

55 2c1



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UNA PRENSA TROQUELADORA MANUAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N :

ALEJANDRO GARCIA CHAVEZ ANTONIO SANCHEZ ESCOBAR

DIRECTOR DE TESIS ING. ANDRES RUIZ MIJAREZ

MEXICO, D. F.

1990

FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# TESIS CON FALLA DE ORIGEN

## INTRODUCCION.

El nivel industrial del país, actualmente, hace cada vez más necesaria la fabricación de diversos tipos de máquinas.

Una de las causas que han hecho posible la producción y popularidad de muchos objetos de uso diario y de lujo que actualmente consideramos como de uso normal en nuestra vida, es la aplicación creciente de las prensas a la producción en masa. Piezas tales como aparatos eléctricos, materiales de radio, piezas de automóviles, motocicletas y en fin una variedad de artículos, son fabricados mediante la utilización de prensas.

Existe una diferencia entre el empleo de las máquinas herramientas y las prensas. En las máquinas herramientas, el trabajo se efectúa con muy bajo costo en herramienta y quitando progresivamente material. Las prensas en cambio, requieren un juego de dados que puede ser muy caro para cada diferente trabajo, por lo que su utilización en general solo se justifica para una gran producción. En el planeamiento de una producción elevada, la utilización de este proceso arroja una sensible reducción en el costo unitario del producto en cuestión.

El estudio que se hace en esta tesis de una prensa pequeña de accionamiento manual es demostrar fundamentalmente el empleo que se requiere de diferentes ramas de la ingeniería, como resistencia de materiales, conocimiento de materiales en ingeniería, diseño de ejes, engranes, rodamientos, chavetas, etc.

## C A P I T U L O I

- 1.- DEFINICION DE PRENSA
- 2.- COMPONENTES PRINCIPALES
- 3.- DIVERSOS TIPOS DE PRENSAS
- 4.- APLICACIONES DIVERSAS

BIBLIOGRAFIA.

## 1.- DEFINICION DE PRENSA

Con el nombre de prensa, se entiende toda máquina que es capaz de proporcionar un impacto seco e instantáneo aprovechando la energía cedida por el volante de la misma, para transformar, mediante la utilización del conjunto matriz, troquel, estampa, una superficie metálica plana ó en forma de recipiente, como en el caso de la embutición, estirado ó extrusión.

Ateniéndose al modo como es transmitida la fuerza, se distinguen las siguientes clases de prensas: Prensa de Palanca, en la cuál la estampa es apretada manualmente con una palanca; Prensa de Husillo ó de Rosca con su estampa ó platina fijada en el extremo inferior de un tornillo vertical que, accionado por un balacín ó por un volante, la hace bajar al enroscarse en el bastidor de la prensa; Prensa de Excéntrica, en la cuál un mecanismo de excéntrica hace subir y bajar la estampa, etc. Pero las prensas más potentes son las de accionamiento hidráulico y su funcionamiento se funda en el principio de Pascal. Escencialmente la Prensa Hidráulica consta de dos cilindros: Uno de gran diámetro, cuyo émbolo arrastra al plato móvil, y el otro de pequeño diámetro en cuyo émbolo se aplica la fuerza.

La deformación del material se puede hacer en frío ó en caliente. Por ejemplo, el laminado de la chapa se efectúa en caliente por medio de los laminadores (que no son sino prensas de cilindros), mientras que la embutición de la misma se hace en frío con las prensas de embutir. Por otra parte, entre las labores en caliente cabe distinguir las máquinas de percusión (por ejem. mártillo pilón), de las de presión (prensas, laminadores, etc.) y de las que deforman la materia por extrusión, estirado, etc.

Las prensas mecánicas se basan generalmente en el siguiente -- principio: mediante un motor se imprime velocidad a un volante, -- hasta que éste almacena, una cantidad de energía cinética determi nada y mediante un disparo de trinquete, dicho volante acciona el cigüeñal, sobre él actúa una biela que tiene como fin arrastrar -- un carro entre dos ó más guías de patín. Este carro es el llamado carro porta-punzones. Fácilmente se comprende que, al hacer actuar el disparo del trinquete, el volante cederá en un instante su -- energía cinética, que será en gran parte consumida por el trabajo realizado, y el resto por un freno que actúa durante el retorno -- al punto de reposo y que evita un choque demasiado brusco contra el tope de retención en la parada. Este es en general para todas las prensas llamadas excéntricas que funcionan a base de un volan te, que en un instante dado, cede su energía cinética a un meca-- nismo biela-manivela.

## 2.- COMPONENTES PRINCIPALES

Fundamentalmente todas las prensas están formadas por un basti dor muy robusto, una mesa fija ó movable y un carro que se despla za verticalmente, accionado por un mecanismo que varía según el -- tipo de prensa.

Sobre la mesa se coloca la matriz y en el carro se fija el pun zón, aunque en algunos casos la colocación de éstos elementos es inversa.

El bastidor es la estructura que soporta las diversas partes -- que integran a la prensa, su resistencia y rigidez dependen de la capacidad de las prensas.

El carro ó corredera efectúa un movimiento alternativo sobre -- guías construídas en el bastidor para ejercer presión sobre las má trices.

Existen diferentes mecanismos para la transmisión de la fuerza al carro ó corredera, el más común es el de manivela simple la cual le proporciona a la corredera un movimiento que tiende a ser armónico simple. En una carrera hacia abajo, la corredera es acelerada, alcanzando su velocidad máxima a la mitad de la carrera, luego desacelerada. La mayoría de las operaciones de prensa tienen lugar cerca de la mitad de la carrera, a la velocidad máxima del carro ó corredera.

Las partes principales de este mecanismo son: La biela, que es la conexión entre el cigüeñal y la corredera. La longitud de esta conexión puede ser variada por medio de tornillos ajustables para permitir la variación del punto inferior de la carrera de la corredera. El cigüeñal que gira, ocasionando el movimiento alternativo de la biela y de la corredera por medio de una sección excéntrica. Un volante que es impulsado por medio de bandas y del movimiento de un motor que gira continuamente, mientras que la prensa está en funcionamiento. La inercia del volante es la fuente de energía requerida para producir el troquelado. El embrague permite embragar ó desembragar el volante del cigüeñal y permite al operador controlar el ciclo de la prensa sin necesidad de detener la rotación del volante y disipar la energía cada vez que se detiene el movimiento de la prensa. El freno evita el movimiento del cigüeñal y de la corredera después de que se ha desembragado, y proporciona una parada rápida y segura de la prensa en la posición deseada de su ciclo, usualmente en la parte superior de la carrera.

La transmisión de cremallera y engrane, Figura I.2.1 se utiliza solamente cuando se requiere una carrera verdaderamente grande. El movimiento de la corredera es mucho más lento que en las prensas de cigüeñal, obteniéndose un movimiento uniforme, tales mecanismos tienen topes para controlar la longitud de la carrera y se les puede equivar con algún dispositivo rápido para elevar la corredera de regreso a su posición de partida.



Figura I.2.1.

La transmisión hidráulica, Figura I.2.2 se emplea en muchas prensas para una amplia variedad de trabajo. Se adopta especialmente para presiones grandes y velocidades lentas en el formado, prensado y embutido.

En la transmisión por tornillo, Figura I.2.2 la corredera es acelerada mediante un disco de fricción acoplado al volante; a medida que el volante se mueve hacia abajo, se le aplica mayor velocidad. Desde el comienzo hasta el fin de la carrera, el movimiento de la corredera es un movimiento acelerado. Al final de la carrera, toda la cantidad almacenada de energía es absorbida por la pieza a trabajar.

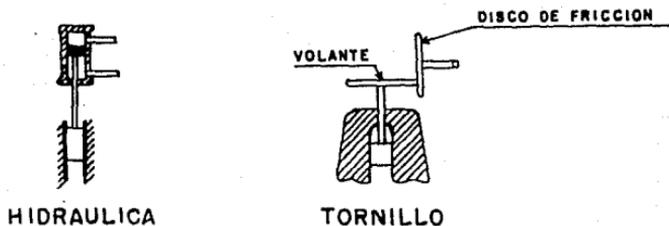


Figura I.2.2.

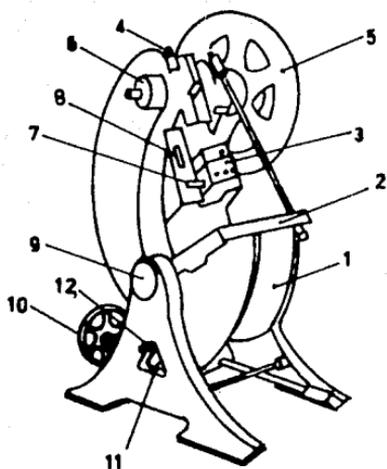
### 3.- DIVERSOS TIPOS DE PRENSAS

- A.- Excéntricas de simple efecto y de doble efecto.
- B.- Excéntricas acodadas.
- C.- Hidráulicas
- D.- Automáticas de multicarros.

A continuación vamos a estudiar más detenidamente y por separado los citados tipos, y dar una idea más completa del funcionamiento y empleo de los mismos, ya que por sí solos constituyen una verdadera especialidad de trabajo.

Los citados tipos son las que pudiéramos llamar fundamentales, ya que de ellos se derivan una gran variedad, dentro de cada división, con lo cuál se procura cubrir cuantas necesidades puedan -- crear las nuevas y continuas exigencias del trabajo de estampación.

A.- PRENSA EXCENTRICA DE SIMPLE ACCION.



PRENSA EXCENTRICA DE SIMPLE ACCION

FIGURA I.3.E.

En la figura, I.3.1. vemos una prensa de simple acción, excéntrica, de 50,000 kg. de presión y 90 pulsaciones por minuto.

Esta máquina está formada por un bastidor que al mismo tiempo - constituye la mesa de la prensa (2) donde se fijan las partes de - los troqueles; al mismo tiempo, perpendiculares a la mesa, lleva - las guías del carro portapunzones (3), estando situados sobre el - mismo los cojinetes del cigüeñal de la máquina (4); sobre el cigüeñal se monta, en un extremo, el volante (5) que efectúa la reserva de energía y en el extremo opuesto, un freno, (6) evita la dureza del choque contra el trinquete de disparo, cuando la prensa vuelve al punto cero.

En el centro del cigüeñal está montada la biela con un sistema de acoplamiento de corona, excéntrica sobre la biela, que puede, -- mediante el mismo, modificar la excentricidad, con lo cual varía - la carrera del carro portapunzones; en este modelo de prensa, la - carrera puede modificarse, entre límites muy amplios, desde 15 a - 20 mm., en los troqueles normales de punzonar, hasta carreras de - 100 a 120 mm., para trabajos de doblado y embutición.

Sobre el carro va montada la cruceta de extracción (7), para -- troqueles compuestos, viéndose situadas sobre las guías del carro las agujas percutoras de la cruceta (8), dichas agujas pueden regu - larse para la afinadura del choque, ya que están roscadas sobre -- los soportes correspondientes.

La máquina está montada en dos muñones (9), sobre los cuales -- puede bascular, para lo cual, una vez aflojados los tornillos de - los mismos, la prensa puede ser movida mediante el volante (10), - que actúa sobre un tornillo sin fin (11), elemento que ataca un -- sector dentado, fijado al bastidor. Las posiciones de la máquina - son tres y quedan determinadas mediante la clavija de seguridad y centrado (12).

Es conveniente, en ciertos trabajos, la posibilidad de hacer -- trabajar la prensa en posición inclinada, pues ello permite la fácil expulsión de las piezas que en la misma se construyen empleando troqueles compuestos que trabajan al aire y en donde la pieza -- se expulsa mediante la cruceta de expulsión.

El disparo de la máquina se efectúa mediante un pedal, figura -- I.3.2.; este pedal no es más que una palanca unida a una varilla, -- mediante la cuál se actúa el trinquete de disparo.

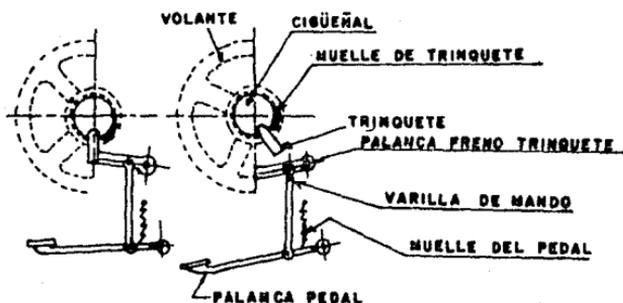


Figura I.3.2.

#### PRENSA EXCENTRICA DE DOBLE EFECTO.

Otro tipo eficaz de prensa, especialmente en trabajos de estira dos profundos y embuticiones, es la de doble efecto. Se llama así porque tal máquina trabaja en dos tiempos: el primero retiene el -- disco de material por sus bordes y en el segundo el material es so metido a la embutición o estirado. La prensa de doble efecto tiene la ventaja de que es posible regular el trabajo de manera muy com pleta, pues puede aplicarse la presión más adecuada al prensacha-- pas y permite controlar de modo muy preciso toda la operación de -- trabajo.

Por otra parte tal tipo de prensa simplifica el diseño de matrices conuestras, puesto, que al ser dos los elementos móviles de la prensa con un avance relativo, el uno respecto al otro, de  $90^{\circ}$ , -- permite el desarrollo de los tiempos progresivos, los cuales determinan las diversas transformaciones de la pieza.

En la figura, I.3.3 se muestra esquemáticamente el proceso de su funcionamiento.

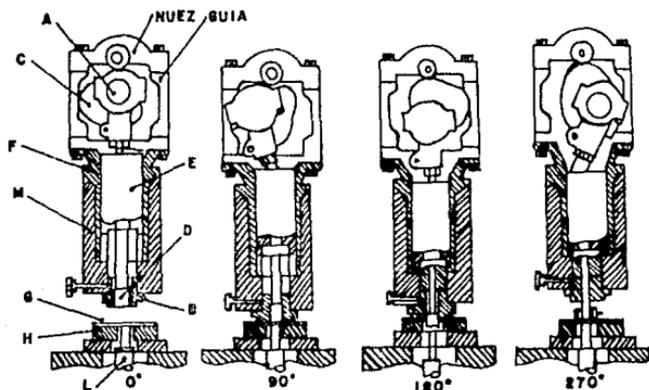


Figura I.3.3.

#### ESQUEMA DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA PRENSA DE DOBLE EFECTO

El primer grabado representa la máquina en su punto de reposo, -- con el cigüeñal (A) arriba, que es su máxima posición de retroceso. La matriz de cortar (B) es accionada, mediante dos excéntricas (C) del cigüeñal y el punzón de estirar (D), por el mismo cigüeñal que actúa sobre la biela. El punzón de estirar (D) está fijado y guiado mediante la pieza (E) y opera a tiempo de la pieza (F), que efectúa la guía de la matriz de cortar.

Durante el recorrido de los primeros  $90^{\circ}$  (segundo grabado) el cigüeñal del punzón desciende hasta su carrera máxima, corta el disco de material y lo retiene por sus bordes contra la periferia de la matriz de embutir G y H: simultáneamente, el punzón de embutir desciende hasta el punto preparatorio del estirado del disco, obsérvese que el sentido de giro que vamos describiendo es el contrario de las agujas de un reloj.

Durante el segundo recorrido de  $90^{\circ}$  del cigüeñal, el punzón de cortar retiene el disco mientras el de embutir lo lleva completamente a fondo, obteniéndose la embutición del recipiente.

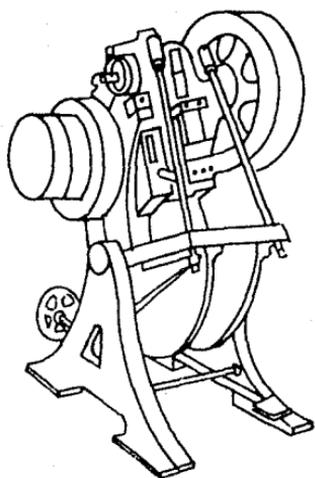
Durante el tercer movimiento de rotación del cigüeñal, gira  $90^{\circ}$  más; el punzón asciende y asimismo retrocede el de cortar, en un movimiento hasta su punto límite, pero el de embutir queda estacionado.

Durante los próximos  $90^{\circ}$  de carrera retrocede completamente, hasta quedar alojado dentro del punzón de cortar y en su punto de reposo, expulsando en tal instante la pieza J.

Obsérvese que toda la operación se desarrolla en cuatro tiempos mediante la nuez formada por el cigüeñal, la biela central, la exterior y la excéntrica de unión y de mando.

#### PRENSA EXCENTRICA DE TIPO MIXTO.

Estas prensas tienen la ventaja de que pueden aplicarse para cualquier tipo de trabajo, tanto si éste es de estirado o extrusión, como si se tratara de punzonados o embuticiones. Estas máquinas pueden trabajar con dos velocidades, una que se obtiene mediante la reducción de engranaje, de la cual es visible, en la figura, I.3.4. el volante y otra directa al cigüeñal, por lo tanto sin reducción.



**PRENSA EXCENTRICA ACCIONADA A PEDAL,  
DE SIMPLE ACCION Y TIPO MIXTO**

FIGURA I.3.4.

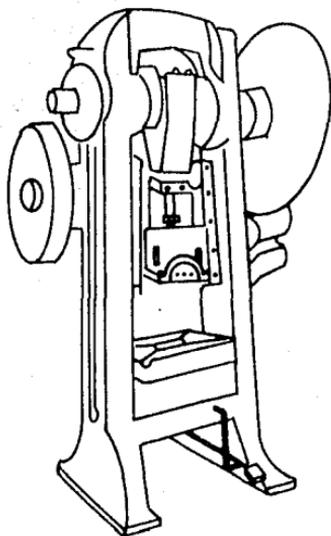
La velocidad lenta de esta máquina con engranaje es de 40 a 50 pulsaciones por minuto; velocidad indicada para trabajos tales -- como embutición, estirados o extrusión. La velocidad rápida de -- 90 pulsaciones por minuto de rendimiento máximo apropiada para -- trabajos de punzonado, se obtiene atacando directamente el volante, sin pasar a través de la reducción de engranajes.

En esta máquina, la carrera del carro portapunzones puede graduarse entre 15 y 120 mm., lo que proporciona un amplio margen de aplicación. Todas las carreras intermedias, entre el mínimo y el máximo citados, pueden obtenerse mediante la excéntrica con arrastre por acoplamiento de corona.

Con esta máquina se obtiene por lo tanto, dos modalidades de -- trabajo; puede ser una máquina rápida, de gran potencia y carrera corta, ó bien una máquina lenta, de gran carrera y para trabajos profundos.

Determinados casos, tales como punzonado de superficie de tamaño medio, paneles, chasis de receptores de radio, piezas de carrocería, etc., y embuticiones medianas, exigen prensas de características diferentes, a pesar de que el principio de funcionamiento -- sea el mismo que el de las prensas excéntricas de simple efecto.

Dichas características se basan generalmente, en la disposición de las mesas y carros portatroqueles.



### PRENSA EXCENTRICA DE PUENTE

Figura I.3.5.

En la figura, I.3.5 tenemos representada una prensa excéntrica de las llamadas de puente, ó bien de doble montante, en ella, el cigüeñal está apoyado en dos sólidos cojinetes sobre el montante o bastidor general de la prensa, quedando la biela con el mecanismo de excéntrico situado exactamente en el centro de la máquina.

El carro portatroqueles, guiado convenientemente, arrastra una mesa de gran superficie, lo que permite la aplicación de útiles -- con dimensiones bastantes grandes. La mesa en que está montada la parte fija del troquel o matriz tiene asimismo grandes dimensiones, quedando apoyado el útil de modo sólido. El accionamiento de la máquina es también mediante pedal, que acciona un trinquete similar al que conocemos para la prensa excéntrica de simple montante.

Las carreras graduales son, en esta máquina, desde 20 a 180 mm., y el número de pulsaciones oscila entre 50 y 60 por minuto. Esta prensa alcanza una presión máxima de golpe de 70 ton.

En la figura I.3.6 se muestra una prensa de doble montante y --doble excéntrica, con gran superficie de mesa, propia para trabajos de embutición y punzonado de grandes superficies. Esta máquina de simple efecto puede adaptarse, con cojines ó prensachapas neumáticas, para trabajos de embutición.

#### PRENSA DE DOBLE MONTANTE

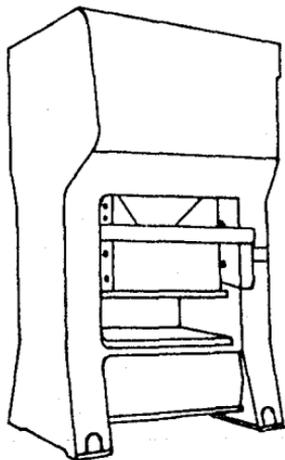


Figura I.3.6

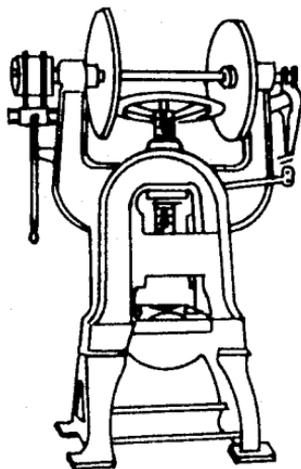
## PRENSA DE HUSILLO

Los trabajos de acuñado requieren máquinas que proporcionen un choque muy seco sin limitación de carrera, de modo que la misma - pieza trabajada frene el choque. Estas son las llamadas prensas - de husillo ó de discos. La figura I.3.7. muestra una máquina de - este tipo; en ella es visible el desarrollo de su funcionamiento, la situación de los dos discos-volantes motores y el disco movido con el husillo. La inversión de la marcha, tanto en descenso como en el ascenso, se regula mediante el disparo de límite, situado - a la derecha de la máquina y la palanca de disparo. Esta prensa, Monopolea, lleva el mecanismo montado a la izquierda del bastidor, en su parte superior.

Estas prensas disponen, al ser construídas por doble puente, - de una gran superficie de mesa de trabajo, lo que permite colocar varios útiles y obtener un gran número de piezas por cada carrera; ello compensa, en parte, su lentitud.

La exigencia de aumentar el No. de carreras ha dado origen a - una modificación en las prensas de husillo con mecanismo de fricción.

En esta máquina, el volante, desprovisto de bandeja, es del tipo de rueda cónica plana. Dos discos cónicos motores dispuestos -- sobre una báscula con mando neumático o hidráulico, dan origen a - la inversión del sentido de rotación del volante del husillo. Los dos discos cónicos motores se accionan mediante un motor normal. Esta máquina esta equipada con dispositivos de palancas de seguridad, que conmutan el husillo al entrar la mano en la máquina y -- permiten trabajar sin accidentes. Los sistemas de ajuste, disparo y seguridad son visibles en la parte frontal de la máquina.



**PRENSA DE HUSILLO O VOLANTE  
DE PLATOS DE FRICCIÓN**

FIGURA I:3. 7.

## B.- EFECNTRICAS ACODADAS

### PRENSAS DE PALANCA ACODADA

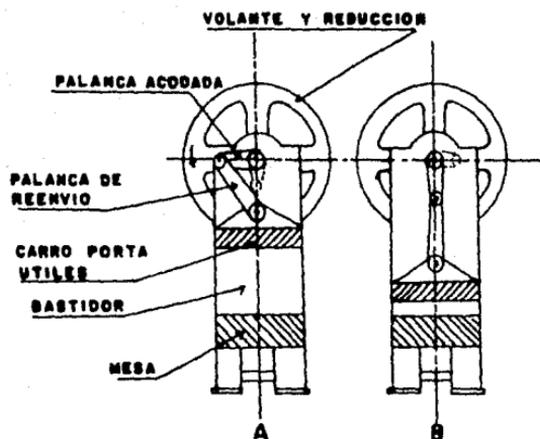
Como máquina de acuñar debemos citar las prensas de palanca acodada, de las cuales también la particularidad de su trabajo suave, sin choque, frente a las características de las prensas excéntricas ó de fricción.

El funcionamiento de tal máquina se representa esquemáticamente en la figura, I.3.8. sobre un eje están montados dos juegos de palancas, uno de los cuales sirve de unión entre la reducción y el segundo juego; este ataca, mediante un brazo de reenvío, la mesa portátiles, y es el que realiza el esfuerzo.

La palanca acodada de la figura, I.3.8 inicia su movimiento en sentido de la flecha y la mesa comienza a descender; durante la carrera de descenso, la máquina no realiza esfuerzo alguno, pues no existe ningún obstáculo que se oponga a su movimiento. Ahora bien; en el instante en que entra en contacto la masa móvil portátiles con la mesa fija, comienza la prensa a realizar un esfuerzo, cada vez más intenso conforme crece la resistencia opuesta, hasta un punto máximo que es cuando la palanca acodada y el brazo de reenvío se encuentran perpendiculares entre sí.

Como se ve, el esfuerzo es progresivo y está siempre en función de la resistencia opuesta a la máquina, por lo cuál el trabajo de la prensa de este codado es muy semejante al de las prensas hidráulicas.

Las máquinas de palanca acodada, equipadas con amortiguadores - prensa-chapas, neumática o hidráulicas, dispuestos en las mesas portátiles, son de extraordinaria utilidad en grandes trabajos de embutición, ya que permiten elaborar, enteras paredes laterales de carrocerías, techos de las mismas, con pared posterior o sin ella, etc.



**ESQUEMA DE UNA PRENSA DE PALANCA ACODADA**

Figura I.3.8

La ventaja de las prensas de embutir y acuñar de palanca acodada sobre las hidráulicas, reside especialmente en la mayor velocidad de trabajo de las primeras, ya que en ellas la presión comienza en el mismo instante en que toman contacto las dos partes del útil, mientras que en las hidráulicas es necesario esperar a que la bomba vaya aumentando la presión al límite requerido, una vez iniciado el proceso de trabajo propiamente dicho.

### C. Prensas Hidráulicas

Para que estas máquinas puedan competir con las mecánicas, deben poseer las cualidades de uno y otro tipo; es decir, deben reunir las ventajas de la prensa mecánica (alta velocidad de trabajo y autonomía), y las de la prensa hidráulica (regulación de la carrera, de la presión y de la velocidad). Las viejas prensas hidráulicas, en instalaciones centralizadas, eran efectivamente lentas, incontrolables en la velocidad y en la presión, alimentadas por agua que corroía válvulas y émbolos y con guarniciones que se deterioraban y dejaban filtrar el líquido: Además, se necesitaba una sala para las bombas, un acumulador embarazoso, largas tuberías, una frecuente revisión, etc. Las prensas hidráulicas modernas son autónomas y funcionan con aire comprimido por medio de una bomba acoplada directamente y, por este motivo, absolutamente independientes. El grupo-motor-bomba se halla instalado en la parte superior de la misma máquina.

La bomba rotativa de émbolos, de alimentación variable, presenta la característica de conferir a la corredera de la prensa la velocidad máxima cuando la presión es mínima (o nula) y la velocidad mínima cuando la presión es máxima. En otros términos; el plato de la prensa desciende rápidamente en vacío sin ejercer ninguna presión; seguidamente, iniciándose el estampado de la chapa previamente puesta sobre la estampa, la velocidad disminuye mientras se desarrolla la presión máxima (que es requerida al principio del

embutido); a medida que va disminuyendo la presión requerida, aumenta proporcionalmente la velocidad de trabajo. Terminada la fase útil del estampado, el plato de la prensa retorna hacia la parte superior con una velocidad superior, puesto que solo necesita la presión para vencer el peso de la estampa y el de la corredera, por eso la bomba ofrece los medios capaces de conferir a la corredera de la prensa varias velocidades que están en función de la presión requerida. Las prensas hidráulicas pueden ser de simple efecto, de doble efecto y de triple efecto.

Las prensas hidráulicas de doble efecto se emplean corrientemente para la embutición con prensa-chapa o sujetador.

