
- Tiempo de mantenimiento aproximado 60 min, para una sección de 120 mm.
- Enfriamiento: en aceite para herramientas.
- Dureza obtenida: 63-65 RC.

<sup>2</sup> Revista informativa, sección “Aceros Recomendaciones Técnicas”. ABASTEINSA, pág. 17.

<b>MATRIZ SUPERIOR</b>			
Material <b>ACERO AISI-SAE O1 NORMALIZADO</b>	Cantidad <b>1</b>	Dimensiones en bruto Utilizar el resto de la barra de la cual se fabricó la matriz superior	
<p style="text-align: left;">Cotas en mm</p>			
No.	OPERACIÓN	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Refrentar un extremo de la pieza.</li> <li>- Cilindrar a <math>\varnothing 90 \times 15</math>.</li> <li>- Cilindrar a <math>\varnothing 120 \times 10</math>.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril.</li> <li>- Calibrador</li> </ul>

2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Refrentar a 25.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril.</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mecanizar radio de entalle a 3.5.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril perfil curvo.</li> <li>- Galga de radios.</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desmontar la pieza del torno.</li> <li>- Sobre la parte posterior de la base de la pieza trazar ejes y marcar el centro.</li> <li>- Trazar un círculo de <math>\varnothing</math> 105.</li> <li>- Marcar los centros para los agujeros de los tornillos, distribuidos a <math>90^\circ</math>.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Regla graduada.</li> <li>- Escuadra.</li> <li>- Rayador.</li> <li>- Compás de trazado.</li> <li>- Martillo.</li> <li>- Granete.</li> </ul>
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Montar nuevamente la pieza en el torno.</li> <li>- Taladrar a <math>\varnothing</math> 25.4.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Porta broca.</li> <li>- Broca de <math>\varnothing</math> 25.4.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

6	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sujetar con garras blandas.</li> <li>- Medir 5 mm hacia el interior del cilindro interno y desbastar cono.</li> <li>- Afinar cono.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril para interior.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
7	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mecanizar el borde redondeado y radio de la matriz a radio 0.8.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno.</li> <li>- Buril.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>
8	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desmontar la pieza del torno.</li> <li>- Voltear la pieza.</li> <li>- Taladrar 4 agujeros pasados de Ø 6.4.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro.</li> <li>- Broca de Ø 6.4.</li> <li>- Calibrador.</li> </ul>

Una vez maquinada la pieza se debe aplicar el siguiente tratamiento térmico<sup>3</sup>:

- Temple: 780 – 820 °C
- Tiempo de mantenimiento aproximado: 60 min, para una sección de 120 mm.
- Enfriamiento: en aceite.
- Dureza obtenida: 63-65 RC.

<sup>3</sup> Revista informativa, sección “Aceros Recomendaciones Técnicas”. ABASTEINSA, pág. 17.

# **CAPITULO 6**

## **GUÍA DE OPERACIÓN, SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA**

### 6.1 Guía de operación de la máquina.

Antes de efectuar la prueba a una chapa metálica es necesario hacer una revisión rápida de la máquina. Esta revisión consiste en observar que las barras de acople de la máquina estén debidamente lubricadas y que en las conexiones del sistema hidráulico no exista derrame de aceite.

Una vez hecha la revisión se puede proceder a la realización de la prueba. A continuación se describen los pasos que se deben seguir para la operación de la máquina.

## 6.2 Procedimiento general para la prueba de embutición.

1. Hacer una revisión previa de la chapa que va a ser sometida a prueba, a fin de asegurarse que la muestra no presente imperfecciones superficiales o deformaciones y asegurarse que las medidas sean las siguientes:

### Muestra circular

Diámetro mínimo: 90 mm

### Muestra rectangular

Distancia entre cresta y cresta de cada copa: 75 mm

Distancia entre el centro de cada copa y el borde de la muestra: 38 mm

2. Colocar la muestra en la matriz inferior, teniendo cuidado de que la muestra quede centrada.
3. Lubricar la punta del punzón. Debido a que se trata de evitar de que la probeta deslice hacia dentro de la matriz no se debe lubricar las matrices ni la probeta. Se debe aplicar una fina capa de lubricante en la punta del punzón. El lubricante puede ser de uso común y que se encuentre en el mercado nacional.
4. Abrir la válvula de control de los cilindros hidráulicos que controlan el pisador.
5. Accionar la bomba nuevamente para prensar la chapa contra la matriz superior.
6. Cuando la chapa esté prensada, medir la presión ejercida en la chapa por medio del manómetro, con el objetivo de asegurarse que la presión ejercida no aplaste

la muestra. Esta presión se puede determinar por medio de la ecuación 4-2 según el material a al cual será sometido a la prueba. A continuación se indican las presiones que deben utilizarse de acuerdo al metal que se va a probar.

### Acero

Presión del pisador recomendada: 49 KN

Fuerza ejercida por el pisador: 5 toneladas (esta es la presión que debe medirse en el manómetro).

### Aluminio

Presión del pisador recomendada: 24 KN.

Fuerza ejercida por el pisador: 2.40 toneladas.

Estas presiones se pueden obtener a partir de la ecuación 3-1, y varia de acuerdo al material a probar. Si un material no se le conoce con certeza el la presión específica (Tabla 3-3) se recomienda ejercer una presión del pisador no menor de 9800 N<sup>1</sup>, o bien que la presión del pisador no ejerza fuerzas de aplastamiento (fluencia) en el material.

7. Cerrar la válvula de control de los cilindros del pisador y abrir la válvula de control del cilindro que controla el punzón.
8. Poner el indicador de desplazamiento del punzón a cero cuando la prueba comience. La prueba comienza cuando el punzón, hace contacto con la probeta.
9. Accionar la bomba para que el punzón comience a deformar la chapa y obligarla a introducirse en la matriz superior. Continuar bombeando hasta deformar la chapa y que se produzca la falla (no se debe de considerar la prueba en la cual la probeta falle en los bordes del diámetro interno de la matriz superior). Al ocurrir la

---

<sup>1</sup> Presion del pisador recomendad por la norma ASTM E 643-84.

fractura de la chapa dejar de bombear y proceder a tomar la lectura de la altura de la copa formada.

10. Observar la falla ocurrida. Registrar el valor de la presión que indica el manómetro del cilindro del punzón y de la altura alcanzada por la copa al momento presenciar la falla en la chapa.
11. Liberar la presión por medio de la manecilla ubicada en la bomba hidráulica, luego liberar la presión de los cilindros hidráulicos, primero el cilindro del punzón, accionando su válvula de control y cerrarla luego que ésta ha descendido completamente. Después liberar la presión de los cilindros del pisador, accionando su válvula y cerrar cuando éstos hayan descendido completamente. Finalmente cerrar la manecilla de la bomba.
12. Retirar la muestra probada.
13. Se realizarán un mínimo de 6 pruebas<sup>2</sup> al material que se desea determinar su grado de embutición.

### 6.3 Fichas de recepción del material, de ejecución y de reporte de la prueba.

En los anexos 22, 23 y 24 se muestran los formatos que corresponden a las fichas de recepción del material a probar, la ficha de ejecución de la prueba y de la ficha de reporte de la prueba, respectivamente. La ficha de recepción de material será utilizada para registrar el material que se va a someter a prueba. El material será proporcionado por el solicitante de la prueba. La ficha de ejecución de la prueba será

---

<sup>2</sup> Recomendación de la norma ASTM E 643-84.

un documento interno donde se registrará los resultados de las pruebas realizadas al material. La ficha de reporte de la prueba será el documento que se entregará al solicitante donde se exponen los resultados obtenidos de la prueba y las conclusiones que de esta se obtengan.

#### 6.4 Aspectos de seguridad.

En este apartado se presentan advertencias y precauciones que las personas encargadas de utilizar la máquina de pruebas de embutición tendrán que observar para evitar daños personales y a la máquina.



Acatar todas las precauciones de seguridad para evitar lesiones personales o daños a la propiedad durante la operación del sistema. El no cumplir con las siguientes precauciones y advertencias podría causar daños al equipo y lesiones personales.

**PRECAUCIÓN:** Indica procedimientos y prácticas de operación o mantenimiento correctos para evitar daños o la destrucción del equipo u otra propiedad.

**ADVERTENCIA:** Indica un peligro potencial que requiere de procedimientos o prácticas correctos para evitar lesiones personales.

**PELIGRO:** Se utiliza sólo cuando su acción o falta de acción podría causar lesiones graves o incluso la muerte.



**PELIGRO:** Para evitar lesiones personales, mantener las manos y los pies alejados de los cilindros y piezas de trabajo durante la operación.



**ADVERTENCIA:** No sobrepasar el valor nominal del equipo. Nunca someter a prueba una chapa que sobrepase el esfuerzo de tracción del acero inoxidable AISI-SAE 304, ya que esto originaría una sobrecarga en el sistema hidráulico, ocasionando fallas del equipo y posibles daños personales.



Nunca fijar la válvula de control y las válvulas reguladoras de flujo a una presión más alta que el máximo valor nominal de presión de la bomba (10,000 psi). Presiones más altas pueden resultar en daños al equipo y/o lesiones personales.



**ADVERTENCIA:** La presión de operación del sistema no debe sobrepasar el valor nominal de presión de los componentes que constituyen el sistema hidráulico de la máquina. El manómetro es la ventana a lo que está sucediendo en el sistema.



**PRECAUCIÓN:** Evitar dañar la manguera hidráulica. Evitar pliegues y curvas agudos al guiar las mangueras hidráulicas. Usar una manguera con pliegues o curvas puede causar severa contrapresión. Los pliegues y curvas agudos causarán daños internos a la manguera, lo que ocasionará que ésta falle prematuramente.



No dejar caer objetos pesados sobre la manguera. Un impacto directo puede causar daños internos a las hebras de alambre de la manguera. Aplicar presión a una manguera dañada puede ocasionar que se quiebre.



**IMPORTANTE:** No levantar el equipo hidráulico por las mangueras o acopladores giratorios. Usar el mango de transporte u otros medios para transportarla con seguridad. Siempre acarrear la bomba tomándola del asa. Si se acarrea de la manguera se puede dañar la manguera y/o la bomba.



**PELIGRO:** No manipular mangueras bajo presión. El aceite que escape bajo presión puede penetrar la piel y causar lesiones graves. Si se inyecta aceite bajo la piel, consultar a un médico inmediatamente.



**ADVERTENCIA:** Usar cilindros hidráulicos únicamente en sistemas acoplados. Nunca usar un cilindro si los acopladores no están conectados. Si el cilindro se sobrecarga, los componentes pueden fallar calamitosamente, lo que causaría lesiones personales graves.



**ADVERTENCIA:** Asegurar el equipo antes de realizar la prueba. El cilindro debe colocarse sobre una superficie plana capaz de soportar la carga. Utilice una base de cilindro para mayor estabilidad y evitar que el cilindro pierda su centricidad. No soldar ni modifique el cilindro en modo alguno para fijarlo a la base u otro medio de soporte.



Evitar las situaciones en las cuales las placas no estén directamente centradas. Las placas descentradas producen un esfuerzo considerable sobre los cilindros y los émbolos. Además, la placa podría fracturarse creando situaciones potencialmente peligrosas tanto para la maquina como para la persona.



**IMPORTANTE:** Únicamente técnicos calificados en sistemas hidráulicos habrán de prestarle servicio de mantenimiento y reparación al equipo

hidráulico. Comunicarse con el Centro de Servicio ENERPAC<sup>3</sup> autorizado en su zona para prestarle servicio de reparaciones.



**ADVERTENCIA:** Reemplazar inmediatamente las piezas gastadas o dañadas por piezas genuinas. Las piezas de clasificación estándar se romperán, lo que podría causar en lesiones personales y daños a la propiedad. Las piezas genuinas están diseñadas para encajar debidamente y resistir altas cargas.



**ADVERTENCIA:** Nunca conectar ni desconectar componentes hidráulicos mientras el sistema se encuentre presurizado.



**ATENCION:** Utilizar únicamente los fluidos recomendados por el fabricante. No mezclar fluidos diferentes en el sistema. Utilizar únicamente fluidos compatibles con los componentes del sistema, de lo contrario se dañarán los sellos y mangueras.



**ATENCION:** Nunca añadir extensiones a la palanca de la bomba. Las extensiones causan el funcionamiento inestable de la bomba.



**ADVERTENCIA:** En ciertas situaciones la palanca de la bomba puede dar un "contragolpe". Siempre mantener el cuerpo a un lado de la bomba, lejos de la línea de fuerza de la palanca.

## 6.5 Mantenimiento.

### 6.5.1 Fundamentos teóricos.

---

<sup>3</sup> OXGASA en El Salvador.

El mantenimiento, en una forma teórica, se considera una actividad periódica que debe realizarse en un determinado aparato o estructura, con la finalidad de conservarlo en buen estado y prolongar el tiempo de servicio para el cual fue diseñado.

Para que esta definición pueda ser llevada a cabo, debe contarse con ciertos parámetros o indicaciones necesarias para el mantenimiento de un equipo, de tal manera que pueda así disminuirse o, en el mejor de los casos, evitarse la falla de éste.

Las fallas en equipos o maquinaria que suelen ocurrir con mayor frecuencia son ocasionadas por factores humanos, ambientales e incluso de diseño, como por ejemplo:

- El manejo inadecuado por parte del personal que opera la maquinaria.
- El ambiente agresivo que rodea la estructura.
- Los componentes de la maquinaria o del equipo mismo, debido a defectos de fábrica.

El factor humano es en su mayoría la causa de fallas, ya que éstos intervienen no solamente en su operación, sino también, en su construcción, montaje y mantenimiento. Si el manejo de la maquinaria no es el adecuado en estos procesos, entonces ésta fallará en mayor proporción que lo normal.

El ambiente juega un papel muy importante en el mantenimiento de la máquina, y es por eso que este representa también una fuente de fallas, pues está determinado por el lugar en que ésta se mantendrá; los aspectos que entran en el factor ambiente son la humedad, los cambios bruscos de temperatura o mantenerlos en temperaturas no adecuadas, el polvo, salinidad o acidez, el humo, el sol, si no está adaptada a exteriores y otras, las cuales pueden ocasionar daños muchas veces irreversibles.

Otro de los factores es conocido como el defecto de fábrica, el cual está dado por aspectos tales como el material con el que se fabricó (procesamiento inadecuado) o el diseño de la máquina en sí. Este factor ocurre con menor frecuencia que los

anteriores, sin embargo, siempre existe la posibilidad de que éste sea considerado una fuente de fallas.

## 6.6 Tipos de mantenimiento a implementar.

Los tipos de mantenimiento que se implementarán serán: el mantenimiento preventivo y el mantenimiento correctivo. Sin embargo, al que se le dará mayor prioridad será el preventivo, debido a que se pretende mantener esta máquina en servicio el mayor tiempo que sea posible.

En el caso que se presenten fallas como las mencionadas en el apartado anterior, se recurrirá a la utilización del mantenimiento correctivo.

### 6.6.1 Mantenimiento preventivo.

El mantenimiento preventivo hace referencia a la serie de actividades que deben realizarse a una máquina o a un equipo para que ésta no interrumpa sus labores inesperadamente.

Aplicar el mantenimiento preventivo implica un programa en el cual se tomen aspectos como limpieza, lubricación, revisión periódica de piezas y componentes, observación del funcionamiento y ajustes menores, de manera tal que pueda eliminarse la posibilidad de un fallo en la maquinaria, que implicará un retraso en el servicio.

### 6.6.2 Mantenimiento correctivo.

El mantenimiento correctivo se refiere a los trabajos o actividades que se llevarán a cabo cuando la maquinaria o equipo presente fallas.

El término correctivo, como su nombre lo indica, es la corrección de piezas o componentes de la maquinaria, debido a que alguno de ellos está causando problemas durante el tiempo de operación, por ejemplo, cambio de tornillos,

desgaste excesivo de las matrices y el punzón, debido al tiempo de uso, la calibración del medidor de la altura de copa y por último fallas en el sistema hidráulico, los cuales son aspectos que llevan a un repentino paro de servicio.

#### 6.7 Frecuencias de intervenciones para el mantenimiento.

Las frecuencias de intervenciones para el mantenimiento casi siempre dependen del tipo de maquinaria o equipo en el que se trabajará, esta frecuencia puede ser diaria, semanal, mensual, trimestral, semestral y anual.

Mediante las frecuencias de intervenciones para el mantenimiento preventivo, podrá determinarse un período adecuado de revisión con el fin de que la maquinaria o equipo se mantenga en condiciones óptimas para su bien funcionamiento.

#### 6.8 Programa de mantenimiento preventivo.

El programa de mantenimiento preventivo que se presenta describe el período y las actividades que se desarrollarán semanales, mensuales, trimestrales y anuales.

El programa de mantenimiento preventivo que se realizará a la máquina se detalla en la tabla 6-1, la cual contiene los períodos en que se llevará a cabo el mantenimiento y las actividades que mantendrán a ésta en óptimas condiciones de servicio.

TABLA 6-1. Periodos de tiempo y actividades de mantenimiento que se le deben realizar a la máquina.

PERÍODO	ACTIVIDADES
---------	-------------

SEMANTAL	<ul style="list-style-type: none"> <li>o Lubricación de partes móviles de la máquina.</li> <li>o Limpieza general de la máquina.</li> </ul>
MENSUAL	<ul style="list-style-type: none"> <li>o Verificación de fugas de aceite.</li> <li>o Verificación de presencia de aire en el sistema.</li> <li>o Verificación de presencia de óxido y corrosión en los elementos de la máquina.</li> </ul>
TRIMESTRAL	<ul style="list-style-type: none"> <li>o Verificación del nivel de aceite en la bomba hidráulica, si es necesario, reponerlo.</li> <li>o Verificación del apriete de tuercas y tornillos en la máquina.</li> </ul>
ANUAL	<ul style="list-style-type: none"> <li>o Cambio del aceite hidráulico.</li> <li>o Comprobación de no existencia de juego excesivo en piezas móviles. En caso contrario debe hacer cambio de estos elementos.</li> <li>o Verificación de la exactitud del medidor de deformaciones y calibración del mismo, si fuera necesario.</li> </ul>

## 6.9 Instrucciones de mantenimiento para el equipo hidráulico.

### 6.9.1 Cilindros hidráulicos.

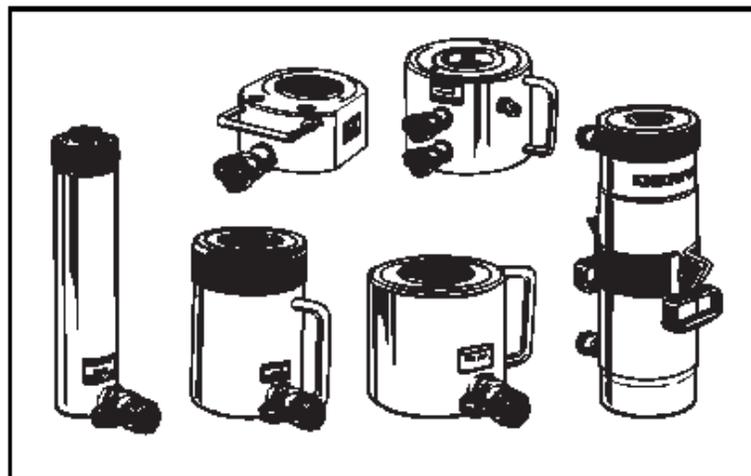


FIGURA 6-1. Cilindros hidráulicos.

#### 6.9.1.1 Mantenimiento.

1. Utilizar con estos cilindros aceite hidráulico genuino exclusivamente. El empleo de cualquier otro aceite hidráulico puede invalidar la garantía.
2. Utilizar tapas guardapolvo cuando los cilindros estén desconectados de la manguera. Mantener limpio el cilindro en su totalidad para prolongar la vida útil del mismo.
3. Almacenar los cilindros en posición vertical para evitar la distorsión de los sellos.

#### 6.9.1.2 Localización de averías.

La reparación de estos cilindros debe efectuarse únicamente en centros autorizados de servicio. En la tabla 6-2 se presentan los problemas más comunes y la posible causa que los origina.

TABLA 6.-2. Problemas más comunes en los cilindros hidráulicos y causas que los originan.

PROBLEMA	CAUSA POSIBLE
El cilindro no avanza.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La válvula de alivio de la bomba está abierta.</li> <li>• El acoplador no está completamente apretado.</li> <li>• El nivel de aceite en la bomba está bajo.</li> <li>• Mal funcionamiento de la bomba.</li> </ul>
El cilindro avanza parcialmente.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Carga demasiado pesada para el cilindro.</li> <li>• El nivel de aceite en la bomba está bajo.</li> <li>• El acoplador no está completamente apretado.</li> </ul>
El cilindro avanza de forma irregular.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Agarrotamiento del émbolo del cilindro.</li> <li>• Aire en el sistema hidráulico.</li> <li>• Agarrotamiento del émbolo del cilindro.</li> </ul>
El cilindro avanza más lento que lo normal.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fugas en la conexión.</li> <li>• El acoplador no está completamente apretado.</li> <li>• Mal funcionamiento de la bomba.</li> </ul>
El cilindro avanza pero no retiene su posición.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fugas en sellos del cilindro.</li> <li>• Mal funcionamiento de la bomba.</li> <li>• Fugas en la conexión.</li> </ul>

	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Conexión incorrecta del sistema.</li> </ul>
Fugas de aceite en el cilindro.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sellos desgastados o dañados.</li> <li>• Daños internos en el cilindro.</li> <li>• Conexiones flojas.</li> </ul>
El cilindro no se retrae o se retrae más lento que lo normal.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La válvula de alivio de la bomba está cerrada.</li> <li>• El acoplador no está completamente apretado.</li> <li>• Depósito de la bomba excesivamente lleno.</li> <li>• Restricción del flujo en la manguera.</li> <li>• Resorte de retracción roto o debilitado.</li> <li>• Daños internos del cilindro.</li> </ul>
Fugas de aceite por la válvula de alivio externa.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El acoplador no está completamente apretado.</li> <li>• Restricción en la línea de retorno.</li> </ul>

### 6.9.2 Bombas hidráulicas manuales.



FIGURA 6-2. Bombas hidráulicas manuales.

**ADVERTENCIA:** Estas bombas funcionan con un depósito sin ventilación. Si el depósito es sometido a alta presión, la envuelta puede romperse y causar lesiones

personales y/o daños al equipo. Nunca tratar de devolver más aceite al depósito del que es capaz de contener.

NOTA: Para reducir el esfuerzo de la palanca a alta presión, accionarla en tramos cortos. Se obtiene máxima fuerza en los últimos 5 grados de la carrera.

#### 6.9.2.1 Mantenimiento.

Usar únicamente aceite hidráulico genuino con estas bombas para prolongar la duración de la bomba y proteger su garantía.

#### 6.9.2.2 Adición de aceite a la bomba.

Revisar el nivel de aceite regularmente.

ADVERTENCIA: Siempre añadir aceite con los cilindros totalmente retraídos (extendidos en el caso de cilindros de tracción) de lo contrario el sistema sobrepasará la capacidad de aceite del depósito.

Proceder de la siguiente forma:

1. Quitar la tapa de ventilación/llenado del depósito.
2. Llenar el depósito solamente hasta la marca de nivel indicada en la bomba.
3. Purgar el aire del sistema si es necesario. Volver a revisar el nivel de aceite después de purgar el aire.
4. Colocar nuevamente la tapa de ventilación/llenado en la posición apropiada.

NOTA: Las bombas manuales sin ventilación requieren aire en el depósito para funcionar correctamente. Si el depósito está totalmente lleno, se formará un vacío que impedirá la salida de aceite de la bomba.

### 6.9.2.3 Limpieza de las líneas de aceite.

Cuando se desconecte las mitades del acoplador, siempre colocar tapas guardapolvo. Tomar todas las precauciones debidas para proteger la bomba contra la entrada de suciedad. La materia extraña puede causar la falla de la bomba, el cilindro o la válvula.

### 6.9.2.4 Lubricación de la bomba.

Para prolongar la duración de la bomba y mejorar su rendimiento, se debe lubricar el pasador de soporte (A), pasador transversal (B) y la cabeza del pistón (C) regularmente con grasa para cojinetes de rodillos (Figura 6-3).

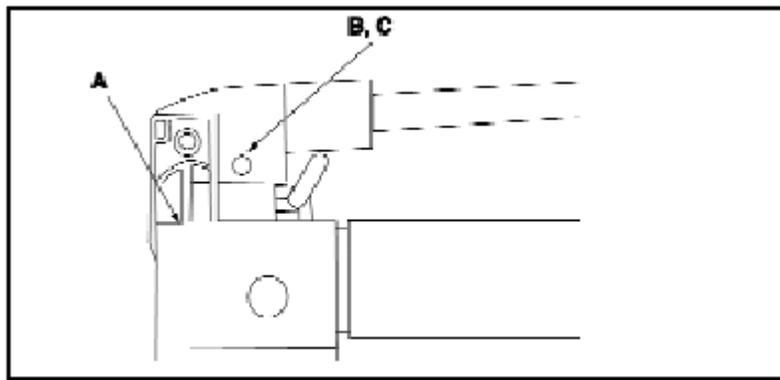


FIGURA 6-3. Puntos de lubricación de la bomba.

### 6.9.2.5 Cambio del aceite.

Proceder de la siguiente forma:

1. Cada 12 meses, vaciar todo el aceite y volver a llenar con aceite original. Si la bomba funciona en ambientes sucios, cambiar el aceite más frecuentemente.
2. Quitar la tapa de ventilación/llenado del depósito.
3. Inclinar la bomba para vaciar el aceite viejo.
4. Llenar el depósito solamente hasta la marca de nivel indicada en la bomba.

5. Colocar nuevamente el tapón o tapa de ventilación/llenado.
6. Desechar el aceite viejo como es debido.

#### 6.9.2.6 Guía de localización de averías<sup>4</sup>.

La información siguiente está destinada sólo a ayudar a determinar si existe alguna avería. Para las reparaciones, dirigirse al centro de servicio autorizado de su zona.

TABLA 6-3. Problemas comunes en la bomba hidráulica.

Problema	Causa Posible	Solución
El cilindro no se extiende, lo hace lentamente o irregularmente.	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Bajo nivel de aceite en la bomba.</li> <li>2. La válvula de alivio está abierta.</li> <li>3. El acoplador hidráulico está suelto.</li> <li>4. La carga es demasiado pesada.</li> <li>5. Aire retenido en el sistema</li> <li>6. Atascamiento del émbolo del cilindro.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Añadir aceite.</li> <li>2. Cerrar la válvula de alivio.</li> <li>3. Revisar que todos los acopladores estén totalmente apretados.</li> <li>4. No tratar de izar más del tonelaje nominal.</li> <li>5. Purgar el aire.</li> <li>6. Revisar si el cilindro está dañado. Solicitar que lo repare un técnico experto en sistemas hidráulicos.</li> </ol>
El cilindro se extiende, pero no retiene la presión	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Fugas en las conexiones.</li> <li>2. Fugas en los sellos.</li> <li>3. Fuga interna en la bomba.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Revisar que todas las conexiones estén apretadas y sin fugas.</li> <li>2. Ubicar la(s) fuga(s) y hacer reparar el equipo por un técnico experto en sistemas hidráulicos.</li> <li>3. Reparar la bomba.</li> </ol>

<sup>4</sup> Obenida del Manual para clientes de ENERPAC: “Energía hidráulica para todas las aplicaciones”.

<p>El cilindro no se retrae, lo hace parcialmente o más lentamente que lo normal.</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Válvula de alivio cerrada.</li> <li>2. El depósito de la bomba está lleno en exceso.</li> <li>3. El acoplador hidráulico está suelto.</li> <li>4. Aire retenido en el sistema.</li> <li>5. D.I. de la manguera demasiado estrecho.</li> <li>6. El resorte de retracción del cilindro está roto o existe otro daño en el cilindro</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Abrir la válvula de alivio.</li> <li>2. Vaciar el aceite hasta la marca "full" (lleno). Revisar que todos los acopladores estén totalmente apretados.</li> <li>3. Purgar el aire.</li> <li>4. Usar una manguera hidráulica de mayor diámetro.</li> <li>5. Hacer reparar el cilindro por un técnico experto en sistemas hidráulicos.</li> </ol>
---	---	--

### 6.9.3 Manómetros.



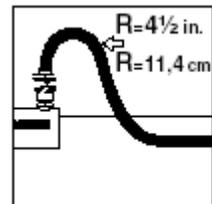
FIGURA 6-4. Manómetros.

Los manómetros se calibran en la fábrica con un margen de tolerancia de  $\pm 1\%$  y  $\pm 1\frac{1}{2}\%$  del valor de deflexión completa de su aguja. Para recalibrarlos, consulte la guía telefónica o comercial de la localidad. Para trabajos bajo garantía y/o reparaciones, enviar el manómetro al Centro de servicio más cercano.

## 6.9.4 Mangueras hidráulicas/adaptadores.

### 6.9.4.1 Precauciones para las mangueras hidráulicas.

1. Antes de usar el sistema, inspeccionar visualmente todos sus componentes.
2. Asegurarse que la manguera no tenga roturas, dobladuras, cortes ni otros daños que pudieran causar fugas. Unos protectores de caucho protegen las zonas engarzadas de cada extremo de la manguera.
3. Asegurarse que los extremos de la manguera, acopladores y juntas estén limpios y que sus roscas estén en buenas condiciones.
4. La manguera no debe estar torcida ni doblada hasta quebrarla. El radio de curvatura debe medir un mínimo de 11,4 cm (4.5 pulg). Utilice la cantidad mínima de dobladuras posible.
5. No dejar caer objetos pesados sobre la manguera. Un fuerte impacto puede causar daños internos a los alambres de la manguera. Si se aplica presión a una manguera dañada se podría causar su rotura.
6. Asegurarse que todas las conexiones entre la bomba y el cilindro estén bien apretadas y libres de fugas. No apretar las conexiones en exceso ni utilizar herramientas para apretarlas. El apriete excesivo de las conexiones causa la falla prematura de las roscas y puede hacer que los adaptadores de alta presión se rompan a una presión menor que su capacidad nominal. Si se usan adaptadores de desconexión rápida, asegurarse que éstos se encuentren instalados de modo correcto y completo.



### 6.9.4.2 Precaución en los adaptadores y tubería.

Observar las recomendaciones siguientes cuando se utilicen adaptadores en un sistema hidráulico.

1. Tener cuidado de evitar trasroscar los adaptadores roscados.
2. Asegurarse de sellar las conexiones con un elemento sellador de tubos de buena calidad.
3. La cinta adhesiva o pasta selladora debe aplicarse únicamente a las roscas. No aplicar cinta adhesiva a la primera rosca para evitar que partículas de la misma ingresen al sistema.



ATENCIÓN. Evitar que partículas de cinta adhesiva ingresen al sistema hidráulico. Los pedazos de cinta adhesiva perjudican el caudal del fluido y causan averías en el sistema.

4. Las cargas por vibración y cargas de choque del sistema son las causas principales de la falla de adaptadores/tuberías. Utilizar soportes de tubería disponibles en el mercado para prolongar la vida útil del sistema. La zona más crítica en la cual se debe colocar un soporte de tubería es a unos 10-18 cm de cada adaptador.
5. Los tubos no son rígidos. Los tramos largos necesitan soporte. Las secciones sin soportes instalados pueden causar la falla prematura de los adaptadores. Las válvulas y manómetros siempre deben instalarse con un montaje firme. Nunca permitir que el tubo sea el único medio de soporte.

#### 6.9.4.2 Mantenimiento.

##### 6.9.4.2.1 Mangueras hidráulicas.

1. Dejar las mangueras hidráulicas en su caja hasta el momento de usarlas.
2. Guardar las mangueras a una temperatura de 10° a 24°C [50° a 75°F], con una humedad relativa de 20 a 70%.
3. Nunca guardar las mangueras en un lugar caliente y húmedo, ni exponerlas a la luz solar directa o a fuentes de calor.

4. No apilar las mangueras. El peso de la pila tiende a aplastar la manguera en el fondo de la misma. Es preferible colgarlas en un estante.
5. No transportar ni arrastrar los conjuntos hidráulicos tirando ni empujando los acoplamientos y las mangueras.

#### 6.9.4.2.2 Adaptadores y acopladores.

1. Todas las roscas de los acopladores, sean macho o hembra, deben mantenerse limpias y lubricarse periódicamente. Cubrir los acopladores con tapas guardapolvo cuando no estén conectados al sistema. No quitar las tapas o tapones hasta que el componente esté listo para usarse.
2. Mantener las tapas guardapolvo colocadas en los acopladores cuando no estén en uso. Asegurarse que todos los acopladores no utilizados estén sellados con tapas guardapolvo/protectores de rosca.
3. Asegurarse que todas las conexiones de manguera estén libres de partículas extrañas y suciedad.

#### 6.9.5 Válvulas de control de flujo.



**V-66**

FIGURA 6-5. Válvula de retención de control de caudal de dos vías manual V-66.



ATENCIÓN: Las conexiones deben estar ajustadas y sin fugas. El apriete exagerado de las conexiones promueve la falla de las roscas y puede causar la rotura de los adaptadores de alta presión a menos de la capacidad nominal.



ADVERTENCIA: Las válvulas de corte y de seguridad deben estar contadas lo más cerca posible del cilindro. Nunca permitir mangueras presurizadas en un circuito de retención de carga.



ADVERTENCIA: Girar la manija solamente hasta el tope. El apriete exagerado de la manija o el aplicarle fuerza excesiva debilitará y cortará las roscas internas del eje, creando un riesgo para la seguridad. Usar solamente los dedos para apretar las perillas moleteadas. Nunca usar manijas de extensión. Caudal controlable más bajo  $\text{cm}^3/\text{min}$  [pulg<sup>3</sup>/min.].

## 6.9.6 Válvulas de control direccional manuales.

### 6.9.6.1 Mantenimiento.

1. Comprobar periódicamente todas las conexiones de aire e hidráulicas para asegurarse de que están apretados. Conexiones flojas o con fugas pueden causar una pérdida de presión errática y/o una pérdida total de funcionamiento. Sustituir o reparar todas las partes defectuosas inmediatamente.
2. Comprobar periódicamente el nivel del líquido hidráulico del sistema.
3. Cambiar el líquido hidráulico aproximadamente cada 250-300 horas de funcionamiento. En áreas de polvo o suciedad, puede ser necesario cambiar el aceite con mayor frecuencia.

#### 6.9.6.2 Resolución de problemas.

1. El sistema no crea presión. Verificar el posicionamiento correcto de las válvulas de seguridad de la bomba. Verificar y asegurar todas las conexiones de la manguera. Si no se soluciona el problema, retirar el cilindro y las mangueras de la válvula. Colocar ahora un indicador directamente en el puerto de la válvula nº 1 y colocar la válvula en posición avanzada. Si no se desarrolla presión, la unidad debe ser llevada al Centro de Servicio Técnico ENERPAC autorizado más cercano. Si se desarrolla presión, el problema radica en el cilindro, las mangueras o los acopladores.
2. El cilindro no soportará carga o el cilindro se desliza cuando la válvula está en posición de sujeción. Esto indica asientos desgastados de la válvula, que deben ser reemplazados.

#### 6.9.6.3 Instrucciones para el almacenamiento.

En caso de que la unidad hubiera estado guardada durante un período de tiempo prolongado (30 días o más), prepararla del siguiente modo:

1. Limpiar toda la unidad.
2. Desconectar todas las líneas hidráulicas para prevenir una puesta en marcha accidental.
3. Cubrir la unidad con algún tipo de tapa protectora.
4. Guardarla en un lugar limpio y seco que no esté expuesto a temperaturas extremas.

## 6.10 Especificaciones generales de la máquina.

Fuerza máxima de embutición	75 kN.
Fuerza máxima del prensa chapas	49 kN.
Máximo espesor de la chapa a someter a prueba	2.0 mm.
Altura de la máquina	517 mm
Ancho de la máquina	500 mm
Peso de la máquina.	2.2 kN

## 6.11 Recomendaciones para la visualización de la fractura de la chapa.

Como medida de seguridad no se recomienda observar directamente el momento en que ocurre la fractura de la chapa debido a que puede haber desprendimiento de material metálico producto del estiramiento y que puede causar lesiones en los ojos del observador. Para ello se recomienda los siguientes tipos de visualización:

- Observar la fractura en un aparato receptor. Para ello se recomienda que se instale una cámara de alta resolución en sobre la abertura de la matriz superior y observar el momento en que ocurre la fractura de la chapa en el aparato receptor que está conectado a la cámara.

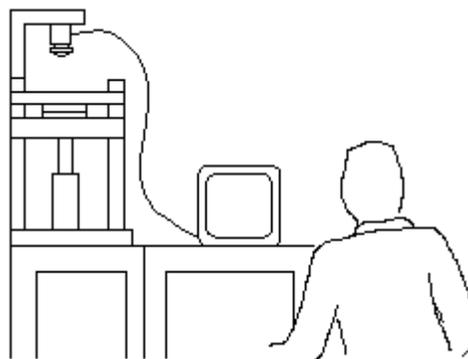


Figura 6-6. Método de observación de la fractura de la chapa por medio de una cámara de video.

- Observar la fractura a través de una pantalla protectora. Otra opción es instalar una pantalla de acrílico transparente sobre la abertura de la matriz superior para poder observar directamente el momento en que ocurre la fractura de la chapa

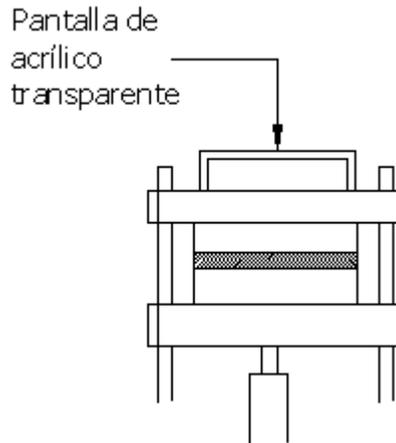


Figura 6-7. Método de observación de la fractura de la chapa con un protector de acrílico transparente.

- Observar la fractura utilizando una máscara de protección facial. Esta opción consiste en que el usuario utilice una máscara de protección facial a fin de que se proteja no sólo los ojos, sino todo el rostro.

Las tres recomendaciones para la visualización de la rotura antes mencionadas son muy útiles y pueden ser utilizadas cualquiera de las tres. Sin embargo los diseñadores recomiendan la visualización a través de una pantalla acrílica transparente esto debido a que su costo es bajo y da una buena protección contra accidentes al operario de la máquina.

#### 6.12 Costos de fabricación de la máquina para pruebas de embutición.

En este apartado se presenta una estimación de los costos de la máquina para hacer pruebas de embutición. Estos costos se han clasificado de a cuerdo al rubro que implica, así se tienen los siguientes subtotales:

### 6.12.1 Costos de materiales de la máquina.

Cant.	Denominación	Material	Medidas <sup>5</sup>	PU <sup>6</sup>	PT <sup>7</sup>
				(US Dólares)	(US Dólares)
1	Barra circular	AISI 1020	Ø 1 1/16" x 83"	26.68	26.68
1	Barra circular	AISI O1	Ø 126.5 x 1 3/4"	38.41	38.41
1	Barra circular	AISI O1	Ø 25.5 x 8.5"	7.50	7.50
1	Placa de acero	ASTM A 36	□ 4 ft x 8 ft x 2"	2292.35	2292.35
				SUBTOTAL	2364.94

### 6.12.2 Costos<sup>8</sup> de elementos hidráulicos, elementos de sujeción y elemento de medición.

Cant.	Denominación	Especificaciones	PU	PT
			(US Dólares)	(US Dólares)
1	Cilindro hidráulico	ENERPAC, RC-102, 10 ton	294.00	294.00
2	Cilindro hidráulico	ENERPAC, RC-55, 5 ton	254.25	508.50
1	Base para cilindro de 10 ton	ENERPAC, JBI-10	64.41	64.41
2	Bases para cilindros de 5 ton	ENERPAC, AW-5	119.78	239.56

<sup>5</sup> Dimensiones en milímetros cuando no se especifique

<sup>6</sup> PU: Precio Unitario ya incluye IVA

<sup>7</sup> PT: Precio Total

<sup>8</sup> Los precios han sido cotizados en el exterior debido a que no son equipos que se encuentran en plaza y su precio están sujetos a cambio después de un mes de haber sido hecha la cotización.

1	Bomba manual liviana	ENERPAC, P-202	297.19	297.19
12	Mangueras de 3/8" NPFT	ENERPAC, Serie 900 Modelo H-9202	51.98	623.76
1	Acoples	ENERPAC, Spee-D- Coupler A-604	63.28	63.28
1	Múltiple	ENERPAC, AM-2	379.68	379.68
1	Conector "T"	ENERPAC, FZ-1612	30.51	30.51
1	Manómetro	ENERPAC, GF-5P	207.92	207.92
1	Manómetro	ENERPAC, GF-10P	207.92	207.92
2	Acoples para manómetros	ENERPAC, GA1	37.29	37.29
2	Válvulas de control de 3 vías con centro cerrado	ENERPAC, VC-15	313.01	626.02
3	Válvulas de control de flujo	ENERPAC, V-66	79.47	238.42
8	Tornillos c/tuerca	Ø 1/4" x 3"	0.45	3.6
2	Tornillos s/ tuerca	Ø 3/4"-16 x 2.5"	0.88	1.76
8	Tornillos c/tuerca	Ø 7/16" x 3"	0.40	3.2
2	Tornillos c/tuerca	Ø 1" x 3"	4.34	8.68
8	Tuercas	M24x2	2.11	16.88
1	Medidor de altura	Anexo 20	235.5	235.5
1	Pantalla de acrílico	6"x6"x2"	25	25
			SUBTOTAL	4113.08

### 6.12.3 Costos de fabricación de los elementos mecánicos que componen la máquina.

La determinación de los costos de fabricación constituye la sumatoria de todos aquellos elementos (placa superior, placa móvil, placa inferior, matriz inferior, matriz superior, punzón, barras de acople y mano de obra) involucrados durante el tiempo de fabricación de las piezas<sup>9</sup>:

Total horas de trabajo para fabricación de piezas: 120 horas.

Costo total por hora en la construcción de los componentes: 5 US Dólares.

Costo total de mano de obra: 600 US Dólares.

NOTA: Este costo total incluye uso de maquinaria, equipo, local, electricidad y mano de obra, así como el tratamiento térmico que se le realizará al punzón y a las matrices, para obtener la dureza requerida de 63 HRC.

---

<sup>9</sup> El precio de fabricación de las piezas fue obtenido gracias al Taller Industrial Matriz S.A. de C.V.

### 6.13 Inversión Inicial.

La siguiente tabla muestra el resumen de costos de la construcción de la maquina para pruebas de embutición en chapas metálicas.

RUBRO DE COSTOS	COSTO EN US DOLARES
Costos de materiales para fabricación.	2,364.94
Costos de elementos hidráulicos, elementos de sujeción y elemento de medicion.	4,113.08
Costos de fabricación de los elementos mecánicos que componen la maquina.	600
Sub- total	7,078.02
Imprevistos (6% de los costos por rubro)	424.68
Costo total de la máquina	7,502.7

Este total estimado se compara con el precio de una máquina similar que esta disponible en el mercado estadounidense (la cotización se presenta en el Anexo 21). Dicho precio asciende a \$US 29,160 (éste, no incluye el envío de la máquina hacia su destino).

Depreciación.

Inversión para la maquina: \$7502.7

Valor de rescate (debido a que es una maquinaria industrial su valor de rescate generalmente se toma como un 10% de la inversión inicial): \$750.27.