Una prensa oleodinámica de cuello de cisne, de doble efecto, posee todas las ventajas expuestas anteriormente en la descripción general. En la mesa va aplicado un extractor hidráulico combinado con el cojín prensa-chapa y con el extractor mecánico superior del plato móvil. Tanto la presión del prensa-chapa como la del punzón de embutir se regulan independientemente mediante un volante.

También el émbolo es regulable en su carrera con el fin de variar la altura útil. Se puede aplicar el dispositivo para el funcionamiento automático de marcha continua, o bien el mando a pedal; esta última aplicación está condicionada a otras garantías de seguridad para el operario. Dicho mando va montado con un dispositivo de llave que permite excluirlo.

## PRENSA HIDRAULICA DE TRIPLE EFECTO

Este tipo de prensa se prefiere en el caso de que se tengan que efectuar embuticiones más complicadas de fondo curvado, con forma, o contraestampado, o donde sea necesario dar forma antes de embutir.

El esquema de funcionamiento de la prensa de triple efecto está basado sobre el mismo principio que el de la prensa de doble efecto, a excepción de la añadidura de las siguientes prestaciones.

a) Posibilidad de hacer actuar la viga prensa-chapa no sólo por reacción contra el carro, sino con efecto positivo independiente.

b) Posibilidad de mantener independiente la acción del émbolo central de la de los émbolos laterales; o bien de unirla y actuar con acción total.

c) Cojín contenido dentro de la bancada lo más amplio posible.

Una prensa construída bajo estas características satisface a todos los tipos de estampas y es muy adecuada para la embutición muy profunda, en la que se emplea el sujetador superior, así como para las grandes embuticiones en las que se emplea el sujetador interior.

Para las operaciones de estampado que requieren la presión máxima, se puede utilizar la posibilidad indicada más atrás (letra B), o sea la de hacer intervenir simultáneamente todos los émbolos superiores; mientras que para las operaciones de estampado que requieren una presión más pequeña, se hace intervenir sólo los émbolos laterales con el beneficio de aumentar la velocidad de trabajo.

Todos los mandos son accionados mediante pulsadores. La carrera puede variarce según las exigencias del trabajo, así como la presión que es controlada con el manómetro.

La presión máxima puede desarrollarse al principio de la carrera, al final, en cualquier punto ó durante todo el recorrido. La marcha invertida se produce automáticamente a carrera preestablecida ó bien a presión preestablecida. Esta última posibilidad es muy útil en los trabajos de estampado en relieve, de bordonado, de incisión.

Las prensas Hidráulicas Hydroform, se distinguen de las demás -- por estar preparadas para realizar el procedimiento de embutición mediante el empleo de estampas especiales con matriz elástica. Dicha matriz, montada en la parte móvil de la prensa (ó sea en la -- deslizante), tiene el techo de la cámara en unión con una bomba -- que envía el aceite según una presión variable de 0 a 10 kg/mm<sup>2</sup>. En la base de la prensa hay un cilindro con un émbolo deslizante -- en el extremo superior del cual puede ser aplicado un macho de formar. Dicho macho, que en realidad forma parte de la estampa -- inferior, penetra, en un cierto momento en la matriz elástica obligando a la chapa interpuesta a tomar su forma. Las fases se desarrollan según un programa preestablecido; después de haber colocado el trozo de chapa sobre el plano de la estampa inferior, se acciona la prensa; baja la corredera y, apenas la matriz toma contacto con la estampa inferior, emplazada sobre la base se desarrolla gradualmente la presión oleodinámica en la cámara de la matriz, -- con dicho contacto la corredera de la prensa ha terminado su carrera inferior. Sucesivamente, con una maniobra automandada por un -- sistema de válvulas, empieza la acción dinámica del aceite en el cilindro inferior que, a través del émbolo, obliga al macho a penetrar en la matriz elástica venciendo, además del esfuerzo de embutición, la presión del aceite en la cámara de la matriz elástica; terminada la carrera del émbolo cesa también la acción dinámica -- del aceite en dicha cámara. A continuación sube la corredera de la prensa y baja el émbolo (por tanto sale el macho de formar, de la -- pieza embutida).

Para resumir diremos que, con estas prensas, se puede desarrollar una presión hidráulica variable dentro de la matriz elástica, con objeto de efectuar una embutición en las mejores condiciones.

La ausencia de aristas vivas en las estampas, el menor rozamiento entre punzón y matriz, y la poca posibilidad de que se formen arrugas, permiten realizar embutidos complicados en una sola operación, alcanzando también mayores profundidades.

#### PRENSAS AUTOMATICAS

El incesante encarecimiento de las materias primas y la demanda, cada vez mayor, de más y mejores productos han obligado a los fabricantes a emplear máquinas que proporcionen el mayor rendimiento posible, reduciendo con ella los tiempos unitarios de fabricación -- hasta límites insospechados en producciones masivas.

El empleo de la prensa excéntrica va siendo sustituido por el de máquinas más modernas que permiten velocidades más altas de producción, son más compactas, debido a la distribución de sus elementos, y están equipadas con alimentador automático, rodillos enderezadores del material y cizalla para trozar el metal sobrante, con lo que se reduce el espacio ocupado por la máquina.

Estas máquinas están diseñadas especialmente para trabajar con útiles destinados a producir pequeñas piezas, tales como las empleadas en la construcción de máquinas de escribir, radio, relojería, etc., Permiten trabajar a mayores velocidades, porque la biela de unión entre la mesa móvil y el cigüeñal tiene una gran longitud, -- siendo más suave el movimiento biela-manivela. El útil está guiado de una manera muy perfecta, porque en vez de ser un carro con dos guías laterales y reglillas de ajuste, se compone de cuatro sólidos columnas cilíndricas, las cuales impiden totalmente las inclinaciones o desvíos que suelen tener algunas prensas de excéntricas del tipo normal.

El trabajo de colocar en posición de trabajo la matriz es sencillo, porque es posible dejar completamente despejada la zona de manipulación, debido a que el alimentador automático así como el grupo de rodillo de arrastre y cizalla troceadora, están montados sobre sendas bisagras, que permiten retirar estos elementos sin trabajo excesivo para su nueva puesta a punto.

Estas máquinas, con útiles adecuados, contruidos con esmero y precisión, pueden llegar a producir hasta 1200 piezas por minuto, pero se debe procurar que los elementos que constituyen estos útiles tengan fijaciones seguras y exentas de vibraciones.

#### PRENSA DE CARROS O PATINES MULTIPLES

La prensa de carros portaherramientas múltiples permite, la construcción de una gran variedad de piezas de modo completamente-automático, con tolerancias muy críticas y una producción muy elevada.

Por los procedimientos normales son considerables los casos en que cuando la pieza ha sido troquelada debe terminarse en operaciones sucesivas, lo cuál ocurre cuando aquella presenta diversos-dobleces; por el contrario en la prensa de carros porta-herramienta múltiples, es posible dejar la pieza totalmente terminada.

En las modernas máquinas multicarro se combina el trabajo de una prensa horizontal, generalmente equipada con matrices progresivas, con el trabajo de cuatro carros deslizantes, equipados con herramientas de conformar adecuadas y mandados mediante excéntricos.

De este modo pueden combinarse las múltiples operaciones de que se compone el troquelado, tales como el punzonado, estirado, embutido y doblado, en una sola carrera de la máquina obteniéndose las piezas completamente acabadas. No haremos una descripción detallada de la máquina, pero sí de su sistema de funcionamiento, ya que este constituye el fundamento del conocimiento del diseño y fabricación de útiles de estampación en términos generales. La prensa es horizontal y lleva acoplado a su cigüeñal un árbol de excéntricas o levas; este árbol que está adosado a un costado de la máquina en toda su longitud, es el que manda los dos grupos de herramientas de conformación.

Un enderezador de la cinta avanza, no paralela al plano de la tierra, sino perpendicular al mismo, disposición que facilita el proceso de enlace entre las etapas de matrizado y conformación por medio de las herramientas. Todos los cojinetes y partes deslizantes están engrasados mediante bomba de presión, y el retal de la cinta, cuando lo hay, es trozado por la misma máquina.

Las herramientas no son en realidad más que punzonones y matrices combinadas hábilmente, de modo que, aprisionando entre ellos la pieza una vez troquelada, la conforman plásticamente sobre un alma, hasta darle la forma prevista.

#### 4.- APLICACIONES DIVERSAS

Las prensas para trabajar láminas metálicas son de gran utilidad en la actualidad debido al gran número de operaciones que se pueden realizar en ellas. El trabajo en prensas aumenta de interés con el progreso de la fabricación, ya que constantemente hay nuevos artículos y partes metálicas que deben fabricarse en prensas. Ciertos trabajos que antiguamente eran, por ejemplo, fabricados en la prensa de husillo ó posiblemente fresados o mecanizados de otro modo para el acabado de ciertas partes, son ahora nuevos productos de prensa, especialmente tratándose de partes huecas tubulares, que antiguamente se taladraban y que ahora se forman partiendo de lámina metálica.

En la selección de un tipo de prensa para usarla en un trabajo determinado, deberá considerarse cierto número de factores.

Entre estos están la clase de operaciones que vayan a efectuarse, el tamaño de la parte que se va a producir, la potencia requerida y la velocidad de operación.

Las principales operaciones que se pueden realizar en las prensas son:

- A) Operaciones de Corte.- El corte implica someter al metal a la tensión cortante arriba de su resistencia última, entre filos adyacentes de cuchillas, como se ve en la figura I.4.1. A medida que desciende el punzón contra el metal, la presión ocasiona primero una deformación plástica, que tiene lugar como en B I.4.1.

El metal es sujetado a tensión entre los filos adyacentes del punzón y la matriz y la fractura comienza en ambos lados de la lámina a medida que progresa la deformación.



Figura I.4.1 Proceso del corte de metal con punzón y matriz.

La mayoría de las piezas de la figura I.4.2 son sencillas, de acero, latón u otro material, pero no obstante típicos de trabajo de corte en prensas, como se encontrarían en muchos talleres. La número 6 es una pieza de mecanismo de una máquina de oficina; la 7, 8 y 9 son tipos de plaquitas; 10, un disco; 11, un indicador; 12, - arandela abierta; 13 y 14 aletas; 15, balanca; 16, pequeño brazo aco dado.

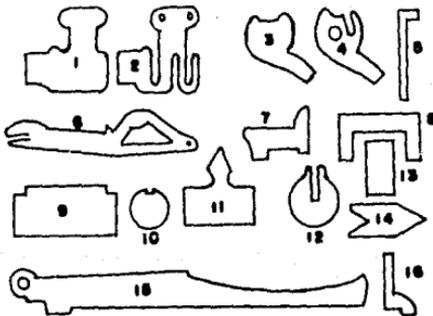


Figura I.4.2

Los modelos ilustrados son solo ejemplos de la gran variedad de pequeñas piezas que pueden ser fabricadas en operaciones de corte.

La diversidad de formas que pueden obtenerse no tiene fin y, en cuanto al límite de medida, las piezas mayores que se fabrican son piezas para automóvil, elementos para aviación, mobiliarios, refrigeradores, etc.

Esta operación de corte comprende el recorte, punzonado, desbarbado, ranurado y lancetado.

El recorte es la operación de sacar áreas planas con ciertas formas deseadas y es usualmente el primer paso en una serie de operaciones de prensa. Una porción muy considerable de las piezas a recortar son generalmente de forma circular. La primera operación para obtener recipientes es cortar un disco. La manufactura de las armaduras para maquinaria eléctrica su primera operación antes de ser dentadas, las baterías de cocina y otros muchos utensilios de lámina, se inician con un recortado circular.

Punzonado.- Consiste en formar una abertura exacta en el mate--  
rial, esta operación es similar a la operación de recorte, la diferencia se muestra en la figura I.4.3.



Ilustrando la diferencia entre las operaciones de punzonado y recortado.

Figura I.4.3.

El punzonado que originalmente se empleaba tan sólo para agujeros circulares en el caso, arandelas y similares, se ha ido extendiendo en los trabajos de láminas metálicas y ha eliminado en gran parte la operación del taladrado en materiales de espesor corriente, como son los usados para las piezas metálicas de máquinas de escribir, máquinas de oficina y muchas otras.

El desbarbado es la eliminación de barbas o excesos de metal en torno de las aristas de una pieza y es esencialmente lo mismo que el recortado, con la diferencia de que el desbarbado es un proceso de acabado o de ajuste de dimensiones, en el cual se retira menos material.

El ranurado es la hechura de cortes completos en una lámina - como se ilustra en la figura I.4.4

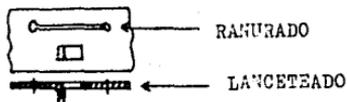


Figura I.4.4

Si se punzona parcialmente un agujero y en un lado se le dobla hacia abajo como en una rejilla de ventilación, a esto se le llama lanceteado (figura I.4.4).

Para la mayoría de las operaciones de punzonado, recorte y ajuste, se usan generalmente las prensas de manivela o de tipo excéntrico.

B) Operaciones de Doblado y Formado. El doblado y formado se -- pueden hacer en el mismo equipo que el utilizado para corte, o sea en prensas de cigüeñal o excéntricas. Cuando se trata del doblado, el metal es esforzado tanto a la tensión como a la compresión hasta valores por abajo del esfuerzo último del material, sin cambio apreciable en su espesor.

Al diseñar una sección rectangular para ser doblada, deberá determinarse el material necesario para el doblado, puesto que las fibras exteriores se alargan y las interiores se acortan. Durante la operación el eje neutro de la sección se mueve hacia el lado de -- compresión el cual empuja a la mayoría de las fibras en tensión.

El espesor total disminuye ligeramente; y el ancho aumenta en el lado de compresión y es estrechado en el otro.

Aún cuando se pueden determinar las longitudes correctas para el doblado, por medio de fórmulas empíricas, son influenciados considerablemente por las propiedades físicas del metal. El metal que ha sido doblado, retiene algo de su elasticidad original y se presenta una recuperación elástica después de retirar el punzón, como se ve en la figura I.4.5. Esto se conoce como retorno elástico.

Las fibras en compresión se dilatan ligeramente y las que están a tensión se contraen, la acción combinada da como resultado una ligera abertura del doblado. El retorno elástico se puede corregir haciendo un doblado mayor en una cantidad tal, que cuando se quite la presión, la pieza regrese a su forma correcta.

El retorno elástico es más pronunciado en curvas de gran radio.

El radio mínimo del doblado varía de acuerdo con la ductilidad y es peso del metal.

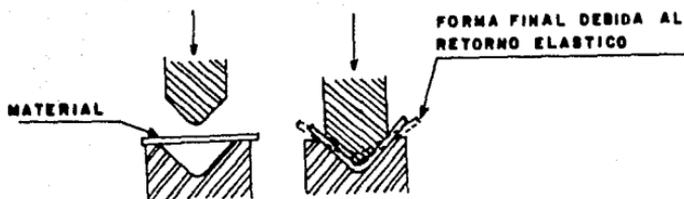


Figura I.4.5. Retorno elástico en las operaciones de doblado.

C) Operación de Embutido. El embutir se considera corrientemente como un procedimiento para transformar la lámina metálica en -- piezas cilíndricas o redondas tales como vasijas, depósitos y artí-- culos semejantes. Por embutición se fabrican una amplia gama de ob-- jetos, desde piezas tan pequeñas como vainas para fulminantes y -- cartuchos, hasta carrocerías de automóviles y otros trabajos de -- proporciones enormes, que se embuten en las modernas prensas gigan-- tes. Entre estas dimensiones tan extremas, miles de prensas en las industrias embuten en gran cantidad cualquier forma imaginable de piezas, y de cualquier clase de lámina metálica que se encuentre -- en el mercado.

Muchos trabajos que se mecanizaban antes partiendo de barra, o se forjaban, se hacen hoy en día con lámina embutida del espesor -- adecuado para obtener la resistencia y rigidez necesarias, y gene-- ralmente el procedimiento actual ahorra mucho material y trabajo.

La mayoría de las partes embutidas se inician con un placa plana de metal. Al ser forzado el punzón en el metal se transmite a la lámina esfuerzos de tensión muy severos alrededor del punzón.

Al mismo tiempo los cantos exteriores de la lámina que no se acoplan al punzón están en compresión y tienden a formarse arrugas indeseables.

Esto se podrá neutralizar mediante un plisador o placa de presión que mantenga a la placa firmemente en su lugar.

En una operación simple de embutido de placas relativamente gruesas, el espesor de éstas deberá ser suficiente para contrarrestar las arrugas y se puede efectuar en una prensa de acción simple como se muestra en la figura I.4.6. Se pueden efectuar embutidos adicionales en las partes en forma de copa, cada uno de ellos alargándola y reduciendo el espesor de las paredes.

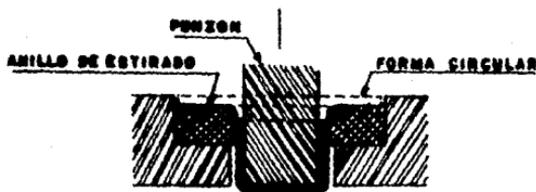


Figura I.4.6 Acoplamiento de punzón y matriz para operaciones de embutido simple.

La mayoría de los embutidos, que implican la formación de hojas metálicas delgadas, requieren el uso de prensas de acción doble -- con objeto de que las hojas se mantengan en su lugar, a medida que progresa el embutido.

Las prensas de este tipo varían considerablemente en su disposición, aunque usualmente están provistos de dos correderas, una dentro de la otra. Una corredera controla a los anillos sujetadores del recorte; se mueve hacia la hoja adelante de la otra para mantenerla en su lugar. Esta acción se ilustra en la figura I.4.7.

El movimiento de la corredera sujetadora del recorte es controlado por el mecanismo de articulación o de leva en conexión con el cigüeñal. Las prensas hidráulicas se adaptan bien al embutido como consecuencia de su acción relativamente lenta, control de la velocidad y presión uniforme.



Figura I.4.7 Acción del sujetador del material y del punzón en una operación de embutido.

D) Operación de Presión. Esta operación produce un deslizamiento del metal sometido a grandes presiones que tienden a comprimir el material a la forma deseada. Para este tipo de operaciones se adapta idealmente la prensa de unión articulada que tiene una carrera pequeña y es capaz de ejercer una fuerza tremenda.

Dentro de este tipo de operaciones tenemos:

El acuñado que consiste en imprimir en el metal que se está trabajando bajando ciertos relieves que previamente han sido labrados en las matrices.

Esta operación es un proceso de formado en frío que se emplea principalmente para fabricar monedas o medallas. Debido al confinamiento de metal y al desplazamiento positivo del punzón, no hay posibilidad de que el excedente de metal salga de la matriz y como se requieren presiones muy altas, son necesarias mediciones volumétricas muy precisas, para evitar la ruptura de las matrices o de las prensas.

Dimensionado. Es una operación por la cual se comprimen áreas localizadas de piezas forjadas o de fundición maleable, para obtener la dimensión deseada. Se realiza sólo una deformación limitada, apenas suficiente para lograr los fines buscados.

Forjado en Frío. Consiste en comprimir el metal en la cavidad de una matriz o dado para darle la forma deseada. Una de las aplicaciones más usuales de este proceso es el formado de cabezas de tornillos, remaches y clavos.

Remachado. El remachado es una operación que tiene por objeto - unir piezas metálicas mediante un remache o roblón, formando una - segunda cabeza en el extremo libre del remache como se indica en - la figura I.4.8.

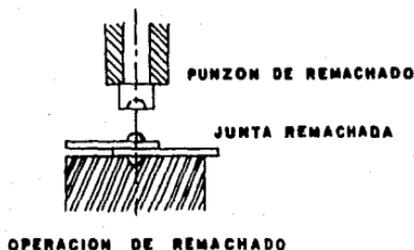


Figura I.4.8

Extrusión en Caliente. En el proceso de extrusión, el metal con finado en un cámara de presión es forzado a través de una matriz o dado que determina la sección transversal del producto. Básicamente, el proceso de extrusión es el que se realiza al salir la pasta de un tubo dentífrico. Este proceso se ha empleado desde hace mucho tiempo, en la producción de ladrillos huecos, tubos de albañal, macarones, etc.

Cualquier material plástico puede ser extruído en una forma de sección transversal uniforme por la acción de la presión. La extrusión puede hacerse en caliente o en frío, aunque en la mayoría de los metales se realiza en caliente, a fin de reducir las fuerzas requeridas, eliminar los efectos del trabajo en frío y reducir las propiedades direccionales.

Los metales que más comúnmente se extruyen son el plomo, cobre, latón, bronce, aluminio, magnesio y sus aleaciones. Esto se debe a sus resistencias de fluencia y temperaturas de extrusión relativamente bajas.

El acero es difícil de extruir por su alta resistencia a soldarse a las paredes de la cámara de la matriz en las condiciones de alta temperatura y presión requeridas. Sin embargo, en la actualidad se extruyen cantidades de acero, usando como lubricantes en los techos, sales de fosfato o recubrimiento de fibra de vidrio -- que se funden durante la extrusión.

Enclavijado. El enclavijado o clavijado, es una aplicación del trabajo en frío empleada por la unión de elementos de máquinas, -- por la simple acción de un punzón deformador movido por una prensa mecánica. La operación se realiza en una sola carrera de la prensa, produciéndose una unión firme entre los dos elementos a unir; -- la única objeción que pudiera tener el proceso es la marca que dejan los punzones.

## BIBLIOGRAFIA

1. TROQUELADO Y ESTAMPACION  
TOMAS LOPEZ NAVARRO  
QUINTA EDICION, AMPLIADA 1976
2. TRABAJO DE LOS METALES EN LAMINAS  
A. QUERCY  
EDICIONES UPWA
3. ESTAMPADO EN FRIO DE LA CHAPA  
MARIO ROSSI  
NOVENA EDICION  
RENOVADA Y AMPLIADA
4. ESTAMPADO Y MACHIZADO DE METALES  
FRANK A. STANLEY  
2a. EDICION ESPAÑOLA
5. PROCESOS DE FABRICACION  
MYRON L. BEGEMAN.

## CAPITULO II

### LOS MATERIALES EN INGENIERIA Y SUS PROPIEDADES.

- I.- Generalidades.
- 2.- Hierro fundido.
  - a) Fundición gris de alta calidad y fundición gris aleada
  - b) Fundición maleable.
- 3.- Acero colado.
  - a) Acero colado aleado.
  - b) Acero colado de baja aleación.
  - c) Acero colado duro al Mn.
  - d) Acero colado al Cr.
  - e) Acero dulce.
- 4.- Influencia de los elementos de aleación en los aceros.
- 5.- Tratamientos termicos.
- 6.- Chapas de acero.
- 7.- Aceros perfilados.
- 8.- Aceros para construcción de maquinas.
- 9.- Aceros para cementar y nitrurar.
- 10.- Aceros para tratar.
- 11.- Aceros estirados y aceros para maquinas-herramientas automaticas.
- 12.- Aceros para resortes.
- 13.- Aceros resistentes al calor y a la formación de bataduras.
- 14.- Aceros inoxidables e inatacables por los acidos.
- 15.- Aceros para herramientas de corte.
- 16.- Metales no ferrosos
  - a) Aluminio y sus aleaciones.
  - b) Magnesio y sus aleaciones.
  - c) Zinc y sus aleaciones.
  - d) El cobre y sus aleaciones.

## II.- LOS MATERIALES EN INGENIERIA Y SUS PROPIEDADES

### I.- Generalidades

La selección de un material ya sea para elemento de máquina o estructural es una de las decisiones que debe llevar a cabo un ingeniero de diseño: tal decisión suele hacerse antes de que se determinen las dimensiones del elemento o pieza. Después de elegir el material y el proceso ( que siempre están íntimamente relacionados) el diseñador podrá fijar las dimensiones del elemento en estudio, pretendiendo que los esfuerzos y deformaciones tengan valores razonables y satisfactorios, técnica y económicamente, en comparación con las propiedades relacionadas con la falla del material.

A pesar de la importancia del esfuerzo y la deformación de las partes mecánicas, la selección de un material, no siempre se basa en estos factores: En muchos casos hay piezas que no experimentan carga alguna y sólo se diseñan para complementar un diseño; con frecuencia hay que diseñar elementos para resistir la corrosión, mientras que en otros casos, los efectos de temperatura son más importantes que los de esfuerzo y deformación. Además, existe un número tal de factores que influyen en el diseño de los elementos, que hacen muy necesario un buen conocimiento acerca de las propiedades de los materiales y los procesos.

Para la selección de los materiales deberá tomarse en cuenta las sollicitaciones de trabajo que al órgano o elemento imponen, como la función, el esfuerzo y la vida o duración. Luego las demandas inherentes a la configuración, a la fabricación, los costos de fabricación y en la mayor de las veces, la adquisición.

En general podemos apoyarnos en experiencias ya realizadas empleando materiales y calidades usuales: por lo tanto, en la construcción de máquinas, con frecuencia usaremos.

Aceros al carbono ordinario, para ejes y árboles sencillos.

Aceros de alta calidad, o clases especiales de hierro fundido (a causa de la configuración y del efecto de entalla) para árboles y ejes acodados (cigüeñales).

Aceros al medio carbono, para cuñas, chavetas y pernos.

Fundición gris, para estatores fundidos, placas de fundición y carcasas, y si los esfuerzos son grandes, el hierro fundido especial y el acero colado, o el acero soldado (placas) son aceptables.

Aceros templados, para órganos o elementos sometidos a elevada presión con rodamiento (rodamientos, árboles de levas, ruedas dentadas muy cargadas).

Fundición gris, acero colado, aceros de 42 a 70 Kg/mm<sup>2</sup>, aceros templados y tratados, y en casos especiales a la madera, a los materiales aglomerados y a los metales no ferrosos, para ruedas dentadas.

Materiales aglomerados, fundición gris blanda, bronce, metal blanco, aleaciones de zinc y de aluminio, o bien, materiales combinados con capa exterior deslizantes, según las circunstancias, para las superficies sometidas a fricción.

Aceros de resortes, hule para muelles elásticos: y en casos especiales, también el bronce de resortes y la madera.

Aleaciones para mecanizar en tornos automáticos, aleaciones fundidas inyectadas, y pequeñas piezas producidas en serie.

Acero templado para herramientas, y metales de corte rápido.

Aceros resistentes al calor, o aceros con superficies resistentes a la formación de escamas, y substancias cerámicas para órganos expuestos al calor y al fuego.

Materiales especiales, según las exigencias respectivas, para órganos sometidos a intenso desgaste, o acciones químicas, eléctricas o magnéticas, particularmente intensas.

Sólo cuando la experiencia no sea suficiente, o cuando surjan nuevos puntos de vista (nuevas exigencias, nuevos materiales, nuevas restricciones o alza de precios) o cuando varios materiales entren en competencia, la elección del material se convierte en problema.

Tal elección exige entonces un examen más detenido de los factores que influyen en el problema, los que pueden ser:

- a.- Las exigencias impuestas al elemento u órgano constructivo, como función, esfuerzos y duración de vida.
- b.- Condiciones de fabricación (números de partes, configuración, proceso de manufactura, costos de construcción.
- c.- Propiedades del material, y casi siempre a continuación, ensayos con los materiales que aún puedan ser tomados en cuenta.

En casos semejantes el diseñador debe recurrir en gran medida a la experiencia particular de los especialistas en materiales y en fabricación, así como a la de los usuarios, si se trata de evitar errores.

La decisión será sencilla cuando unas pocas propiedades del material son aceptables, y complicada cuando sean muchos los materiales que más o menos cumplen con las condiciones requeridas.

A continuación trataremos los materiales más comunes para la construcción de máquinas, desde el punto de vista del fabricante.

## 2.- EL HIERRO FUNDIDO.

La fundición gris es una aleación de hierro con más de 1.7% C (generalmente de 2 a 4%) muy empleada en la construcción de máquinas y para piezas fundidas, siempre y cuando sus propiedades sean suficientes: es un producto barato y de fácil colada, con poca contracción y fácil de mecanizar por arranque de viruta.

Sus propiedades.

La fundición gris es quebradiza (pequeño alargamiento de rotura) por lo que no soporta bien los golpes y su resistencia a tracción es rebajada por las venas de grafito: presenta buenas propiedades para el deslizamiento (mejores que el acero colado y el acero dulce) y elevada resistencia a la compresión (de 3 a 5 veces la  $\sigma_R$ ) gran amortiguamiento interior y no es sensible a la entalladura, de tal modo que puede competir en resistencia a la fatiga por flexión con el acero entallado (cigüeñales de fundición gris). La resistencia a la tracción en caliente disminuye por encima de los 400°C, y su resistencia a la compresión sobre los 200°C. Su módulo de elasticidad disminuye al aumentar el esfuerzo (ver tabla 2.2.I)

Designación	Empiezo
Piezas de fundición para construir y comerciales	Columnas, ventanas, soleras, hornos, tubos, radiadores
Fundición para máquinas:	
GG-12...	Sin precepto cualitativo, para piezas sometidas a pequeños esfuerzos, como carezas, placas de asiento, estatores.
GG-14...	Para piezas sometidas a grandes esfuerzos o a fricción:
GG-18...	Carezas, guías deslizantes: cilindros, émbolos y armaduras de máquinas de vapor, anillos de símbolo.
GG-22...	Para piezas sometidas a esfuerzos aún mayores, resistentes al calor (hasta 420° C), sometidos a fricción y más robustos:
GG-26...	cilindros, émbolos, segmentos.
Fundición gris especial GG 30 (fundición perlítica)	Para casos especiales y órganos sometidos a esfuerzos máximos.
Con propiedades magnéticas especiales, por ejemplo, GG-12,9 (según DIN 17006)	Para máquinas eléctricas con alta inducción magnética.
Fundición blanca:	Para piezas resistentes al desgaste (de mecanización difícil), con $H_B = 400-600 \text{ kg mm}^2$ .
Fundición totalmente blanca	(dura en todo su volumen). Empleada raramente por ser muy quebradiza, por ejemplo, en toberas para proyección de arena.
Fundición superficialmente blanca	Fundición en coquilla (con núcleo blando) para placas y anillos resistentes al desgaste pertenecientes a los molinos trituradores de muelas, molinos de bolas, máquinas de machacar piedra; para punzones, anillos de estirado y ruedas de tracción (fundición Griffin).
Fundición blanca suave	Fundición para rodillos de estructura fina y densa.
Fundición gris resistente a los ácidos y los álcalis	Para fines químicos, recipientes de carbonato y otros compuestos sódicos, tubos, cubetas, cazos, bombas para ácidos.
Fundición gris inalterable al fuego	Barrotes de parrilla, cajas de cementación, calderas de fusión para metales no férricos.

TABLA 2.2. I

La fundición gris con dureza Brinell 120 u 180 es ferrítica; de 180 a 250 es perlítica, y arriba de 240 se dificulta su maquinabilidad. Para el empleo de los diferentes clases de fundición gris (ver tabla 2.2. I). Los coeficientes de resistencia correspondientes se muestran en la tabla 2.2.2

Designación	Grosor de pared y $t_c$ de la proleta en mm	Resistencia a la tracción $\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la flexión $\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	Fluencia $f$ mm	Dureza Brinell ( $H_{10}$ ) kg/mm <sup>2</sup>	Modulo de elasticidad E kg/mm <sup>2</sup>
GG-12	8...30 (30)	12 (*)			120...180	7 000... 1 000
GG-14	4... 8 (13)	18	32	2		
	8...15 (20)	16	30	4		
	mayor de 15...30 (30)	14	28	7	110...200	9 500... 5 500
	mayor de 30...50 (45)	11	24	10		
GG-18	4... 8 (13)	22	38	2		
	8...15 (20)	20	35	4		
	mayor de 15...30 (30)	18	34	7	150...228	10 500... 8 000
	mayor de 30...50 (45)	15	30	10		
GG-22	4... 8 (13)	26	44	3		
	8...15 (20)	24	42	5		
	mayor de 15...30 (30)	22	40	8	180...240	12 000... 9 500
	mayor de 30...50 (45)	19	36	11		
GG-26	8...15 (20)	28	48	5		
	mayor de 15...30 (30)	26	46	8	180...240	13 000...11 000
	mayor de 30...50 (45)	23	42	11		
GG-30	mayor de 15...30 (30)	30	48	8	180...220	
	mayor de 30...50 (45)	25	45	11		

(\*) Para separaciones entre apoyos, según DIN 1691 (5.ª ed. noviembre 1949)\*.

(†) Valores medios añadidos por el autor.

(‡) Por regla general no se hacen pruebas de recepción del material.

TABLA 2.2.2

a) FUNDICION GRIS DE ALTA CALIDAD Y FUNDICION GRIS ALEADA PARA  
FINES ESPECIALES.

Con ella se obtiene:

- A) Fundición verítica de alta resistencia rebajando el contenido de grafito, añadiendo abundante chatarra y aumentando la dosis de Si.
- B) Fundición gris libre de tensiones, de grano fino, por enfriamiento lento (en molde precalentado) de fundición que solidificada de otro modo, resultaría blanca.
- C) Resistencia más elevada, por sobrecalentamiento de la masa fundida.
- D) Trama más densa, por fundición centrífugada.
- E) Fundición gris más resistente al desgaste y más fluida por la adición de fósforo (P).
- F) Fundición gris más resistente al desgaste, a la corrosión y al calor, por la adición de Ni, Cr, Mo (material para aviones).
- G) Fundición gris inalterable al calor y que no forma escamas, añadiendo Ni, Cr, Si o Cr - al.
- H) Fundición gris inoxidable e inalterable al calor, agregando 20 a 30% de Cr.
- I) Fundición gris que no forma escamas para hogares y barras de parrilla mediante un elevado contenido de C y bajo porcentaje de fósforo y silicio.

J) Fundición gris inalterable a los ácidos, agregando un 14 a 18% de Si, o mejor añadiendo metal monel.

b) FUNDICION MALEABLE

Esta se obtiene por fusión del hierro bruto blanco (facil de fundir) y maleabilización (recocido después de haber fundido) lo cual dá un producto bastante tenaz, algo maleable y de fácil mecanización.

La fundición maleable blanca usual en el comercio (zonas marginales ferríticas, zona nuclear perlítica) con espesor de pared uniforme (de 3 a 20 mm.) es apropiada para pequeñas piezas de fabricación en gran serie (hasta 1 kg.) como cadenas de cangilones, ruedas, llaves y guarniciones.

La fundición negra (ferrítica en toda su masa) se presta para piezas con espesor de pared más grueso y desigual (3 a 40 mm) como aparatos domésticos, carcasas para transmisiones, tambores de frenos, pequeñas piezas de hierro, etc. Pero no es soldable, forjable ni apta para soportar altas temperaturas: la fundición negra es templable mediante enfriamiento brusco a 800°C con el subsiguiente revenido.

La fundición maleable es menos resistente al desgaste que la fundición gris y magnéticamente muy "blanda" : sobre los 400°C, disminuye su  $\sigma_R$ .

Mediante métodos especiales puede fabricarse con mayor resistencia a la corrosión o a la oxidación, o con mayor resistencia al desgaste en su superficie (endurecida por cementación). Ver tabla

Designación	Espesor de pared mm	Resistencia a la tracción $\sigma_R$ kg/mm <sup>2</sup>	Alarg. de rotura $\epsilon$ (%)	Dureza Brinell <sup>(1)</sup> HB	Módulo de elasticidad E <sup>(2)</sup> kg/mm <sup>2</sup>
Fundición maleable blanca	GTW-35	4...9	34	6	125
		9...13	35	4	hasta 220
		18...40	36	3	220
Fundición maleable negra	GTS-35	4...9	38	10	125
		9...13	40	15	hasta 220
		18...40	41	3	220
Fundición maleable negra	GTS-38	4...9	33	10	110
		9...13	38	12	110

(1) Sin normalizar.

(2) Alargamiento de rotura para  $L = 3 d$ .

TABLA 2.2.3

### 3.- ACERO COLADO.

Es apropiado para piezas fundidas de alta resistencia, elasticidad y tenacidad: es forjable, soldable y apto para temple superficial, pero difícil de fundir (presenta un 2% o más de contracción, formación de rechupes, tensiones de coladas y grietas por el calor) lo cual eleva su precio.

Las piezas de chapa de acero (caso de los álabes de turbinas) pueden incorporarse por fundición; su trama (radical) se suele afinar por recocido. El espesor de pared mínimo usual es de 3 a 4 mm.

El acero colado en varetes finas de alta calidad, alcanza sin alear, hasta  $\sigma_R = 75 \text{ Kg/mm}^2$  y aleado  $\sigma_R = 60$  a  $110 \text{ Kg/mm}^2$  con un alargamiento del 6 al 10%.

#### a) Acero colado aleado.

Sirve para fines especiales.

#### b) Acero colado de baja aleación.

Hasta 2% Mn, 1.5% Si y 2% Cr : se emplea cuando es necesario aumentar la templabilidad integral, su resistencia al desgaste, su resiliencia, su facultad deslizante o la persistencia de su revenido (después de templado  $R = 60$  a  $130 \text{ Kg/mm}^2$ ) aplicándolo a ruedas

dentadas, crucetas, émbolos de motores, carcasas de turbinas de vapor.

c) Acero colado duro al Mn.

Más de 12% Mn y más de 1% C. Es muy resistente al desgaste por rozamiento (templado en frío) y además magnético y se emplea para agujas ferroviarias, dientes de excavadoras, etc.

d) Acero colado al Cr.

Con 13 al 30% Cr, es prácticamente inatacable por la oxidación y los ácidos y si contiene más de 1% Si, es también resistente al calor: es adecuado para piezas de horno, cajas de cementación y recipientes químicos. La adición de Cr, y W se emplea para preservar las placas de las cajas de caudales contra el corte de sopletes, y la adición de Ni, para proteger contra el ataque del agua de mar.

Designación	Dureza Hv kg mm <sup>2</sup>	Resist. a la trac- ción en kg mm <sup>2</sup>	Alarga- miento de rotura %,	Resisten- cia a flex. (D <sup>2</sup> /M) cmkg cm <sup>2</sup>	Límite de alar- gamiento en caliente a $\rho = 7.8$ kg mm <sup>3</sup>			Resistencia a la fatiga en kg mm <sup>2</sup>			Conte- nido de C.
					350	350	400	400	450	500	
DIN GS-38	110	38	20	—	—	—	—	—	—	—	0.1
GS-45	130	45	16	—	—	—	—	—	—	—	0.2
16M1 GS-52	150	52	12	—	—	—	—	—	—	—	0.35
GS-60	174	60	8	—	—	—	—	—	—	—	0.45
GS-C 25	45	22	500	17	15	13	12	8	—	—	—
DIN GS-22 Mo 4	45	22	500	21	19	17	17	13	12	—	—
17245 GS-22 Cr Mo 3	50	20	400	25	23	21	20	15	10	—	—
GS-22 Cr Mo 34	53	20	400	28	26	24	23	20	15	—	—

(\*) Para los coeficientes de las calidades especiales, véase DIN 1681 (marzo de 1942). Para los coeficientes del acero colado resistente al calor, véase DIN 17245 (octubre de 1951 y mayo de 1952).

TABLA 3.3.I

e) Acero dulce (laminado, forjado y de construcción)

Peso específico  $\rho = 7.85 \text{ grs/cm}^3$ , módulo elasticidad =  $21000 \text{ Kg/mm}^2$

Acero dulce, es el acero obtenido en estado fluido por los procesos Bessemer, Thomas y Siemens Martín, al horno eléctrico y al crisol: mencionaremos aceros económicos de gran consumo, o sea acero al C. Sin alear que pueden suministrarse como semielaborados (prelaminados, preforjados, en forma de bloques, lingotes o pletinas) o como productos ya terminados (perfiles, tubos, chapas, flejes y alambres). Solo en el caso de que sus propiedades sean suficientes, hablaremos de los aceros aleados, que son mucho más caros. Veamos primero, la influencia de los elementos de aleación en los aceros.

#### 4.- INFLUENCIA DE LOS ELEMENTOS DE ALEACION EN LOS ACEROS.

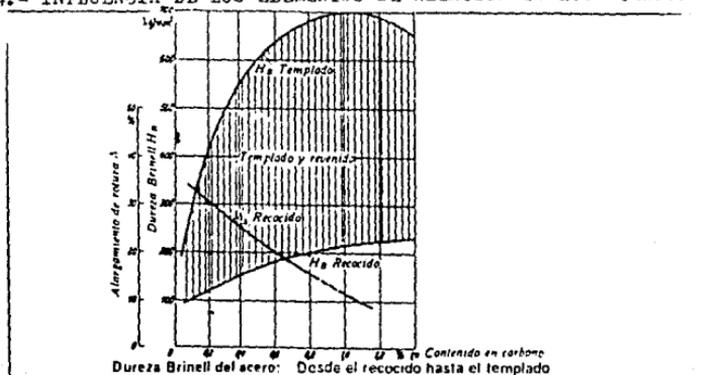


FIG. 2.4. I

#### CARBONO C

El carbono C, aumenta el valor de los coeficientes por rotura para tracción ( $\sigma_R$ ), de alargamiento en caliente ( $\sigma_f$ ), la dureza (HB) y la sensibilidad a las entalladuras, pero disminuye la tenacidad (alargamiento de rotura) la maquinabilidad, así como la forjabilidad, la soldabilidad y las capacidades de conducción, eléctrica-

ca y térmicos: la formación de óxidos es independiente del contenido de C, y la tenacidad insuficiente es la que trataremos de contrarrestar mediante las aleaciones y los tratamientos térmicos.

#### AZUFRE.- S

El azufre S, facilita y mejora la maquinabilidad, para lo cual se agrega hasta 0.3% a los aceros de maquinado automático: disminuye la resistencia a la fatiga por su tendencia a la "estructura en hileras" y hace al acero quebradizo en caliente, si este carece de manganeso.

#### FOSFORO.- P

El fósforo P, se tolera en los aceros de gran consumo, hasta en un 0.2% eleva el límite de fluencia y la resistencia a la oxidación, en dosis mayores hace al acero quebradizo por fatiga.

#### SILICIO.- Si

El silicio Si, desoxida al acero, fomenta la formación de grafito y la resistencia a los ácidos: aumenta la penetración de temple y la resistencia eléctrica, disminuyendo a la vez la deformación en frío, por lo que no admite más del 0.2% para chapas de embutición profunda y más de 0.5 a 3% en aceros de resorte, y hasta un 4% en chapas magnéticas.

#### COBRE.- Cu

El cobre Cu, aumenta los coeficientes de rotura ( $\sigma_R$ ) y de alargamiento en caliente ( $\epsilon_f$ ) y sobre todo la resistencia a la oxidación: en los llamados aceros "cobreados" (empleados en edificios) el cobre entra en la proporción 0.1 a 0.8%.

#### MANGANESO.- Mn

El manganeso Mn, desoxida y desulfura al acero, aumenta su resistencia y favorece el temple total, pero tiene en contra su sensibilidad al sobrecalentamiento y su fragilidad de revenido.

Con mayor proporción de Mn, el acero se hace muy resistente al desgaste por rozamiento (acero duro con 12 a 15% de Mn).

#### NIQUEL.- Ni

El níquel Ni, cuando su proporción es 1.5 a 4.5% aumenta el límite de alargamiento, la resistencia a la fatiga y la resiliencia en los aceros de construcción: actualmente, los aceros al Ni y los aceros al C-Ni-Mo, se emplean con preferencia para piezas grandes que tengan que soportar altos esfuerzos (por su templabilidad en toda la masa) sustituyéndose por lo demás por aceros cementados y aceros tratados, y en lo posible, por aceros aleados con Mn, Si, Mo, Cr y V : además, los aceros con 10 a 20% Ni y 15 a 25% Cr, tienen importancia como inoxidable e inatacables por los ácidos, así como resistentes al calor y la corrosión, siendo magnéticos.

#### CROMO.- Cr

El cromo Cr, aumenta la dureza y la resistencia al desgaste de los aceros por la formación de los carburos de Cr, aumentando también la resiliencia y la penetración del temple: cuando la proporción de Cr es de 12 a 30%, los aceros al cromo poseen una gran inalterabilidad al calor y a las llamas (no forman escamas) así como frente a la oxidación y los ácidos (ver tabla 2.13.1)

#### MOLIBDENO.- Mo

El molibdeno Mo, es el elemento más eficaz contra la fragilidad de revenido de los aceros, incrementando la penetración del tem-

Ple, de modo que los aceros al Cr-Mo tratados térmicamente, pueden sustituir al acero al Cr-Ni. Además el Mo aumenta la resistencia al calor, de tal manera que los aceros aleados al Mo se toman en consideración para calderas de vapor y herramientas de corte.

#### TUNGSTENO.- W

El tungsteno W, elimina la fragilidad de revenido de los aceros al Cr-Ni de alta calidad y con un 4 al 12% confiere una gran resistencia al calor a los aceros rápidos y para trabajos en caliente (ver tabla 2.I4.2).

#### VANADIO.- V

El vanadio V, actúa como deroxidante, favorece la formación de carburos, y sólo con unas décimas de %, mejora la sensibilidad al sobrecalentamiento y la resistencia térmica de los aceros para construcción y para herramientas. Además, incrementa la tenacidad, la consistencia del filo en los aceros rápidos y el magnetismo remanente de los aceros magnéticos.

#### COBALTO.- Co

El cobalto Co, aumenta notablemente en los aceros rápidos (hasta 15% Co) el rendimiento de corte, porque mejora la persistencia del revenido y la sensibilidad al sobrecalentamiento.

#### ALUMINIO.- Al

El aluminio Al, aumenta la dureza superficial del acero nitrurado por formación de nitruros de Al, así como la resistencia a la formación de escamas y al envejecimiento del acero: pero es preciso que no queden en el acero, residuos de  $Al_2 O_3$ .

## 5.- TRATAMIENTOS TERMICOS.

Mediante los tratamientos térmicos, se pueden influir considerablemente en las propiedades y características de los aceros y de los órganos constructivos; a continuación describimos los tratamientos térmicos más usuales, aplicables a los aceros.

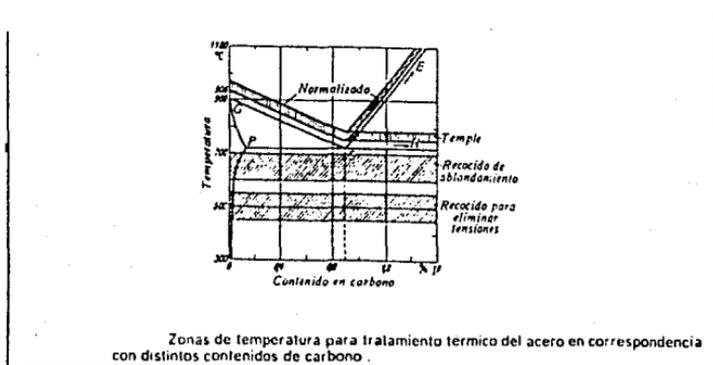


FIG. 2.5.I

### RECOCIDO.-

Se calienta a la temperatura de incandescencia y después se enfría lentamente con el objeto de influir sobre la estructura del grano sobre las tensiones internas: la influencia de los gases del horno sobre la superficie del acero (formación de escamas y decarburación) puede evitarse recociendo en atmósfera protectora o recubriendo con virutas de fundición gris.

### NORMALIZADO.

Recocer en la zona austenítica, o sea de 30 a 60°C sobre la línea GSE con el fin de restaurar en el acero, cuyo grano ha crecido por recalentamiento, su textura fina normal.

#### RECOCIDO DE ABLANDAMIENTO.

Calentar durante 1 a 3 hrs. muy cerca y por debajo de la línea PK (de 600 a 700°C según fig. 2.5.I a fin de obtener la textura más suave posible con cementita granular, en vez de estriada.

#### RECOCIDO PARA ELIMINAR TENSIONES.

Recocer durante varias horas a unos 450 a 550 C con el propósito de neutralizar todas las tensiones internas, sin que por ello disminuya la resistencia, o sea sin que la cementita adquiera forma granular.

#### TEMPLE POR ENFRIAMIENTO BRUSCO.

El acero se calienta unos 30 a 60°C, sobre la línea GSK, (fig. 2.5.I) y en este estado se le enfría rápidamente, sumergiéndolo en un baño de agua, aceite, sal o aire con objeto de conseguir la más dura y finamente estriada que caracteriza a la martensita: la dureza alcanzable aumenta con la proporción de C. Pero, con la dureza también crece la fragilidad (señalada por un corto alargamiento de rotura y baja resiliencia) y con la velocidad de temple aumentan la deformación y las tensiones. El temple por enfriamiento brusco es importante para los filos de herramientas, rodamientos, resortes elásticos, etc.

#### REVENIDO.

Las piezas templadas previamente se llevan a la temperatura de revenido (100 a 400°C) y luego se dejan enfriar con lentitud para eliminar las tensiones de temple y volver a restablecer la tenacidad (alargamiento de rotura y la resiliencia). Conforme se aumenta la temperatura de revenido, se reduce la dureza.

#### TEMPLE Y REVENIDO.

En este tratamiento, después del temple sigue un revenido (para aceros de construcción, aproximadamente de 400 a 650°C) para alcanzar un sensible aumento de la tenacidad, a costa de la dureza.

#### TEMPLE INTERRUPTIDO.

Las piezas calentadas a la temperatura de temple, sufren un enfriamiento brusco en agua, de 3 a 5 seg. de duración, luego pasa a un baño de aceite caliente (aprox. 150 a 180°C) para disminuir la contracción (choque térmico) causado por el temple.

#### TRATAMIENTO ISOTERMICO.

Las piezas calentadas a temperatura de temple, se llevan directamente a un baño caliente (sales o metal fundido) y se dejan en él, tanto tiempo como se precise para conseguir una completa transformación de la trama o textura: este tratamiento es muy apropiado para piezas de pequeñas dimensiones y aceros no aleados, ya que se logra elevada tenacidad, conservando una suficiente dureza.

#### TEMPLE SUPERFICIAL.

Por calentamiento rápido de la zona periférica de los aceros ricos en C, mediante flama de gas (flameado) baño metálico (temple por inmersión) o una corriente de alta frecuencia (temple por inducción) y en seguida, enfriamiento rápido con agua o aceite, se obtiene una superficie dura y un núcleo blando: con este método de temple, los costos y el consumo de tiempo son relativamente bajos. Se emplea para ruedas dentadas, superficies rozantes, gorriones, pernos, etc.

#### CEMENTADO.

Por enriquecimiento de C en la capa superficial de los aceros pobres en C y por lo tanto, blandos: mediante calentamiento a temperaturas de 800 a 950°C en medios ricos en C que lo ceden, y subsiguientes temple y revenido, se consigue formar una zona superficial muy dura y resistente al desgaste, mientras se conserva un núcleo de gran tenacidad. El enriquecido en C (carburation) puede llevarse a cabo en medios cementantes sólidos (polvos y pastas para cementar) o en medios líquidos y gaseosos.

La cementación se aplica a ruedas dentadas sometidas a cargas elevadas, a los árboles de levas y en todos los órganos o piezas sometidos a gran desgaste que, junto a una gran dureza deben poseer una alta resiliencia (resistencia al choque) y gran tenacidad. Esta cementación de los aceros es posible cuando su contenido de C es del .25%, también para los aceros destinados a máquinas-herramientas automáticas fundidos con desoxidación, como chapas para embutidos profundos y aceros colados. Para obtener una resistencia de núcleo más elevada, se toman aceros aleados que alcanzan una tenacidad de núcleo mayor, y que además, son sensibles al tratamiento térmico.

#### NITRURACION.

Por enriquecimiento de N en corriente amoniacal, a la temperatura de unos 500°C, se logra una capa superficial muy dura pero delgada: comparada con la cementación, en la nitruración se manifiesta la mayor dureza, poca deformación de temple y mayor resistencia a la corrosión. Sin embargo, la capa de temple es más delgada, y se requiere además, acero aleado (Cr-Al) con una duración de la operación de temple más prolongada. La duración del cementado es de unas 10 hrs. por 0.1 mm. de profundidad de la ca-

pa endurecida (cuyo espesor máximo viene a ser de 1 mm.). El acero para nitrurar puede templarse en aceite antes de la nitruración las figs. 3 y 4 ofrecen una comparación de los diferentes métodos de temple con respecto a la duración y curso del proceso.

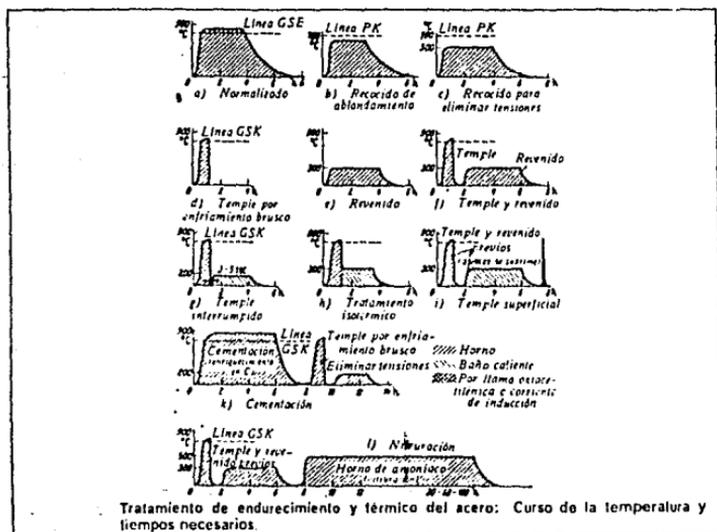


FIG. 2.5.2

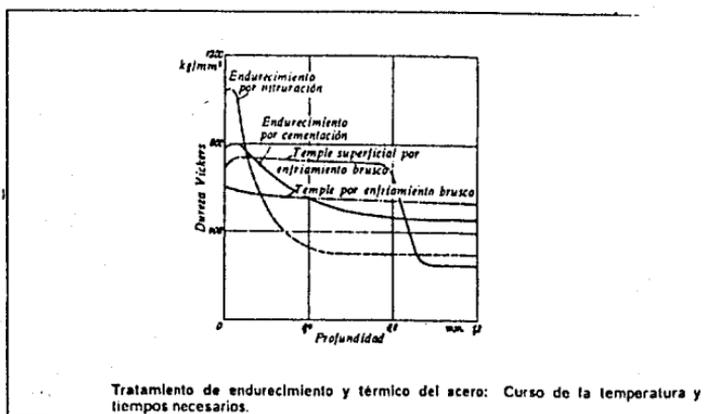


FIG. 2.5.3

## 6.- CHAPAS DE ACERO.

Según el espesor se distinguen:

Chapa gruesa (con más de 4.75 mm. de espesor)

Chapa media ( de 3 a 4.75 mm. de espesor)

Chapa delgada o final (menor de 3 mm. de espesor)

En la elección tienen influencia decisiva la resistencia y calidad de la superficie, y en piezas embutidas, la deformabilidad del material. Para pequeñas piezas estampadas se prefiere el fleje laminado en frío: para piezas sometidas a flexión, chapas para las que se prescriben pruebas de plegado: en las piezas de embutición, según su grado de deformabilidad por cada calentamiento, chapas para embutir, para embutición profunda, o chapas de carrocería. Cuando las deformaciones son grandes, es muy importante un tamaño de grano pequeño, pues de otro modo, en las zonas deformadas las chapas se vuelven rugosas (evite el trabajar las chapas entre los 650 a 850°C). Para los núcleos de motores y generadores las propiedades magnéticas son decisivas.

TABLA 2. 6. I

Chapa de acero Denominación, coeficientes de resistencia y empleo.