Vida útil estimada: 10 años

Depreciación = (Inversión inicial - valor de rescate) / Vida útil en años

Depreciación = (7502.7 – 750.27) / 10

Depreciación = 675.24

#### 6.14 Inversión con Financiamiento.

Considerando una opción de financiamiento del 50% del costo total de la maquina y el otro 50% proporcionado por el inversionista:

INVERSION DEL PROYECTO					
Rubro	Valor Total (US DOLARES)	Empresa (%)	Valor (US DOLARES)	Banco (%)	Valor (US DOLARES)
Activo fijo					
Maquinaria	7502.7	50.0%	3751.35	50.0%	3751.35
Totales	7502.7		3751.35		3751.35

La siguiente tabla se ha calculado tomando como tasa de interés (que se asume constante en los siguientes 10 años) el 18%. Según el Banco Agrícola para préstamos para la pequeña empresa (MyPE)<sup>10</sup>.

TABLA DE AMORTIZACION				
Año	Interés	Cuota anual	Amortización	Saldo
0	0.00	0.00	0.00	3751.35
1	675.24	834.73	159.49	3591.86
2	646.54	834.73	188.20	3403.67
3	612.66	834.73	222.07	3181.60
4	572.69	834.73	262.04	2919.55
5	525.52	834.73	309.21	2610.34
6	469.86	834.73	364.87	2245.48
7	404.19	834.73	430.54	1814.93
8	326.69	834.73	508.04	1306.89
9	235.24	834.73	599.49	707.40
10	127.33	834.73	707.40	0.00

---

<sup>10</sup> [www.bancoagricola.com](http://www.bancoagricola.com)

### 6.15 Costos de operación (Anual).

Sueldos:

Cargo	Sueldo Mensual (US dólares)	Sueldo Anual (US dólares)	Prestaciones Anuales ISSS y AFP (13.5%) (US dólares)	Aguinaldo 10 días (US dólares)	Vacación 15 días + 30% (US dólares)	Liquidación 30 Días (US dólares)	Sueldo Devengado (anual) (US dólares)
Operador	150	1800	243	50	120	150	2363

Total de operadores necesarios = 2 personas.

Total de salarios en un año =  $2 \times 2363 = \$4726.00$

Consumo de energía eléctrica.

El consumo de energía eléctrica solo constituye el alumbrado del local o focos especiales para observar el desarrollo de la prueba. Ya que la maquina no requiere consumo eléctrico para su funcionamiento.

Consumo Mensual = Potencial total de focos X horas laboradas diariamente X días laborados al mes X tasa (\$/Kw\*hora).

Asumiendo 2 focos de 150 W cada uno, potencia = 0.3 Kw.

Horas de trabajo por DIA = 3 horas

Días de trabajo por mes = 22 días

Tasa de cobro por Kw-hora = 0.075 \$/ Kw\*Hora

Consumo =  $0.3\text{Kw} \times 3 \text{ h/día} \times 22 \text{ día/mes} \times 0.075 \text{ \$/Kw*hora}$

Consumo = \$ 1.5 / mes  
Consumo anual: \$18.00

Costo de mantenimiento:

Estimado: \$35.00 / mes (En base a la compra de algunas partes que se puedan dañar con el uso como por ejemplo: mangueras, sellos y empaques, lubricantes.

Costo anual: \$420.00 + 20% imprevistos = \$504.00

6.16 Ingresos estimados (Por prueba realizada).

Pruebas realizadas por semana: 10 pruebas.

Pruebas realizadas por mes: 40 pruebas.

Costo de la prueba: \$25.00.

Ingresos semanales: \$250.00

Ingresos mensuales: \$1000

Ingresos anuales: \$12000

### 6.17 Calculo del flujo de fondos.

Rubros	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Ingresos estimado		12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000
(-)Costos de operación											
Sueldos		4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00	4,726.00
Mantenimiento		504.00	504.00	504.00	504.00	504.00	504.00	504.00	504.00	504.00	504.00
Consumo Electricidad		18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00
Interés del banco		675.24	646.54	612.66	572.69	525.52	469.86	404.19	326.69	235.24	127.33
(-)Depreciación		675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24
Total de costos de operación		6,598.48	6,569.78	6,535.90	6,495.93	6,448.76	6,393.10	6,327.43	6,249.93	6,158.48	6,050.57
(=)Utilidad de operación		5,401.52	5,430.22	5,464.10	5,504.07	5,551.24	5,606.90	5,672.57	5,750.07	5,841.52	5,949.43
(-)Impuesto 25%		1,350.38	1,357.56	1,366.02	1,376.02	1,387.81	1,401.72	1,418.14	1,437.52	1,460.38	1,487.36
(=)Utilidad después de impuesto		4,051.14	4,072.67	4,098.07	4,128.05	4,163.43	4,205.17	4,254.43	4,312.55	4,381.14	4,462.07
(+)Depreciación		675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24	675.24
Inversión bruta	-7502.7										
Préstamo	3751.35										
Valor de rescate											750.27
Amortización del préstamo		159.49	188.20	222.07	262.04	309.21	364.87	430.54	508.04	599.49	707.40
Flujo de Fondo	-3751.35	4,566.89	4,559.71	4,551.24	4,541.25	4,529.46	4,515.55	4,499.13	4,479.75	4,456.89	5,180.18

Para una tasa de descuento (costo de oportunidad)  $i = 5\%$

Valor Actual Neto (VAN):

$$\text{VAN} = -FF0 + \frac{FF1}{(1+i)^1} + \frac{FF2}{(1+i)^2} + \frac{FF3}{(1+i)^3} + \frac{FF4}{(1+i)^4} + \frac{FF5}{(1+i)^5} + \frac{FF6}{(1+i)^6} + \frac{FF7}{(1+i)^7} + \frac{FF8}{(1+i)^8} + \frac{FF9}{(1+i)^9} + \frac{FF10}{(1+i)^{10}}$$

$$\text{VAN} = -3751.35 + \frac{4566.89}{1.05} + \frac{4559.71}{1.10} + \frac{4551.24}{1.16} + \frac{4541.25}{1.22} + \frac{4529.46}{1.28} + \frac{4515.55}{1.34} + \frac{4499.13}{1.41} + \frac{4479.75}{1.48} + \frac{4456.89}{1.55} + \frac{5180.18}{1.63}$$

$$\text{VAN} = 31568.69$$

Tasa Interna de Retorno (TIR):

La tasa interna de retorno es aquella tasa que hace que el valor actual neto (VAN) sea igual a 0; es decir que los flujos de fondos futuros sean iguales a la inversión inicial como lo indica la siguiente igualdad:

$$3751.35 = \frac{FF1}{(1+i)^1} + \frac{FF2}{(1+i)^2} + \frac{FF3}{(1+i)^3} + \frac{FF4}{(1+i)^4} + \frac{FF5}{(1+i)^5} + \frac{FF6}{(1+i)^6} + \frac{FF7}{(1+i)^7} + \frac{FF8}{(1+i)^8} + \frac{FF9}{(1+i)^9} + \frac{FF10}{(1+i)^{10}}$$

Por lo que para obtener la TIR se utiliza el método de prueba y error dando como resultado:

$$\text{TIR} = 1.22\%$$

Tiempo de Recuperación de la Inversión (TRI):

TRI = Inversión / Utilidad promedio

$$\text{Utilidad promedio: } \frac{FF1 + FF2 + FF3 + FF4 + FF5 + FF6 + FF7 + FF8 + FF9 + FF10}{10 \text{ AÑOS}}$$

$$\text{Utilidad promedio: } \frac{4566.89 + 4559.71 + 4551.24 + 4541.25 + 4529.46 + 4515.55 + 4499.13 + 4479.75 + 4456.89 + 5180.18}{10}$$

Utilidad promedio: 4588

$$\text{TRI} = \frac{7502.7}{4588} = 1.63 \text{ AÑOS}$$

Relación Beneficio-Costo:

$$\text{R B/C} = \frac{\frac{FF1}{(1+i)^1} + \frac{FF2}{(1+i)^2} + \frac{FF3}{(1+i)^3} + \frac{FF4}{(1+i)^4} + \frac{FF5}{(1+i)^5} + \frac{FF6}{(1+i)^6} + \frac{FF7}{(1+i)^7} + \frac{FF8}{(1+i)^8} + \frac{FF9}{(1+i)^9} + \frac{FF10}{(1+i)^{10}}}{FF0}$$

$$\text{R B/C} = \frac{\frac{4566.89}{1.05} + \frac{4559.71}{1.10} + \frac{4551.24}{1.16} + \frac{4541.25}{1.22} + \frac{4529.46}{1.28} + \frac{4515.55}{1.34} + \frac{4499.13}{1.41} + \frac{4479.75}{1.48} + \frac{4456.89}{1.55} + \frac{5180.18}{1.63}}{3751.35}$$

$$\text{R B/C} = \frac{35320.04}{3751.35} = 9.42$$

## 6.18 Conclusiones financieras.

- Según el análisis de factibilidad de este proyecto, utilizando la metodología de la VAN, la decisión es aceptar el proyecto, debido a que el valor presente de los ingresos futuros superan el monto de la inversión inicial.
- El mismo análisis de factibilidad se puede realizar utilizando la metodología del TIR, llegando a la conclusión de aceptar el proyecto, ya que el costo de capital o costo de oportunidad ( $i = 5\%$ ) es mayor que la tasa interna de retorno ( $TIR = 1.22\%$ ).
- El análisis de factibilidad que se ha realizado bajo una serie de supuestos (como, el costo de materia prima, mano de obra, salarios, depreciación etc.) pueden ser diferentes en el transcurso del tiempo. En ese sentido los resultados obtenidos anteriormente pueden experimentar modificación que podrían cambiar la decisión de aceptar el proyecto.

## CONCLUSIONES

- El buen funcionamiento de la máquina no solamente se refiere a que ésta pueda realizar satisfactoriamente la finalidad para la que fue concebida, sino que, además, sus piezas soporten las cargas externas que se les apliquen. Estos requerimientos se garantizan al incorporar en los cálculos un factor de seguridad y seleccionar los materiales que soportan los esfuerzos que se originan al momento de que la máquina está en operación.
- Los materiales seleccionados para la fabricación de las partes de la máquina se han seleccionado cuidadosamente para cumplir no sólo con el requerimiento para soportar los esfuerzos generados por las carga externas y los que dicta la Norma ASTM E 643-84 en cuanto a la dureza de los elementos sino que además puedan adquirirse en plaza.
- Los procesos para la fabricación de las partes de la máquina mostrados en el capítulo 5 pueden realizarse con tecnología local.
- La estimación de los costos mostrados en el capítulo 6 y su comparación con los de una máquina para el mismo fin cotizada en el extranjero, reflejan que puede fabricarse una máquina para realizar pruebas de embutición a un menor costo asegurando su correcta función.
- Los planos de la máquina que se muestran permiten ser utilizados para el ensamblaje tanto de las partes de la máquina como del equipo hidráulico que se utilizará para la aplicación de las fuerzas del punzón y del pisador.
- La información mostrada en este documento puede ser utilizada para estimar las fuerzas necesarias para poder embutir artículos de poca profundidad y de chapas metálicas de espesor de hasta 2 mm.

- La información contenida en el capítulo 3 sobre el proceso de embutición es un resumen de los aspectos más importantes que se deben considerar al embutir piezas metálicas cilíndricas y el lector puede consultar las fuentes bibliográficas mostradas al final del documento para profundizar sobre este tema.

## RECOMENDACIONES

- Al considerar la construcción de la máquina se debe hacer una nueva cotización tanto de los materiales y mano de obra, así como de los equipos hidráulicos, ya que los precios mostrados en este documento y la oferta tienen un período de validez de treinta días a partir de la fecha en que se hizo la cotización.
- Utilizar los equipos hidráulicos expuestos en este proyecto ya que poseen dispositivos necesarios para el control de la fuerza que ejercen los cilindros hidráulicos y además porque en el país se cuenta con un distribuidor autorizado.
- Seguir los pasos mostrados en la guía de operación para la buena manipulación de la máquina.
- Acatar las recomendaciones de mantenimiento expuestas en el capítulo 6 para asegurar el buen funcionamiento tanto de las partes de la máquina como del equipo hidráulico.
- Acatar las notas de seguridad expuestas en el capítulo 6 para evitar daños personales o materiales los pues se está trabajando con equipos hidráulicos que están sometido a altas presiones.

## OPORTUNIDADES DE MEJORA DE LA MÁQUINA.

- Si se desea equipar la máquina con un paro automático del punzón, debe se debe sustituir las válvulas manuales por electro válvulas y la bomba manual por una bomba eléctrica para poder incorporar un control electrónico que cense la caída de presión al momento de que la chapa falle y para la carrera del punzón y mantener presurizada la línea que alimenta el cilindro del punzón.
- Si el interesado en la máquina desea cumplir íntegramente con los requisitos que dicta la norma ASTM E 643-84, se debe buscar en el extranjero los equipos necesarios para ello.

## BIBLIOGRAFIA.

- Donald R. Askeland. "Ciencia e Ingeniería de los Materiales", 3ª Edición. Internacional Thomson Editores. 1998.
- Metal Handbook Vol. 4 "Forming", 8<sup>th</sup> Edition. 1973
- T. López Navarro GG. "Troquelado y Estampación", 6ª Edición, ampliada. Editorial Gustavo Gili. Barcelona 1981.
- B. Wassilieff. "Embutición", 3ª Edición. Editorial Hispano Europea. Barcelona (España), 1969.
- Norma ASTM E 643-84, Edición 2003 (American Society of Testing Materials), 2003.
- Avner, Sydney H. "Introducción a la Metalurgia Física", 2ª Edición. Editorial Mc Graw Hill. México 1988.
- Robert E. Reed-Hill. "Principios de Metalurgia Física", 2ª Edición. Editorial C.E.C.S.A. México 1969.
- Robert C. Juvinall. "Fundamentos de Diseño para Ingenieros Mecánicos", 3ª Edición. Editorial Limusa, 1991.
- Lawrence E. Doyle. "Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros", 3ª Edición. Editorial Prentice Hall, 1988.
- E.J. Eran. "Resistencia de Materiales. Diseño de Estructuras y Máquinas", 1ª Edición. Editorial Interamericana, 1984.

- Gere y Timoshenko. "Mecánica de Materiales", 4ª Edición. Editorial Internacional Thomson, 1998.
- Joseph Edgard Shigley. "Diseño en Ingeniería Mecánica", 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, 1998
- Bertoline Wiebe Millar Moler. "Dibujo en Ingeniería y Comunicación Gráfica", 2ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, 1999.
- Equipo Técnico EDEBE. "Prácticas Mecánicas II", 2ª Edición. Editorial EDEBE.

## GLOSARIO.

### C

Coeficiente de Endurecimiento por Deformación (n): Es un factor indicador de la ductilidad y/o conformabilidad de los metales y aleaciones. Experimentalmente, el valor de n se determina graficando los valores de los logaritmos naturales del esfuerzo y de la deformación obtenidos en un ensayo de tracción y calculando por el método de ajuste por mínimos cuadrados, la pendiente de la recta resultante.

Conformado en frío: Deformación de un metal por debajo de su temperatura de recristalización.

### D

Desarrollo: Es el diámetro original de la chapa antes de ser conformada.

Deslizamiento: Deformación de un material mediante el movimiento de dislocaciones a través de la red.

Dislocación: Imperfección lineal de un material cristalino. El movimiento de las dislocaciones ayuda a explicar la manera en la que se deforman los materiales. La interferencia con el movimiento de las dislocaciones ayuda a explicar cómo se endurecen los materiales.

### E

Estado de Fluencia: Es el punto del esfuerzo correspondiente al punto de cadencia plástica.

Estructura Cristalina: Arreglo de los átomos en un material con un patrón regular repetible.

## G

Grano: Porción de un material sólido en el cual la red es idéntica y con una sola orientación cristalográfica.

## L

Líneas de Lüders: Marcas prolongadas en la superficie o depresiones causadas por deformaciones plásticas localizadas que resultan de la elongación del punto de fluencia del material.

## M

Matriz: Elemento metálico que permite realizar operaciones de estampación, embutición, troquelado, etc., con el fin de darle forma a un metal

Módulo Tangente: Pendiente de la tangente a la curva tensión-deformación.

## P

Plano de Deslizamiento: Plano que barre la línea de dislocación durante el deslizamiento. Normalmente, el plano de deslizamiento es un plano compacto si es que existe alguno en la estructura cristalina.

Pruebas Tecnológicas: Grupo de pruebas en las cuales no intervienen relaciones numéricas, sino que sólo pretenden estudiar el comportamiento del material para el fin que se le destina. Son muy útiles ya que permiten obtener un juicio aproximado sobre algún factor característico del material, como puede ser su composición, tratamientos térmicos que se le han aplicado, etc.

## R

Razón de Embutición: Es la relación entre el diámetro del punzón ( $d$ ), con el diámetro de la chapa primitiva ( $D$ ).

Recristalización: Tratamiento térmico de recocido a temperatura media, diseñado para eliminar todos los efectos del endurecimiento por deformación producidos por el trabajo en frío. Este proceso debe realizarse por encima de la temperatura de recristalización del material trabajado.

► Shown from left to right: RC-506, RC-50, RC-2510, RC-154, RC-10010, RC-55, RC-1010



- Collar threads, plunger threads and base mounting holes enable easy fixturing (on most models)
- Designed for use in all positions
- Removable strap handles for unobstructed fixturing (RC-5013, RC-7513 and both 100 ton models)
- High strength alloy steel for durability
- Nickel plating available on most models (contact Enerpac for details)
- Heavy-duty return springs
- Baked enamel finish for increased corrosion resistance
- CR-400 coupler and dust cap included on all models

► Stage lifting set up in Greece, where assembled pipes, 82 feet in length, were stage lifted with six RC-2514 cylinders.



## The Industry Standard General Purpose Cylinder



**Saddles**  
All RC cylinders are equipped with hardened removable grooved saddles. For tilt and flat saddles, see the RC-Series accessory page.

Page: 12



**Base Plates**  
To ensure the stability of cylinders for lifting applications, base plates are available for 10, 25 and 50 ton RC cylinders.

Page: 12



**Specialty Attachments**  
For solving all kinds of application problems, specialty attachments are available for 5, 10 and 25 ton RC cylinders.

Page: 168

► RC cylinder mounting attachments greatly extend the application possibilities (available for 5, 10, 15 and 25 ton cylinders).



**Golden Ring Design**  
Enerpac RC-Cylinders incorporate the Golden Ring Design, for long, trouble-free performance.



**RC Series**



### ► QUICK SELECTION CHART

For complete technical information see next page.

Cylinder Capacity (tons) Nominal [maximum]	Stroke (in)	Model Number	Cylinder Effective Area (in <sup>2</sup> )	Oil Capacity (in <sup>3</sup> )	Collapsed Height (in)	Weight (lbs)
5 [5]	.63	RC-50**	.99	.62	1.63	2.2
	1.00	RC-51	.99	.99	4.34	2.3
	3.00	RC-53	.99	2.98	6.50	3.3
	5.00	RC-55*	.99	4.97	8.50	4.1
	7.00	RC-57	.99	6.96	10.75	5.3
10 [11]	9.13	RC-59	.99	9.07	12.75	6.1
	1.00	RC-101	2.24	2.24	3.53	4.0
	2.13	RC-102*	2.24	4.75	4.78	5.1
	4.13	RC-104	2.24	9.23	6.75	7.2
	6.13	RC-106*	2.24	13.70	9.75	9.8
15 [16]	8.00	RC-108	2.24	17.89	11.75	12.0
	10.13	RC-1010*	2.24	22.65	13.75	14.0
	12.00	RC-1012	2.24	26.84	15.75	15.0
	14.00	RC-1014	2.24	31.31	17.75	18.0
	1.00	RC-151	3.14	3.14	4.88	7.2
25 [26]	2.00	RC-152	3.14	6.28	5.88	9.0
	4.00	RC-154*	3.14	12.57	7.88	11.0
	6.00	RC-156*	3.14	18.85	10.69	15.0
	8.00	RC-158	3.14	25.13	12.69	18.0
	10.00	RC-1510	3.14	31.42	14.69	21.0
30 [32]	12.00	RC-1512	3.14	37.70	16.69	24.0
	14.00	RC-1514	3.14	43.98	18.69	26.0
	1.00	RC-251	5.16	5.16	5.50	13.0
	2.00	RC-252*	5.16	10.31	6.50	14.0
	4.00	RC-254*	5.16	20.63	8.50	18.0
50 [55]	6.25	RC-256*	5.16	32.23	10.75	22.0
	8.25	RC-258	5.16	42.55	12.75	27.0
	10.25	RC-2510	5.16	52.86	14.75	31.0
	12.25	RC-2512	5.16	63.18	16.75	36.0
	14.25	RC-2514*	5.16	73.49	18.75	39.0
75 [80]	8.25	RC-308	6.49	53.56	15.25	40.0
	2.00	RC-502	11.04	22.09	6.94	33.0
	4.00	RC-504	11.04	44.18	8.94	42.0
	6.25	RC-506*	11.04	69.03	11.13	51.0
	13.25	RC-5013	11.04	146.34	18.13	83.0
100 [103]	6.13	RC-756	15.90	97.41	11.25	65.0
	13.13	RC-7513	15.90	208.74	19.38	130.0
	6.63	RC-1006*	20.63	136.67	14.06	130.0
	10.25	RC-10010	20.63	211.45	17.69	160.0

\* Available as a set. See note on this page.

\*\* RC-50 cylinder has non-removable grooved saddle and no collar thread.



**Hoses**  
Enerpac offers a complete line of high quality hydraulic hoses. To ensure the integrity of your system, specify only Enerpac hydraulic hoses.

Page: 112



**Gauges**  
Minimize the risk of overloading and ensure long, dependable service from your equipment. Refer to the System Components Section for a full range of gauges.

Page: 118



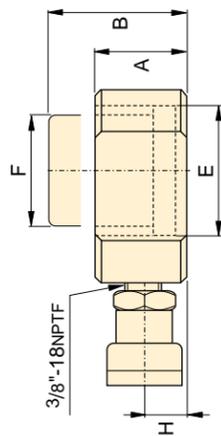
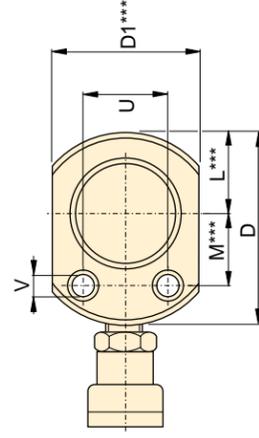
**Pump and Cylinder Sets**  
All cylinders marked with an \* are available as sets (cylinder, gauge, couplers, hose and pump) for your ordering convenience.

Page: 54

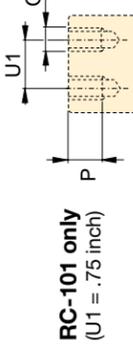


**Speed Chart**  
See the Enerpac Cylinder Speed Chart in our "Yellow Pages" to determine your approximate cylinder speed.

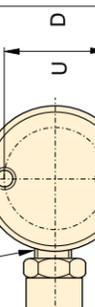
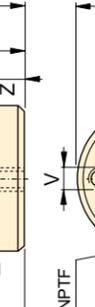
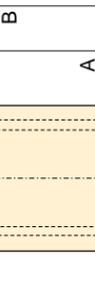
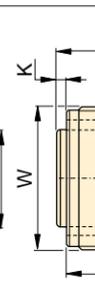
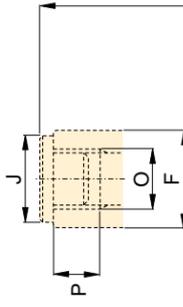
Page: 109



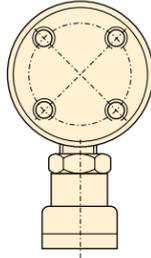
**RC-50**



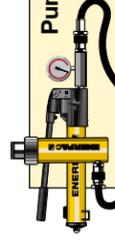
**RC-101 only**  
(U1 = .75 inch)



**RC-51 to RC-7513 models**



**RC-1006 and RC-10010 models**



**Pump and Cylinder Sets**  
All cylinders marked with an \* are available as sets (cylinder, gauge, couplers, hose and pump) for your ordering convenience.

Page: **54**

◀ For full features see page 8.

Cylinder Capacity (tons) Nominal [maximum]	Stroke (in)	Model Number	Cylinder Effective Area (in <sup>2</sup> )	Oil Capacity (in <sup>3</sup> )	Collapsed Height (in)	Extended Height (in)	Outside Dia. (in)
5 [5]	.63	RC-50**	.99	.62	1.63	2.25	2.31
	1.00	RC-51	.99	.99	4.34	5.34	1.50
	3.00	RC-53	.99	2.98	6.50	9.50	1.50
	5.00	RC-55*	.99	4.97	8.50	13.50	1.50
	7.00	RC-57	.99	6.96	10.75	17.75	1.50
10 [11]	9.13	RC-59	.99	9.07	12.75	21.88	1.50
	1.00	RC-101	2.24	2.24	3.53	4.53	2.25
	2.13	RC-102*	2.24	4.75	4.78	6.91	2.25
	4.13	RC-104	2.24	9.23	6.75	10.88	2.25
	6.13	RC-106*	2.24	13.70	9.75	15.88	2.25
15 [16]	8.00	RC-108	2.24	17.89	11.75	19.75	2.25
	10.13	RC-1010*	2.24	22.65	13.75	23.88	2.25
	12.00	RC-1012	2.24	26.84	15.75	27.75	2.25
	14.00	RC-1014	2.24	31.31	17.75	31.75	2.25
	1.00	RC-151	3.14	3.14	4.88	5.88	2.75
25 [26]	2.00	RC-152	3.14	6.28	5.88	7.88	2.75
	4.00	RC-154*	3.14	12.57	7.88	11.88	2.75
	6.00	RC-156*	3.14	18.85	10.69	16.69	2.75
	8.00	RC-158	3.14	25.13	12.69	20.69	2.75
	10.00	RC-1510	3.14	31.42	14.69	24.69	2.75
30 [32]	12.00	RC-1512	3.14	37.70	16.69	28.69	2.75
	14.00	RC-1514	3.14	43.98	18.69	32.69	2.75
	1.00	RC-251	5.16	5.16	5.50	6.50	3.38
	2.00	RC-252*	5.16	10.31	6.50	8.50	3.38
	4.00	RC-254*	5.16	20.63	8.50	12.50	3.38
50 [55]	6.25	RC-256*	5.16	32.23	10.75	17.00	3.38
	8.25	RC-258	5.16	42.55	12.75	21.00	3.38
	10.25	RC-2510	5.16	52.86	14.75	25.00	3.38
	12.25	RC-2512	5.16	63.18	16.75	29.00	3.38
	14.25	RC-2514*	5.16	73.49	18.75	33.00	3.38
75 [80]	8.25	RC-308	6.49	53.56	15.25	23.50	4.00
	2.00	RC-502	11.04	22.09	6.94	8.94	5.00
	4.00	RC-504	11.04	44.18	8.94	12.94	5.00
	6.25	RC-506*	11.04	69.03	11.13	17.38	5.00
	13.25	RC-5013	11.04	146.34	18.13	31.38	5.00
100 [103]	6.13	RC-756	15.90	97.41	11.25	17.38	5.75
	13.13	RC-7513	15.90	208.74	19.38	32.50	5.75
	6.63	RC-1006*	20.63	136.67	14.06	20.69	7.00
	10.25	RC-10010	20.63	211.45	17.69	27.94	7.00

\* Available as a set. See note on this page.

\*\* RC-50 cylinder has non-removable grooved saddle and no collar thread.

\*\*\* D1 = 1.63 inch, L = .81 inch, M = 1.00 inch.



**Couplers Included!**  
CR-400 couplers included on all models. Fits all HC-Series hoses.

Capacity:

**5-100 tons**

Stroke:

**.63-14.25 inch**

Maximum Operating Pressure:

**10,000 psi**

**RC Series**



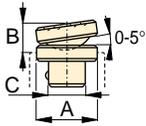
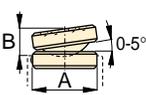
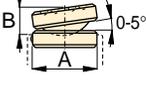
Cylinder Bore Dia. E (in)	Plunger Dia. F (in)	Base to Adv. Port H (in)	Saddle Dia. J (in)	Saddle Protr. from Plgr. K (in)	Plunger Internal Thread O (in)	Plunger Thread Length P (in)	Base Mounting Holes			Collar Thread W (in)	Collar Thread Length X (in)	Weight (lbs)	Model Number
							Bolt Circle U (in)	Thrd. V (in)	Thd. Depth Z (in)				
1.13	1.00	.75	**	**	**	**	1.13	.22	—	—	—	2.2	RC-50**
1.13	1.00	.75	1.00	.25	3/4"-16	.56	1/4"-20UN	.56	1 1/2"-16	1.13	1.13	2.3	RC-51
1.13	1.00	.75	1.00	.25	3/4"-16	.56	1/4"-20UN	.56	1 1/2"-16	1.13	1.13	3.3	RC-53
1.13	1.00	.75	1.00	.25	3/4"-16	.56	1/4"-20UN	.56	1 1/2"-16	1.13	1.13	4.1	RC-55*
1.13	1.00	.75	1.00	.25	3/4"-16	.63	1/4"-20UN	.63	1 1/2"-16	1.13	1.13	5.3	RC-57
1.13	1.00	.75	1.00	.25	3/4"-16	.63	1/4"-20UN	.63	1 1/2"-16	1.13	1.13	6.1	RC-59
1.69	1.50	.75	—	—	#10-24UN	.25	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.06	4	4	RC-101
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.13	5.1	5.1	RC-102*
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.06	7.2	7.2	RC-104
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.13	9.8	9.8	RC-106*
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.06	12	12	RC-108
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.13	14	14	RC-1010*
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.06	15	15	RC-1012
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"-8	.75	5/16"-18UN	.50	2 1/4"-14	1.06	18	18	RC-1014
2.00	1.63	.75	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	7.2	7.2	RC-151
2.00	1.63	.75	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	9	9	RC-152
2.00	1.63	.75	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	11	11	RC-154*
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	15	15	RC-156*
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	18	18	RC-158
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	21	21	RC-1510
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	24	24	RC-1512
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"-8	1.00	3/8"-16UN	.50	2 3/4"-16	1.19	26	26	RC-1514
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	13	13	RC-251
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	14	14	RC-252*
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	18	18	RC-254*
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	22	22	RC-256*
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	27	27	RC-258
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	31	31	RC-2510
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	36	36	RC-2512
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	1/2"-13UN	.75	3 5/16"-12	1.94	39	39	RC-2514*
2.88	2.25	2.25	2.00	.41	1 1/2"-16	1.00	—	—	3 5/16"-12	1.94	40	40	RC-308
3.75	3.13	1.31	2.81	.11	—	—	1/2"-13UN	.75	5"-12	2.19	33	33	RC-502
3.75	3.13	1.31	2.81	.11	—	—	1/2"-13UN	.75	5"-12	2.19	42	42	RC-504
3.75	3.13	1.38	2.81	.11	—	—	1/2"-13UN	.75	5"-12	2.19	51	51	RC-506*
3.75	3.13	1.38	2.81	.11	—	—	1/2"-13UN	.75	5"-12	2.19	83	83	RC-5013
4.50	3.75	1.19	2.81	.23	—	—	—	—	5 3/4"-12	1.75	65	65	RC-756
4.50	3.75	1.19	2.81	.23	—	—	—	—	5 3/4"-12	1.75	130	130	RC-7513
5.13	4.13	1.63	2.81	.11	—	—	3/4"-10UN	1.00	6 7/8"-12	1.75	130	130	RC-1006*
5.13	4.13	1.63	2.81	.11	—	—	3/4"-10UN	1.00	6 7/8"-12	1.75	160	160	RC-10010

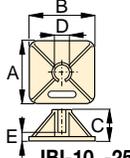
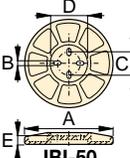
## ▼ SELECTION CHART

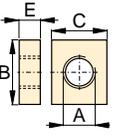
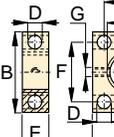
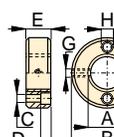
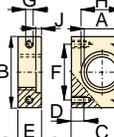
For use with Cylinder Capacity (tons)	Saddles			Base Plate	Mounting Block	Clevis Eyes	
	Flat/Threaded	Grooved <sup>1)</sup>	Tilt			Base <sup>4)</sup>	Plunger
5	A-53F <sup>2)</sup>	A-53G <sup>2)</sup>	–	–	RB-5 <sup>2)</sup> , AW-51 <sup>2)</sup> , AW-53 <sup>2)</sup>	REB-5 <sup>2)</sup>	REP-5 <sup>2)</sup>
10	A-12 <sup>3)</sup> , A-102F <sup>3)</sup>	A-102G <sup>3)</sup>	CAT-10 <sup>3)</sup>	JB1-10	RB-10, AW-102	REB-10	REP-10 <sup>3)</sup>
15	–	A-152G	CAT-10	–	RB-15	REB-15	REP-10
25	A-29	A-252G	CAT-50	JB1-25	RB-25	REB-25	REP-25
30	A-29	A-252G	CAT-50	–	RB-25	–	REP-25
50	–	–	CAT-100	JB1-50	–	–	–
75	–	–	CAT-100	–	–	–	–
100	–	–	CAT-100	–	–	–	–

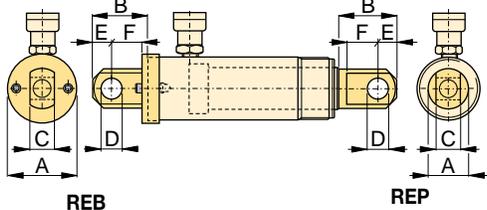
<sup>1)</sup> Standard on 5-30 ton RC-cylinders   <sup>2)</sup> Except RC-50   <sup>3)</sup> Except RC-101   <sup>4)</sup> Mounting screws are included.

## ▼ DIMENSION CHARTS

Model Number	Saddle Dimensions (in)				Model Number	Tilt Saddle Dimensions (in)			
	A	B	C			A	B	C	
<b>Flat</b>					<b>Tilt</b>				
A-53F	1.00	.25	.68		CAT-10	1.38	.79	.88	
A-102F	1.38	.24	.88		CAT-50	1.97	.83	1.40	
A-12	2.00	1.88	1" -8UNC						
A-29	2.00	1.88	1 1/2" -16UN						
<b>Grooved</b>					<b>Tilt</b>				
A-53G	1.00	.25	.68		CAT-100	2.80	.98	–	
A-102G	1.38	.24	.88						
A-152G	1.50	.37	.88						
A-252G	1.97	.37	1.40						

Model Number	Base Plate Dimensions (in)						
	A	B	C	D	E		
JB1-10	9.00	9.00	5.34	2.29	.81	JBI-10, -25	
JB1-25	11.00	11.00	5.53	3.41	1.03		
JB1-50	12.00	.60	3.75	5.19	1.25		JBI-50

Model Number	Mounting Block Dimensions (in)											
	A	B	C	D	E	F	G	H				
RB-5	1 1/2" -16	3.50	3.00	–	1.00	–	–	–	RB-5, -10 RB-15, -25	AW-51	AW-53	AW-102 (J=.19)
AW-51	1 1/2" -16	2.76	2.36	.43	.98	2.13	1/4" -20	1.62				
AW-53	1 1/2" -16	2.87	.28	.31	.75	2.25	1/4" -20	.41				
RB-10	2 1/4" -14	4.50	3.50	–	1.00	–	–	–				
AW-102	2 1/4" -14	3.94	3.25	.63	1.18	3.00	7/16" -20	2.31				
RB-15	2 3/4" -16	4.00	4.50	–	1.50	–	–	–				
RB-25	3 5/16" -12	5.00	6.50	–	2.00	–	–	–				

Type	Model Number	Clevis Eye Dimensions (in)						Pin to Pin* (in)	
		A	B	C	D	E	F		
Base <sup>4)</sup>	REB-5	1.75	1.88	.56	.63	.63	1.00	2.37	
	REB-10	2.50	2.63	1.00	.88	1.00	1.38	3.07	
	REB-15	3.00	2.63	1.00	.88	1.00	1.38	3.07	
	REB-25	3.75	3.13	1.50	1.25	1.25	1.63	3.45	
Plunger	REP-5	1.13	1.62	.56	.63	.63	.75	–	
	REP-10	1.69	2.43	1.00	.88	1.00	1.13	–	
	REP-25	2.25	2.93	1.50	1.25	1.25	1.38	–	

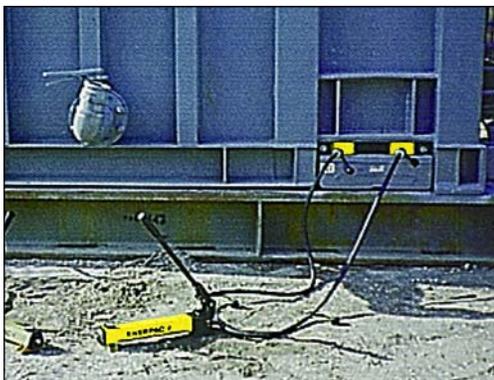
\* Pin to Pin– REB and REP Clevises fitted. Add cylinder stroke length.

▼ Pumps shown, from top to bottom: P-802, P-842, P-202, P-142



- Lightweight and compact design
- Durable glass-filled nylon reservoir and nylon encapsulated aluminum pump base for maximum corrosion resistance
- Two-speed operation on most models reduces handle strokes by as much as 78% over single speed pumps
- Lower handle effort to minimize operator fatigue
- Integral 4-way valve on P-842 for operation of double-acting cylinders
- Handle lock and lightweight construction for easy carrying
- Large oil capacities to power a wide range of cylinders or tools
- Non-conductive fiberglass handle for operator safety
- Internal pressure relief valve for overload protection

▼ P-392 in action with RSM-500 cylinders.



## Exclusively from Enerpac



### Cylinder Matching Chart

For help in selecting the correct hand pump for your application, please refer to the Cylinder Matching Chart located in the "Yellow Pages."

Page: 102



### Speed Chart

To determine how a specific pump will operate your cylinder, see the Pump-Cylinder Speed Chart in the "Yellow Pages."

Page: 109



### Tank Kits:

When a return-to-tank port is required, the Tank Kits provide a 7/16-20 port at the rear of the reservoir.

<b>PC-20</b>	Fits P-141, P-142
<b>PC-25</b>	Fits P-202, P-391, P-392

Pump Type	Usable Oil Capacity (in <sup>3</sup> )	Model Number	Pressure Rating*		Oil Displacement per Stroke (in <sup>3</sup> )		Max. Handle Effort (lbs)
			(psi)		(in <sup>3</sup> )		
			1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage	
Single-Speed	20	P-141	N/A	10,000	N/A	.055	72
	55	P-391	N/A	10,000	N/A	.151	85
Two-Speed	20	P-142**	200	10,000	.221	.055	78
	55	P-202	200	10,000	.221	.055	63
	55	P-392**	200	10,000	.687	.151	93
	155	P-802	400	10,000	2.40	.151	95
	155	P-842	400	10,000	2.40	.151	95

\* Contact Enerpac for applications where operating pressure is less than 10% of pressure rating.

\*\* Available as set, see note on next page.

# Lightweight Hand Pumps



**Pump and Cylinder sets**  
Pumps marked with an \*\* are available as sets (pump, cylinder, gauge, couplers and hose) for your ordering convenience.

Page: 54

## P Series



Reservoir Capacity:  
**20-155 in<sup>3</sup>**

Flow at Rated Pressure:  
**.055-.15 in<sup>3</sup>/stroke**

Operating Pressure:  
**10,000 psi**



### Hoses

Enerpac offers a complete line of high quality hydraulic hoses. To ensure the integrity of your system, specify only genuine Enerpac hydraulic hoses.

Page: 112



### Gauges

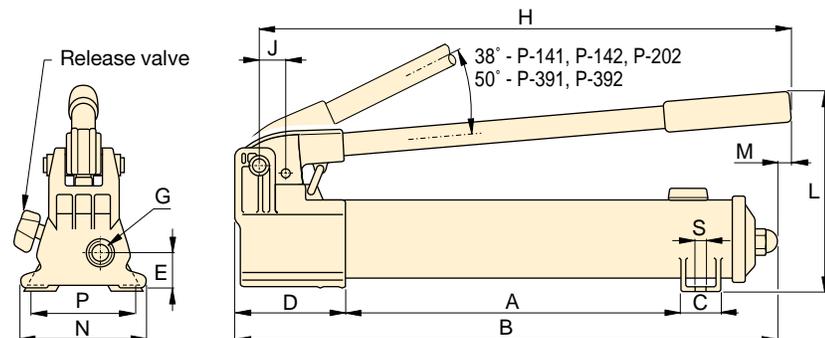
Minimize the risk of overloading and ensure long, dependable service from your equipment. Refer to the System Components section for a full range of gauges.

Page: 118

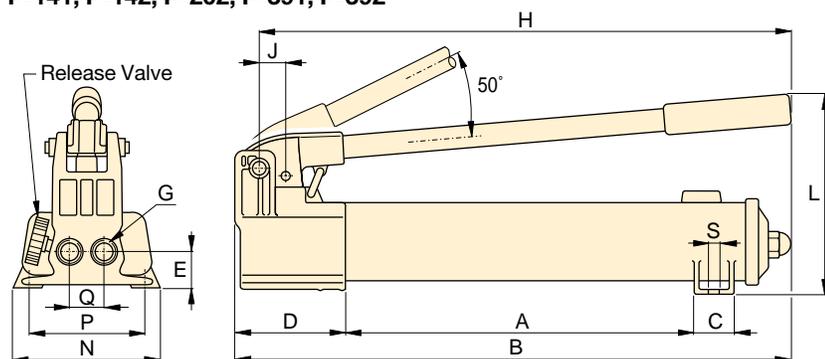


### Aluminum Reservoir

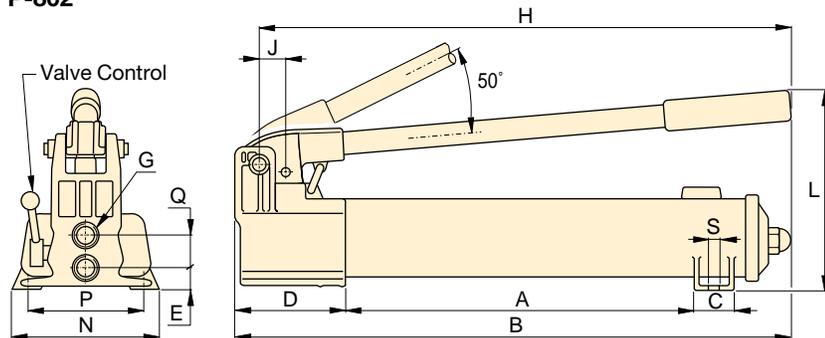
For applications where composite reservoirs may not be suitable, the P-392AL utilizes an extruded aluminum reservoir. Also included is a second handle for two-hand use. Contact Enerpac for details.