DIN	Designación	Denominación	Resist. a la trac. $\sigma_{\text{tr}}$ kg/cm <sup>2</sup>	Alarg. mín. $\epsilon_2$ %	Puntos de plegado (Espec. F)	Observaciones
Chapas finas DIN 1 21 (1871)	St 00.21	Chapa comercial	—	—	0	Para recipientes ordinarios. Para recipientes y cubiertas.
	St 37.21	Chapa de construcción I	37...45	20	F	
	St 42.21	Chapa de construcción II	42...50	20	F	
Chapas medias DIN 1 22 (1872)	St 00.22	Chapa comercial	≤ 50	—	0	Garantizada su soldabilidad por fusión.
	St 00.22 S	Chapa comercial S		—	n	
	St 34.22 P	Chapa prensada	34...42	25	F	" "
	St 34.22 P'	Chapa para tubería	34...45	20	F	
	St 37.22	Chapa de construcción I	37...45	20	F	Garantizada su soldabilidad por fusión.
	St 37.22 S	Chapa de construcción I S	37...45	20	F	
	St 42.22	Chapa de construcción II	42...50	20	F	
St 50.22	Chapas de acero	50...60	16	0		
St 60.22	Chapas de acero alta resist.	60...70	12	0		
St 70.22	Chapas de acero alta resist.	70...80	10	0		
Chapas finas (de espesor de 3 mm) DIN 1 620 (Mayo 1932)	St I 23	Chapa negra I	—	—	F	<i>Chapas finas del comercio</i> Hecocida en el laminador. Para piezas corrientes de chapa negra. Hecocida en cajas de cementación. Para superficies de alta calidad. Apropia para piezas esmaltadas, galvanizadas y emplomadas.
	St II 23	Chapa negra II	—	—	F	
	St III 23	Chapa para esmaltar y galvanizar	—	—	F	
	St V 23	Chapa para embutir I	28...38	26	F	<i>Chapas finas de calidad</i> Para piezas embutidas sencillas o también esmaltadas, libres de escamas en su superficie.
	St VI 23	Chapa para embutir II	28...38	26	F	
	St VII 23	Chapa para embutición profunda	28...38	30	D	Para piezas embutidas normales; superficie alisada.
	St VIII 23 I	Chapa especial I para embutición profunda	32...42	30	D	Para piezas de embutición profunda; superficie mate o de brillantez irreprochable, en las mejores condiciones para recibir un barnizado a pistola.
	St VIII 23 K	Chapa especial para embutición profunda K	32...42	30	D	Para máximas esfuerzos de embutición profunda. Superficie alisada y susceptible de barnizarse a pistola.
	St IX 23	Chapa de revestimiento	28...38	20	F	Chapa alisada, sin poros, susceptible de un pintado a pistola, para revestir coches y muebles.
	St X 23	Chapa de carrocería	32...42	30	D	Chapa especial de embutición profunda para piezas de carrocería.
	St 34.23		34...42	25	F	Chapas finas de resistencia prescrita, por ejemplo, para piezas resumpadas.
	St 37.23		37...45	20	F	
	St 42.23		42...50	20	F	
	St 50.23		50...60	18	0	
	St 60.23		60...70	14	0	
St 70.23		70...85	10	0		

(F) F = prescrito el ensayo de plegado; D = prescrito el ensayo de plegado doble; 0 = sin ensayo de plegado.

## 7.- ACEROS PERFILADOS.

El acero laminado, el acero en barra y el acero plano ancho se suministran en las calidades St. 37. I2 y St. 42. I2 y tienen los valores de resistencia mostrados en la tabla 2.7. I. Los perfiles más empleados son los L, C, I y plano (según las dimensiones especificadas) para vigas de celosía y alma llena, remachadas o soldadas, para placas de asiento y bastidores, postes o torres de conducción eléctrica y otras construcciones de este estilo.

Designación	Preparación de C (Promedio) %	Resistencia a la tracción kg/mm <sup>2</sup>	Límite máximo de Sumatoria de imperfecciones kg/mm <sup>2</sup>	Área: número de rebabas %	Pierres (Área %) / kg/mm <sup>2</sup>	Indicaciones de empleo	
							18
St 0011	0,1	< 30	—	—	—		
St 34.11	0,12	34...42	18	30	85 .. 120	Para piezas libres de esfuerzos especiales, acero de forja de fácil arranque de viruta, remachable y soldable al fuego, de gran tracción.	
St 34.13 <sup>1/2</sup>	0,12	34...42	18	30	85 .. 120	Remaches.	
St 37.11	0,15	37...45 (21)	23	25	108 .. 125	Acero forjado usual en la construcción de máquinas.	
St 42.11	0,25	42...50	23	25	120 .. 140	Árboles y ruedas dentadas, bielas pequeñas, piezas prensadas y forjadas con entrapa sometidas a esfuerzos moderados.	
St 50.11	0,25	50...60	27	22	140 .. 170	Para árboles y ruedas dentadas, bielas y émbolos fuertemente cargados, con fácil arranque de viruta, poco lamplables, apropiados para soportar esfuerzos de destrozamiento.	
St 60.11	0,43	60...70	30	17	170 .. 195	Para partes más resistentes aún sometidas a destrozamiento, como chavetas, cuñas, ruedas dentadas, tornillos de fin, bujes y émbolos bujes, templates y levantes.	
St 70.11	0,6	70...85	33	13	195 .. 240	Acero de herramientas para punas de duran natural sometidas a esfuerzos máximos como alces de levas y rodillos, cilindros de la minar y riempas; además, para piezas templates, como bielas y muñetas espirales, punteras, flus y rodillos. Hier susceptible de temple y revenido; permite el arranque de viruta.	

Aceros para construcción de máquinas

TABLA 2.7. I

Los tubos de acero se fabrican laminados o estirados, con o sin costura de soldadura y tienen los coeficientes de resistencia mostrados en la tabla 2.7.2. Sirven para la conducción de gases y líquidos, así como para construcciones de sustentación, varillajes y palancas: los tubos soldados no son apropiados para ser rebordecados ni ensanchados; para diámetros pequeños y carga elevada, se prefieren los tubos sin costura, aunque sean más caros.

Designación	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$\delta_5$ mínimo %	Observaciones
(St 34.28) St 00.29	34...45 —	25 —	Tubos soldados solapados. Tubos sin soldadura para construcción y conducción (hasta 25 atm).
St 35.29 St 55.29	35...45 55...65	25 17	Tubos sin soldadura sometidos a esfuerzos elevados, con prescripción de calidad.

Tubos de acero según DIN

TABLA 2.7.2

### 8.- ACEROS PARA CONSTRUCCION DE MAQUINAS.

Son aceros al C sin alea, los que más se emplean en la construcción de máquinas y estos se suministran como semieleborados, ya sea forjados a fondo (lingotes, pletinas, tochos) ó laminados (en secciones redonda, cuadrada, hexagonal, plana, etc.). Cuanto menor es la relación de C, es mayor su maquinabilidad y son fáciles de soldar y cementar, con una alta tenacidad y buena resiliencia. Solo cuando las sollicitaciones de esfuerzo sean altas en cuanto a dureza y resistencia a la tracción, optaremos por los aceros con mayor proporción de C, que son más aptos para el temple por enfriamiento brusco y revenido, (ver tabla 2.7.I)

### 9.- ACEROS PARA CEMENTAR Y NITRURAR.

Se emplean para piezas, órganos o componentes que deban tener una capa superficial dura y resistente al desgaste, o una superficie dura, combinada con un núcleo de gran tenacidad, o que deban ser piezas resistentes a la fatiga como cigüeñales, árboles de levas y tornillos sinfin, también para pernos o pasadores en articulaciones, resortes y émbolos, y para ruedas dentadas en engranes rectos o cónicos sometidos a cargas elevadas: para estos casos, bastan en general los aceros para cementar no aleados o de baja aleación dados en la tabla 2.9.I, seleccionando los de alto porcentaje de carbono para lograr un núcleo de gran resistencia y los de alta aleación, cuando al mismo tiempo se exige una gran tenacidad.

Para piezas más completas como engranes, se eligen aceros templables en baño de aceite o de agua, que sufran poca deformación como los aceros al Cr-Mn (tabla 2.9.2)

Igualmente, cuando se presentan grandes sollicitaciones de esfuerzos en lo referente a la resistencia del núcleo y tenacidad, es posible recurrir a los aceros para cementar con alta aleación al Cr-Ni o Cr-Mn (tabla 2.9.2) lo que implica un mayor cuidado en la elección, tratamiento térmico y mecanizado.

Designación		Proporción en % (promedios)			Coeficiente de resistencia				Tratamiento de temple (*)
					Recocido	En el núcleo después del temple			
						H <sub>0</sub> kg/mm <sup>2</sup>	Mínimo		
según DIN 17006	Hasta ahora	C	Mn	Cr	H <sub>0</sub> kg/mm <sup>2</sup>	σ <sub>0.2</sub> kg/mm <sup>2</sup>	σ <sub>0.1</sub> kg/mm <sup>2</sup>	σ <sub>0.05</sub> %	
C 15	StC 16.61	0.15	0.3	—	hasta 140	50...65	30	16	W
C 22	StC 25.61	0.22	0.3	—	hasta 155	60...80	36	12	W
15 Cr 3	EC 60	0.15	0.5	0.6	hasta 187	60...85	40	13	W
16 MnCr 5	EC 80	0.16	1.15	0.95	hasta 207	80...110	60	10	O
20 MnCr 5	EC 100	0.20	1.25	1.15	hasta 217	100...130	70	8	O
Acero al Cr-Al (acero para nitrurar)		0.33	0.7	1.6 (*)	— 235	80...100	—	12	(*)

(\*) W, en agua; O, enfriado bruscamente en aceite.  
 (†) Templado y revenido en aceite antes de la nitruración.  
 (‡) Y 1.1 % Al.

Aceros usuales para cementar y aceros para nitrurar

TABLA 2.9. I

DIN	Designación	Proporción en % (promedios)					Coeficientes de resistencia			
		C	Ni	Cr	Mo	Mn	Recocidos			
							HB kg/mm <sup>2</sup>	En el núcleo después del temple		
						σ <sub>B</sub> kg/mm <sup>2</sup>	σ <sub>F</sub> kg/mm <sup>2</sup>	δ <sub>5</sub> %		
17210	C 15	0,15	—	—	—	0,4	140	50...65	30	16
	15 Cr 3	0,15	—	0,65	—	0,5	187	60...85	40	13
	16 MnCr 5	0,16	—	0,95	—	1,2	207	80...110	60	10
	20 MnCr 5	0,20	—	1,2	—	1,3	217	100...130	70	8
	15 CrNi 6	0,15	1,5	1,0	—	0,5	217	90...120	65	9
	18 CrNi 8	0,18	2,0	2,0	—	0,5	235	120...145	80	7
	41 Cr 4	0,41	—	1,1	—	0,65	217	155...180	130	7

Aceros para cementar al Cr-Ni y al Cr-Mg

TABLA 2.9.2

#### 10.- ACEROS PARA TRATAR.

Los aceros tratados se emplean no solo por su condición de temple y revenido o sea, templados por enfriamiento brusco y luego son revenidos, sino con endurecimiento superficial (temple a la flama, o por inducción o en baño metálico) y en muchos casos, también sin temple (recociendolos).

Se emplean de preferencia los aceros tratados (tabla 2.10.I) y concretamente los aceros al C sin alea (σ<sub>R</sub> = 80 Kg/mm<sup>2</sup>); los aceros aleados con σ<sub>R</sub> = 70 Kg/mm<sup>2</sup>, principalmente si la deformación de temple debe ser mínima (temple en aceite o en baño caliente); los aceros al cromo (50 Cr, V4) para σ<sub>R</sub> = 150, y tratándose de piezas gruesas (debido a la penetración del temple) incluso para valores menores de σ<sub>R</sub>. También se puede considerar al acero para rodamientos con sus altos porcentajes de C y Cr, que se emplea con ventaja en ciertos casos en los que se requiere de gran dureza superficial (HB = 650) alta resistencia al desgaste y una buena tenacidad.

Designación		Proporción en % (promedios)				Coeficientes de resistencia			
Según DIN 17006	Hasta ahora	C	Si	Mn	Cr	Recocidos máx H <sub>B</sub> kg/mm <sup>2</sup>	Tratados para 15-40 mm de espesor		
							σ <sub>B</sub> (1) kg/mm <sup>2</sup>	σ <sub>F</sub> kg/mm <sup>2</sup>	ε <sub>2</sub> %
C 22	StC 25.61	0,22	0,25	0,45	—	155	50...60	30	22
C 35	StC 35.61	0,35	0,25	0,55	—	172	60...72	37	18
C 45	StC 45.61	0,45	0,25	0,65	—	206	65...80	40	16
C 60	StC 60.61	0,60	0,25	0,65	—	243	75...90	49	14
40 Mn 4	—	0,40	0,4	0,95	—	217	80...95	55	14
30 Mn 5	VM 125	0,31	0,25	1,35	—	217	80...95	55	14
37 Mn Si 5	VMS 135	0,37	1,25	1,25	—	217	90...105	65	12
42 Mn V 7	—	0,42	0,25	1,75	—	217	100...120	80	11
34 Cr 4	—	0,34	0,25	0,65	1,1	217	90...105	65	12
50 Cr V 4	50 Cr V 4	0,52	0,25	0,95	1,1	235	110...130	90	10
Acero para rodamientos (*)		1,0	hasta 0,35	0,3	1,5	200	205	H <sub>B</sub> = 650 (1)	

(1) Estas cifras son válidas para barras; las piezas ya fabricadas se llevan con frecuencia por tratamiento a valores bastante más elevados (hasta σ<sub>B</sub> = 175).  
(\*) Templado en aceite entre 820 y 850° C.  
(1) Añadido.

Aceros para tratar usuales

TABLA 2. IO. I

DIN	Designación según DIN 17006	Proporción en % (promedios)					Coeficientes de resistencia			
		C	Ni	Cr	Mn	Mo	H <sub>B</sub> kg/mm <sup>2</sup>	Tratados para diámetros de 10-40 mm		
								σ <sub>B</sub> kg/mm <sup>2</sup>	σ <sub>F</sub> kg/mm <sup>2</sup>	ε <sub>2</sub> %
17200	25 Cr Mo 4	0,25	—	1,1	0,65	0,20	217	80...95	55	14
	31 Cr Mo 4	0,34	—	1,1	0,65	0,2	217	90...105	65	12
	42 Cr Mo 4	0,42	—	1,1	0,65	0,2	217	100...120	80	11
	50 Cr Mo 4	0,50	—	1,1	0,65	0,2	235	110...130	90	10
	30 Cr Ni Mo 9	0,30	—	2,5	0,55	0,2	248	125...145	105	9
	36 Cr Ni Mo 4	0,36	1,1	1,1	0,65	0,2	217	100...120	80	11
	34 Cr Ni Mo 6	0,34	1,6	1,6	0,55	0,2	235	110...130	90	10
	30 Cr Ni Mo 8	0,30	2,0	2,0	0,45	0,3	248	125...145	105	9

Aceros para tratar al Cr-Ni y al Cr-Mo

TABLA 2. IO. 2

Actualmente se recurre a los aceros para cementar al Cr-Ni y al Cr-Mo; tratándose de grandes dimensiones se imponen las mayores exigencias en cuanto a la dureza de superficie y sobre todo, a la penetración de temple y tenacidad (resiliencia y resistencia a la fatiga del material entallado) y cuando su tratamiento térmico reporte suficientes ventajas (tabla 2. IO. 2).

## II.- ACEROS ESTIRADOS Y ACERO PARA MAQUINAS-HERRAMIENTAS AUTOMATICAS.

Para piezas torneadas en grandes series, que casi siempre se mecanizan en máquinas-herramientas automáticas, se acude a los aceros estirados y calibrados que tienen una mayor proporción de P, S, y Pb, para asegurar un buen arranque de viruta y se suministran con el nombre de "aceros automáticos", "aceros de corte rápido" y "aceros de corte libre".

Debido al proceso de estirado se produce una compactación en frío (mayores  $\sigma_R$  y  $\sigma_f$ ) que trae consigo una menor capacidad de alargamiento, y por consecuencia, menores alargamiento de rotura y resistencia, lo cual se acentúa cuando las secciones son pequeñas. Cuando se requiere mayor alargamiento, estos aceros se suministran recocidos: también pueden cementarse o tratarse de acuerdo con la proporción de C, como vemos en la tabla 2.II. I

DIN	Designation (*)	Proporcion de C (promedio)	Coeficientes de resistencia intimos						Observaciones a, colado en estado de desoxidación b, colado en estado sin desoxidación
			Recocidos		Estirados para 18-30 $\sigma$		Estirados y tratados para 16-40 $\sigma$		
			$\sigma_R$ kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_f$ %	$\sigma_R$ kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_f$ %	$\sigma_R$ kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_f$ %	
DIN 1652	St 00 K	0,1	Sin garantía		Sin garantía				Cementable
	St 34 K	0,12	34	30	47	8			
	C 15 K / St 37 K	0,15	37	25	50	8			
	C 22 K / St 42 K	0,22	42	25	56	7	55	18	Templable
	C 35 K / St 50 K	0,35	50	22	65	6	65	16	
	C 45 K / St 60 K	0,45	60	17	75	6	75	13	
	C 60 K / St 70 K	0,60	70	12	85	5	85	9	
Acero plata (*)	1,1	75	10	85	5	90	7	Bien pulido y calibrado finamente	
DIN 1651	0 S 20	0,09	38	25	50	11	—	—	a, acero dulce
	10 S 20	0,10	38	25	50	11	—	—	b, cementable
	15 S 20	0,15	38	25	50	11	—	—	
	22 S 20	0,22	42	25	50	10	50	18	b, templable
	35 S 20	0,35	50	20	60	8	60	16	
	45 S 20	0,45	60	15	70	8	65	12	
	60 S 20	0,60	70	12	80	7	75	9	

(\*) Acero estirado (DIN 1652): sin signo adicional = estirado; con el signo adicional G = estirado y recocido; con el signo adicional N = estirado y normalizado; con el signo adicional V = estirado y templado.

Aceros para máquinas herramientas automáticas (DIN 1651) sin signo adicional = laminado, forjado, normalizado u recocido; con signo adicional K = estirado; con signo adicional KV = estirado y templado.

(\*) No hay normas.

Aceros estirados y para herramientas automáticas

TABLA 2. II. I

## 12.- ACEROS PARA RESORTES.

Cuando las exigencias son bajas, son suficientes los alambres estirados duros, y si son altas, los alambres son estirados y sometidos a patenting (enfriados bruscamente en baños de plomo) con un elevado límite de elasticidad. Los resortes de alambre templados en aceite y revenidos, son más fáciles de arrollar por tener un límite de elasticidad más bajo y mayor deformación permanente. Para ballestas se emplea acero sin alear, o aleados si son gruesas: en todos los aceros de resortes es casi igual el módulo de elasticidad (y el módulo de elasticidad transversal) mientras que el límite de elasticidad (tendencia a la deformación permanente) y la resistencia a la fatiga, dependen de la composición del acero, del tratamiento térmico y del estado de la superficie (grietas y decarburación superficial).

La tendencia a la deformación permanente (deformación plástica) puede reducirse por revenido a unos 250 C después de dar la forma, y la resistencia a la fatiga puede aumentarse puliendo o haciendo más densa la superficie por compresión, ver tabla 2.12.I

## 13.- ACEROS RESISTENTES AL CALOR Y A LA FORMACION DE BATIDURAS.

Estos aceros resisten la corrosión aún sobre los 550 C por formar capas protectoras, además de comportarse como indeformables y resistentes a la tracción. Se emplea para válvulas de motores de combustión interna, en hogares, y en la industria química: los aceros al Cr y Cr Al, permanecen inalterables dentro del intervalo de 800 C hasta 1300 C y los aceros al Cr-Ni, son además resistentes al calor y antimagnéticos. ver tabla 2.13.I

Módulo de elasticidad  $E \approx 21\,000\text{ kg/mm}^2$ , módulo de elasticidad transversal  $G \approx 8300\text{ kg/mm}^2$

Denominación	Designación (*)	Proporción en % (promedios)			Otros ingredientes	Resistencia de los resortes $\sigma_R$ mínimo $\text{kg/mm}^2$	módulo %	$H_A$ (1)	Templado (1)	Emplicados para
		C	Si	Mn						
DIN 9041	30 M 7 H	0,5	hasta 0,4	1,7	—	120	7	340...400	H	Ballestas de automóviles.
	48 S 7 T	0,47	1,65	0,62	—	130	6	370...430	T	Ballestas de vagones de ferrocarril.
	55 S 7 H	0,55	1,65	0,7	—	130	6	370...430	H	Ballestas (hasta 10 mm de grueso) de automóviles y de tranvías y de ferrocarriles de vía estrecha.
	65 S 7 H	0,65	1,65	0,7	—	135	6	385...445	H	Ballestas (de más de 10 mm de grueso) de automóviles de tranvías y de ferrocarriles de vía estrecha.
	50 CV 4 H	0,5	hasta 0,4	0,75	1,0 Cr 0,1 V	135	6	385...445	H	Ballestas para exigencias mayores.
Lupfert		0,55	0,15	0,7	0,7	90...185	2	—	P	Resortes helicoidales so- licitados a tracción.
		0,7	0,15	0,7	—	140...210	2	—	—	Resortes helicoidales so- licitados a compresión.
		0,95	0,15	0,5	—	170...350	2	—	—	Resortes helicoidales so- licitados intensamente a tracción o compresión.
		0,65	0,15	0,7	—	140...180	6	—	—	Resortes helicoidales a compresión en servi- cio constante.
		0,62	3,0	0,9	—	160...180	—	—	H	Resortes de cañones.
		0,5	0,3	0,8	1,1 Cr 0,1 V	130...155	5	—	—	Varillas de torsión y bu- llestas para autoimó- viles.
		0,6	0,9	0,4	1,1 Cr	130...160	—	—	—	Resortes sometidos a al- tas temperaturas.
		0,65	0,15	0,3	—	100...130	5	—	—	Ballestas conformadas ulteriormente.
		0,85	0,15	0,3	—	150...180	4	—	—	Muelles de graminófono.
		1,0	0,15	0,3	—	200...230	3	—	—	Muelles de reloj.

(\*) H, templado en aceite y revenido; T, templado en agua y revenido; P, alambre de resorte estirado y sometido a patenting, en donde los valores más altos de  $\sigma_R$  corresponden a los alambres más delgados.

(1) En resortes cónicos helicoidales se admite una  $H_A$  hasta de 520.

Aceros para resortes

TABLA 2. I2. I

Acero	Proporción en %					Coeficientes de resistencia medios			Resistente a la formación de baiduras hasta °C
	C	Si	Mn	Cr	Otros ingredientes	a 20° C		a 800° C	
						$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$\delta_5$ %	$\sigma_{D800}$ kg/mm <sup>2</sup>	
Acero Cr	0,15	0,4	0,5	25	—	60	20	0,2	1150
Acero Cr-Al	0,1	1,0	0,5	23	2 Al	60	12	0,2	1250
Acero Cr-Ni	0,15	2,5	1,0	25	20 Ni	65	45	1,5	1250
Acero Cr-Ni-W	0,5	1,5	1,0	15	13 Ni 2,5 W	90	18	2,0	800

Aceros resistentes al calor y a la formación de baiduras

TABLA 2.13. I

#### 14.- ACEROS INOXIDABLES E INATACABLES POR LOS ACIDOS.

Como tales conocemos los aceros al Cr no templables, con 0.05 a 0.2% C y 14 a 18% Cr; y los templables con 0.3 a 1% C y de 12 a 18% Cr, que se emplean para fabricar aparatos domésticos, cuchillería y herramientas, y además los aceros al Cr-Mn con 0.05 a 0.15% C y 9 a 16% Cr, y los aceros al Cr-Ni con 17 a 19% Cr y 8 a 11% Ni, para las industrias químicas, celulosa y textil (ver fig. 2.14.1 y tabla 2.14.2

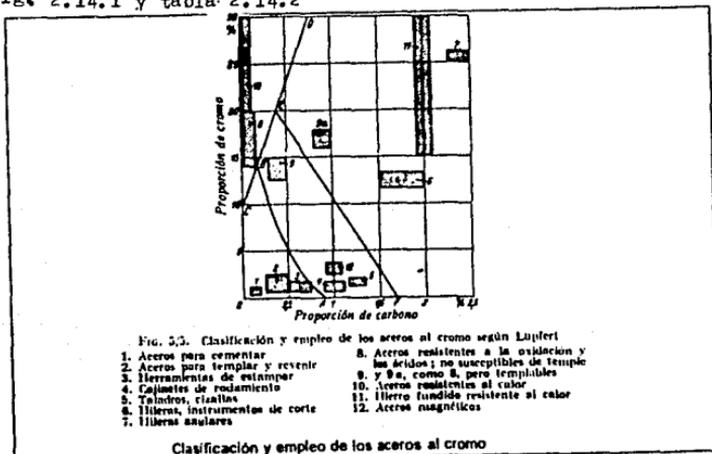


FIG. 2.14. I

TABLA 2.14.2

Material	Proporción en % (promedios)						Otros ingredientes	Empleado para
	C	Cr	Mn	Mo	W	V		
Aceros no aleados	0,6	—	0,4	—	—	—	—	Martillos, hojas de sierra, destornilladores, herramientas para trabajar la madera. Martillos, estampas para forja. Herramientas para arranque de viruta, para estampar, para embutir y para prensar, cuchillos. Perforadoras para roca, limas, hileras, navajas de afeitar, «aceros es-trictos» muy resistentes al desgaste.
	0,8	—	0,4	—	—	—	—	
	1,0	—	0,4	—	—	—	—	
	sobre 1,1	—	0,4	—	—	—	—	
Aceros aleados	1,4	0,5	0,3	—	3,2	0,3	—	Perfiles de acero y rascadores, herramientas de doblar y estirar, saca virutas incluso al acero colado duro. Mordazas de máquinas herramientas automáticas. Herramientas de filetear, filos, sierras, diles para medidas de precisión. Escariadores, herramientas de corte, de estampar, de estirar y de re-calar.
	0,5	—	1,7	—	—	—	—	
	1,0	0,8	1,0	—	—	—	—	
	2,0	12,3	0,3	—	0,4	hasta 0,25	—	
Aceros para trabajo en caliente	0,45	2,5	—	—	—	0,35	—	Moldes para fundición inyectada de Zn y Al. Funzones para prensas de extrusión de metales, estampas para forja y prensado. Moldes para la fundición inyectada de Al y Mg, matrices para la extru-sión de Al y Mg. Moldes para fundición inyectada, estampas de prensar y prensas de extrusión para metales. Matrices y mandriles sometidos a elevados esfuerzos.
	0,55	0,75	0,55	0,5	—	—	1,6 Ni	
	0,4	1,5	0,75	0,6	—	0,4	—	
	0,35	2,5	—	—	4	0,2	—	
	0,35	2,5	—	—	8,5	0,2	—	
Aceros rápidos	0,7	4,0	—	0,55	9,5	1,6	—	Herramientas para arranque de viruta.
	1,35	4,0	—	0,95	11,5	4,4	—	
	0,95	3,7	—	2,7	1,35	2,8	—	
<b>Metales de corte:</b>								
Sielta .....	3,0	29	—	—	17	—	45 Cu 5 Fe 6 Co	Herramientas inalterables a la corrosión y resistentes al desgaste.
G 1 (°) .....	6	—	—	—	88	—	—	Herramientas para arranque de viruta para fundición gris, metales no férricos y para materiales no metálicos.
S 1 (°) .....	8	—	—	—	74,5	—	5,5 Co 12 Ti	Herramientas para arranque de viruta para acero y acero fundido.

(°) Metales duros sinterizados, por ejemplo, Widia, Böhlert, Titanit. Para Widia, tenemos:  $\gamma = 14,7 \text{ kg/dm}^3$ ,  $H_B = 1800 \text{ kg/mm}^2$ ,  $E = 50\ 000 \text{ a } 63\ 000 \text{ kg/mm}^2$ .

### 15.- ACEROS PARA HERRAMIENTAS DE CORTE.

Según las exigencias empleamos aceros para herramienta sin alear o aleados, aceros para trabajo en caliente o para corte rápido, y los de mayor precio, metales para corte.