P-141, P-142, P-202, P-391, P-392



P-802



P-842

Piston Stroke (in)	Dimensions (in)														Weight (lbs)	Model Number
	A	B	C	D	E	G	H	J	L	M	N	P	Q	S		
.50	7.31	13.25	1.13	3.37	1.13	1/4"-18 NPTF	12.56	.75	5.63	-	3.75	3.18	-	.28	4.5	P-141
1.00	13.56	21.00	1.44	3.93	1.31	3/8"-18 NPTF	20.56	1.19	7.00	.63	4.75	-	-	-	9.0	P-391
.50	7.31	13.25	1.13	3.37	1.13	1/4"-18 NPTF	12.56	.75	5.63	-	3.75	3.18	-	.28	4.5	P-142**
.50	13.56	20.06	1.44	3.37	1.13	1/4"-18 NPTF	15.75	.75	5.69	.63	3.75	-	-	-	7.5	P-202
1.00	13.56	21.00	1.44	3.93	1.31	3/8"-18 NPTF	20.56	1.19	7.00	.63	4.75	-	-	-	9.0	P-392**
1.00	13.30	21.75	1.78	5.25	1.39	3/8"-18 NPTF	20.75	2.19	9.00	-	7.12	4.75	1.40	.41	18.0	P-802
1.00	13.30	21.75	1.78	5.25	.81	3/8"-18 NPTF	20.75	2.19	9.00	-	7.12	4.75	1.44	.41	22.0	P-842

▼ Shown from top to bottom: HC-7206, HC-8206, HC-9206



**Crimped-on rubber strain relief for improved life and durability on all models.**

### Thermo-plastic Hoses (700-Series)

- For demanding applications, featuring a 4:1 design factor
- Maximum working pressure of 10,000 psi
- Two layers of steel wire braids
- Outside jacket is polyurethane, to provide maximum abrasion resistance
- Exhibits low volumetric expansion under pressure to enhance overall system efficiency

### Plastic-coated Nylon Hose (800-Series)

- Ideal for applications requiring non-conductive accessories
- Lightweight and long lasting plastic coating
- Designed to comply with Material Handling Institute IJ-100 hose specification
- 2:1 design factor

### Heavy-duty Rubber Hoses (900-Series)

- The most complete offering: 35 models up to 50 feet in length
- Rubber coated with 2 layers of steel wire braids
- Designed to comply with Material Handling Institute IJ-100 hose specification
- Flexible, with little “memory”, is the best choice for long hose runs
- 2:1 design factor

## Emphasize Safety and Quality



### WARNING !

- Do not exceed 10,000 psi maximum pressure.
- Do not handle hoses while under pressure.

More safety instructions in our “Yellow pages.”

Page: 100

### ▼ Hose End Couplings

1/4" NPTF	
3/8" NPTF	
A-604	
A-630	
AH-604	
AH-630	
C-604	
CH-604	

# High Pressure Hydraulic Hoses

## Hose Oil Capacity

When using long hose lengths, it is sometimes necessary to fill the pump reservoir after filling the hoses. To determine the hose oil capacity, use the following:

For .25" internal diameter hoses:  
Capacity (in<sup>3</sup>) = .5892 x Length (ft)

For .38" internal diameter hoses:  
Capacity (in<sup>3</sup>) = 1.3608 x Length (ft)

Inside Diameter:

**.25 and .38 inch**

Length:

**2-50 feet**

Maximum Operating Pressure:

**10,000 psi**

**700  
800  
900  
Series**



Internal Diameter (in)	Hose End Assemblies and Couplers*		Hose Length (ft)	700-Series Thermo-plastic		800-Series Plastic-coated Nylon		900-Series Heavy-duty Rubber		
	End one	End two		Model Number	Weight (lbs)	Model Number	Weight (lbs)	Model Number	Weight (lbs)	
.25	1/4" NPTF	1/4" NPTF	6	-	-	-	-	H-9206Q	2.6	
		3/8" NPTF	6	-	-	-	-	H-9206S	2.6	
		A-630	6	HB-7206QB	2.4	-	-	HB-9206QB	3.1	
		AH-630	6	-	-	-	-	HB-9206Q	2.9	
		CH-604	6	HC-7206Q	2.3	-	-	HC-9206Q	3.0	
	3/8" NPTF	3/8" NPTF		2	H-7202	1.2	-	-	H-9202	1.6
				3	H-7203	1.5	-	-	H-9203	1.9
				6	H-7206	2.0	H-8206	1.7	H-9206	2.6
				10	H-7210	3.0	H-8210	2.6	H-9210	3.9
				20	H-7220	6.2	H-8220	5.3	H-9220	8.0
				30	H-7230	10.0	H-8230	8.6	H-9230	13.0
				50	H-7250	15.4	-	-	H-9250	22.0
		A-604				-	-	-	-	-
			6	HA-7206B	2.5	-	-	-	HA-9206B	3.2
			10	-	-	-	-	HA-9210B	4.5	
		AH-604				-	-	-	-	-
			3	-	-	-	-	-	HA-9203	2.1
			6	HA-7206	2.2	-	-	-	HA-9206	2.9
			10	HA-7210	3.2	-	-	-	HA-9210	4.2
			6	HB-7206	2.2	-	-	-	HB-9206	2.9
			3	HC-7203B	2.2	-	-	-	HC-9203B	2.9
		C-604	6	HC-7206B	2.8	HC-8206B	2.4	HC-9206B	3.7	
			10	HC-7210B	3.9	HC-8210B	3.3	HC-9210B	5.0	
			3	HC-7203	1.7	HC-8203	1.5	HC-9203	2.2	
		CH-604	6	HC-7206	2.3	HC-8206	2.0	HC-9206	3.0	
			10	HC-7210	3.3	HC-8210	2.8	HC-9210	4.3	
			20	HC-7220	6.4	HC-8220	5.5	HC-9220	8.3	
			6	HC-7206C	2.4	-	-	HC-9206C	3.1	
		CH-604	CH-604	50	HC-7250C	15.4	-	-	HC-9250C	20.0
			3/8" NPTF	3/8" NPTF	6	H-7306	3.5	H-8306	3.0	H-9306
		10			H-7310	5.4	H-8310	4.6	H-9310	7.0
		20			H-7320	10.0	H-8320	8.6	H-9320	13.0
30		H-7330			16.2	H-8330	13.9	H-9330	21.0	
50	-	-			H-8350	21.8	H-9350	33.0		
CH-604	6	HC-7306		3.4	-	-	HC-9306	4.9		
	10	HC-7310		5.6	-	-	HC-9310	7.3		
	20	HC-7320	11.2	-	-	HC-9320	14.6			

\* For technical information on couplers see next page.

▼ Shown: FH-604, FR-400, A-630 disassembled, C-604, AH-604, AR-400



## Facilitate Quick Connection of Hydraulic Lines

### 3/8" High Flow Couplers

- Standard equipment on most Enerpac cylinders
- Recommended for use on all Enerpac pumps and cylinders where space and porting permits
- Include "2-in-1" dust cap for use on male and female coupler halves

### 3/8" High Flow "Flush-face" Couplers

- Featuring "Push-to-connect" operation, to guarantee good connection every time
- Flush-face, zero-leak operation for minimal spillage
- HTMA\* recognized for safety and performance

### 3/8" Regular Spee-D-Coupler®

- For medium duty applications; for use with hand pumps
- Includes female steel dust cap

### 1/4" Regular Coupler

- For use with small cylinders and hand pumps
- Includes female steel dust cap

\* Hydraulic Tool Manufacturers Association



**Thread sealer**  
To seal NPTF threads use one of the new anaerobic thread sealers or Teflon paste. When using Teflon Tape, apply the tape one thread back from the end of a fitting to prevent it from entering the hydraulic system.



**WARNING!**  
Couplers should be pressurized only when completely connected, and should not be coupled or uncoupled when pressurized.

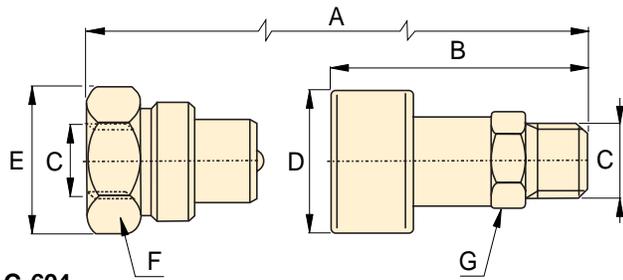
More safety instructions in our "Yellow pages."

Page: 100

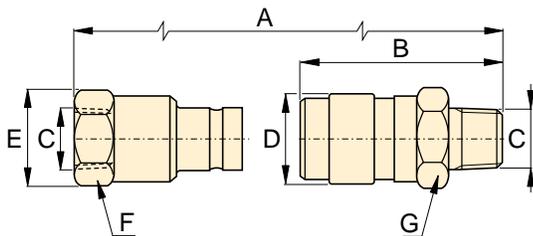
# Hydraulic Couplers

Male Half

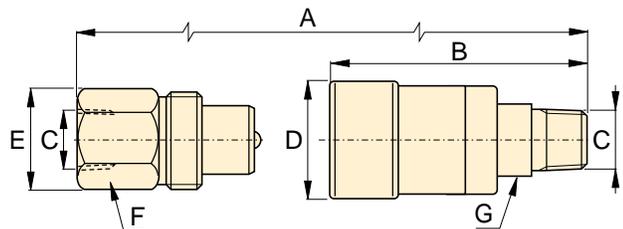
Female Half



C-604



F-604



A-604 and A-630

**A, C,  
F, Z  
Series**



Maximum Flow Capacity:  
**2,500 in<sup>3</sup>/min**

Thread:  
**1/4" and 3/8" NPTF**

Maximum Operating Pressure:  
**10,000 psi**



**Metal Dust Caps**

Steel dust caps are available for the C-604 series couplers. Order model number:

- CD-411M** for female half
- CD-415M** for male half

Maximum Flow Capacity (in <sup>3</sup> /min)	Coupler Type	Model Numbers			Dimensions (in)							Dust Cap(s)
		Complete Set	Female Half	Male Half	A*	B	C	D	E	F	G	
2,500	High-Flow Coupler 	C-604	CR-400	CH-604	3.26	2.87	3/8" NPTF	1.38	1.38	1.25	1.00	(2x) CD-411 Included
2,500	Flush-Face coupler 	F-604	FR-400	FH-604	4.36	2.85	3/8" NPTF	1.23	1.23	1.06	1.12	-
462	Regular Spee-D-Coupler® 	A-604	AR-400	AH-604	3.09	2.53	3/8" NPTF	1.12	.94	.94	.73	Z-410 female only Included
462	Regular Coupler 	A-630	AR-630	AH-630	2.61	1.72	1/4" NPTF	.87	.81	.75	.57	Z-640 female only Included

\* Value A is total length when male and female halves are connected.

▼ Shown top to bottom: HF-101, A-65, A-64, FZ-1055, A-66, FZ-1634, FZ-1625, FZ-1608



## Genuine Enerpac System Components



**WARNING !**

Use only genuine Enerpac Hydraulic Oil. The use of any other fluid will render your Enerpac warranty null and void.

More safety instructions in our "Yellow pages"

Page: 100

### Hydraulic Oil

Contents	Model Number
One Quart	HF-100
One Gallon	HF-101
Five Gallons*	HF-102
Fifty-Five Gallons	HF-104

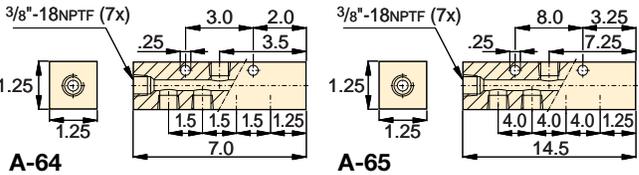
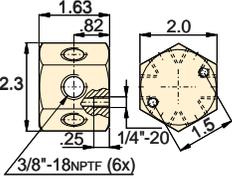
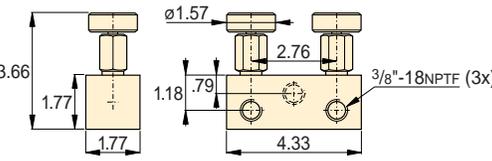
\* Packed in two 2 1/2 gallon cans.

- Maximum pump volumetric efficiency
- Maximum internal heat transfer
- Prevents pump cavitation
- Additives prevent rust, oxidation and sludge
- High viscosity index
- Maximum film protective lubricity

### ▼ Oil Specifications chart

Viscosity Index	100 min
Viscosity at 210°F	42/45 S.U.S.
Viscosity at 100°F	150/165 S.U.S.
Viscosity at 0°F	<12,000 S.U.S.
API Gravity	31.0/33.0
Flash, C.O.C. °F	400
Pour Point, °F	-25
Aniline Point, °F	210/220
Paraffinic Base Color	Blue

## Manifolds

Description	Model Number	Dimensions (in)
<p><b>7" Long Manifold</b> with 7 female ports.</p> 	A-64	
<p><b>14" Long Manifold</b> that allows direct mounting of control valves to the manifold. 7 female ports.</p>	A-65	
<p><b>6-Port Hexagon Manifold.</b> Plugs furnished for all ports 3/8" - 18 NPTF.</p> 	A-66	
<p><b>Premounted Manifold</b> Functions as split-flow valve to control two single-acting cylinders simultaneously. All ports 3/8" - 18 NPTF.</p> 	AM-2	

# Hydraulic Oil, Manifolds and Fittings

## Recommended Tubing for Hand Plumbing Applications

Enerpac does not supply high-pressure pipe or tubing, but recommends the use of cold drawn steel tubing instead of regular pipe in the following dimensions:

In place of .25" pipe, use .53" O.D. x 11 ga. (0.12") wall.

In place of .38" pipe, use .38" Schedule 80 seamless pipe.

In place of .50" pipe, use .84" O.D. x 0.16" wall.

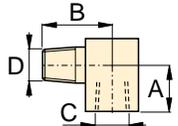
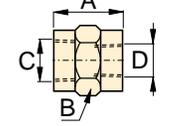
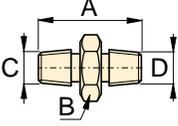
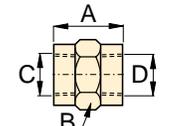
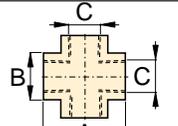
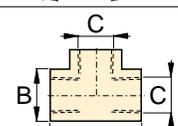
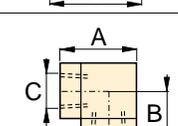
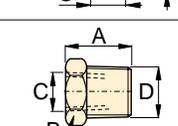
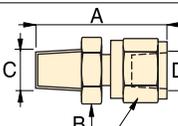
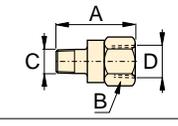
This tubing can be threaded with standard pipe threading dies.

**A,AM  
FZ,HF  
Series**



Maximum Operating Pressure:  
**10,000 psi**

## Fittings

Description	Model Number	Dimensions (in)					Diagram
		A	B	C	D		
<b>Street Elbow</b> From: 3/8"-NPTF Male To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1616</b>	.94	1.30	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
<b>Reducing Connector</b> From: 3/8"-NPTF Female To: 1/4"-NPTF Female		<b>FZ-1615</b>	1.13	1.00	3/8"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF	
From: 1/2"-NPTF Female To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1625</b>	1.88	1.14	1/2"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
<b>Hex Nipple</b> From: 1/4"-NPTF Male To: 1/4"-NPTF Male		<b>FZ-1608</b>	1.50	.63	1/4"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF	
From: 3/8"-NPTF Male To: 3/8"-NPTF Male		<b>FZ-1617</b>	1.47	.75	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
<b>Coupling</b> From: 3/8"-NPTF Female To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1614</b>	1.13	1.00	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
<b>Cross</b> From: 3/8"-NPTF Female To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1613</b>	1.77	1.00	3/8"-18 NPTF	-	
<b>Tee</b> From: 3/8"-NPTF Female To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1612</b>	1.77	1.00	3/8"-18 NPTF	-	
<b>Elbow</b> From: 3/8"-NPTF Female To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1610</b>	1.38	.88	3/8"-18 NPTF	-	
<b>Bushing</b> From: 3/8"-NPTF Male To: 1/4"-NPTF Female		<b>FZ-1630</b>	.75	.75	1/4"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
<b>Swivel Fitting</b> From: 3/8"-NPTF Male To: 3/8"-NPTF Female		<b>FZ-1660</b>	1.56	.88	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
<b>Adaptor</b> Female Male		<b>FZ-1055</b>	1.75	.94	1/4"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
3/8"-18 NPTF 1/4"-18 NPTF		<b>FZ-1633</b>	1.69	1.13	1/4"-18 NPTF	1/2"-14 NPTF	
1/2"-14 NPTF 3/8"-18 NPTF		<b>FZ-1634</b>	1.69	1.13	3/8"-18 NPTF	1/2"-14 NPTF	

▼ Shown: GF-871P, GF-10P, GP-10S



- **GF-Series gauges are calibrated with dual scale reading for pressure and force**
- **Excellent readability; gauge face diameter 4 inches**
- **Fast, easy installation**
- **GF-Series gauges are glycerine filled**
- **Stainless steel gauge cases for corrosion resistance**
- **GP-Series gauges are calibrated with dual scale reading for psi and bar**

▼ A GP-10S gauge is used on this press to check the hydraulic pressure required to bend flat steel bar.



## Visual References for System Pressure and Force



### Auto-Damper Valve

For automatic control of gauge fluctuations, the V-10 Auto-Damper Valve controls the movement of the gauge

needle by restricting oil flow in and out of the gauge.

No adjustments needed.

Page: 133



### Snubber Valve

Infinitely adjustable for metering oil out of a gauge. The V-9 Snubber Valve is also suitable as a shut-off

valve to protect the gauge during high cycle applications

Page: 133

Used With	
	All Cylinders
	All Cylinders
	—
	All 5 ton RC Cylinders
	All 10 ton RC Cylinders
	All 25 ton RC Cylinders
	RC and RR 50 ton Cylinders
	12 ton RCH-Series
	RCH/RRH-20, 30 and 60 ton
	RCS-201, 302
	RCS-502, 1002
	25 ton Presses
	50 ton Presses
	25-50 ton Presses
	100 ton Presses
	150-200 ton Presses

# Hydraulic Force & Pressure Gauges



## Maximum Indicator Pointer

Indicator retains peak readings of pressure or force generated by the system.

Order model number: **H-4000G**.

Can easily be installed on GP-Series dry gauges. For installation on GF-Series glycerine filled gauges, it is recommended to be performed by an Authorized Enerpac Service Center.



## Load Gauges

To measure external load supported by a cylinder or jack. For pressing parts together under pre-determined loads, weighing, testing, etc.

## Pressure Gauges

To measure the input pressure into cylinders, jacks or high pressure systems. Also for all testing applications.

**GP Series** gauges are dry gauges.

**GF Series** gauges are glycerine filled.

## GF GP Series



Pressure Range:

**0-15,000 psi**

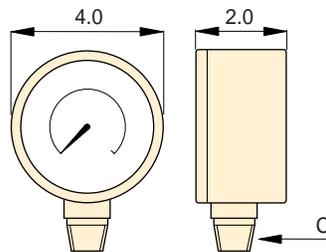
Face Diameter:

**4 inch**

Accuracy, % of full scale:

**± 1%**

All Models



### Gauge Type and Calibration



### Units per Division

### Model Number\*

### Thread C

### Gauge Adaptor



### Required

(in) GA-1 GA-2 GA-3

psi	bar	psi	lbs	tons	Units per Division	Model Number*	Thread C (in)	GA-1	GA-2	GA-3
0-10,000	0-700	-	-	-	100 psi, 10 bar	<b>GP-10S</b>	1/2 NPTF	●	●	
0-15,000	0-1000	-	-	-	200 psi, 10 bar	<b>GP-15S</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	-	-	-	-		-			
-	-	0-10,000	0-10,000	0-5	100 psi, 100 lbs, .1 ton	<b>GF-5P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	0-22,200	0-11	100 psi, 200 lbs, .2 ton	<b>GF-10P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	0-51,500	0-25.5	100 psi, 500 lbs, .5 ton	<b>GF-20P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	0-110,000	0-55	100 psi, 1000 lbs, 1 ton	<b>GF-50P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	0-27,000	0-13.5	100 psi, 200 lbs, .25 ton	<b>GF-120P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	-	0-23.5/36/65	100 psi, .5/.5/1 ton	<b>GF-813P</b>	1/4 NPTF			●
-	-	0-10,000	-	0-22/32	100 psi, .5/.5 ton	<b>GF-230P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	-	0-50/100	100 psi, 1/1 ton	<b>GF-510P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	0-51,500	0-25.5	100 psi, 500 lbs, .5 ton	<b>GF-20P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	0-11,000	0-55	100 psi, 1000 lbs, 1 ton	<b>GF-50P</b>	1/2 NPTF	●	●	
-	-	0-10,000	-	0-25.5/32.5/55	100 psi, .5/.5/.5 ton	<b>GF-835P</b>	1/4 NPTF			●
-	-	0-10,000	-	0-79/103	100 psi, 1/1 ton	<b>GF-871P</b>	1/4 NPTF			●
-	-	0-10,000	-	0-150/200	100 psi, 5/5 ton	<b>GF-200P</b>	1/4 NPTF			●

\* Metric scale Force Gauges are available by changing the "P" suffix to "B".

▼ Shown left to right: **GA-3, V-9, GA-1, GA-2, GA-4, NV-25, GA-918**

## GA, NV, V Series

Operating Pressure:  
**10,000 psi**



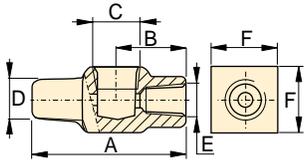




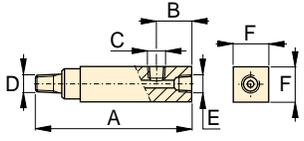

**Gauge Adaptors (GA-Series)**

- For easy mounting of a pressure gauge into your system
- Male end screws into pump or cylinder port, female end accepts hose or coupler, 3<sup>rd</sup> port is for gauge connection
- GA-918 provides for swivel connection

Model Number	Gauge Port (NPTF)	Male End (NPTF)	Female End (NPTF)	Dimensions (in)					
				A	B	C	D	E	F
GA-1	1/2	3/8	3/8	2.81	1.24	1/2 NPTF	3/8 NPTF	3/8 NPTF	1.25
GA-2	1/2	3/8		6.10	1.38	1/2 NPTF	3/8 NPTF	3/8 NPTF	1.25
GA-3	1/4	3/8		5.25	1.38	1/4 NPTF	3/8 NPTF	3/8 NPTF	1.25
GA-4	1/2	1/4		4.38	1.38	1/2 NPTF	1/4 NPTF	3/8 NPTF	1.25



**GA-1**



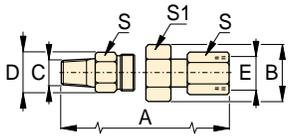
**GA-2, GA-3, GA-4**



**Swivel Adaptor (GA-918)**

- Simplifies gauge installation and reading

Model Number	Dimensions (in)						
	A	B	C	D	E	S	S1
GA-918	4.62	1.72	1/2 NPTF	1.30	1/2 NPTF	1.13	1.50

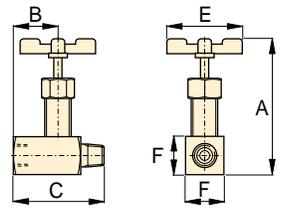




**Needle Valves (V- and NV-Series)**

- Both NV-25 and V-9 provide positive shut-off
- 303 stainless steel stem, 16 threads/in (NV-25)

Model Number	Orifice	Thread Size	Dimensions (in)				
			A	B	C	E	F
NV-25	.22	1/4 NPTF	3.50	1.06	2.34	2.50	.88
V-9	.28	1/2 NPTF	3.63	1.25	2.50	2.50	1.00



# 3-Way Directional Control Valves

▼ Shown from left to right: VM-3, VSP-324, VM-3L, VSP-3, VM-2, VC-15



## For Reliable Control of Single-Acting Cylinders



### Push-Button Control Station

VSP 115 VAC solenoid valves are supplied with 8 ft. power cord and push-

button IC control station with 10 ft. control cord.

Solenoid Valve Type	Control station included
3-way, 3-position	IC-43
Auto-retract	IC-32

- 3-way, 3-position valves provide advance/hold/retract operation for use with single-acting cylinders
- Manual or solenoid operation
- Remote or pump mounting on most Enerpac pumps
- Return line kit included with remote valves
- Available “locking” option on VC and VM Series valves for load-holding applications
- Standard “locking” feature on VSP Series 3-position valves
- VSP solenoid valves can be converted to an “auto-retract” style valve by simply changing the IC Pendant (see page 128)

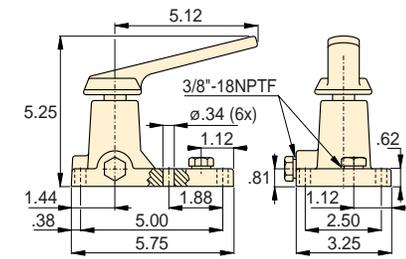
▼ A typical multi-cylinder control set-up using V and VC Series valves.



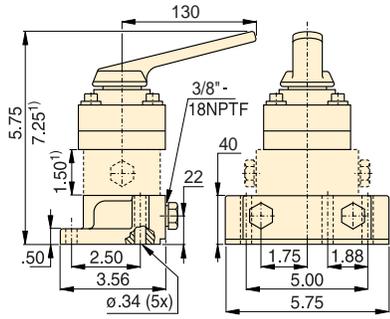
Valve Operation	Valve Location	Valve Type	
Manual	Pump Mounted	2-position	
Manual	Pump Mounted	3-position, Tandem Center	
Manual	Remote Mounted	3-position, Tandem Center	
Manual	Pump Mounted	3-pos., Tandem Center, Locking	
Manual	Remote Mounted	3-pos., Tandem Center, Locking	
Manual	Remote Mounted	3-position, Closed Center	
Manual	Remote Mounted	3-position, Closed Center, Locking	
Solenoid 115 VAC	Remote Mounted	3-position, Tandem Center	
Solenoid 115 VAC	Pump Mounted	3-position, Tandem Center	
Solenoid 24 VDC	Pump Mounted	3-position, Tandem Center	

# 3-Way Directional Control Valves

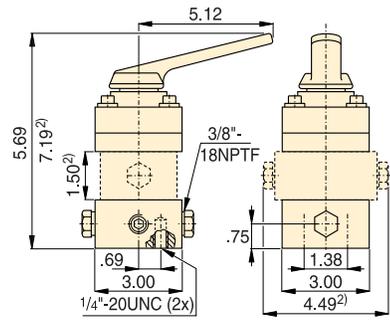
Valve dimension in inches



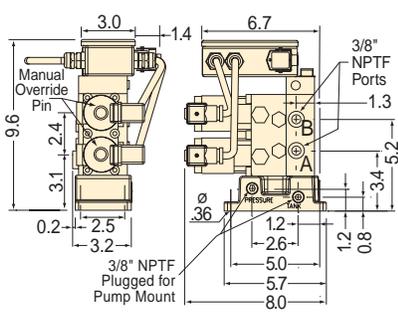
VM-2



VM-3, VM-3L <sup>1)</sup> VM-3L only



VC-3, VC-3L, VC-15, VC-15L  
<sup>2)</sup> VC-3L and VC-15L only



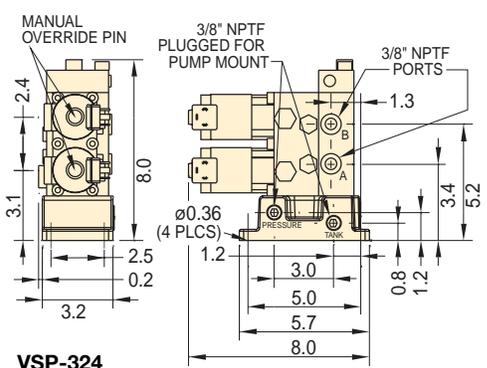
VSP-3, VSPR-3

**VC,  
VM,  
VSP  
Series**



Flow Capacity:  
**4.5 gal/min**

Maximum Operating Pressure:  
**10,000 psi**



VSP-324

Model Number	Hydraulic Symbol	Schematic Flowpath			Weight (lbs)
		Advance	Hold	Retract	
VM-2					4.8
VM-3					4.6
VC-3					6.4
VM-3L					8.6
VC-3L					10.3
VC-15					6.4
VC-15L					10.3
VSPR-3					24.0
VSP-3					24.0
VSP-324					23.5



**VSPCK24 Conversion Kit**  
For use when replacing a VS-324 with a VSP-324.



**Locking Valves**  
For applications that require positive load holding, VC and VM Series valves (except the VM-2 valve) are available with a pilot-operated check valve. This option provides hydraulic locking of the load until the valve is shifted into the retract position.

To order this feature, place an "L" at the end of the model number.

▼ Shown from left to right: V-66, V-9, V-152, V-17, V-42, V-161, V-10, V-82, V-66F



## Your Hydraulic Control Solution

▼ The V-152 Pressure relief valve limits the pressure or force developed in the hydraulic system.



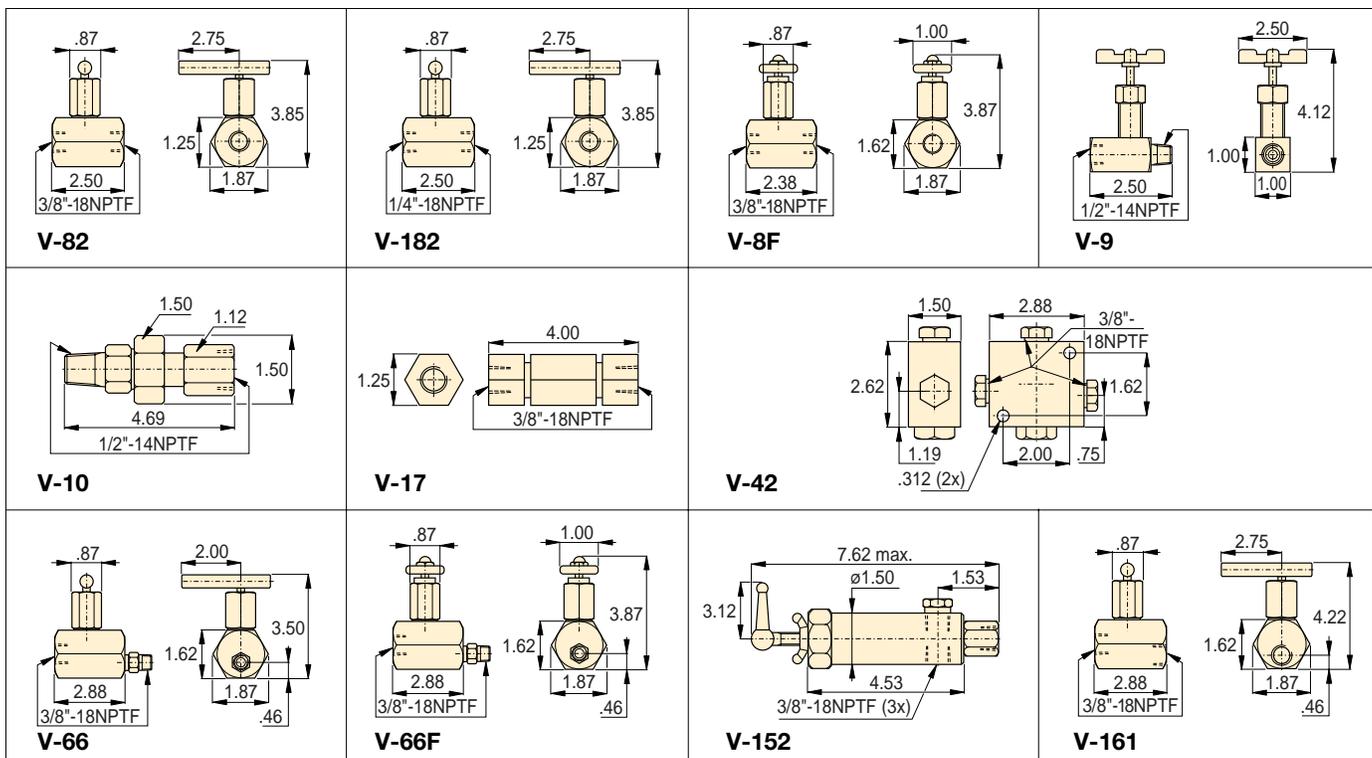
- All valves are rated for 10,000 psi operating pressure
- All valves feature NPTF porting to insure against leakage at rated pressure
- All valves are painted, coated, or plated for corrosion resistance



### Valve Applications

To see these valves used in typical hydraulic circuits, please see our "Yellow Pages"

Page: 104



Valve Dimensions in inches

# Flow Control Valves



## Premounted Manifold

For two-port manifold with integral flow control valves, see the manifold page of the System Components section.

Components section.

Page: 116



## Fittings

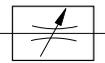
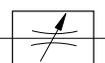
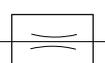
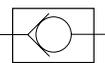
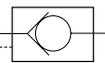
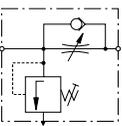
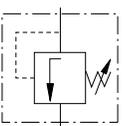
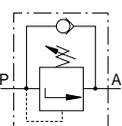
For additional fittings see the fitting page of the System Components section.

Page: 117

## V Series



Maximum Operating Pressure:  
**10,000 psi**

Valve Type and Model Number	Description	Hydraulic Symbol
<b>Needle Valve</b> <b>V-82</b> <b>V-182F</b> <b>V-8F</b>	 <p><b>V-82:</b> To control cylinder speed. Can also be used as shut-off valve for temporary load holding. 1/4 NPTF female ports. Also suitable for gauge snubbing.  <b>V-8F:</b> Similar to V-82, but with very fine metering for precise flow control.  <b>V-182:</b> Same as V-82, but with 3/8 NPTF female ports.  <b>Not recommended as shut-off valve.</b></p>	
<b>Snubber Valve</b> <b>V-9</b>	 <p><b>V-9:</b> Adjustable for metering oil out of a gauge to prevent snapping of gauge pointer when load or pressure is suddenly released. Also suitable as shut-off valve to protect the gauge during high cycling applications. 1/2 NPTF male and female threads for use with GA-1, GA-2 or GA-4 gauge adaptors.</p>	
<b>Auto Damper® Valve</b> <b>V-10</b>	 <p><b>V-10:</b> To be used when gauge pressure must be monitored during high cycle applications. Creates a flow resistance when load is released suddenly. No adjustments are necessary. 1/2 NPTF male and female threads for use with GA-1, GA-2 or GA-4 gauge adaptors.</p>	
<b>Check Valve</b> <b>V-17</b>	 <p><b>V-17:</b> Ruggedly built to resist shock and operate with low pressure drop. Closes smoothly without pounding. 3/8 NPTF female ports.</p>	
<b>Pilot Operated Check Valve</b> <b>V-42</b>	 <p><b>V-42:</b> Can be mounted at the cylinder to hold the load in case of system pressure loss. Normally used with double-acting cylinders where pilot port receives pressure from a Tee-fitting in the cylinder retract line. 3/8 NPTF female ports. Pilot pressure ratio 14% (6.5:1).</p>	
<b>Manually Operated Check Valve</b> <b>V-66</b> <b>V-66F</b>	 <p><b>V-66:</b> Used for load holding applications with single and double acting cylinders. Valve is manually opened to allow oil to flow back to tank when cylinder retracts.  <b>V-66F:</b> Similar to V-66, but with very fine metering capability for precise flow control.</p>	
<b>Pressure Relief Valve</b> <b>V-152</b>	 <p><b>V-152:</b> Limits pressure developed by the pump in hydraulic circuit, thus limiting the force created by other components. Valve opens whenever preset pressure is reached. To increase pressure setting, turn handle clockwise. Includes:  <ul style="list-style-type: none"> <li>• 3 ft return line hose kit,</li> <li>• ±3% repeatability,</li> <li>• 800-10,000 psi adjustment range.</li> </ul> </p>	
<b>Sequence Valve</b> <b>V-161</b>	 <p><b>V-161:</b> To control oil flow to a secondary circuit. Flow is blocked until system pressure rises to the V-161 setting. When this pressure level is reached, the V-161 opens to allow flow to the secondary circuit. A pressure differential is always maintained between the primary and secondary circuit.  <b>Min. operating pressure: 2000 psi.</b></p>	

## ANEXO 13

### TABLA DE MATERIALES DE ABASTEINSA

<b>Denominación Comercial</b>	<b>Norma Internacional AISI-SAE</b>	<b>Tratamiento Térmico Suministro</b>	<b>Resistencia a la Tracción (kg/mm<sup>2</sup>)</b>	<b>Resistencia de Fluencia (kg/mm<sup>2</sup>)</b>
Acero de Transmisión	1020	Normalizado	32 - 37	23 - 27
Acero para Temple	1045	Recocido	70 - 90	38 - 49
Acero para Cementación ECN 150	3115	Recocido	75 - 100	55 - 70
AMUTIT-S Acero para Cuchillas	O - 1	Recocido	65 - 75	

### CARACTERÍSTICA Y RECOMENDACIONES TÉCNICAS

#### **AISI-SAE 1020**

Composición química: 0.20 C, 0.20 Si, 0.60 Mn, 0.022 S, 0.011 Cr.

Es un acero que posee bajo contenido de carbono, por eso es fácil su cementación. Es altamente tenaz, resistencia media a la tracción. Se usa para eje de transmisión y de fuerza. Sus características son: Calibrado a la medida acabado brillante, cementable a 900 °C y templado en agua.

Dureza obtenible de 60 RC.

Es de usos múltiples. Fácil de soldar.

### **AISI-SAE 1045**

Composición química: 0.45 C, 0.3 Cu, 0.75 Si, 0.035 Mn, 0.035 S.

Acero fino al carbono de alta calidad y pureza lograda con un proceso especial de fabricación y estricto control de calidad usado para repuestos bonificados, tales como: ejes, tuercas, pernos, ganchos, pines, pasadores, chavetas, estribos y piezas en donde se requiere buen rango de elasticidad.

Templable en agua a 850 °C y en aceite a 860 °C.

Para soldar consulte un técnico.

### **Acero AISI-SAE 3115**

Composición química: 0.15 C, 0.25 Si, 0.90 Mn, 0.035 S, 0.035 Cr, 1.5 Ni, 1.5 Mo, 0.1 Mg.

Acero especial para cementación aleado al cromo níquel. Adquiere excelente dureza superficial en el temple por cementación, insuperable tenacidad y resistencia en el núcleo.

Aplicaciones: Repuestos de grandes dimensiones en las cuales exija dureza superficial; piñones, cigüeñales, ejes, caja de velocidad y engranajes sinfines, transportadores, palancas, piezas de dirección, vástagos, bulas, etc.

### **AISI-SAE O-1**

Composición química: 0.95 C, 0.15 Si, 1.00 Mn, 0.035 S, 0.035 Cr, 0.50 Ni, 0.50 W, 0.10 V.

Acero especial aleado, de temple parejo y seguro con pocas variaciones de medidas, excelente conservación del filo, buena resistencia al desgaste, magnífica tenacidad.

Aplicaciones: Dispositivos para roscar, punzones, cizallas, chapas delgadas, cuchillas para labrar madera, matrices, troqueles, cuchillas para cortar papel, moldes para plásticos, etc.

Temple aceite: 780 – 820 °C; revenido 200 a 250 °C.

DIAMETRO MAYOR NOMINAL d	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO p	AREA DE	AREA AL	PASO	AREA DE	AREA AL
		ESFUERZO DE TENSION	DIAMETRO MENOR		ESFUERZO DE TENSION	DIAMETRO MENOR
	At	Ar	p	At	Ar	
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.4	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36
10	1.5	58	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

\*Las ecuaciones y datos utilizados para elaborar esta tabla se han obtenido de ANSIBI.1-1974 y BIS.3.1-1978. El diámetro menor se determinó con la ecuación  $d_r = d - 1.226869p$ , y el diámetro de paso a partir de  $d_m = d - 0.649p$ . El valor medio del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizaron para evaluar el área de esfuerzo de tensión.

TAMANO NOMINAL, in	ANCHO W	ALTURA H		
		HEXAGONAL REGULAR	GRUESA O RANURADA	CONTRA TUERCA
1/4	7/16	7/32	9/32	32
5/16	1/2	17/64	21/64	3/16
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
7/16	11/16	3/8	29/64	1/4
1/2	3/4	7/16	9/16	5/16
9/16	7/8	31/64	39/64	5/16
5/8	15/16	35/64	23/32	3/8
3/4	1 1/8	41/64	13/16	27/64
7/8	1 5/16	3/4	29/32	31/64
1	1 1/2	55/64	1	35/64
1 1/8	1 11/16	31/32	1 5/32	39/64
1 1/4	1 7/8	1 1/16	1 1/4	23/32
1 1/2	2 1/4	1 9/32	1 1/2	27/32

TAMAÑO NOMINAL, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M16	8.4	9.3	5.0	M16
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0

M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

MATERIAL	MODULO DE ELESTICIDAD $E$		MODULO DE RIGIDEZ $G$		REALACIÓN DE POISSON
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa	
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71	3.8	26.2	0.334
Cobre al berilio	18	124	7	48.3	0.285
Lat6n	15.4	106	5.82	40.1	0.324
Acero comiin	30	207	11.5	79.3	0.292
Hierro colado (gris)	14.5	100	6	41.4	0.211
Cobre	17.2	119	6.49	44.7	0.326
Madera (abeto Douglas)	1.6	11	0.6	4.1	0.33
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245
Inconel	31	214	11	75.8	0.29
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.35
Molibdeno	48	331	17	117	0.307
Monel	26	179	9.5	65.5	0.32
Niquel plata	18.5	127	7	48.3	0.322
1Accro al niquel	30	207	11.5	79.3	0.291
Bronce fosforado	16.1	111	6	41.4	0.349
Acero inoxidable	27.6	190	10.6	73.1	0.305

PESO UNITARIO  $w$

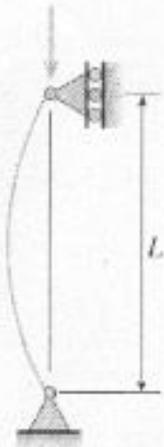
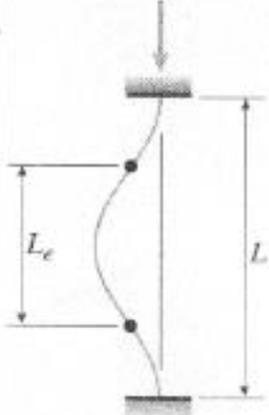
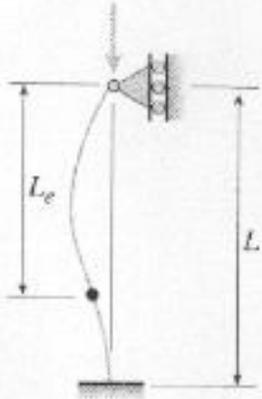
lb/in <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kN/m <sup>3</sup>
0.098	169	26.6
0.297	513	80.6
0.309	534	83.8
0.282	487	76.5
0.26	450	70.6
0.322	556	87.3
0.016	28	4.3
0.094	162	25.4
0.307	530	83.3
0.411	710	111.5
0.065	112	17.6
0.368	636	100
0.319	551	86.6
0.316	546	85.8
0.28	484	76
0.295	510	80.1.
0.28	484	76.01

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL
1	¼ - 1 1/2	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono
2	¼ - ¾ 7/8 - 1 1/2	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono
4	¼ - 1 1/2	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío
5	¼ - 1 1 1/8 - 1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)
5.2	¼ - 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R
7	¼ - 1 1/2	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R
8	¼ - 1 1/2	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R
8.2	¼ - 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R

DESIGNACION DE TAMAÑO	SERIE BASTA-UNC				SERIE FINA-UNF		
	DIAMETRO MAYOR	HILOS POR PULGADA	AREA DE ESFUERZO DE TENSION	AREA AL DIAMETRO MENOR, Ar	HILOS POR PULGADA	AREA DE ESFUERZO DE TENSION	AREA AL DIAMETRO MENOR, Ar
	NOMINAL in	N	At, in <sup>2</sup>	in <sup>2</sup>	N	At, in <sup>2</sup>	in <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.00180	0.00151
1	0.0730	64	0.00263	0.00218	72	0.00278	0.00237
2	0.0860	56	0.00370	0.00310	64	0.00394	0.00339
3	0.0990	48	0.00487	0.00406	56	0.00523	0.00451
4	0.1120	40	0.00604	0.00496	48	0.00661	0.00566
5	0.1250	40	0.00796	0.00672	44	0.00880	0.00716
6	0.1380	32	0.00909	0.00745	40	0.01015	0.00874
8	0.1640	32	0.0140	0.01196	36	0.01474	0.01285
10	0.1900	24	0.0175	0.01450	32	0.0200	0.0175
12	0.2160	24	0.0242	0.0206	28	0.0258	0.0226
1/4	0.2500	20	0.0318	0.0269	28	0.0364	0.0326
5/16	0.3125	18	0.0524	0.0454	24	0.058	0.0524
3/8	0.3750	16	0.0775	0.0678	24	0.0878	0.0809
7/16	0.4375	14	0.1063	0.0933	20	0.1187	0.1090
1/2	0.5000	13	0.1419	0.1257	20	0.1599	0.1486
9/16	0.5625	12	0.182	0.1620	18	0.203	0.189
5/8	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
3/4	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
7/8	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
1 1/4	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
1 1/2	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de AN SI B I. I-1974. El diámetro menor se determinó con la ecuación  $d_s = d - 1.299 \cdot 038p$ , y el diámetro de paso, a partir de  $d_s$ ,  $= d - 0.649 \cdot 519 p$ . La media del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.