Para su elección, nos basamos en la consistencia del filo y tenacidad, en la resistencia al desgaste y dureza en caliente (la fig. 2.15.I y la tabla 2.14.2 nos dan una orientación, sobre su empleo conveniente).

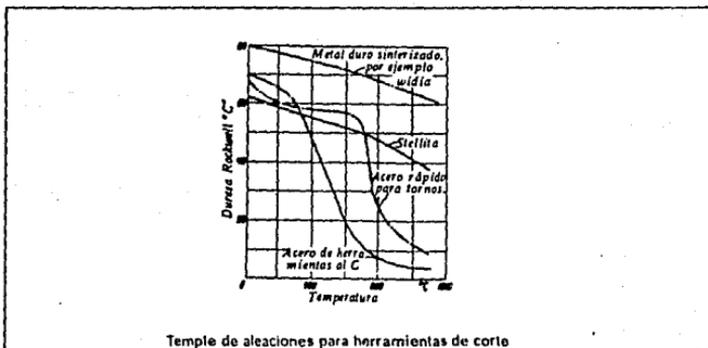


FIG. 2.15.I

## 16.- METALES NO FERROSOS.

### a) Aluminio y sus aleaciones.

Su peso específico (2.7 a 2.85 grs/cm<sup>3</sup>) y la resistencia relativamente elevada de sus aleaciones, favorecen su empleo en la construcción de órganos de máquinas, vehículos, utensilios y aparatos domésticos, así como también en componentes de máquinas de baja inercia y sujetos a movimientos rápidos (émbolos, bielas) y además en piezas que desde el punto de vista de resistencia no se aprovechan por completo como en carcasas y revestimientos, siempre que su menor peso compense el precio comparado con el acero y la fundición: también, su alta conductividad eléctrica y térmica ofrece ventajas muy positivas.

Para elementos constructivos se emplean de preferencia las aleaciones de aluminio forjadas y fundidas, mientras que el aluminio puro se emplea para fines especiales diversos.

El aluminio puro, se suministra principalmente laminado, prensado o estirado en forma de barras macisas y huecas, tubos, chapas, flejes, alambres para conductores eléctricos y hojas finas para envolturas, condensadores y aislamientos térmicos, mientras que fundido o inyectado se emplea para los elementos de corto circuito en los motores trifásicos y otros.

#### Sus propiedades.

El aluminio recocido se vuelve blando y plástico (apto para la embutición profunda) pero moldeado en frío conserva una resistencia apreciable (tablas 2.16.1 y 2.16.2) la cual se reduce considerablemente a los 100° y aumentando en frío.

El aluminio es amagnético, excelente conductor de la corriente eléctrica (60% Cu) y del calor (56% Cu) reflejando el calor y la luz (aislante), es soldable automáticamente, pero las soldaduras de aleación son difíciles porque se forman películas de óxido.

Aluminio puro. Coeficientes de resistencia.  
 $\gamma = 2,7 \text{ kg/dm}^3$ ,  $E = 7000 \text{ kg/mm}^2$

Estado	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_F$ kg/mm <sup>2</sup>	$A_2$ %	$H_B$ kg/mm <sup>2</sup>
Fundido .....	9-12	3-4	18-25	24-32
Recoado .....	7-10	2-4	30-15	12-20
Laminado, semiduro .....	10-11	5-8	8-25	25-40
Laminado, duro .....	11-23	12-20	3-8	40-60

TABLA 2. I6. I

$\gamma = 2,7 \text{ kg/dm}^3$ ,  $E = 7000 \text{ kg/mm}^2$

Designación (*)	Diámetro mm	Coeficientes de resistencia		
		Mínimo $\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	Mínimo $A_2$ %	Medio $H_B$ kg/mm <sup>2</sup>
Al 99,7 F 7 .....	todos	7	22	18
Al 99,7 F 9 .....	hasta 25	9	0	26
Al 99,7 F 11 .....	hasta 18	11	5	30
Al 99,7 F 13 .....	hasta 10	13	3	35
Al 99,7 F 17 .....	hasta 3	17	2	—
Al 99 F 8 .....	todos	8	22	20
Al 99 F 10 .....	hasta 30	10	5	28
Al 99 F 12 .....	hasta 18	12	4	32
Al 99 F 14 .....	hasta 10	14	3	37
Al 99 F 18 .....	hasta 3	18	2	—

(\*) Los mismos coeficientes de resistencia son válidos para barras de Al 99,5 en vez de Al 99,7 y de Al 98,99 en vez de Al 99; asimismo, casi también para chapas y flejes (DIN 1788), para tubos (DIN 1789) y para piezas prensadas (DIN 1749).

Barras macizas de aluminio puro según DIN 1790

TABLA 2. I6. 2

### Corrosión.

El aluminio, no se oxida como el hierro, pues se recubre por si solo de una capa de óxido que lo protege. Es inalterable frente al agua pura, al ácido fosfórico diluido, al ácido nítrico concentrado, al anhídrido sulfuroso y a muchos compuestos del nitrógeno: pero lo atacan el agua de mar, los ácidos inorgánicos, el carbonato sódico, el mortero y el hormigón; en los puntos de unión con otros metales debe ser preservado de la corrosión electrolítica mediante pintura u otro medio aislante. El aluminio puede chaparse y anodizarse (oxidarse eléctricamente).

### Influencia de los elementos de aleación.

El hierro hace duro y quebradizo al aluminio: el plomo facilita el arranque de viruta: el cobre aumenta la dureza: el magnesio, la resistencia y la facilidad de arranque de viruta: el antimonio y el titanio, la inalterabilidad frente al agua de mar: el manganeso, la resistencia mecánica y a la corrosión: digno de considerarse es el endurecimiento que se obtiene al añadir, Cu-Si, Cu-Mg-Si, Cu-Mg-Ni, ó Mg-Si.

### Aleaciones de aluminio para forja.

Pueden laminarse, estirarse, prensarse, forjarse y soldarse, las más importantes son: la de Al-Cu-Mg (duraluminio) de resistencia elevada que permite un buen arranque de viruta, pero que ofrece escasa resistencia a la corrosión: luego la aleación Al-Mg-Si que se caracteriza por su alta resistencia anticorrosiva y su buena conductividad eléctrica: la de Al-Mg, muy resistente y anticorrosiva incluso frente al agua de mar y a las álcalis: la de Al-Mg-Mn, inatacable por el agua de mar y a la vez más resistente al calor y más apta para la embutición profunda, aunque algo menos resistente: la de Al-Mn, muy resistente a la corrosión y muy apta

para las industrias química y alimenticia (fig. 2.16.3 y tabla 2.16.4)

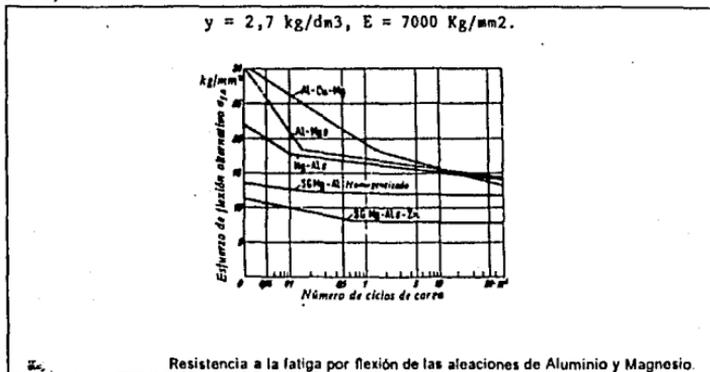


FIG. 2.16.3

$\gamma = 2,6 \text{ a } 2,8 \text{ kg/dm}^3; E = 6900 \text{ a } 7200 \text{ kg/mm}^2$

Designación	Proporción en % (promedios)				Coeficientes de resistencia mínimos			Valores de orientación $k_a$ kg/mm <sup>2</sup>	Estado
	Cu	Mg	Mn	Otros ingredientes	$k_1$ kg/mm <sup>2</sup>	$k_2$ kg/mm <sup>2</sup>	$k_3$ %		
Al Cu Mg F 42	4,1	1,1	1,0	0,5 Si	42	25	6	100	Perfectamente templado
Al Mg Si F 25	< 0,1	0,85	0,8	0,9 Si	25	15	8	70	
Al Mg Si F 22	< 0,05	4,7	0,4	—	22	9	15	50	
Al Mg Zr F 30	< 0,05	6,5	0,4	—	30	14	10	65	Blando
Al Mg Aln F 18	< 0,05	2,2	1,0	—	18	8	18	50	

(\*) Los datos normativos para barras perfiladas (DIN 1748), para chapas y cintas (1745) y para tubos (1746) difieren poco de los aquí consignados.

Aleaciones de aluminio para forja y coeficientes de resistencia para barras macizas.

TABLA 2.16.4

### Aleaciones de aluminio por fusión.

Se seleccionan según sus propiedades de colada (capacidad de llenado del molde y medida de la contracción) particularmente cuando se trata de fundición en coquilla y luego con respecto a la resistencia y demás propiedades: la aleación fundida Al-Cu-Si es con la que más se trabaja.

Para soportar esfuerzos mecánicos se acude a las aleaciones silíceas, como el "silumin" (alta tenacidad) o la aleación de este

tipo eutéctica de Al-Si-Mg "silumin/gama" con baja tendencia a la formación de rechupes: mientras que las aleaciones Al-Mg de peor calidad, son resistentes a la corrosión (agua de mar) y las que tienen de 5 a 7% de Mg ofrecen una buena resistencia al calor (culatas de cilindro), tablas 2.I6.5 y 2.I6.6

Aleaciones de Al por fusión, según DIN 1724 (junio de 1951)  
 $\gamma = 2,6$  a  $2,7 \text{ kg/mm}^2$ ;  $E = 7650$  a  $8500 \text{ kg/mm}^2$ ; contracción  $\approx 1\%$

Designación	Proporción en % (promedios)				Para fundición en molde de arena			Para fundición en coquilla			Estado
	Si	Mg	Mn	Otros ingredientes	en $\text{kg/mm}^2$	%	$H_n$ $\text{kg/cm}^2$	en $\text{kg/mm}^2$	%	$H_n$ $\text{kg/mm}^2$	
G Al Si (1) ...	12,7	0,05	0,4	< 0,6	17...22	4...8	50...60	20...26	3...7	55...70	Sin tratamiento
G Al Si Mg (2) ...	9,5	0,3	0,4	< 0,1 Zn	18...24	6...10	50...60	20...26	6...10	50...60	Reocido
G Al Si Mg (3) ...	0,6	2,5	0,3	< 0,1 Zn	20...24	2...3	55...65	22...30	1...4	80...110	Sin tratamiento
G Al Mg 3 ...	0,6	2,5	0,3	< 0,1 Zn	14...19	1...4	65...85	24...32	1...4	85...115	Perfectamente templado
G Al Mg 5 ...	0,6	5	0,3	< 0,1 Zn	15...20	3...8	50...60	21...28	2...8	70...90	Sin tratamiento
G Al Mg 5 ...	3	0,5	0,6	5,5 Cu	16...19	2...5	55...70	17...25	3...8	90...80	Sin tratamiento
G Al Cu Si ...	3	0,5	0,6	5,5 Cu	16...20	0,3...2	75...100	17...22	0,2...2	80...110	Sin tratamiento

(1) Por ejemplo, el silumin, que posee una gran tenacidad.

(2) Por ejemplo, silumin gamma.

Aleaciones de Al por fusión ingletada, según DIN 1724 (junio de 1951)

Designación	Proporción en % (promedios)				Coeficientes de resistencia			Observaciones
	Si	Mg	Mn	Otros ingredientes	en $\text{kg/mm}^2$	%	$H_n$ $\text{kg/mm}^2$	
GD Al Si 13 ...	12,0	0,25	0,45	< 1,5 Fe	18...26	3...1	60...80	Piezas fundidas comprimidas y de buena estabilidad química.
GD Al Si 7 ...	8,0	0,25	0,45	< 0,4 Cu	17...24	3...1	55...75	
GD Al Mg Si ...	3,2	1,4	0,35	< 1,5 Fe	16...19	3...1	35...70	
GD Al Mg 8 ...	< 0,6	8,0	0,45	< 1,5 Fe	19...27	3...1	65...85	
GD Al Si Cu ...	5,8	< 0,5	0,4	2,5 Cu	19...23	2,5...1	55...75	Piezas fundidas de todas clases

TABLAS 2.I6.5 y 2.I6.6

## b) Magnesio y sus aleaciones.

El bajo peso específico de las aleaciones de magnesio ( $Mg = 1.8$  grs/cm<sup>3</sup>) comparado con las del Al, es digno de considerarse, pues las piezas fundidas de aleaciones de Mg, aunque son menos resistentes, ofrecen mayor ligereza incluso para la misma carga. Su resistencia a la fatiga es casi la misma (fig. ). También se presta para un buen arranque de viruta, ya que las carcasas mecanizadas de aleaciones de Mg para bombas de engranes pequeñas, no cuestan más que las de fundición gris, aunque las piezas de aleación de Mg fundidas, cuestan aproximadamente el doble.

Las aleaciones de magnesio no son soldables con soldadura de aleación y con mucha dificultad por proceso de gas, siendo poco maleables en frío.

Su bajo módulo de elasticidad ( $E = 4400 \text{ Kg/mm}^2$ ) las hace insensibles a los golpes y choques y en las cajas de transmisión actúa como un amortiguador del ruido: sin embargo, su baja rigidez las hace inadecuadas para muchas aplicaciones. También su temperatura de inflamación es baja (400 C) y las virutas y el polvo de las aleaciones magnésicas, pueden originar incendios fácilmente. Su conductividad térmica es aproximadamente el 4.4% de las del Cu y su conductividad eléctrica es alrededor del 38% del mismo.

Los trozos compactos de Mg no representan peligro de incendio, pues disipan rápidamente el calor: las brasas de Mg, se apagan cubriéndolas con limaduras de fundición gris.

### Corrosión.

El Mg se recubre con una capa de óxido protectora, resistente a la corrosión con el ácido fluorhídrico, y también con los álcalis (hasta 120 C). En cambio el Mg es atacado por el agua de mar y el agua de condensados, con más intensidad que el Al. Por tal

motivo se le trata con un bicromato y se le dá además una capa de laca o una de Al-Mg a presión, y de la corrosión electrolítica que puede presentarse al unirlo con otros metales.

Las aleaciones magnésicas se emplean en carcasas, marcos y poleas de aparatos móviles y de órganos sujetos a movimientos rápidos.

#### Elección de la aleación.

De preferencia se emplean las aleaciones de Mg por fusión, optando por las fundidas en molde de arena, como las (G Mg Al-4Zn) y en caso de exigencias especiales acerca de la estanqueidad, las (G MgAl-3Zn) y para piezas de alta resistencia las (G Mg Al9) y para elevada inalterabilidad a la corrosión y soldabilidad, las aleaciones (G Mg Mn) para fundición en coquilla e inyectada.

Aleaciones de magnesio, según DIN 1729 (noviembre de 1943).  
 $\gamma = 1,8 \text{ kg/dm}^3$ ,  $E = 4400 \text{ kg/mm}^2$ , contracción = 1,2 % para aleación Mg-Al, = 1,9 % para aleación Mg-Mn

	Designación	Proporción en % (promedios)			Coeficientes de resistencia			Estado
		Al	Zn	Mn	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$\delta_2$ %	$H_B$ kg/mm <sup>2</sup>	
Fundición en molde de arena	G Mg Al3 Zn	3	1	0,3	16...20	10...6	40	Sin tratamiento
	G Mg Al4 Zn	3,7	2,7	0,3	17...21	9...5	45	" "
	G Mg Al6 Zn I	5,7	2,7	0,3	18...20	6...3	50	" "
	G Mg Al6 Zn II	5,7	2,7	0,1	14...18	5...1,5	50	" "
	G Mg Al9	8,3	0,5	0,3	24...28	15...8	55	Tratado térmicamente
Fundición en coquilla	G Mg Al9 K	8,3	0,5	0,3	16...20	5...2	55	Sin tratamiento
	G Mg Al9 g K	8,3	0,5	0,3	24...28	15...8	55	Tratado térmicamente
	G Mg Al8 I	7,7	0,5	0,3	17...21	6...3	50	Sin tratamiento
	G Mg Al8 II	7,7	0,5	0,4	15...20	5...1,5	50	" "
Fundición in- yectada	D Mg Al9 I	8,3	0,5	0,3	16...23	2...0,4	55	Sin tratamiento
	D Mg Al9 II	8,8	0,6	0,3	15...22	1...0,2	55	" "
Aleaciones por forja (*)	Mg Mn	—	—	1,9	20...24	15...3,5	45	Sin tratamiento Con preferencia en cha- pas fácilmente solda- bles
	Mg Al6 .....	6	1	0,2	27...33	16...6	60	Sin tratamiento
	Mg Al7 .....	7,3	1,3	0,2	28...37	12...6	65	" "

(\*) Los coeficientes de resistencia indicados aquí no aparecen en la DIN 1729.

Aleaciones de magnesio

TABLA 2. I6.7

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

En las aleaciones de Mg para forja, se emplea la (Mg Al 6) en forma de barras, tubos, perfiles, piezas prensadas, piezas forjadas y chapas. Para piezas forjadas de gran resistencia se emplea la (Mg Al9) y para chapas resistentes a la corrosión y soldables, la (Mg Mn) con más frecuencia.

c) Zinc y sus aleaciones.

En la construcción de máquinas y aparatos el Zn se emplea en forma de chapas (también para piezas de embutición profunda y extruídas en frío), como anticorrosivo (chapa de hierro galvanizada). Otra aplicación de las aleaciones de Zn, es como sustituto de fundiciones de latón y del bronce para armaduras, así como para superficies deslizantes, como cojinetes de fricción, ruedas helicoidales y en especial, pequeñas piezas de fundición inyectada para la fabricación de aparatos finos (contadores, piezas para máquinas de escribir, etc) tabla 2.16.8

Aleaciones de zinc fino.

E = 73 000 kg/mm<sup>2</sup>, contracción 1,8 %. (...) Valores para el estado de envejecimiento del material

Designación	Proporción en % (promedios)			Coeficientes de resistencia Valores mínimos				Empleo
	Al	Cu	Utrros ingre- dientes	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$\delta_5$ %	$H_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$\gamma$ kg/dm <sup>3</sup>	
Zn Al 4 Cu I ...	4,0	0,8	0,03 Mg	30	5	80	6,7	Barras y tubos estrados. Piezas prensadas
Zn Cu I .....	0,1	1,1	0,2 Mn	16	25	40	7,1	Chapas y flejes laminados. Chapas susceptibles de embutición profunda y flejes.
Zn Cu 4 Ph I ...	0,12	4,0	1,2 Pb	20	20	50	7,1	Barras, tubos y stambres estrados.
				27	5	70	7,2	Barras estradas, piezas para máquinas herramientas automáti- cas.
G Zn Al 4 Cu I	3,9	0,8	0,03 Mg	18	0,5	70	6,7	Fundición en molde por ejemplo de arena. cojinetes y
GK Zn Al 4 Cu I				20	1	70	6,7	Fundición en coquilla. ruedas heli- coidales
GD Zn Al 4 ....	3,9	0,3	0,03 Mg	25 (20)	1,5	70	6,7	Fundición inyectada, de dimensio- nes sensiblemente invariables.
G Zn Al 6 Cu I	5,8	1,4	Zn Res.	18	1	80	6,5	Fundición en molde. Piezas difi- ciles de
GK Zn Al 6 Cu I				22	1,5	80	6,5	Fund. en coquilla. fundir
GD Zn Al 4 Cu I	3,9	0,8	0,03 Mg	27 (21)	2(1)	80	6,7	Fundición inyectada, armaduras

TABLA 2.16.8

d) El cobre y sus aleaciones.

En la tabla 2.16.9 vemos una serie de aleaciones de Cu que tienen cualidades muy apreciadas, como alta resistencia a la corrosión, buena soldabilidad, buenas propiedades deslizando y de resistencia mecánica, elevadas conductividad eléctrica y térmica y muchas posibilidades de conformado por colada, prensado, inyección, estirado, estampado, forjado y laminado; además comercialmente pueden ser suministrado en forma de piezas fundidas, placas, láminas, barras perfiladas, tubos, flejes y alambres.

Sin embargo, por su costo relativamente elevado, se procura sustituirlo por otros materiales, como piezas cobrizadas o pasar a las aleaciones de Cu con baja proporción de este metal, y de Sn.

Cobre y aleaciones de cobre.

Contracción fundiendo en molde de arena = 1,5 % para latón fundido G Ms 60, = 0,8 % para bronce fundido G Ds 10; y = 8,9 kg/tn<sup>3</sup> para Cu, = 8,7 para latón Ms 85 y bronce fundido G Ds 10, = 8,5 para latón Ms 60, = 8,2 para bronce de Be;  
 $K = 12\ 500\ \text{kg/tn}^3$  para el Cu, = 2000 para el latón, = 11 800 para el bronce fundido G Ds 10, = 12 500 para el bronce de Be.

DIN	Material	Designación	Proporción en % (promedios)					Coeficientes de resistencia			
			Cu	Zn	Pb	Sn	Otros ingredientes	máximos			
								$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	$A_2$ %	$\delta_{10}$ kg/mm	
			por encima de 99,0	—	—	—	—	23	38	30	
1708 (Febr. 1941)	Cobre de alto horno A	A Cu									Ilando, barras
1774 (Enero 1939)	Latón	Ms 63 F 20	63	Resto	1	—	—	29	45	75	Ilando, barras y chapas, susceptible de embutición profunda
1774 (Enero 1939)	"	Ms 63 F 41	63	Resto	1	—	—	41	15	110	Duro, chapas
1774 (Enero 1939)	"	Ms 63 F 52	63	Resto	1	—	—	52	5	150	Dureza de resorte, chapas
1726 (Marzo 1948)	Tombak	Ms 85	85	Resto	0,1	—	—	30	4,5	55	Ilando, barras y chapas
1726 (Marzo 1948)	Latón fundido	G Ms 60	60	Resto	1,5	—	—	25	10	70	Fundición en molde de arena
1705 (Abril 1939)	Fundición roja	Fig 5	85	7	3	5	—	15	10	60	Fundición en molde de arena
1705 (Abril 1939)	Bronce de estaño (*)	G Sa Ds 10	90	—	—	10	—	20	15	60	Fundición en molde de arena (*)
—	Bronce Isotroso	FW 2310	91	—	—	8,5	0,3 P	37	60	85	Ilando (*)
—								70	10	170	Duro
1726 (Marzo 1948)	Bronce de plomo y estaño	Pb Sn Ds 22	Resto	—	20	5	—	15	5	50	Fundición en molde de arena
1726 (Marzo 1948)	Bronce de Al	Al Ds 4	Resto	—	—	—	4 Al	30	50	50	Ilando, barras y chapas
1726 (Marzo 1948)	Bronce de berilio (*)	Be Ds 2	97	—	—	—	2,5 Be	(82)	(2,2)	(105)	Ilando
1726 (Marzo 1948)	Alpaca	MS 65/12	65	Resto	—	—	—	135	4,0	365	Duro, templeado
1727 (Enero 1944)	Acial Monel		33	—	—	—	12 Ni	33	40	120	Ilando, barras y chapas
							65 Ni	81	40	40	Semimanufactura, resistente a la corrosión

(\*) Como fundición centrifugada posee, aproximadamente, un  $\sigma_B$  1,8 veces mayor para igual dilatación.

(\*) Ideal para muelles y membranas de alta resistencia e insensibles a la corrosión; además, es antimagnético, soldable autógenamente y con soldadura de arco, susceptible de temple y no productor de chapas (para martillos y otras herramientas). Véase [247].

TABLA 2.16.9

## BIBLIOGRAFIA

### 1.- Procesos de Fabricación.

Myron L. Segeman

### 2.- Diseño de elementos de maquinas.

V. M. Faires

### CAPITULO III

1. CARACTERISTICAS DEL DISEÑO
2. SECUENCIA PARA UN BUEN DISEÑO
3. DISEÑO DE PRENSA TROQUELADORA MANUAL
4. ANALISIS DE ALTERNATIVAS
5. ALTERNATIVAS

## I.- CARACTERISTICAS DEL DISEÑO.

El motivo por el que se crea una nueva máquina, es la existencia de su necesidad presente o previsible. El proceso de creación se inicia con la concepción de un dispositivo que sirva para una determinada finalidad. A la idea concebida, sigue el estudio de la disposición de las diversas partes y de la posición y dimensión de las conexiones, así como de los movimientos relativos o cinemática de estas últimas y de la colocación de engranajes, pernos, resortes, levas y demás componentes de la máquina. Por modificaciones y perfeccionamientos sucesivos de las ideas, lo probable es que se llegue a varias soluciones, de las cuales se adoptará la que sea más favorable.

Un buen proyectista debe poseer muchas aptitudes, por ejemplo.

- a) Conocer bien la teoría de resistencia de materiales a fin de que sus análisis de esfuerzos sean correctos. Las diversas partes y piezas de la máquina deben tener resistencia y rigidez adecuadas.
- b) Amplios conocimientos de las propiedades de los materiales empleados en las máquinas, para lo cual ha de estar al corriente de los progresos realizados en los últimos años sobre esta cuestión.
- c) Estar familiarizado con las características principales, incluso factores económicos de los diversos procesos de fabricación ya que las piezas que constituyen la máquina deben ser producidas a costo competitivo
- d) Conocimientos especializados sobre diversas áreas, tales como las de las propiedades de los materiales en atmósferas corrosivas, a muy bajas temperaturas o a temperaturas relativamente elevadas.

- e) Preparación para poder decidir acertadamente: (i) si, haciendo uso de catálogos de fabricantes, debe comprar artículos en existencia o relativamente asequibles, y cuando es necesario que sean de proyecto particular, (ii) si está justificado el proyecto empírico, (iii) si el diseño debe ser probado en cuanto a funcionamiento, antes de comenzar su fabricación, (iv) si deben ser tomadas medidas especiales para controlar las vibraciones y sonidos posiblemente resultantes.
- f) Algunos datos de sentido estético, ya que el producto ha de -- "atraer" al comprador para que sea vendible.
- g) Conocimientos de economía y costos comparativos, ya que la razón de ser de los ingenieros en última instancia, es ahorrar -- dinero a quienes los emplean. Todo lo que suponga un aumento del costo, debe quedar justificado por una mejora del funcionamiento, adición de alguna peculiaridad favorable, aumento de vida útil etc.
- h) Inventiva e intuición creadora, que es la más importante para la máxima eficacia.

El proyectista es ante todo un creador. Antes de diseñar, su ingenio y capacidad imaginativa, deberán estar en óptimas condiciones.

Los dibujos y las especificaciones detalladas para un diseño completo, son el registro de una multitud de decisiones, algunas de ellas grandes y otras pequeñas.

El proyectista, en los pasos finales del proceso de diseño, es básicamente un tomador de decisiones. Debe trabajar sobre una base sólida de principios científicos suplementados con información empírica. Sin embargo, debe entender que la ciencia solo puede -- establecer límites dentro de los cuales debe tomarse una decisión o dar una imagen estadística de los efectos de una decisión par-

ticular. La decisión misma la toma el proyectista. Por tanto, el -- juicio al tomar las decisiones es una de las características sobresalientes de un buen proyectista.

## 2.- SECUENCIA PARA UN BUEN DISEÑO.

De todo lo expuesto anteriormente, podemos resumir que el proceso de diseño incluye lo siguiente:

- a) Reconocer una necesidad y establecerla en terminos generales. Esto define el problema.
- b) Considerar varias alternativas para resolver el problema y seleccionar uno para investigarlo con mayor cuidado. Los estudios de factibilidad respaldados por investigación especial segun sea el caso, son características de este paso del proceso.
- c) Realizar un diseño preliminar de la máquina, estructura, sistema o proceso seleccionado. Esto establece características globales amplias y permite escribir las especificaciones para los componentes principales.
- d) Realizar el diseño de todos los componentes y preparar todos los dibujos necesarios y las especificaciones detalladas.