(a) Columna articulada-articulada	(	(b) Columna empotrada-libre	(c) Columna empotrada-empotrada	(d) Columna empotrada-articulada
$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$		$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{2.046 \pi^2 EI}{L^2}$
				
$L_e = L$		$L_e = 2L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 0.699L$
$K = 1$		$K = 2$	$K = 0.5$	$K = 0.699$

## **MEDIDOR DE ALTURAS DIGIMATIC**

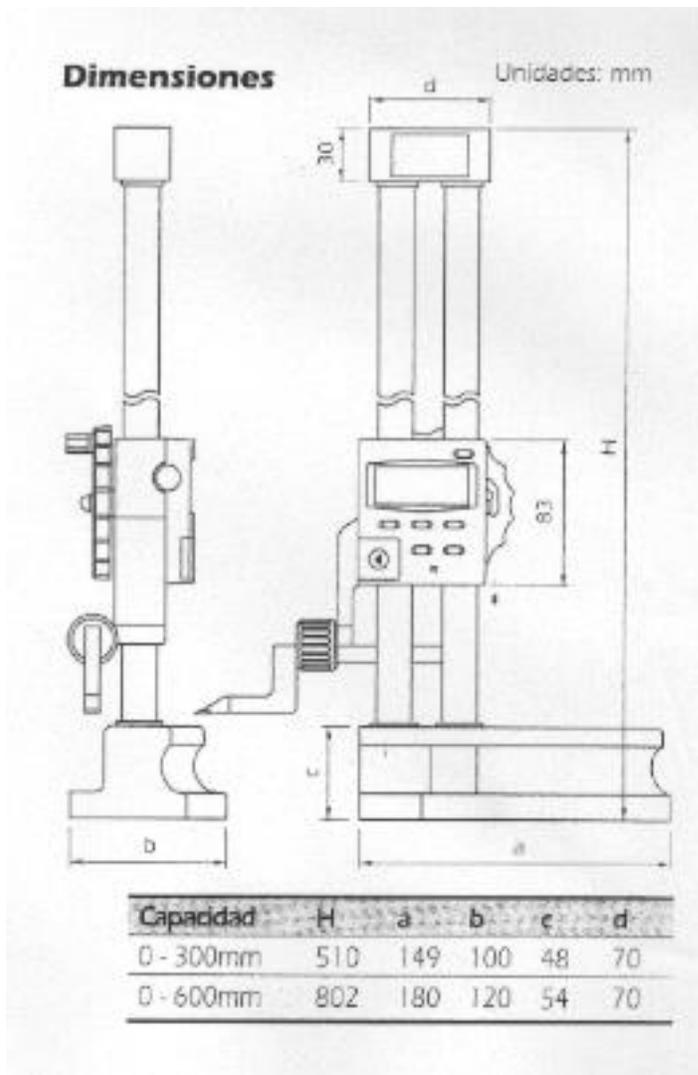
SERIE 192

Tipo Multifunción con salida de Datos para SPC

### CARACTERÍSTICAS:

- Tipo multifunción altamente versátil.
- Incluye un trazador largo de carburo.
- Construcción rígida que asegura mediciones repetibles.
- Avance Rápido/Fino intercambiable.
- El palpador de señal de contacto bidireccional es un accesorio opcional. Puede medir rápida y exactamente escalones, anchura interior y exterior.
- Con salida de datos SPC.





#### DATOS TECNICOS

**Pantalla:** LCD con 6 dígitos

**Funciones:** Fijar 0, prefijado, recuperar valor preestablecido, modo de medición ABS/INC seleccionable, salida de datos para SPC, retención de datos, palpador de señal de contacto bidireccional, dirección de conteo intercambiable, encendido/apagado, con versión mm/pulg.

**Pila:** pila de litio CR 2032 (1 pieza) (05SAA217)

**Vida de la pila:** Aprox. 2000 horas en uso continuo.

**Máx. velocidad de respuesta:** Aprox. 500 mm/s

**Alarma:** Bajo voltaje de la pila, error de conteo

**Temperatura de operación:** 0 °C hasta 40 °C

<b>CODIGO No.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
192-008	Palpador de señal de contacto bidireccional
905338	Cable para SPC (1 m)
905409	Cable para SPC (2 m)
905691	Cable para SPC (1 m), tipo L
905692	Cable para SPC (2 m), tipo L

CAPACIDAD	CODIGO No.	RESOLUCION	ERROR INST.	PESO	OBSERVACIONES
0-12 pulg (0-300 mm)	192-670	.0005 pulg /0.01 mm	±.001 pulg	14.3 lbs	Accesorios estándar:  Trazador (905201) y Abrazadera (901385)
0-18 pulg (0-450 mm)	192-671	.0005 pulg / 0.01 mm	±.0015 pulg	19.1 lbs	
0-24 pulg (0-600 mm)	192-672	.0005 pulg /0.01 mm	±.0015 pulg	20.9 lbs	
0-40 pulg (0-1000 mm)	192-673	.0005 pulg / 0.01 mm	±.0025 pulg	43.6 lbs	

## ANEXO 21

COTIZACION DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION.

### Ericksen Model 102– ISO, EURONORM, BS, DIN, NF,GOST, UNI, UNE standards, OLSEN

Cupping Test to ASTM E643-78

<http://www.worldoftest.com/erichsen102.htm>.

Part #	Description	Unit Price \$US
0012.01.31	<p><b><u>Sheet Metal Testing Machine, Original ERICHSEN, Model 102</u></b> for the determination of the ductility and drawing quality of sheet and strip using the following tests:</p> <p>Ericksen Cupping Test to ISO, EURONORM, DIN, BS, NF, GOST, UNI, UNE, ICONTEC, IS, BM, SIS, TGL, MSZ standards.</p> <p>The testing machine is equipped with automatic stop at specimen failure. Design details and testing facilities in accordance with the Technical Description 102/E. The machine is supplied with Test Tool No. 27 according to DIN 50 101 and with one filling of hydraulic oil. Standard power supply: 230 V or 400 V, 3-phase, 50 cycles, 1 kW Net weight: 150 kg - Gross weight: 230 kg Packing case dimensions: 80 x 75 x 156 cm</p> <p><u>Above price is for the base machine only and excludes tools and accessories and they can be quoted upon your specific requests</u></p>	29,160.00

**Prices: FOB Toronto or Niagara Falls New York**

**Delivery: approx. 4-5 months**

**Warranty: 12 months**



**ANEXO 22.**

FICHA DE RECEPCION DEL MATERIAL.

	<p>UNIVERSIDAD DON BOSCO FACULTAD DE INGENIERÍA PREBA DE EMBUTICIÓN NORMA ASTM E 643-84 <b>RECEPCION DEL MATERIAL A PROBAR</b></p>
---	--

Solicitud No. \_\_\_\_\_

Fecha y hora de recepcion del material \_\_\_\_\_

Solicitante \_\_\_\_\_

Identificación comercial del material: \_\_\_\_\_

Norma del material \_\_\_\_\_

Composicion quimica del material (en %):  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Espesor del material (en mm): \_\_\_\_\_

Ancho del material (en mm): \_\_\_\_\_

Largo del material (en mm): \_\_\_\_\_

Estado de suministro: \_\_\_\_\_

Observaciones: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

**ANEXO 23.**

FICHA DE EJECUCION DE LA PRUEBA.

	<p>UNIVERSIDAD DON BOSCO FACULTAD DE INGENIERÍA PREBA DE EMBUTICIÓN NORMA ASTM E 643-84 <b>EJECUCION DE LA PRUEBA</b></p>
---	---

Solicitud No. \_\_\_\_\_

	PRUEBA 1	PRUEBA 2	PRUEBA 3	PRUEBA 4	PRUEBA 5	PRUEBA 6
Altura de la copa						
Carga maxima aplicada						

Altura promedio de la copa: \_\_\_\_\_

Carga máxima promedio: \_\_\_\_\_

Fuerza de prensado: \_\_\_\_\_

Observaciones: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Hora de realización \_\_\_\_\_

Realizo la prueba \_\_\_\_\_

Firma \_\_\_\_\_

**ANEXO 24.**

FICHA DEL REPORTE DE LA PRUEBA.

	<p>UNIVERSIDAD DON BOSCO FACULTAD DE INGENIERÍA PREBA DE EMBUTICIÓN NORMA ASTM E 643-84 <b>REPORTE DE LA PRUEBA</b></p>
---	---

Solicitud No. \_\_\_\_\_

Identificación comercial del material: \_\_\_\_\_

Norma del material \_\_\_\_\_

Espesor del material: \_\_\_\_\_

Número de pruebas realizadas: \_\_\_\_\_

Tipo de lubricante utilizado: \_\_\_\_\_

Altura promedio de la copa: \_\_\_\_\_

Carga máxima promedio aplicada: \_\_\_\_\_

Fuerza de prensado: \_\_\_\_\_

Observaciones: \_\_\_\_\_

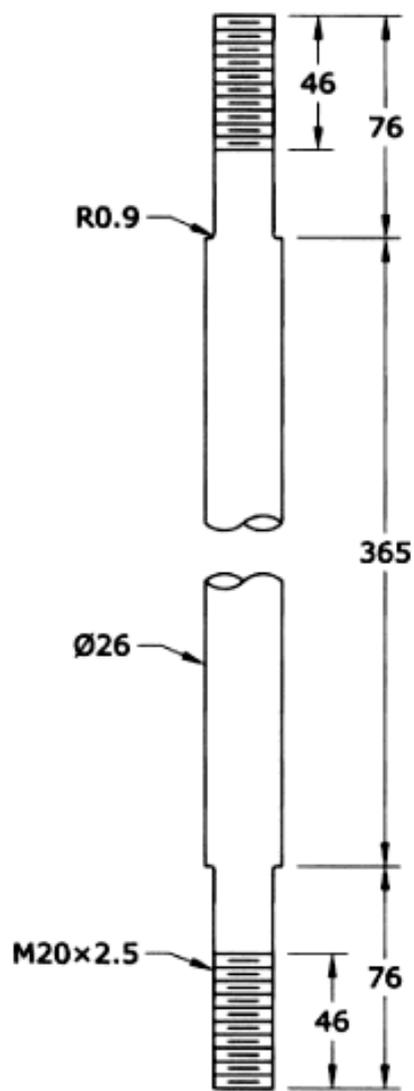
\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

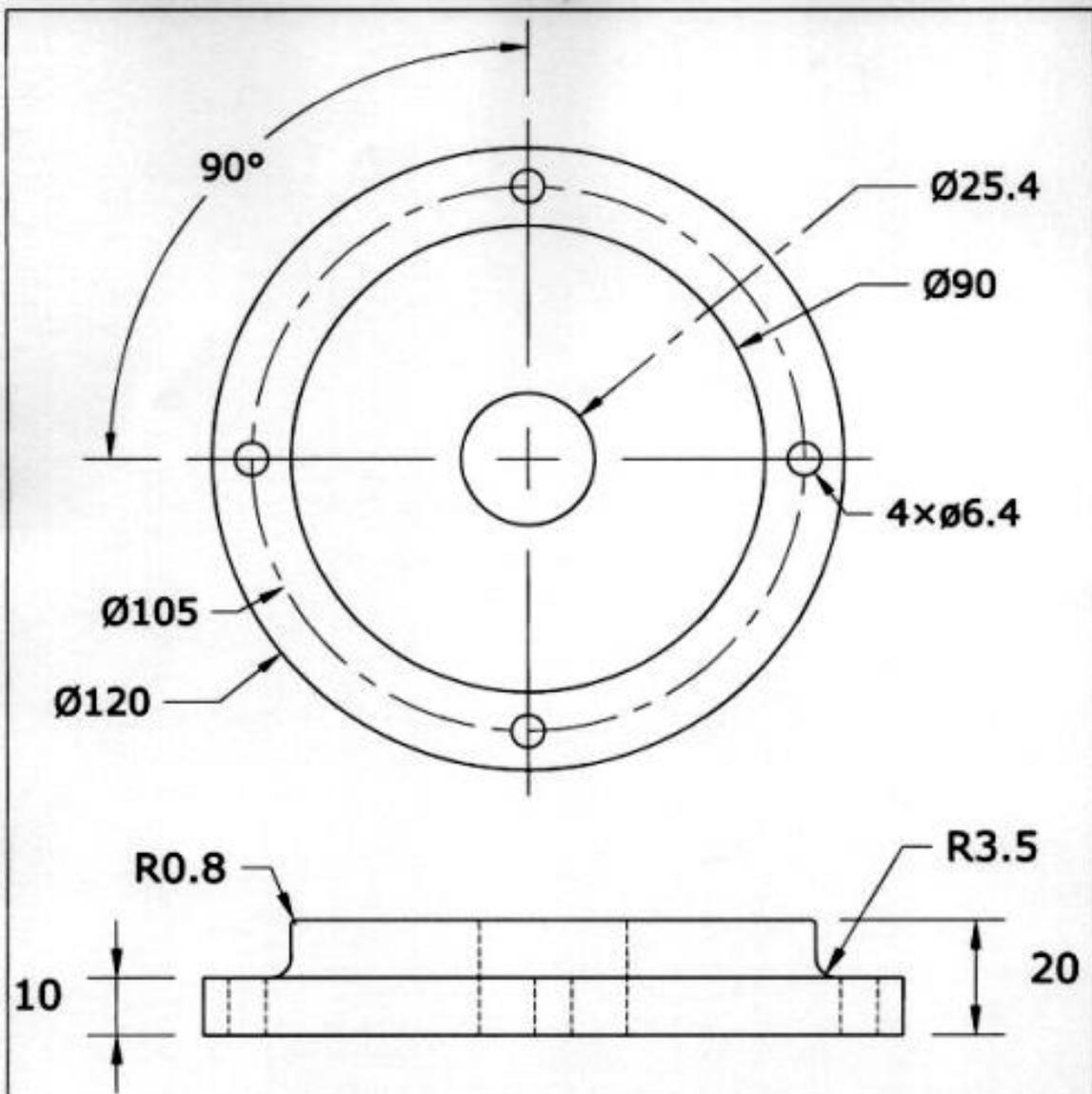
Realizo la prueba \_\_\_\_\_

Firma \_\_\_\_\_

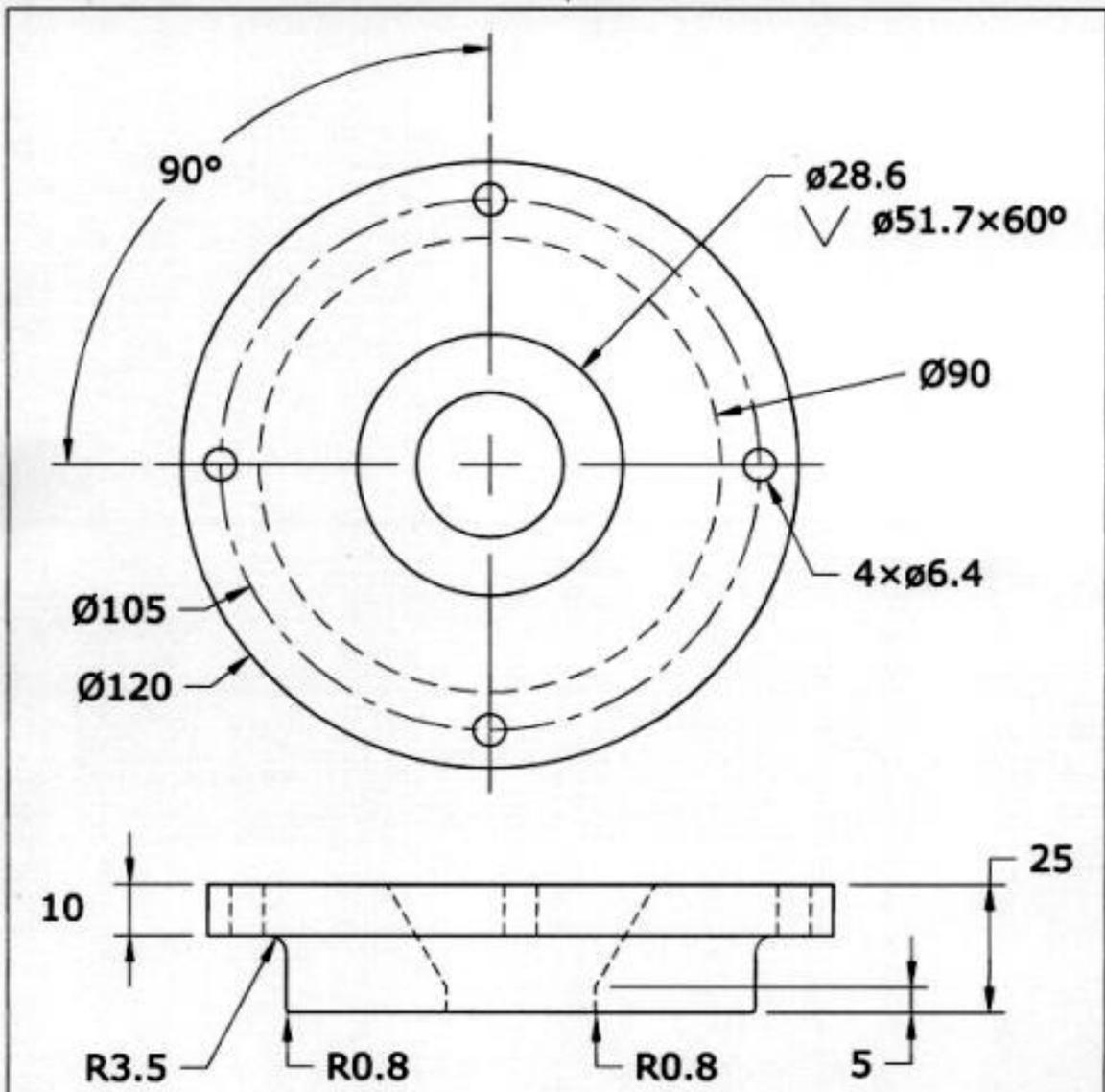
Fecha y hora de entrega de resultados \_\_\_\_\_



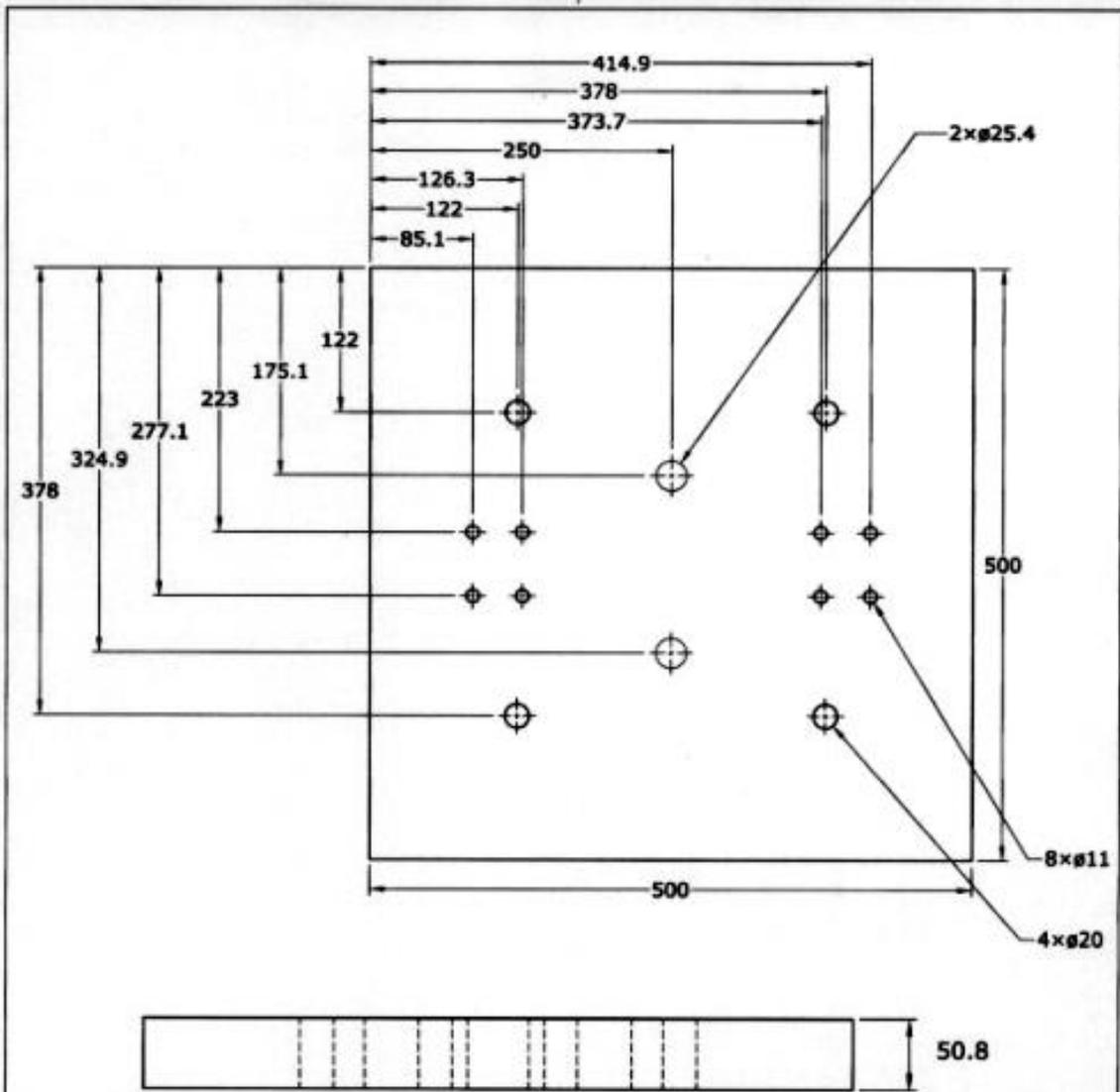
11	4	BARRAS DE ACOPLA	ACERO 1020
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:2	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO No. 1