## 3.- DISEÑO DE PRENSA TROQUELADORA MANUAL.

De acuerdo a la sección 2 de este capítulo, nuestro problema es diseñar una prensa troqueladora de tal manera que la podamos accionar manualmente.

Otras características de esta prensa son:

- a) Capacidad entre 2 y 5 ton. la capacidad dependería de la fuerza
- b) La velocidad en el cigüeñal será de diez golpes por minuto.
- c) La velocidad de accionamiento será de 40 R.P.M.

- d) La estructura o bastidor de la prensa deberá ser de material --  
PTR complementado con perfiles angulares.

#### 4.- ANALISIS DE ALTERNATIVAS.

En el análisis de las diferentes alternativas que se tuvieron que estudiar conforme a las condiciones de funcionamiento que requiere nuestro proyecto, se han tenido en cuenta diferentes aspectos, los cuales nos han llevado a la elección de un prototipo, el cual se apega a las características con que se diseñó dicha máquina.

Los aspectos que se mencionan a continuación, fueron seleccionados de acuerdo a las funciones con que nuestra máquina va a desarrollar su trabajo, es decir, que en este caso, contamos con restricciones de diferente naturaleza para poder fabricar nuestro proyecto.

Empezaremos por mencionar el aspecto que se refiere a la fuerza de accionamiento de la máquina, ya que debemos de aclarar que esta fuerza va a ser aplicada por el brazo del operador. En base a esta consideración, tenemos que tomar en cuenta que la fuerza de accionamiento no sea muy grande, de tal manera que pueda ser vencida fácilmente. A la vez podemos mencionar el aspecto que se está relacionando con el factor anterior y que se refiere al número de revoluciones por minuto que se pueden obtener con el brazo del operador para accionar esta máquina, es decir calcular aproximadamente el número máximo de revoluciones por minuto que podemos desarrollar en la entrada, para que de esta manera obtengamos el mayor número de revoluciones en la salida.

También debemos tomar en cuenta el aspecto que se refiere a las dimensiones adecuadas de las piezas que componen nuestra máquina, en especial mencionamos a los engranes que componen el sistema de accionamiento, ya que en este aspecto va incluida la cuestión económica de la fabricación y costo de material de los engranes utili-

zados, a la vez debemos tomar en cuenta que para que no se eleve el costo de producción de nuestro proyecto, se tiene que eliminar el máximo exceso de piezas, de tal manera que obtengamos nuestra fuerza deseada a la salida con el mínimo de piezas involucradas; con este aspecto también cubrimos la importancia de hacer nuestra máquina en la forma más sencilla, de tal manera que podemos llevar a cabo un proyecto, el cual se puede producir en serie por la rapidez de su fabricación, armado y bajo costo de producción.

Otro aspecto que se tomó en cuenta, es la selección de la fuerza de salida que va a tener esta prensa, ya que originalmente se tenía pensado que tuviera una capacidad de 5 toneladas, pero se encontró la dificultad que para esta capacidad, no se tenían los golpes por minuto adecuados a la salida, de tal manera que se procedió a elaborar un cuadro en el cual se expusieron diferentes capacidades para la prensa y de ahí se calcularon los golpes por minuto de salida para las diferentes capacidades, sacando como conclusión una capacidad que satisface nuestras necesidades de trabajo.

#### 5.- ALTERNATIVAS.

Entre las alternativas que se presentan a continuación, podemos agrupar a varios diseños, los cuales son parecidos entre si ya que presentan alguna variante que podemos considerar mínimos. Los modelos presentados tienen variantes que van encaminados al mejoramiento de su funcionamiento, de acuerdo a las condiciones que debe cumplir la máquina.

##### ALTERNATIVA 5-A

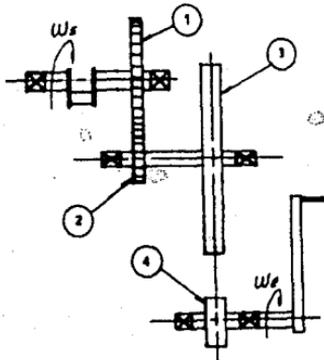
Para encontrar el modelo adecuado para esta alternativa se manejan varios problemas, en este caso la forma de accionamiento es por medio de un pedal, de tal manera que se pensó en la opción de utilizar bandas y poleas, además de engranes, esto indudablemente hace mas

complicado nuestro proyecto por el número de piezas involucradas; se presenta el problema de deslizamiento entre bandas y poleas, las dimensiones de las piezas en algunos casos son bastante grandes, también las revoluciones a la salida son pocas, la fuerza de accionamiento no es muy aceptable para poder llevarla a cabo con el pie del operador. En referencia a los problemas descritos anteriormente esta alternativa se elimina.

#### MODELOS DE ALTERNATIVA 5-A

Alternativa 5-A-I .- A continuación se mencionan las razones por las que se desechó este modelo, las dimensiones de engranes y poleas mostradas fueron calculadas por tanteo tomando como base la velocidad de accionamiento de 40 R.P.M.

- a) Se presenta deslizamiento entre bandas y poleas lo cual provoca falta de confiabilidad en los trabajos realizados por este tipo de máquina.
- b) El número de revoluciones que se obtiene a la salida de la máquina es bajo, para el número de revoluciones que se desea.
- c) Las dimensiones de engranes y poleas es bastante grande, de modo que es difícil fabricarlas por el alto costo de los materiales.

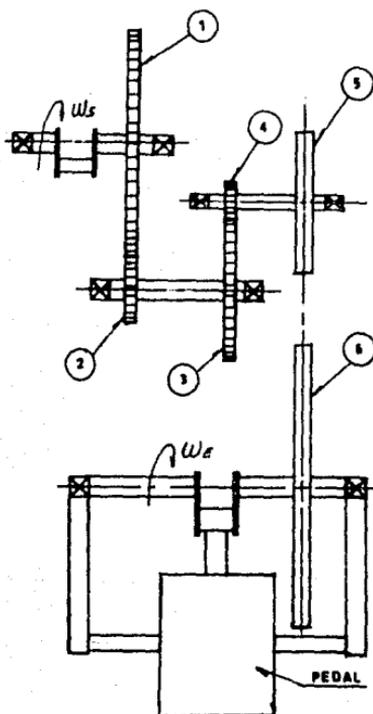


1	ENGRANE	9.842" $\phi$
2	ENGRANE	3.943" $\phi$
3	POLEA	18.748" $\phi$
4	POLEA	3.937" $\phi$
	$\omega_e$	= 40 R.P.M
	$\omega_s$	= 36 R.P.M

Alternativa 5.A.2 .- En seguida se exponen las razones por las cuales se derrochó este modelo. Las dimensiones de engranes y poleas mostradas fueron calculadas por tanteo tomando como base la velocidad de accionamiento de 40 R.P.M.

a) Se tiene que este modelo cuenta con demasiadas piezas para el mecanismo de accionamiento, de tal manera que se contempla la idea de poder tener el modelo más sencillo que podamos diseñar.

b) Se presenta el problema del deslizamiento entre bandas y poleas.



1	Engrane	12.598" 0
2	Engrane	3.593" 0
3	Engrane	7.874" 0
4	Engrane	1.969" 0
5	Polea	7.874" 0
6	Polea	15.748" 0

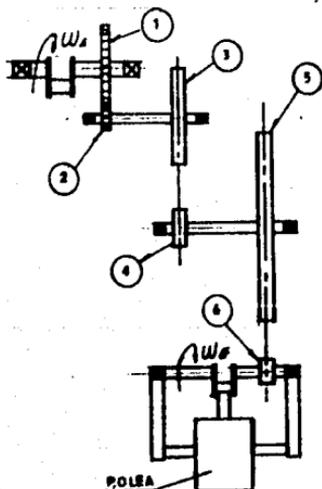
$$\omega_s = 8.43 \text{ R.P.M}$$

$$\omega_a = 40 \text{ R.P.M}$$

Alternativa 5.A.3 .- Aquí se exponen algunas razones por las cuales se desecho este modelo:

- a) Se presenta el inconveniente de tener un exceso de partes componentes del mecanismo de accionamiento, ya que además de tener un par de engranes se cuenta también con dos pares mas de poleas y bandas, lo cual hace nuestro proyecto incosteable, complicado y no se obtienen los fines deseados.
- b) Además se obtiene un reducido número de revoluciones por minuto a la salida de nuestro mecanismo, lo que no es suficiente para nuestro trabajo a desarrollar.
- c) Se presenta el inconveniente del deslizamiento entre bandas y poleas teniendo como consecuencia la inexactitud en el trabajo.

Los valores de engranes y poleas mostrados fueron calculados por tanteo, tomando como base la velocidad de accionamiento de 30 R.P.M.



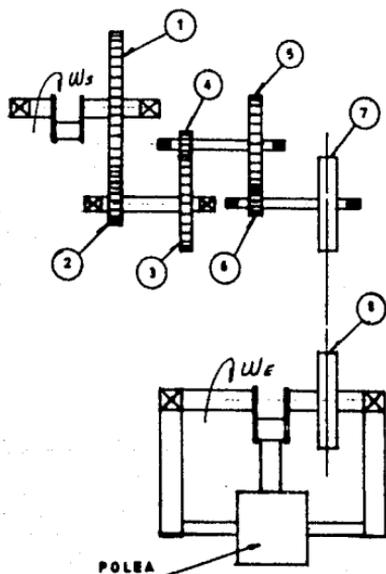
1 Engrane	12.598" 0
2 Engrane	3.593" 0
3 Polea	15.748" 0
4 Polea	5.905" 0
5 Polea	15.748" 0
6 Polea	3.937" 0

$$\omega_s = 30 \text{ R.P.M}$$

$$\omega_e = 0.79 \text{ R.P.M}$$

Alternativa 5.A.4 .- Las dimensiones de engranes y poleas fueron calculadas por tanteo, tomando como base la velocidad de accionamiento de 30 R.P.M.

- a) Este caso se presenta con tres pares de engranes ademas de bandas y poleas para el sistema de accionamiento, lo cual hace de nuestro proyecto, una maquina costosa en su fabricaci3n por el n3mero de piezas, complicada a la vez en su forma de armar sus componentes.
- b) Tambi3n tiene el problema de proporcionar muy pocas revoluciones por minuto para la salida de nuestro dise1o.



1	Engrane	12.598" $\phi$
2	Engrane	3.543" $\phi$
3	Engrane	7.874" $\phi$
4	Engrane	1.968" $\phi$
5	Engrane	7.874" $\phi$
6	Engrane	1.968" $\phi$
7	Polea	7.874" $\phi$
8	Polea	7.874" $\phi$

$$\omega_e = 30 \text{ R.P.M}$$

$$\omega_s = 0.525 \text{ R.P.M}$$

#### ALTERNATIVA 5.B

Esta alternativa se calculó para una capacidad de 5 toneladas encontrándose como resultado que no es práctico para un accionamiento manual, ya que lo que sucedió es que para tratar de satisfacer que la máquina no tuviera un par tan grande en la entrada ( accionamiento manual ) se tenían muy pocas carreras de golpeo en la salida; también existía el inconveniente de tener un elevado número de engranes para disminuir el par de accionamiento manual y tener dimensiones grandes de los diámetros de los engranes poco práctico para nuestro diseño.

En el problema inverso a resolver para esta alternativa, era tratar de dar en la entrada el número de revoluciones adecuadas para brazo del operador y obtener un número óptimo de revoluciones por minuto en la salida, pero aquí se tenía el problema de la fuerza de accionamiento que había que aplicarse para poder mover la máquina, o también muy grandes o muchos pares de engranes.

En base a los problemas citados anteriormente, esta alternativa no es conveniente para nuestro proyecto

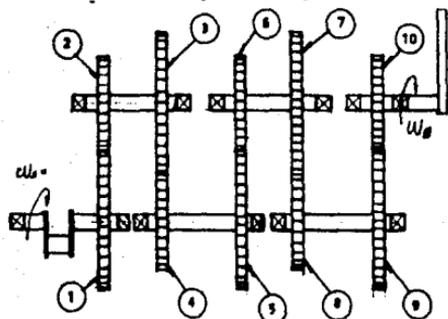
#### MODELOS DE ALTERNATIVA 5.B

Las dimensiones de engranes mostrados en los modelos de esta alternativa fueron calculados en base a una velocidad de accionamiento de 40 R.P.M.

#### ALTERNATIVA 5.B.I

- a) En este modelo se tiene el inconveniente de tener cinco pares de engranes para el sistema de accionamiento manual, lo que tiene como consecuencia un alto costo de producción, una complicada forma de armar nuestra máquina.

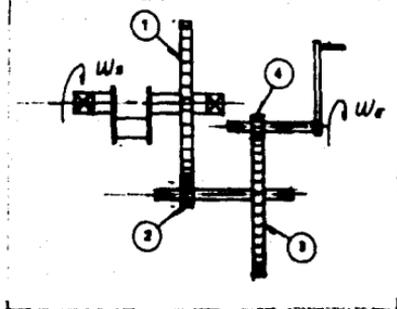
- b) Se tiene también muy pocas revoluciones por minuto a la salida de nuestro sistema, de tal manera que no se cuenta con las revoluciones requeridas para nuestro trabajo a desarrollar.



1	Engrane	11.811" $\phi$
2	Engrane	7.874" $\phi$
3	Engrane	11.811" $\phi$
4	Engrane	7.874" $\phi$
5	Engrane	11.811" $\phi$
6	Engrane	7.874" $\phi$
7	Engrane	11.811" $\phi$
8	Engrane	7.874" $\phi$
9	Engrane	7.874" $\phi$
10	Engrane	3.937" $\phi$

#### ALTERNATIVA 5. B. 2

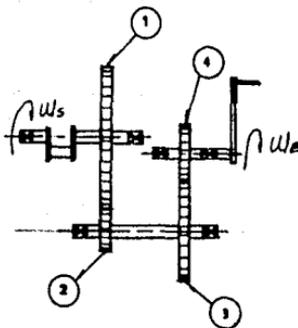
- a) En este caso se presenta el problema de pocas revoluciones por minuto a la salida de nuestra máquina, de modo que no satisface nuestras necesidades de trabajo requeridas.
- b) Las dimensiones de algunos engranes son grandes como para poder fabricarlos en grandes series, ya que se contempla la idea de hacer esta máquina en fabricación masiva para lo cual se requieren bajos costos de producción.



1	Engrane	13.385" $\phi$
2	Engrane	1.968" $\phi$
3	Engrane	13.385" $\phi$
4	Engrane	1.968" $\phi$
		$\omega_s = 40$ R.P.M
		$\omega_e = 0.864$ R.P.M

ALTERNATIVA 5.B.3

- a) La fuerza de accionamiento en este caso es difícil de vencer para el brazo del operador.
- b) Se requieren más revoluciones por minuto a la salida del sistema.
- c) Algunos engranes son grandes para su producción.



I	Engrane	11.811" $\phi$
2	Engrane	3.543" $\phi$
3	Engrane	8.267" $\phi$
4	Engrane	4.724" $\phi$

$$\omega_e = 40 \text{ R.P.M}$$

$$\omega_s = 6.8 \text{ R.P.M}$$

## ALTERNATIVA 5.C

Como consecuencia de varios cálculos realizados de acuerdo a las necesidades que tenemos en nuestro proyecto, llegamos finalmente a esta alternativa, la cual representa el modelo a seguir para poder desarrollar la máquina deseada, es decir, en esta opción se presentan los factores propicios que nos guiaron a elegir ésta. Entre los diversos factores se pueden mencionar que en la selección de la fuerza de acción manual de esta máquina, se obtuvo una fuerza que es factible de poder vencer por el brazo del operador, así como poder aplicar un número adecuado de revoluciones por minuto a la entrada y obtener un buen número de revoluciones a la salida de nuestra máquina, también contamos con dimensiones de engranes para las cuales se considera que los diámetros primitivos no son muy grandes lo que quiere decir que, son fáciles de fabricar y no representan un costo muy elevado para su manufactura, además se trató de simplificar al máximo el modelo en cuanto al número de piezas componentes para que de esta manera no se incurra en un alto costo de la máquina y así poder tener mayor facilidad de armado como parte de lo sencillo que es este modelo; por otra parte contamos con la exactitud que nos ofrece el trabajar con engranes y no tener como en el caso de banda y poleas los deslizamientos que se presentan en estos elementos por trabajar con altos esfuerzos y por último tenemos una fuerza a la salida de nuestra máquina, que aunque no es exactamente la deseada pero se pueden realizar trabajos importantes.

A continuación presentamos un cuadro con valores del momento máximo de torsión en el cigüeñal y la fuerza de accionamiento manual que es necesario aplicar, tomando como base diferentes capacidades de la prensa.

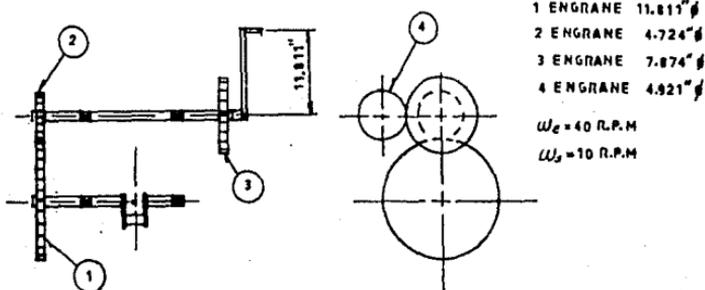
De acuerdo a este análisis la capacidad de la prensa que se selecciono es de 2 ton.

El procedimiento para calcular el momento máximo de torsión se muestra en la sección I del capítulo IV.

Capacidad de la prensa ( ton. )	Momento máximo de torsión (Lb-pulg)	Fuerza de accion. manual ( Lb. )
5	12963.64	274.33
4.5	11067.23	246.92
4	10370.91	219.43
3.5	9074.55	192.05
3	7778.18	164.61
2.5	6481.82	137.17
2	5185.34	109.74

La distribución final de los engranes de la prensa que se está diseñando se muestra en la figura siguiente.

Los valores de los diámetros de los engranes se obtuvieron -- tomando como base la capacidad de la prensa, la fuerza de accionamiento manual y las revoluciones por minuto en el cigüeñal.



## BIBLIOGRAFIA

### I.- Diseño de maquinas.

Colección Shaum A. S. Hall, A.R. Holowenco,  
H.G. Laughlin

### 2.- Diseño de elementos de maquinas

V.M. Faires

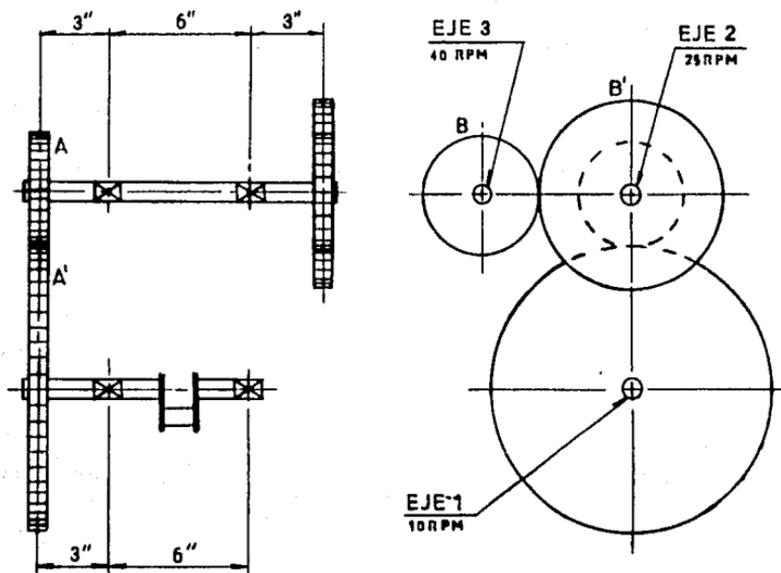
#### CAPITULO IV

1. ANALISIS DE ESFUERZOS EN LOS EJES DE TRANSMISION
2. DISEÑO DE ENGRANES
3. CALCULO DE CHAVETAS
4. CALCULO DE RODAMIENTOS
5. CALCULO DE ESFUERZOS Y MOMENTOS EN LOS ELEMENTOS COMPONENTES DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA
6. CALCULO DE SOLDADURA EN UNIONES DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA
7. DIBUJOS

# I.- ANALISIS DE ESFUERZOS EN LOS EJES DE TRANSMISION.

El diseño de ejes consiste basicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencia satisfactorias.

En la figura 4.I.I se muestra de manera esquematica la distribución de los ejes de transmisión con los engranes correspondientes, donde de acuerdo al análisis preliminar del capítulo III se obtuvieron los siguientes diámetros de engranes y velocidades en los ejes.



$$A = 4.724'' \#$$

$$A' = 11.811'' \#$$

$$B = 4.921'' \#$$

$$B' = 7.874'' \#$$

FIG. 4.I.I

Para determinar el diametro de los ejes de transmisión utilizaremos la ecuación del código ASME para un eje macizo con carga axial pequeña o nula.

$$D^3 = \frac{I6}{\pi S_s} \sqrt{(K_b \cdot M_b)^2 + (K_t \cdot M_t)^2} \quad \text{ECN. I}$$

Donde D = Diametro del eje ( pulg. )

M<sub>b</sub> = Momento de flexión ( Lb-pulg. )

M<sub>t</sub> = Momento de torsión ( Lb-pulg. )

K<sub>b</sub> = Factor combinado de choque y fatiga, aplicada al momento flector.

K<sub>t</sub> = Factor combinado de choque y fatiga, aplicada al momento de torsión.

S<sub>s</sub> = Esfuerzo permisible. ( psi )

A continuación se muestra una tabla con valores de K<sub>b</sub> y K<sub>t</sub> recomendados por el código ASME.

PARA EJES ESTACIONARIOS		
Descripción	K <sub>b</sub>	K <sub>t</sub>
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0	1.0 a 2.0

PARA EJES EN ROTACION.		
Descripción	K <sub>b</sub>	K <sub>t</sub>
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina(choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina(choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

Para el esfuerzo permisible( $S_s$ ) el código ASME especifica para ejes de acero comercial.

$S_s(\text{permisible}) = 8000 \text{ psi}$  para ejes sin cuñero.

$S_s(\text{permisible}) = 6000 \text{ psi}$  para ejes con cuñero.

Para nuestro proyecto empezaremos por determinar el diámetro del eje I figura 4.I.2 que esta apoyado sobre dos cojinetes que estan separados 6" entre si, ademas tiene montado un engrane de 11.811" de diametro a una distancia de 3" del cojinete izquierdo segun se muestra en la figura 4.I.2

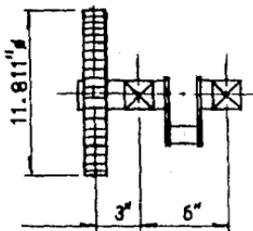


FIG. 4.1.2

Los momentos de torsión y de flexión son los factores principales que influyen en el diseño de ejes. Por lo tanto el primer paso sera determinar los momentos máximos de torsión y flexión que actuan sobre el eje.

Del libro "TRABAJOS DE LOS METALES EN LAMINA" de A. QUERCY se extrajo el análisis para determinar el momento de torsión máximo a que esta sometido el cigueñal (eje I), el calculo de este momento se hace en base al estudio cinemático del sistema biela-manivela.

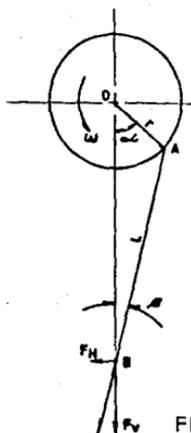


FIG. 4.13

De la figura 4.I.3  $M = F_v \cdot OB \cdot Tg \beta$  ECN.2

Donde: M = Momento máximo de torsión (Lb-pulg.)

$F_v$  = Esfuerzo vertical (acción del carro sobre el util)  
(Lb)

También de la figura 4.I.3

$$\cos \beta = \frac{OB^2 + AB^2 - OA^2}{2 \cdot OB \cdot AB} \quad \text{ECN.3}$$

Para nuestro proyecto suponemos:

$$OA = r = 2.375''$$

$$AB = L = 9.875''$$

En la practica existe la relación  $\frac{1}{7} < \frac{r}{L} < \frac{1}{4}$  de tal manera los valores de r y L dados anteriormente cumplen con la relación dada.

De la figura 4.I.3 consideremos un desplazamiento pequeño dx del carro, correspondiente a un desplazamiento angular infinitamente pequeño d del cigueñal.

El teorema de los trabajos virtuales permite escribir que:

$$M\delta\alpha = F_v \cdot dx \quad \delta \text{ que } M \frac{d\alpha}{dt} = F_v \frac{dx}{dt} \quad ; \quad \frac{d\alpha}{dt} = \omega, \quad \frac{dx}{dt} = V$$

$$M\omega = F_v V$$

$M$  = Momento de torsión en el cigueñal (Lb.-pulg.)

$F_v$  = Esfuerzo vertical (Lb.)

$V$  = Velocidad del carro porta-util (fpm.)

$\omega$  = Velocidad angular del cigueñal (R.P.M)

En el curso de las operaciones de embutición, el util montado sobre el carro ejerce un esfuerzo variable en cada instante.

si  $M$  = constante.

$\omega$  = constante.

$F_v$  = variable.

$V$  = variable.

Analizando la figura 4.1.4 vemos que en las proximidades del punto muerto inferior la velocidad disminuye rapidamente, como el par permanece constante la fuerza disponible en el carro aumenta rapidamente para hacerse infinita en el punto muerto inferior.

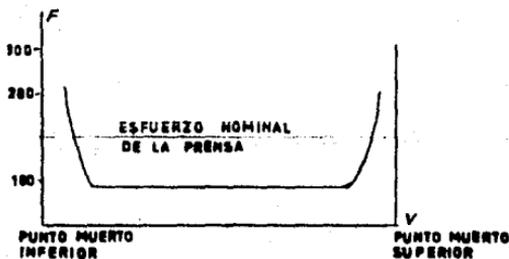


FIG. 4.1.4

Por lo tanto para definir la fuerza de una prensa no se puede tomar la fuerza ejercida por el carro en el punto muerto inferior (para todos los tipos de prensas, esta fuerza es teóricamente infinita).

Es por eso que se define la fuerza de una prensa por el esfuerzo máximo autorizado a una cierta distancia del punto muerto inferior. Este esfuerzo se llama por definición esfuerzo nominal de la prensa.

Las distancias a partir de las cuales se determinan los esfuerzos nominales dependen de los tipos de prensas y estan dados por standars, de los que reproducimos aqui algunos ejemplos:

PRENSAS DE SIMPLE EFECTO, DE MONTANTES RECTOS CON UNA O VARIAS BIELAS				
	TIPO DE ACCIONAMIENTO DIRECTO POR VOLANTE	TIPO DE ENGRANAJE ACCIONAMIENTO SIMPLE	TIPO DE ENGRANAJE ACCIONAMIENTO GEMELO	TIPO DE ENGRANAJE DE EXCENTRICA
FUERZA EXPRESADA A	1/16" (1.58 mm)	1/4" (6.35 mm)	1/2" (12.7 mm)	1/2" (12.7 mm)

Para nuestro problema la prensa es del tipo de engranaje de accionamiento simple por lo tanto para calcular OB.

$$OB = OA + AB - 0.250''$$

$$OB = 2.375'' + 9.875'' - 0.250'' = 12.000''$$

Sustituyendo valores en la ecn.3

$$\cos \beta = \frac{(12.000)''^2 + (9.875)''^2 - (2.375)''^2}{2 (12.000) (9.875)}$$

$$\cos \beta = 0.9952$$

$$\beta = 5.609^\circ$$

Sustituyendo valores en la ecn.2

$$M = Fv \cdot OB \cdot Tg \beta$$

Para nuestro problema  $Fv = 2000 \text{ Kg} = 4400 \text{ Lb}$ .

$$M = 4400 (12.000) Tg 5.609 = 5185.34 \text{ Lb-pulg.}$$

Este valor es el máximo momento de torsión a que esta sometido el eje I (fig. 4.I.I).