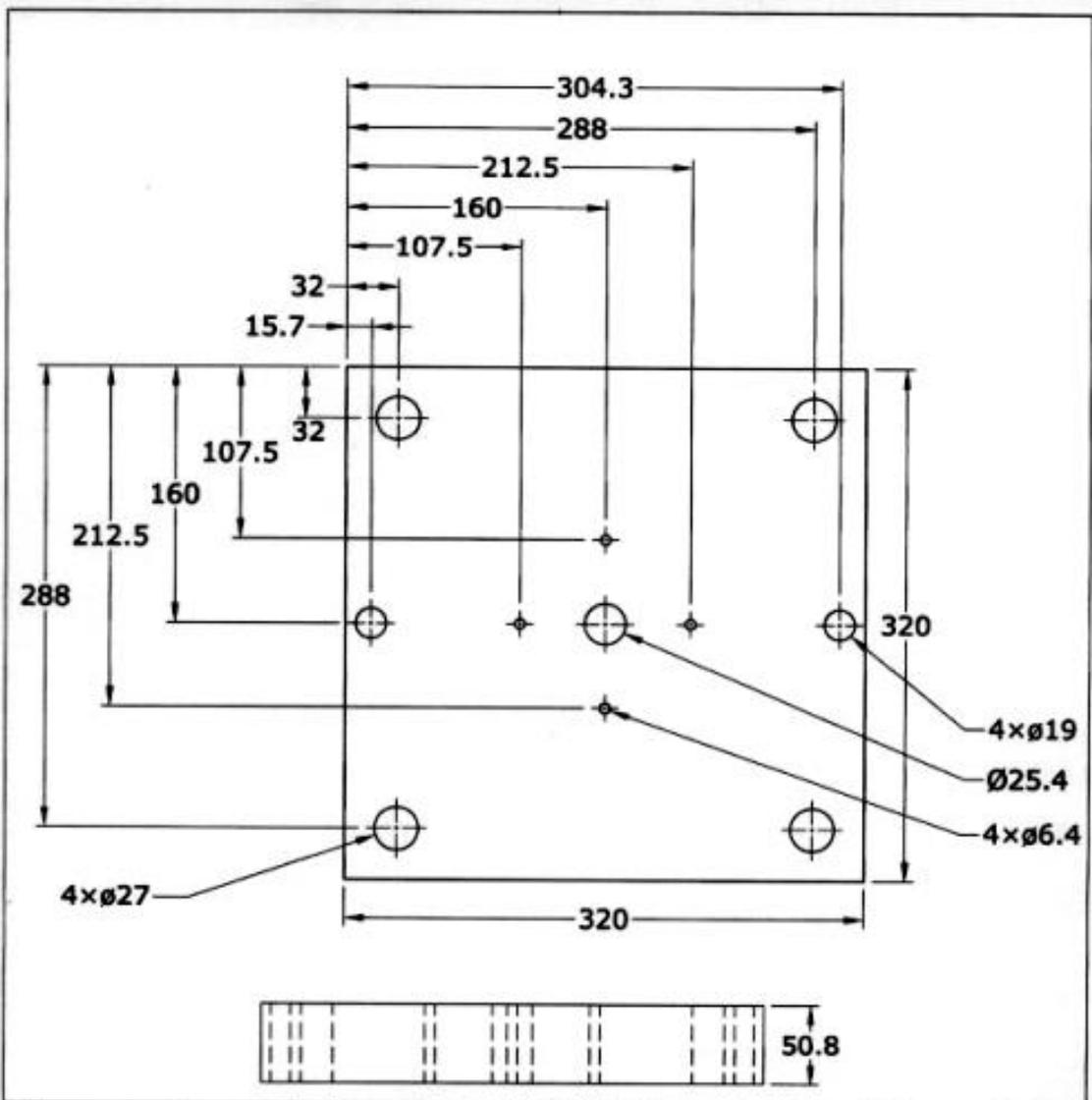
19	1	MATRIZ INFERIOR	ACERO AISI 0-1
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:1	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIÑ	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO No. 2



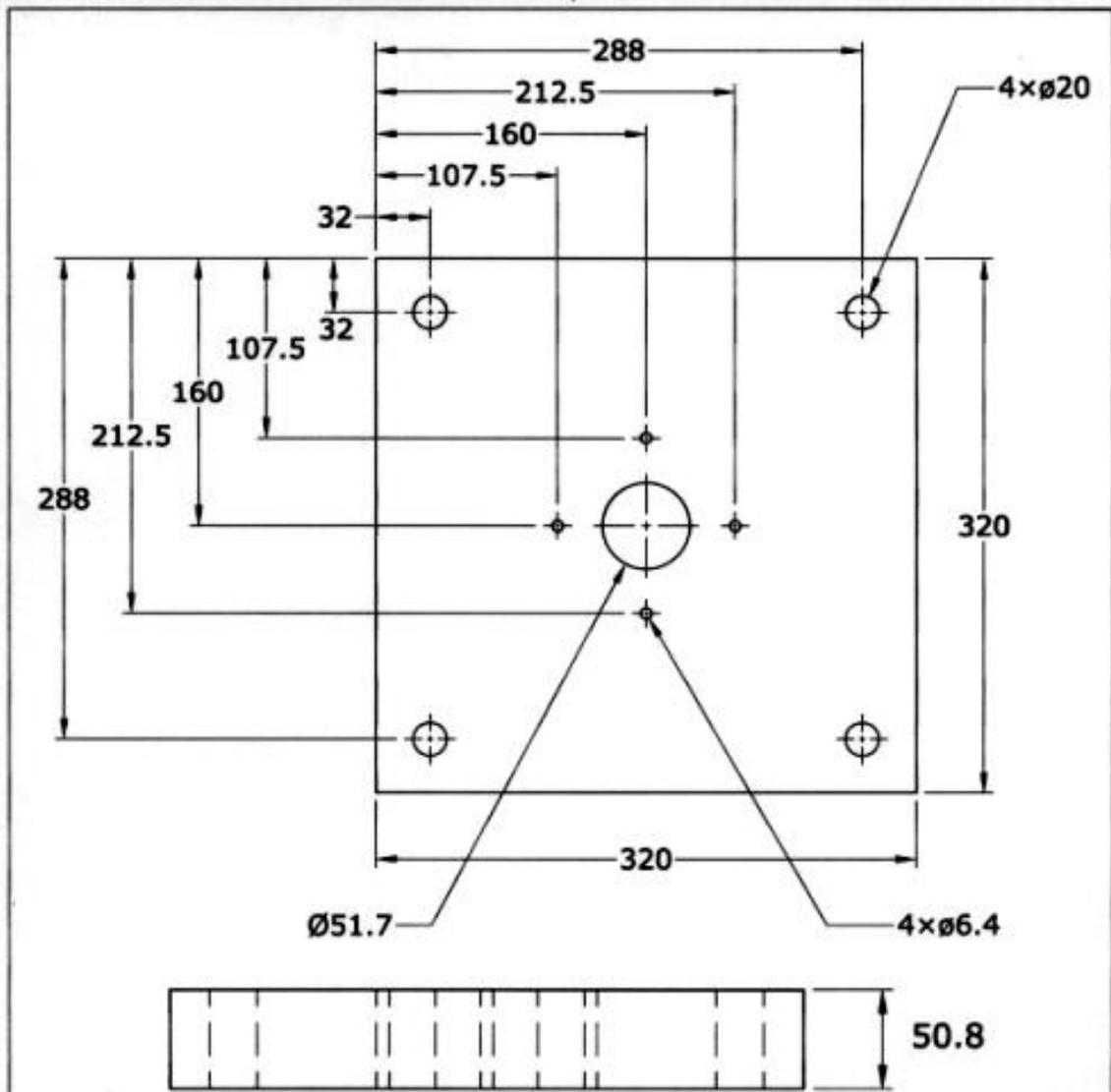
20	1	MATRIZ SUPERIOR	ACERO AISI O-1
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:1	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO No. 3



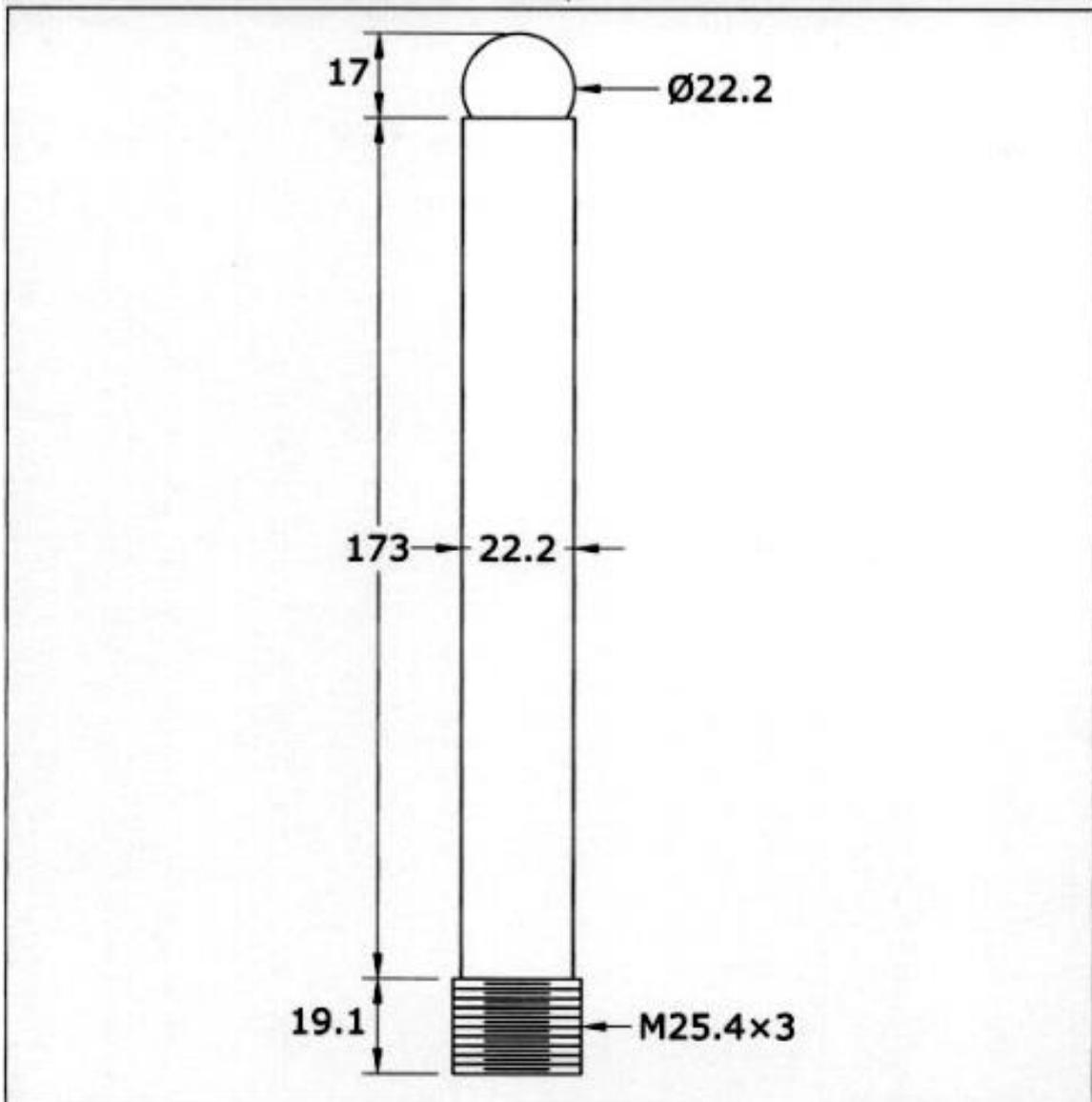
12	1	PLACA INFERIOR	ACERO ASTM A36
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:5	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO N°. 4



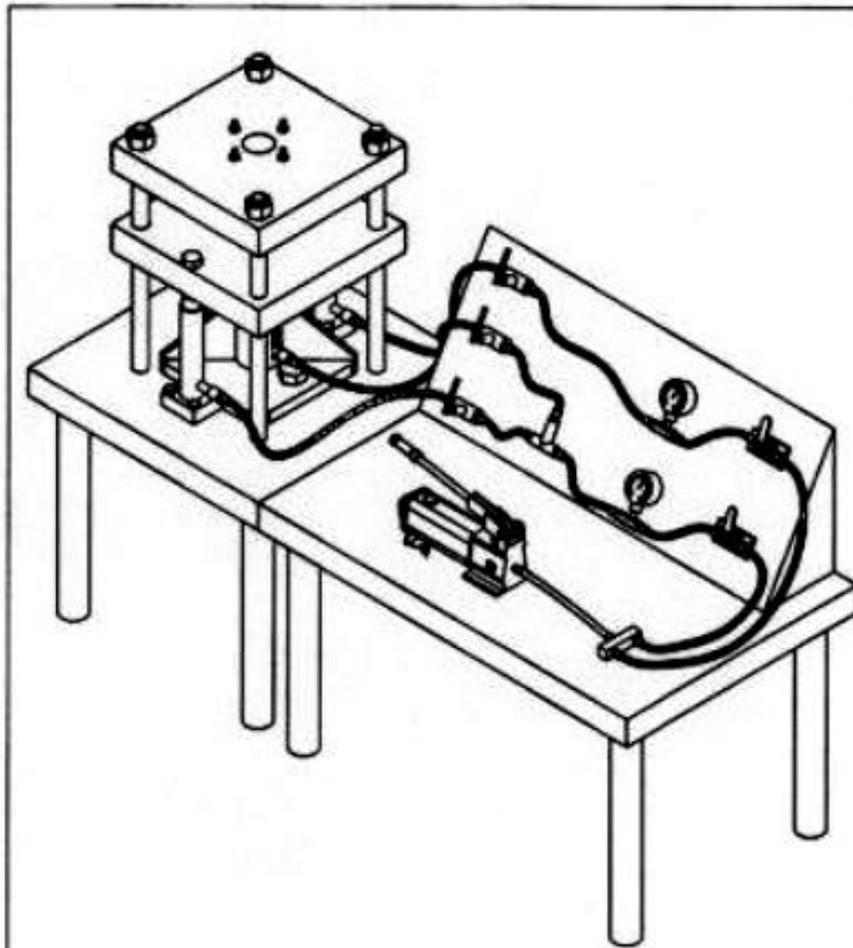
18	1	PLACA MOVIL	ACERO ASTM A36
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:3	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO No. 5



21	1	PLACA SUPERIOR	ACERO ASTM A36
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:3	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIÑ	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO No. 6



15	1	PUNZON	ACERO AISI O-1
No.	CANTIDAD	DENOMINACION	MATERIAL
COTAS:	mm.	NOMBRES:	
ESCALA:	1:1	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN	
FECHA:	29/9/05	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO	
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.		DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION EN CHAPAS METALICAS.	PLANO No. 7



## MAQUINA EMSAMBLADA

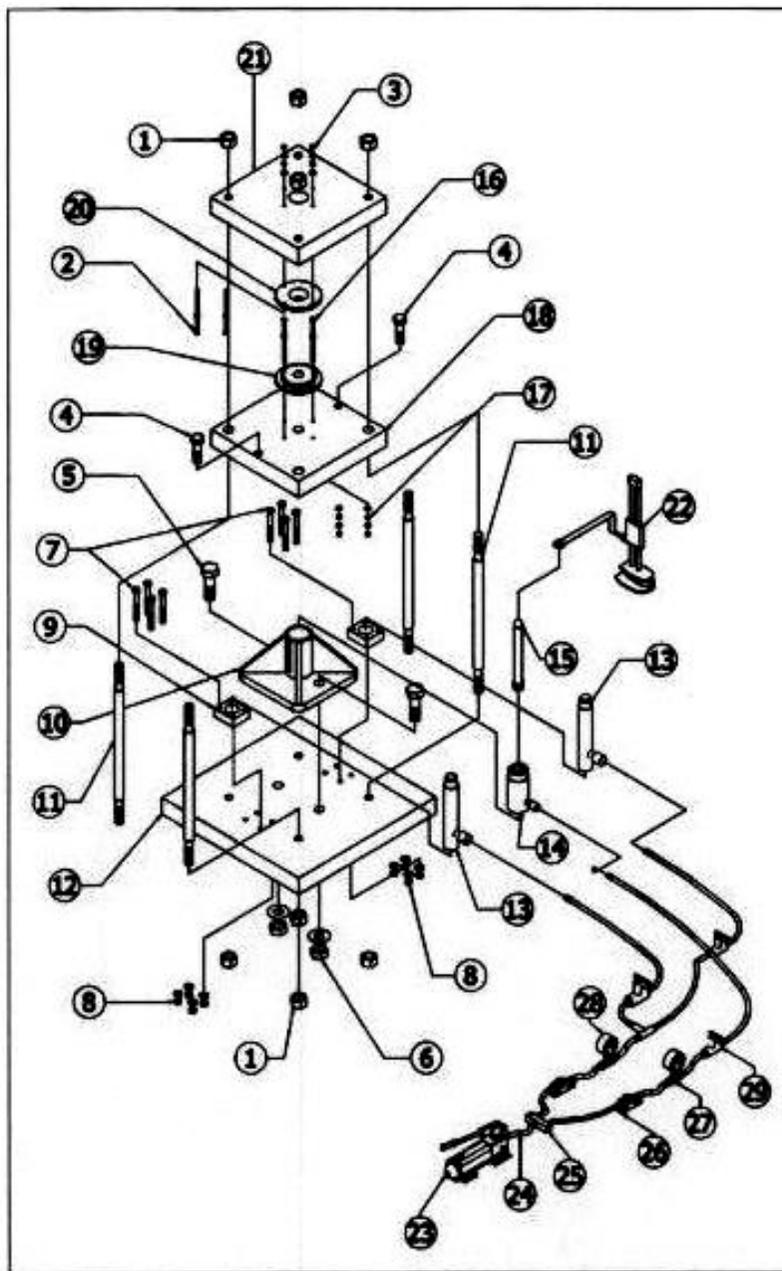
**NOMBRES:**

**JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN.**

**ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO.**

**UNIVERSIDAD DON BOSCO.  
FACULTAD DE INGENIERIA.  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.**

**DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA  
REALIZAR PRUEBAS DE EMBUTICION  
EN CHAPAS METALICAS.**



№	DESCRIPCION.	CANT.
1	Tuercas	8
2	Tornillos sujetadores de la matriz inferior y la placa superior.	4
3	Tuercas y arandelas para los tornillos sujetadores de la matriz superior y la placa superior.	4
4	Tornillos sujetadores de la placa móvil y los cilindros RC-95.	2
5	Tornillos sujetadores de la base JBI-10 y la placa inferior.	2
6	Tuercas y arandelas para los tornillos sujetadores de la base JBI-10 y la placa inferior.	2
7	Tornillos sujetadores de las bases AW-51 y la placa inferior.	8
8	Tuercas y arandelas para los tornillos sujetadores de las bases AW-51 y la placa inferior.	8
9	Bases AW-51 para los cilindros RC-95.	2
10	Bases JBI-10 para el cilindro RC-102.	1
11	Barra de acople.	4
12	Placa inferior.	1
13	Cilindros RC-95.	2
14	Cilindro RC-102.	1
15	Funzon.	1
16	Tornillos sujetadores de la matriz inferior y la placa móvil.	4
17	Tuercas y arandelas para los tornillos sujetadores de la matriz inferior y la placa móvil.	4
18	Placa móvil.	1
19	Matriz inferior.	1
20	Matriz superior.	1
21	Placa superior.	1
22	Medidor de altura.	1
23	Bomba manual P-202.	1
24	Mangueras hidráulicas de alta presión H-9202.	12
25	Multiplic AM-2.	1
26	Valvulas de control de 3 vías VC-15.	2
27	Manómetro GF-10P.	1
28	Manómetro GF-5P.	1
29	Valvulas reguladoras de flujo V-66.	3

### DIAGRAMA DE ENSAMBLE

NOMBRES:	JOSE ANTONIO CAÑAS CRESPIN.
	ALVARO JOSE CONTRERAS CANDIDO.
UNIVERSIDAD DON BOSCO. FACULTAD DE INGENIERIA. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.	DISÑO DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR PRUEBAS DE ENSUBICION EN CHAPAS METALICAS.