Para determinar el máximo momento flector debemos tomar en cuenta que el eje esta cargado tanto en dirección horizontal como en dirección vertical, debido a la fuerza tangencial y a la fuerza separadora o radial del engrane montado en el eje. Debido a esto haremos un diagrama de momentos horizontales y uno de momentos verticales para poder determinar el máximo momento flexionante.

La fuerza tangencial del engrane la calculamos por:

$$Ft = \frac{Mt}{R}$$

Donde Ft = Fuerza tangencial(Lb.)

Mt = Máximo momento de torsión(Lb-pulg.)

R = Radio del engrane(pulg.)

Sustituyendo valores.

$$F_t = \frac{5135.34}{11.811 / 2} = 878.05 \text{ Lb.}$$

La fuerza separadora o radial es.

$$F_s = F_t \cdot \text{Tg } \phi \quad \text{Donde } F_s = \text{Fuerza separadora o radial (Lb.)}$$

$$F_t = \text{Fuerza tangencial (Lb.)}$$

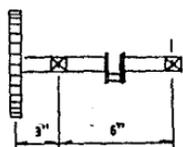
$$\phi = \text{Angulo de la envolvente del engrane.}$$

Para nuestro caso el engrane es de  $20^\circ$  de envolvente

$$F_s = 878.05 \text{ Tg } 20^\circ = 319.58 \text{ Lb.}$$

Los diagramas de fuerzas y momentos flexionantes seran:

Para cargas verticales y horizontales.



CARGAS VERTICALES

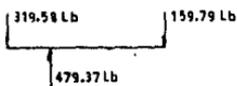
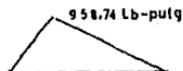


DIAGRAMA DE MOMENTOS VERTICALES



CARGAS HORIZONTALES

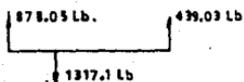
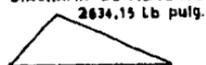


DIAGRAMA DE MOMENTOS HORIZONTALES



El momento máximo de flexión que actúa sobre el eje I sera:

$$M_b(\text{máx.}) = \sqrt{(953.74)^2 + (2634.15)^2} = 2803.19 \text{ Lb-pulg.}$$

Para nuestro problema utilizaremos los factores  $K_b = 2.0$  y  $K_t = 1.5$  para carga repentina (choque menor).

Y  $S_s$  (permisible) = 6000 psi para un eje con cuñero según ASME.

Sustituyendo valores en la ecn. I

$$D^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(2 \times 2803.19)^2 + (1.5 \times 5185.34)^2}$$

$$D = 2.011''$$

Utilizaremos  $D = 2.000''$

A continuación calcularemos el diametro del eje 2 fig. 4.I.I que esta apoyado sobre dos cojinetes que estan separados 6" entre si y tiene montado un engrane "A" de 4.724" de diametro a 3" del cojinete izquierdo de la fig. 4.I.I y un engrane "B" de 7.874" a 3" del cojinete derecho.

El momento de torsión que actúa sobre el eje es:

$$M_t = F_t R$$

$$M_t = 878.05 (4.724) / 2 = 2073.95 \text{ Lb-pulg}$$

La fuerza separadora o radial del engrane "A" es:

$$F_s = F_t \text{ Tg } \phi = 878.05 \text{ Tg } 20^\circ = 319.58 \text{ Lb.}$$

La fuerza tangencial que actua sobre el engrane "B" es:

$$F_t = \frac{M_t}{R} = \frac{2073.95}{7.874 / 2}$$

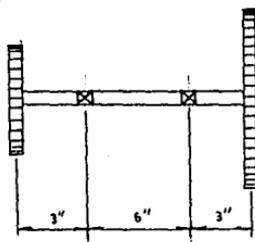
$$F_t = 526.78 \text{ Lb.}$$

La fuerza separadora o radial del engrane "B" es:

$$F_s = F_t \text{ Tg } \phi = 526.78 \text{ Tg. } 20^\circ$$

$$F_s = 191.73 \text{ Lb.}$$

Los diagramas de fuerzas y momentos flexionantes serán para cargas verticales y horizontales:



CARGAS VERTICALES

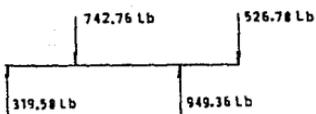
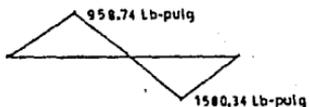


DIAGRAMA DE MOMENTOS VERTICALES



CARGAS HORIZONTALES

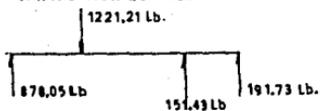
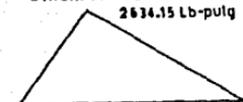


DIAGRAMA DE MOMENTOS HORIZONTALES



El momento máximo de flexión que actúa sobre el eje 2 sera:

$$M_b(\text{máx.}) = \sqrt{(1580.34)^2 + (2634.15)^2} = 3071.84 \text{ Lb-pulg.}$$

Utilizaremos de nuevo  $K_b = 2.0$  y  $K_t = 1.5$  para carga repentina (choque menor) y  $S_s(\text{permisible}) = 6000$  psi para un eje con cufiero.

$$D^3 = \frac{16}{\pi \cdot 6000} \sqrt{(2 \times 3071.84)^2 + (1.5 \times 2073.95)^2}$$

$$D = 1.801''$$

Utilizaremos  $D = 2''$

Por ultimo calcularemos el diametro del eje 3 fig. 4.I.I que esta apoyado sobre dos cojinetes que estan separados 9" entre si y tiene montado un engrane de 4.92I" de diametro.

El momento de torsión que actúa sobre el eje es:

$$M_t = F_t / R = 526.78 (4.92I / 2)$$

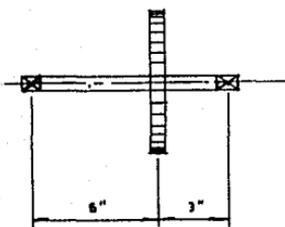
$$M_t = 1296.14 \text{ Lb-pulg.}$$

La fuerza separadora o radial es:

$$F_s = F_t \cdot \text{Tg } \phi = 526.78 \text{ Tg. } 20^\circ$$

$$F_s = 191.73 \text{ Lb.}$$

Los diagramas de fuerzas y momentos flexionantes serán:  
Para cargas verticales y horizontales.



CARGAS VERTICALES

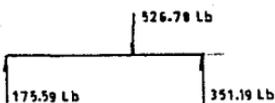
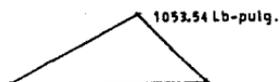


DIAGRAMA DE MOMENTOS VERTICALES



CARGAS HORIZONTALES

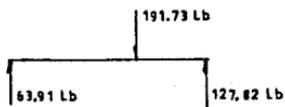
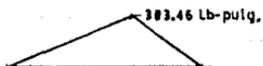


DIAGRAMA DE MOMENTOS HORIZONTALES



El momento máximo que actúa sobre el eje 3 sera:

$$M_b(\text{máx.}) = \sqrt{(383.46)^2 + (1053.54)^2}$$

$$M_b(\text{máx.}) = 1121.15 \text{ Lb-pulg.}$$

Utilizaremos los mismos valores de los factores  $K_b$  y  $K_t$  que se usaron en los ejes 1 y 2, así como el valor de  $S_s$  (permisible).

Sustituyendo valores en la ecn. I tenemos:

$$D^3 = \frac{I_6}{\pi \cdot 6000} \cdot \sqrt{(2 \times 1121.15)^2 + (1.5 \times 1296.14)^2}$$

$$D = 1.360''$$

Utilizaremos  $D = 1.500''$

#### BIBLIOGRAFIA

Trabajos de metales en lamina

A. Quercy

Diseño de Maquinas.

Colección Shaum A.S.Hall, A.R.Holowenco, H.G.Laughlin

Diseño de elementos de maquinas

V.M. Paires

## 2. - DISEÑO DE ENGRANES

### DISEÑO DE PAR DE ENGRANES AA".

Para el diseño de este par de engranes se tomó en cuenta las condiciones de trabajo anteriormente ya calculadas, y a la vez se tomaron algunos valores ya establecidos en los libros de consulta por personas que tienen amplia experiencia en el campo del diseño, por último se menciona que algunos datos son propuestos de tal manera que se cumpla con los factores requeridos para que nuestro proyecto tenga un buen desarrollo.

#### CALCULOS

##### DATOS DE PIÑÓN:

Material: Acero Fundido  
( $S_o=15,000$  psi)  
 $n=25$  rpm.  
 $D_p=12$  cm =  $4.72$  pulg =  $0.393$  ft.

##### DATOS DE ENGRANAJE:

Material: Hierro Fundido  
( $S_o=8000$  psi)  
 $n=10$  rpm  
 $D_e=30$  cm. =  $11.81$  pulg. =  
 $0.984$  ft.

Se propone que los dientes sean de  $20^\circ$  y profundidad total, para lo cuál se supone el número de dientes para el piñón y se calcula el número de dientes del engranaje.

$N_p=16$  dientes

$$N_e = N_p \frac{n_p}{n_e} = 16 \times 25 = 40 \text{ dientes}$$

Ref. (2.a)

Valor del Momento de torsión; extraído de cálculos realizados en el capítulo IV.

$$M = 5986.72 \text{ kgf-cm} \times \frac{2.2 \text{ lbf}}{1 \text{ kgf}} \times \frac{1 \text{ pulg.}}{2.54 \text{ cm.}} = 5185.34 \text{ lbf-pulg.}$$

Valor de la fuerza transmitida:

$$F_t = \frac{5185.34 \text{ lbf-pulg}}{5.9 \text{ pulg.}} = 878.12 \text{ lbf}$$

$r_e=5.9$  pulg. (radio de engranaje).

Ref. (2.a) (Formula extraída de la pág. 467 Relación de velocidad "mw" del libro Diseño de elementos de máquinas V.M. Faires).

$$V_m = \pi D n$$

Ref. (2.b)

$$V_{mp} = \pi D_p n = \pi \times 0.394 \times 25 \text{ rpm} = 30.94 \text{ ft/min.}$$

$$V_{me} = \pi D_e n = \pi \times 0.984 \times 10 \text{ rpm} = 30.91 \text{ ft/min.}$$

Potencia:

$$HP = \frac{F_t \times V_m}{33000} = \frac{878.12 \text{ lbf} \times 30.94 \text{ ft/min}}{33000} = 0.8233 \text{ HP}$$

1 H.P. Ref. (2.c)

$F_t \Rightarrow$  lbf.

$V_m \Rightarrow$  pies por min.

Ahora procedemos a calcular la resistencia en el piñón y engranaje, con el objeto de saber cuál de los dos es más débil:

Piñón:

$$S_o y = 15000 (0.094) = 1410$$

Ref. (2.d)

Engranaje:

$$S_o y = 8000 (0.124) = 992$$

Ref. (2.e)

El engranaje es más débil que el piñón, puesto que:  $1410 > 992$

Para el diseño de prueba inicial, tomemos  $K=4$ . Entonces el esfuerzo producido es:  $S=2 Mt Pd^3 / K \pi^4 y Ng$ .

Ref. (2.f)

Ref. (2.b) Para la obtención de la velocidad primitiva en este par de engranes utilizamos la fórmula  $V_m = \pi D n$ , tomada de la pág. 481 del libro Diseño de elementos de máquinas de "V.M. Faïres".

Ref. (2.c) Fórmula de la potencia  $HP = \frac{F_t \times V_m}{33000}$  extraída de la pág. 23 del libro

Diseño de elementos de máquinas de "V.M. Faïres".

Ref. (2.d)  $y = 0.094$  de la pág. 227, tabla I, para 16 dientes, forma evolvente a  $20^\circ$  y profundidad total, del libro Diseño de Máquinas, Serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".

Ref. (2.e)  $y = 0.124$  de la pág. 227, tabla I, para 40 dientes, valor interpolado entre 43 y 38 dientes con valores de la columna de forma evolvente a  $20^\circ$  y profundidad total de 0.126 y 0.122 respectivamente, del libro Diseño de Máquinas, serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".

Ref. (2.f) Fórmula tomada de la pág. 224 ecuación de Lewis para cuando se conoce el diámetro primitivo del libro Diseño de Máquinas, Serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".

Sustituyendo:

$$S = 2 (5185.34 \text{ lb-pulg}) Pd^3 / 4 (\pi^2) (0.124) (40) = 10370.68 Pd^3 / 195.81 = 52.96 Pd^3$$

Supongamos el esfuerzo permisible  $S = \frac{1}{2} S_0 = \frac{8000}{2} = 4000 \text{ psi}$

Entonces igualando esfuerzos:  $S = 52.96 Pd^3$   
 $4000 = 52.96 Pd^3$

Despejando Pd:

$$Pd = \sqrt[3]{\frac{4000}{52.96}} = 4.22$$

Para nuestro diseño conviene usar  $Pd=4$ , de tal manera que se cumplan las condiciones requeridas con este valor: Para  $Pd=4$ , tenemos  $Pd = Ng/Dg$  Ref. (2.g)

Despejando:  $Dg = Ng/Pd = 40/4 = 10 \text{ pulg.} = 25.4 \text{ cm.}$

Calculando la velocidad primitiva para este valor de diámetro:

$$Vm = \frac{10 \text{ pulg} \times \pi \times 10 \text{ rpm}}{12} = 26.17 \text{ pie-min}$$

Cálculo del Esfuerzo permisible:  $S = S_0 \left( \frac{600}{600 + Vm} \right)$  para  $Vm$  menor de 2000 pies/min. Ref. (2.h)

Sustituyendo:  $S = 8000 \left( \frac{600}{600 + 26.17} \right) = 7665.64 \text{ psi}$

Cálculo del esfuerzo producido:  $S = 52.96 Pd^3 = 52.96 (4)^3 = 3389.44 \text{ psi.}$

El engranaje será más resistente que lo necesario, puesto que se puede apreciar que  $7665.64 > 3389.44 \text{ psi.}$

Reduciendo "K" a  $K = 4 \left( \frac{3389.44}{7665.64} \right) = 1.76$

La longitud necesaria del diente será:  $b = K P_c = K \pi / Pd$  Ref. (2.i)

Ref. (2.g) Fórmula tomada de la pág. 469 "Paso Diámetral" del libro Diseño de elementos de máquinas de "V.M. Faïres).

Ref. (2.h) Fórmula extraída de la pág. 225 del libro Diseño de máquinas de la Serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".)

Ref. (2.i) Fórmula tomada de la pág. 224 "Longitud del diente" del libro Diseño de máquinas de la serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".)

Sustituyendo:  $b = 1.76 \left( \frac{F_T}{4} \right) = 1.38$  pulg.

En seguida se verifica el diseño tentativo desde el punto de vista de la carga -  
dinámica y de los efectos de desgaste. La carga de fatiga a la flexión  $F_o =$  -  
 $S_o$  by  $P_c$ , valor permisible. Ref. (2.j).

Sustituyendo:  $F_o = 8000 \times 1.38 \times 0.124 \times 0.78 = 1075.17$  lb.

$S_o = 8000$  psi

$b = 1.38$  pulg.

$y = 0.124$

$P_c = \frac{F_T}{P_d} = \frac{F_T}{4} = 0.78$

La carga de desgaste  $F_w = D_p b K Q$ , valor permisible. Ref. (2.k)

Sustituyendo:  $F_w = 4 \times 1.38 \times 196 \times 1.42 = 1536.32$  lb.

$D_p = D_e \left( \frac{n_e}{n_p} \right) = 10 \left( \frac{10}{25} \right) = 4$  pulg. Ref. (2.l)  
 $\phantom{D_p} = 10.16$  cm.

$K = 196$  Ref. (2.m)

$Q = \frac{2 N_g}{N_g + N_p} = \frac{2 (40)}{(40 + 16)} = 1.42$  Ref. (2.n)

Tanto  $F_o$  como  $F_w$  deben ser mayores que  $F_d$ .

Cálculo de la carga dinámica:  $F = \frac{600 + V_m}{600}$  Ft; tallado comercial y  $V_m =$  -  
 $2000$  fpm. Ref. (2.ñ)

Sustituyendo:  $F_d = \frac{(600 + 26.17)}{600} 878.12 = 916.42$  lb

El diseño es satisfactorio, puesto que este último resultado se puede comparar  
y ver que efectivamente es menor de " $F_w$ " y " $F_o$ ", condiciones que tenía que  
cumplir nuestros cálculos.

Ref. (2.j) Fórmula extraída de la pág. 226 del libro Diseño de máquinas de la  
serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".)

Ref. (2.k) Fórmula extraída de la pág. 227 "Cargas de desgaste en el diente"  
del libro de Diseño de máquinas de la Serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holo-  
wenco, H.G. Laughlin".)

Ref. (2.l) De la pág. 467 "Rel. de Velocidad" del libro Diseño de elementos  
de máquinas de "V.M. Faires".

Ref. (2.m) De la pág. 228, tabla III, con número de dureza Brinell para el pi-  
ñón de 250, engrane de material hierro fundido y para la columna de 20°, del -  
libro Diseño de máquinas de la serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco,  
H.G. Laughlin".)

Ref. (2.n) De la pág. 227 del libro Diseño de máquinas de la serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin").

Ref. (2.ñ) Extraída de la pág. 483 de la sección, Carga Dinámica en función de la velocidad unicamente del libro Diseño de elementos de máquinas de -- "V.M. Faires).

## DISEÑO DE PAR DE ENGRANES BB''

De manera similar que para el diseño de par de engranes anteriores se tomaron en cuenta algunos valores calculados en el capítulo IV para el diseño de este par de engranes, también se extrajeron datos de algunos libros de consulta y por último se propusieron observaciones que hacen nuestro diseño aceptable.

### CALCULOS

Datos de Piñón:

Material: Acero fundido  
(So=20,000 psi)

n= 40 rpm.

Dp= 12.5 cm = 4.92 pulg = 0.41 pie

Datos de Engranaje :

Material: Hierro fundido  
(So=8000 psi)

n= 25 rpm

De= 20 cm. = 7.87 pulg =  
0.65 pie.

Se propone que los dientes sean de 20° y profundidad total, para lo cual se supone el número de dientes del piñón y se calcula el número de dientes del engranaje.

Número de dientes Piñón :  $N_p = 16$  dientes

Número de dientes Engranaje:  $= N_e = N_p \frac{n_p}{n_e} = 16 \times \frac{40}{25} = 25.6$  dientes      Ref. (2.a').

De tal manera que se satisface la relación de transmisión  $= \frac{40}{25} = 1.6$

Valor del Momento de Torsión. - Extraído de cálculos realizados en el capítulo - IV.

$M_e = 2394.68$  Kg-cm = 2074.13 lb-in

$M_p = 1496.68$  Kg-cm = 1296.33 lb-in

$F_{tpe} = 239.46$  Kg = 526.81 lbf (Valor de la Fuerza Transmitida).

Para la obtención de la velocidad primitiva en este par de engranes utilizamos - la fórmula  $V_m = \pi D n$ .      Ref. (2.b').

$V_{mp} = \pi D_p n = \pi \times 0.41 \text{ pie} \times 40 \text{ rpm} = 51.52 \text{ ft/min.}$

$V_{me} = \pi D_e n = \pi \times 0.65 \text{ pie} \times 25 \text{ rpm} = 51.05 \text{ ft/min.}$

POTENCIA:

H.P.  $\frac{F_t \times V_m}{33000} = \frac{526.8 \text{ lbf} \times 51.52 \text{ ft/min}}{33000} = 0.82$  H.P.      Ref. (2.c').

Ref. (2.a') Fórmula extraída de la pág. 467 Relación de velocidad  $M_w$  "del libro Diseño de elementos de máquinas" V.M. Faïres").

Ref. (2.b') Fórmula tomada de la pág. 481 del libro Diseño de elementos de máquinas de "V.M. Faïres").

$F_t \Rightarrow \text{lb}f$

$V_m \Rightarrow \text{pies por min.}$

Ahora procedemos a calcular la resistencia del piñón y engranaje, con el objeto de saber cuál de los dos es más débil:

Piñón:

$$S_o y = 20,000 (0.094) = 1880$$

Ref. (2.d').

Engranaje:

$$S_o y = 8000 (0.109) = 872$$

Ref. (2.e').

El Engranaje es el más débil que el piñón, puesto que :  $1880 > 872$

#### Diseño del Engrane basado en la Resistencia

Como se conocen los diámetros, se utiliza la siguiente forma de la ecuación de Lewis:  $Pd^2 / y = sk\sigma^2 / F$ .

Ref. (2.f').

Sustituyendo valores:

$$Pd = \frac{(7367.38) (4) (\pi^2)}{526.81} = 552.10 \text{ psi}$$

Esfuerzo permisible:  $S = S_o \left( \frac{600}{600 + V_m} \right)$  para  $V$  menor que 2000  $\frac{\text{pie.}}{\text{min.}}$

Ref. (2.g').

$$\text{Sustituyendo : } S = 8000 \left( \frac{600}{600+51.52} \right) = 7367.38 \text{ psi}$$

Por otro lado suponemos  $y = 0.1$  y sustituyendo en la ecuación de Lewis:

$$Pd^2 = (0.1) (552.10) = 55.21$$

$$Pd = \sqrt{55.21}$$

$$Pd = 7.43$$

Ref. (2.c') Fórmula de la potencia  $HP = \frac{F_t \times V_m}{33000}$ , extraída de la pág. 23 del libro Diseño de elementos de máquinas de "V.M. Fairnes).

Ref. (2.d')  $y = 0.094$  de la pág. 227, tabla I, para 16 dientes, forma evolvente a  $20^\circ$  y profundidad total, del libro de Diseño de máquinas, serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughling".

Ref. (2.e')  $y = 0.109$  de la pág. 227, para 26 dientes, tabla I, valor interpolado entre 27 y 25 dientes con valores de la columna de forma de evolvente a  $20^\circ$  y profundidad total de 0.111 y 0.108 respectivamente, del libro Diseño de máquinas de la serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".

Ref. (2.f') Fórmula extraída de la pág. 224 del libro Diseño de Máquinas de la serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".

Ref. (2.g') Fórmula extraída de la pág. 225 del libro Diseño de máquinas de la serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".

Ensayemos  $Pd=7$ ; entonces  $Ne=7 (7.87) = 55$  dientes, de donde  $Ne= Pd De$ .  
Ref. (2.h').

Para 55 dientes tenemos  $y=0.132$  Ref. (2.i').

$$\text{Entonces: } \frac{Pd^2}{y} = \frac{(7)^2}{0.132} = 371.21$$

Por consiguiente el engranaje es suficientemente resistente, puesto que ---  
 $552.10 > 371.21$

Por lo tanto reducimos  $K$  a  $K=4 \frac{(371.21)}{552.10} = 2.68$

Entonces  $b=K \frac{\pi T}{Pd} = 2.68 \frac{\pi T}{7} = 1.20$  pulg. Ref. (2.j').

Número de dientes del piñón  $Np = \frac{Ne}{\text{rel. de vel. de}} = \frac{55}{1.6} = 34.37$  dientes Ref. (2.k').

Por último hagamos una verificación final para determinar el engranaje más débil, con base en los números de dientes escogidos:

Piñón: 35 dientes  
So y = 20,000 (0.119) = 2380

Engranaje: 55 dientes  
So y = 8000 (0.132)=1056  
(más débil).

Ref. (2.h') Fórmula tomada de la pág. 469 "Paso diámetro" del libro Diseño de elementos de máquinas de "V.M. Fairies".)

Ref. (2.i') Fórmula tomada de la pág. 227, tabla I, valor interpolado entre 60 y 50 dientes con valores en la columna de forma de evolvente a 20° y profundidad total de 0.134 y 0.130 respectivamente, del libro Diseño de máquinas, serie Schaum de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".)

Ref. (2.j') ( $b=K\pi T/Pd$  fórmula extraída de la pág. 224 del libro Diseño de máquinas de la serie Schaum. de "A.S. Hall, A.R. Holowenco, H.G. Laughlin".)

Ref. (2.k') Fórmula extraída de la pág. 467 Relación de Velocidad "Mw" del libro Diseño de elementos de máquinas "V.M. Fairies".

### 3.- CALCULO DE CHAVETAS

Para poder desarrollar nuestros cálculos tenemos que tomar en cuenta algunas de las dimensiones ya obtenidas en cálculos anteriores, así como considerar las condiciones de funcionamiento de nuestra máquina y basar nuestro procedimiento en la teoría enmarcada en el libro "Diseño de elementos de máquinas de V.M.-Faires".

#### CALCULO DE CHAVETA LOCALIZADA EN EL ENGRANAJE A' :

Datos del Engranaje:

Material: Hierro Fundido ( $S_o = 8000$  psi)

$n = 10$  rpm.

$D_e = 30$  cm. = 11.81 pulg. = 0.984 ft.

Datos del Eje:

Diametro = 2 pulg.

Material : El código ASME especifica para ejes de acero comercial :  $S_s$  (permisible) = 6 000 psi para ejes con cuñero. Ref.(3.a).

Valor del Momento de Torsión: extraído de cálculos realizados en el capítulo IV.

$M = 5185.34$  lbf-pulg. ó  $5.18534$  pulg-kips.

Potencia a transmitir = 1 H.P.

$n = 10$  rpm.

Datos de la Chaveta:

Forma: Chaveta plana

Material; C1020 acabado en frío.

Coefficiente de cálculo sobre la resistencia de fluencia= 2.25 -  
para cargas de choque ligeras..... Ref. (3.b).

De la tabla AT 7 para C1020, deducimos  $S_y = 66$  ksi ...Ref.(3.c).  
Los esfuerzos de cálculo son:

$$S_s = \frac{(0.5)(66)}{2.25} = 14.66 \text{ ksi}$$

$$S_c = \frac{66}{2.25} = 29.33 \text{ ksi}$$

De la tabla AT 19, escogemos  $b = 1/2$  pulg. y  $t = 3/8$  pulg. para -  
un eje de 2 pulg. de diámetro.....Ref. (3.d).  
Luego por las ecuaciones (a) y (b), deducimos:...Ref. (3.e).

$$L = \frac{2T}{S_{sbD}} = \frac{2 \times 5.18534}{(14.66)(0.5)(2)} = 0.707 \text{ pulg. en cizalladura}$$

$$L = \frac{4T}{S_c tD} = \frac{4 \times 5.18534}{(29.33)(0.375)(2)} = 0.942 \text{ pulg. en compresión}$$

Empleamos  $L = 1$  pulg. con sección transversal de  $3/8 \times 1/2$  pulg.

#### CALCULO DE LA CHAVETA LOCALIZADA EN EL ENGRANAJE A :

Datos del engranaje:

Material: Acero Fundido ( $S_o = 15,000$  psi.)

$n = 25$  rpm.

$D_p = 12$  cm. = 4.72 pulg.

Datos del eje:

Diámetro= 2 pulg.

Material : El código ASME especifica para ejes de acero comerci  
al:  $S_s(\text{permisible}) = 6000$  psi para ejes con cuñero. Ref.(3.a).

Valor del Momento de Torsión: extraído de cálculos realizados -

en el capítulo IV.

$$M = 2394.68 \text{ kgf-cm} \quad \text{ó} \quad 2074.13 \text{ lbf-pulg.} = 2.07413 \text{ pulg.-kips.}$$

Potencia a Transmitir  $\approx$  1 H.P.

$$n = 25 \text{ rpm.}$$

Datos de la Chaveta:

Forma: Chaveta plana

Material: C 1020 acabado en frío.

Coefficiente de cálculo sobre la resistencia de fluencia = 2.25  
para cargas de choque ligeras. ....Ref.(3.b).

De la tabla AT 7 para C 1020, deducimos  $S_y = 66 \text{ ksi}$ ....Ref.(3.c)

Los esfuerzos de cálculo son:

$$S_s = \frac{(0.5)(66)}{2.25} = 14.66 \text{ ksi}$$

$$S_c = \frac{66}{2.25} = 29.33 \text{ ksi}$$

De la tabla AT 19, escogemos  $b = 1/2 \text{ pulg.}$  y  $t = 3/8 \text{ pulg.}$  para -  
un eje de 2 pulg. de diámetro.....Ref. (3.d).

Luego por las ecuaciones (a) y (b), deducimos:.....Ref.(3.e).

$$L = \frac{2T}{S_s bD} = \frac{2 \times 2.07413}{14.66 \times 0.5 \times 2} = 0.282 \text{ pulg. en cizalladura}$$

$$L = \frac{4T}{S_c tD} = \frac{4 \times 2.07413}{29.33 \times 0.375 \times 2} = 0.377 \text{ pulg. en compresión}$$

Empleamos  $L = 0.377 \text{ pulg.}$  con sección transversal de  $3/8 \times 1/2$   
pulg.

CALCULO DE LA CHAVETA LOCALIZADA EN EL ENGRANAJE B':

Datos del engranaje:

Material: Hierro fundido ( $S_o = 8\ 000$  psi)

$n = 25$  rpm.

Diámetro = 20 cm. = 7.87 pulg.

Datos de eje:

Diámetro = 2 pulg.

Material: El código ASME especifica para ejes de acero comercial;  $S_s$  (permisible) = 6 000 psi para ejes con cuñero. Ref.(3.a).

Valor del Momento de Torsión: extraído de los cálculos realizados en el capítulo IV.

$M = 2394.68$  kgf-cm = 2074.13 lbf-pulg. = 2.07413 pulg-kips.

Potencia a transmitir  $\approx 1$  H.P.

$n = 25$  rpm.

Datos de la Chaveta:

Forma: Chaveta plana

Material: C1020 acabado en frío.

Coefficiente de cálculo sobre la resistencia de fluencia = 2.25 - para cargas de choque ligeras. ....Ref. (3.b).

De la tabla AT 7 para C 1020, deducimos  $S_y = 66$  ksi...Ref.(3.c).

Los esfuerzos de cálculo son:

$$S_s = \frac{(0.5)(66)}{2.25} = 14.66 \text{ Ksi}$$

$$S_c = \frac{66}{2.25} = 29.33 \text{ ksi}$$

De la tabla AT 19, escogemos  $b = 1/2$  pulg. y  $t = 3/8$ , para un eje de 2 pulg. de diámetro.....Ref. (3.d).

Luego por las ecuaciones (a) y (b), deducimos;.....Ref.(3.e).

$$L = \frac{2 T}{S_s b d} = \frac{2 \times 2.07413}{14.66 \times 0.5 \times 2} = 0.282 \text{ pulg. en cizalladura}$$

$$L = \frac{4 T}{S_c t d} = \frac{4 \times 2.07413}{29.33 \times 0.375 \times 2} = 0.377 \text{ pulg. en compresión}$$

Empleamos  $L = 0.377$  pulg. con sección transversal de  $3/8 \times 1/2$  pulg.

#### CALCULO DE LA CHAVETA LOCALIZADA EN EL ENGRANAJE B :

Datos de Engranaje:

Material: Acero fundido ( $S_o = 20,000$  psi).

$n = 40$  rpm.

$D_p = 12.5$  cm. = 4.92 pulg.

Datos del eje:

Diámetro= 1.25 pulg.

Material: El código ASME especifica para ejes de acero comercial  $S_s$ (permisible)= 6 000 psi para ejes don cuñero. Ref.(3.a).

Valor del Momento de Torsión: extraído de cálculos realizados - en el capítulo IV.

$N = 1946.68$  kgf-cm = 1296.33lbf.pulg. = 1.29633 pulg-kips

Potencia a transmitir  $\approx 1$  H.P.

$n = 40$  rpm.

Datos de la Chaveta:

Forma: Chaveta plana.

Material: C 1020 cabado en frío.

Coefficiente de cálculo sobre la resistencia de fluencia = 2.25-  
para cargas de choque ligeras. ....Ref. (3.b).

De la tabla AT 7, para C 1020, deducimos  $S_y = 66$  ksi...Ref.(3.c).

Los esfuerzos de cálculo son:

$$S_s = \frac{(0.5)(66)}{2.25} = 14.66 \text{ ksi}$$

$$S_c = \frac{66}{2.25} = 29.33 \text{ ksi}$$

De la tabla AT 19, escogemos  $b = 1/4$  pulg. y  $t = 3/16$  pulg. para  
un eje de 1.25 pulg. de diámetro.....Ref.(3.d).

Luego por las ecuaciones (a) y (b), deducimos:.....Ref. (3.e).

$$L = \frac{2 T}{S_s b d} = \frac{2 \times 1.29633}{14.66 \times 0.25 \times 1.25} = 0.565 \text{ pulg. en cizalladura}$$

$$L = \frac{4 T}{S_c t d} = \frac{4 \times 1.29633}{29.33 \times 0.187 \times 1.25} = 0.756 \text{ pulg. en compresión.}$$

Empleamos  $L = 0.756$  pulg. con sección transversal de  $1/4 \times 3/16$   
pulg.

REFERENCIAS:

- Referencia 3.a .- Página 114 del libro "Diseño de Máquinas de -  
la serie Schaum" de A.S. Hall, A.R. Holowenco  
H.G. Laughlin.
- Referencia 3.b .- Valor extraído de la página 367 del libro -  
"Diseño de elementos de máquinas" de V.M. -  
Faires.
- Referencia 3.c .- Valor extraído de la página 744 del libro -  
"Diseño de elementos de máquinas" de V. M. --  
Faires.
- Referencia 3.d .- Valor extraído de la página 767 del libro --  
"Diseño de elementos de máquinas" de V.M. --  
Faires.
- Referencia 3.e .- Tomadas de la página 366 del libro "Diseño de  
elementos de máquinas" de V. M. Paires.

#### 4. - ANALISIS Y CALCULOS DE COJINETES DE RODAMIENTO.

El diseñador de máquinas tiene a su disposición numerosos rodamientos de diferentes tipos y tamaños. Cada tipo tiene sus propias cualidades a las que debe prestarse la máxima atención cuando se escogen los rodamientos, a fin de obtener, en cada caso la mejor solución.

Los factores que influyen en la selección de rodamientos son totalmente numerosos, que es casi imposible establecer una regla general de selección.

No obstante pueden ser muy útiles los principios siguientes:

Para pequeños montajes se emplean generalmente rodamientos de bolas. La capacidad de carga de los rodamientos de bolas pequeños es apenas inferior a la de los pequeños rodamientos de rodillos del mismo tamaño, y en cambio son de un mantenimiento más sencillo que el de los rodamientos de rodillos.

Para soportes de grandes dimensiones y fuertemente cargados, deben adoptarse rodamientos de rodillos. Incluso en pequeños montajes son preferibles los rodamientos de rodillos si la carga va acompañada de choques.

Para montajes en los cuales existen empujes axiales relativamente importantes que deban ser soportados por un rodamiento radial, el rodamiento rígido de bolas ofrece corrientemente la mejor solución, sobre todo si la velocidad de giro es elevada. Existen otros tipos de rodamientos radiales apropiados para soportar cargas axiales bastante elevadas, por ejemplo los rodamientos de bolas con contacto angular, los rodamientos de rodillos a rótula y los rodamientos de rodillos cónicos.

Si el eje puede ocupar una posición oblicua con respecto al soporte, conviene emplear rodamientos de bolas a rótula o de rodillos a rótula por sus propiedades de alineación automática.

Los rodamientos de rodillos cilindricos de ejecución corriente con uno de los aros sin pestaña, no pueden soportar cargas axiales. Estos rodamientos permiten que el eje se desplace dentro de ciertos limites.

Los rodamientos axiales de bolas están destinados unicamente a soportar cargas axiales y no pueden soportar ninguna carga radial. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula pueden soportar no solamente empujes axiales considerables sino también cargas radiales de importancia.

Cuando deben satisfacerse exigencias particulares, por ejemplo, si los rodamientos de una máquina-herramienta deben tener la mínima deformación elástica posible bajo carga variable, o también cuando los rodamientos de una máquina deben permitir el desmontaje rápido y comodo de sus diferentes elementos, se obtiene la solución mediante una acertada selección de los rodamientos y estudiando cuidadosamente el proyecto de la aplicación.

El tamaño del rodamiento queda determinado por las cargas que deba soportar y por las exigencias sobre la duración y la seguridad de funcionamiento.

#### CALCULO DE LAS CARGAS QUE ACTUAN SOBRE EL RODAMIENTO.

Solamente en casos excepcionales es posible calcular de modo sencillo las cargas que actúan sobre los rodamientos. En la mayoría de los casos, estas cargas se componen de una cierta fuerza que puede calcularse, por ejemplo, por el peso o por el efecto transmitido, y de varias fuerzas adicionales, dinámicas u otras que dependen del modo como trabaja la máquina y ademas, de otros diversos factores.

### CARGA EQUIVALENTE.

La capacidad de base C, que se define en las páginas siguientes, se entiende para condiciones de funcionamiento bien determinadas.

Es así, que se supone que la carga tiene un valor constante durante el tiempo de utilización del rodamiento. Para los rodamientos radiales se supone además que la carga es puramente radial. Cuando se trata de rodamientos axiales, la capacidad de base se entiende por una carga puramente axial aplicada al centro del rodamiento.

Por lo tanto, todas las cargas que actúan sobre el rodamiento deben transformarse en una carga imaginaria única, que responda a las condiciones válidas para las capacidades de base y la cual, bajo el punto de vista de la duración, tiene sobre el rodamiento la misma influencia que las cargas reales. Esta carga imaginaria se denomina carga equivalente.

### CARGA COMBINADA.

La carga sobre un rodamiento radial es frecuentemente la resultante, de fuerzas radiales y axiales. En este caso, la carga equivalente se calcula por la ecuación:

$$P = X Fr + Fa$$

en donde, P = carga equivalente.

Fr = carga radial constante real.

Fa = carga axial constante real.

X = coeficiente radial del rodamiento.

Y = coeficiente axial del rodamiento.

Los coeficientes X e Y se indican en la tabla 4.4.I

**RODAMIENTOS DE BOLAS**

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$e$
	X	Y	X	Y	
<b>Rodamientos rígidos de bolas</b>					
Series 11, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_a} = 0,025$			2	0,22	
$= 0,04$			1,8	0,24	
$= 0,07$			1,6	0,27	
$= 0,13$			1,4	0,31	
$= 0,25$			1,2	0,37	
$= 0,5$			1	0,44	
<b>Rodamientos de bolas a rótula</b>					
Series 126, 127, 108, 129	1	1,8	0,65	2,8	0,14
1201 1204		2	3,1	0,31	
01 05		2,1	3,6	0,27	
06 07		2,7	4,2	0,23	
08 - 09	1	2,9	0,65	4,8	0,21
10 - 12		3,6	5,2	0,19	
13 - 22		3,6	5,6	0,17	
24 - 30		3,3	5	0,2	
2200 2204		1,3	2	0,5	
05 07		1,7	2,6	0,37	
08 09		2	3,1	0,33	
10 - 13	1	2,3	0,65	3,5	0,24
14 - 20		2,4	3,8	0,26	
21 22		2,1	3,5	0,29	
1303 1303		1,8	2,8	0,34	
04 - 05	1	2,2	0,63	3,4	0,29
06 - 09		2,5	3,9	0,25	
10 22		2,8	3,9	0,23	
2101		1	1,6	0,63	
2302 2304	1	1,2	0,65	1,9	0,52
05 - 10		1,5	2,3	0,43	
11 - 18		1,6	2,8	0,39	
<b>Rodamientos de bolas con contacto angular</b>					
Series 72 H, 73 H	1	0	0,38	0,57	1,14
Series 72 HG, 73 HG					
Un par de rodamientos en montaje en el mismo sentido	1	0	0,38	0,57	1,14
Un par de rodamientos en montaje O o X	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Series 32 A, 33 A	1	0,73	0,62	1,17	0,86

**RODAMIENTOS DE RODILLOS**

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$e$
	X	Y	X	Y	
<b>Rodamientos de rodillos a rótula</b>					
Series 23944 - 239 670					
239710 239 950	1	3,7	0,67	5,5	0,18
		4	6	0,17	
23024 C - 23068 CA	1	2,9	0,67	4,4	0,23
23072 CA - 230 500 CA		3,3	4,9	0,21	
24024 C - 24080 CA	1	2,3	0,67	3,3	0,29
24084 CA - 240 500 CA		2,4	3,6	0,28	
23120 C - 23128 C	1	2,4	0,67	3,6	0,28
23130 C - 231 500 CA		2,4	3,3	0,29	
24122 C - 24128 C		1,9	2,9	0,35	
24130 C - 24172 CA	1	1,8	0,67	2,7	0,37
24176 CA - 241 500 CA		1,9	2,9	0,35	
22205 C - 22207 C		2,3	3,1	0,32	
08 C - 09 C		2,5	3,7	0,27	
10 C - 20 C	1	2,9	0,67	4,9	0,26
22 C - 44 C		2,6	3,9	0,26	
48 64		2,4	3,6	0,28	
23218 C - 23220 C		2,7	0,67	3,3	0,31
22 C - 64 CA	1	2	3	0,34	
21304 21305		2,8	4,2	0,24	
06 10	1	3,2	4,8	0,21	
11 - 19		3,4	5	0,2	
20 22		3,7	5,3	0,19	
22308 C - 22310 C		1,8	2,7	0,37	
11 C - 15 C	1	1,9	0,67	2,9	0,35
16 C - 40 C		2	3,6	0,34	
44 - 6		1,9	2,9	0,35	
<b>Rodamientos de rodillos conicos</b>					
Series 30201 - 30204					
05 - 08	1	0	0,4	1,75	0,34
09 22				1,6	0,37
24 30				1,48	0,41
				1,35	0,44
32206 - 32208				1,6	0,37
09 22	1	0	0,4	1,43	0,41
24 - 30				1,35	0,44
30302 - 30303				2,1	0,28
04 07	1	0	0,4	1,95	0,31
08 - 24				1,75	0,34
31305 - 31318	1	0	0,4	0,73	0,82
32303				2,1	0,28
32304 - 32307	1	0	0,4	1,95	0,31
08 - 24				1,75	0,34

**TABLA 4.4.1**

## CAPACIDAD DE CARGA Y DURACION DE LOS RODAMIENTOS.

Se entiende por duración de un rodamiento el número de revoluciones ( o el número de horas de funcionamiento a una velocidad constante dada) que puede efectuar un rodamiento antes de que aparezcan signos de fatiga en algunos de sus aros o de sus cuerpos rodantes. El desgaste del material es la única causa de averías en los rodamientos que no puede eliminarse.

Una disposición defectuosa, una falta de cuidado, una lubricación insuficiente o inadecuada, una obturación poco satisfactoria, los ajustes inexactos, etc. pueden dañar el rodamiento en un tiempo imposible de calcular por adelantado, pero en general estas causas de averías de rodamiento pueden evitarse adoptando disposiciones de montaje adecuadas.

La experiencia ha demostrado que dos rodamientos del mismo tipo, tamaño y material tienen diferente duración funcionando incluso en las mismas condiciones. El cálculo del tamaño de un rodamiento exige pues una definición especial de la palabra duración.

Para los cálculos de capacidad de carga tomaremos la duración alcanzada o sobrepasada por el 90% del conjunto de los rodamientos. Esta es llamada "duración nominal".

Las tablas del presente libro indican, para todos los rodamientos la capacidad de base dinámica C que es la carga constante admisible para una duración nominal del rodamiento de un millón de revoluciones.

## RELACION ENTRE LA CARGA Y LA DURACION DE LOS RODAMIENTOS.

Entre la capacidad de base, la carga aplicada y la duración de un rodamiento existe la relación siguiente.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^n ; \quad \frac{C}{P} = L^{1/n}$$

Esta ecuación constituye la fórmula de duración en la cual.

L = duración nominal expresada en millones de revoluciones.

C = capacidad de base dinámica del rodamiento en Kg.

P = carga equivalente sobre el rodamiento en Kg.

$\frac{C}{P}$  = seguridad de carga.

Han sido necesario numerosos ensayos de duración y múltiples investigaciones teóricas para determinar el exponente "p" de la fórmula de duración. Los valores que mejor concuerdan con las experiencias prácticas son:

p = 3 para rodamiento de bolas.

p =  $\frac{10}{3}$  para rodamientos de rodillos.

La tabla 4.4.2 da los diversos valores de la seguridad de carga  $\frac{C}{P}$  para una duración arbitraria expresada en millones de revoluciones.

Si como generalmente sucede, se trata de rodamientos que giran a una velocidad constante, es más sencillo efectuar los cálculos con una duración expresada en horas de funcionamiento. En las tablas 4.4.3 y 4.4.4, la seguridad de carga  $\frac{C}{P}$  está indicada para diferentes velocidades y para diferentes duraciones en horas de funcionamiento. La tabla 4.4.3 es válida para los rodamientos de bolas y la tabla 4.4.4 para los rodamientos de rodillos.

La relación entre la duración en millones de revoluciones y la duración en horas de funcionamiento es expresada por la fórmula.

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{1000000}$$

En la que L = duración en millones de revoluciones.

L<sub>h</sub> = duración nominal en horas de funcionamiento.

n = velocidad en revoluciones por minuto.

RODAMIENTOS DE BOLAS

RODAMIENTOS DE RODILLOS

Duración en millones de revoluciones L	C/P	Duración en millones de revoluciones L	C/P	Duración en millones de revoluciones L	C/P	Duración en millones de revoluciones L	C/P
0,5	0,791	640	8,11	0,5	0,812	680	8,81
0,75	0,909	650	8,66	0,75	0,917	690	9,38
1	1	700	8,88	1	1	700	7,14
1,5	1,14	750	9,09	1,5	1,13	750	7,29
2	1,26	800	9,28	2	1,24	800	7,43
3	1,44	850	9,47	3	1,39	850	7,56
4	1,59	900	9,65	4	1,52	900	7,70
5	1,71	950	9,81	5	1,62	950	7,82
6	1,82	1000	10	6	1,71	1000	7,94
8	2	1100	10,1	8	1,87	1100	8,17
10	2,15	1200	10,6	10	2	1200	8,39
12	2,29	1300	10,9	12	2,11	1300	8,59
14	2,41	1400	11,2	14	2,21	1400	8,79
16	2,52	1500	11,4	16	2,30	1500	8,97
18	2,62	1600	11,7	18	2,38	1600	9,15
20	2,71	1700	11,9	20	2,46	1700	9,31
25	2,92	1800	12,2	25	2,63	1800	9,48
30	3,11	1900	12,4	30	2,77	1900	9,63
35	3,27	2000	12,6	35	2,91	2000	9,78
40	3,42	2200	13	40	3,02	2200	10,1
45	3,56	2400	13,4	45	3,13	2400	10,3
50	3,68	2600	13,8	50	3,23	2600	10,6
60	3,91	2800	14,1	60	3,42	2800	10,8
70	4,12	3000	14,4	70	3,58	3000	11
80	4,31	3200	14,7	80	3,72	3200	11,3
90	4,48	3400	15	90	3,86	3400	11,5
100	4,64	3600	15,3	100	3,98	3600	11,7
120	4,91	3800	15,6	120	4,20	3800	11,9
140	5,19	4000	15,9	140	4,40	4000	12
160	5,43	4500	16,3	160	4,58	4500	12,5
180	5,65	5000	17,1	180	4,75	5000	12,9
200	5,83	5500	17,7	200	4,90	5500	13,2
220	6,04	6000	18,2	220	5,04	6000	13,6
240	6,21	6500	18,7	240	5,18	6500	13,9
260	6,38	7000	19,1	260	5,30	7000	14,2
280	6,54	7500	19,6	280	5,42	7500	14,5
300	6,69	8000	20	300	5,54	8000	14,8
320	6,84	8500	20,4	320	5,64	8500	15,1
340	6,98	9000	20,9	340	5,75	9000	15,4
360	7,11	9500	21,2	360	5,85	9500	15,6
380	7,24	10000	21,5	380	5,94	10000	15,9
400	7,37	12000	22,9	400	6,03	12000	16,7
420	7,49	14000	24,1	420	6,12	14000	17,3
440	7,61	16000	25,2	440	6,21	16000	18,2
460	7,72	18000	26,2	460	6,29	18000	18,9
480	7,83	20000	27,1	480	6,37	20000	19,5
500	7,94	25000	29,2	500	6,45	25000	20,9
550	8,19	30000	31,1	550	6,64	30000	22

TABLA 4.4.2

Seguridad de carga  $C_p$  para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades

RODAMIENTOS DE BOLA

Duración en horas $t_h$	Revoluciones por minuto													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,28	2,47	2,67
500				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,28	2,47	2,67
1000			1,15	1,34	1,56	1,62	1,76	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,61
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,61	3,91
3200	1,06	1,24	1,45	1,64	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,61	3,91	4,23
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,61	3,91	4,23	4,56
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,61	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,61	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,61	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10 000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12 500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
16 000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20 000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25 000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32 000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40 000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
50 000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
63 000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
80 000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
100 000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
200 000	4,53	5,32	6,20	7,81	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

Duración en horas $t_h$	Revoluciones por minuto													
	500	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,88	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,61	3,91	4,23	4,56
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
10 000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
12 500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
16 000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
20 000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7
25 000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8
32 000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1
40 000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
50 000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1		
63 000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1			
80 000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1				
100 000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1					
200 000	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1								

TABLA 4.4.3

Seguridad de carga  $\frac{C}{P}$  para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades

RODAMIENTOS DE RODILLOS

Duración en horas $L_h$	Revoluciones por minuto													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,03	1,13	1,21	1,30	1,39	1,49
500									1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1000			1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250		1,03	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,03	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
3200		1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
4000		1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
5000		1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82
6300		1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17
8000		1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17	5,54
10000		1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94
12500		1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
16000		1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
20000		2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
25000		2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
32000		2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
40000		2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
50000		2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
63000		2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
80000		3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
100000		3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
200000		4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6

Duración en horas $L_h$	Revoluciones por minuto													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
500	2,39	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
1600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
2000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
2500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
3200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
4000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
5000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
6300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
8000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
10000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6
12500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7
16000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9
20000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2
25000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6
32000	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	
40000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6		
50000	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6			
63000	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6				
80000	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6					
100000	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6						
200000	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6									

TABLA 4.4.4

## CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA DE LOS RODAMIENTOS.

En el caso de una carga aplicada a un rodamiento parado o que solamente efectúe pequeños movimientos, no es la fatiga del material lo que determina la capacidad de carga, sino que ésta queda reducida por la aparición de deformaciones permanentes en los puntos de contacto entre los cuerpos rodantes y los caminos de rodadura. No existe ningún límite claramente determinado a partir del cual empiezan a producirse tales deformaciones. Estas aumentan progresivamente y, una vez alcanzada la carga que las tablas indican como capacidad de base estática  $C_0$ , la profundidad total de deformación del cuerpo rodante y del camino de rodadura, puede alcanzar alrededor de 0.0001 mm del diámetro del cuerpo rodante.

En general, la carga de un rodamiento parado que más tarde debe estar en disposición de girar normalmente puede alcanzar la capacidad de base estática sin que el funcionamiento del rodamiento sufra con ello.

## DETERMINACION DE COJINETES EN EL EJE No I

En la sección I de este capítulo IV se calculó que el diámetro del eje I es de 2", con este valor nos vamos a las tablas del manual de rodamientos del SKF. En la tabla de rodamientos rígidos de bolas vemos que el rodamiento que se aproxima a un diámetro interior de 2", es el número 6210 que tiene un diámetro interior de 50mm. y una capacidad de base dinámica de  $C = 2750 \text{ Kg}$ .

Del diagrama de fuerzas y momentos flexionantes del eje No I calculamos la carga radial que es la resultante de las cargas verticales y horizontales que actúan sobre los cojinetes; como el eje está apoyado sobre dos cojinetes se escoge la resultante de mayor valor.

$$\sqrt{(479.37)^2 + (1317.1)^2} = 1401.62 \text{ Lbs} = 637.1 \text{ Kg.}$$

$$\sqrt{(159.79)^2 + (439.03)^2} = 467.20 \text{ Lbs} = 212.36 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto la carga radial sera 637.1 Kg.

La seguridad de carga es:

$$\frac{C}{P} = \frac{2750}{637.1} = 4.31$$

Con este valor de seguridad de carga y velocidad de 10 RPM que es a la que gira el eje No 1 nos vamos a la tabla 4.4.3 y determinamos la duración en horas del cojinete.

Esta duración sera un poco menor de 200 000 horas.

#### DETERMINACION DE COJINETES EN EL EJE No 2

Con el diámetro calculado de 2" nos vamos a la tabla de rodamientos rígidos de bolas del manual SKF. El rodamiento 6210 que tiene un diámetro interior de 50mm. y una capacidad de base dinamica de  $C = 2750 \text{ Kg.}$  es el que se ajusta al diámetro del eje.

Siguiendo los mismos pasos que en el eje No 1 calcularemos la duración en horas del cojinete.

$$\sqrt{(742.76)^2 + (1221.21)^2} = 1429.35 \text{ Lbs} = 649.70 \text{ Kg.}$$

$$\sqrt{(949.96)^2 + (151.43)^2} = 961.95 \text{ Lbs} = 437.25 \text{ Kg.}$$

La carga radial sera entonces 649.70 Kg.

$$\text{La seguridad de carga } \frac{C}{P} = \frac{2750}{649.7} = 4.23$$

Con este valor de seguridad de carga y velocidad de 25 RPM. que es a la que gira el eje No 2 nos vamos a la tabla 4.4.3 donde se determina que la duración sera de 50 000 horas.

#### DETERMINACION DE COJINETES EN EL EJE No 3

Con el diámetro calculado en la sección I de este capítulo que fue de 1.500" nos vamos al manual de rodamientos rígidos de bolas del SKF, ahí vemos que el rodamiento 6208 con diámetro interior de 40mm. y capacidad de base dinámica  $C = 2280$  Kg. es el que se ajusta al diámetro del eje.

Siguiendo los mismos pasos que en los ejes I y 2 calcularemos la duración en horas de funcionamiento del cojinete.

$$\sqrt{(63.91)^2 + (175.59)^2} = 186.85 \text{ Lbs.} = 84.93 \text{ Kg.}$$

$$\sqrt{(127.82)^2 + (351.19)^2} = 373.73 \text{ Lbs.} = 169.87 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto la carga radial es 169.87 Kg.

$$\text{La seguridad de carga es } \frac{C}{P} = \frac{2280}{169.87} = 13.42$$

Con este valor de seguridad de carga y una velocidad de 40 RPM que es a la que gira el eje No 3 nos vamos a la tabla 4.4.3 aquí vemos que la máxima seguridad de carga para una velocidad de 40 RPM es 7.81 y esto da una duración de 200,000 horas, por lo tanto deducimos que como nosotros calculamos una seguridad de carga de 13.42 la duración será mayor de 200,000 horas.

## BIBLIOGRAFIA

Rodamientos un manual para escuelas

SKF

Diseño de Maquinas.

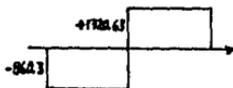
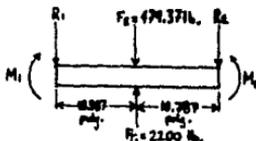
Colección Shaum A.S. Hall, A.R. Holowenco

H.G. Laughlin

5.- CALCULO DE ESFUERZOS Y MOMENTOS EN LOS ELEMENTOS COMPONENTES DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA.

Barra # 1

(Análisis cargas verticales)



Por simetría, las reacciones son iguales en los extremos:

$$R1 = R2$$

$$\sum Fv = 0$$

$$= - R1 - R2 + 2200 - 479.37 =$$

$$= - 2R1 + 1720.63$$

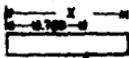
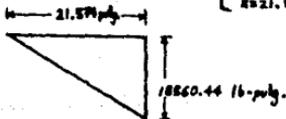
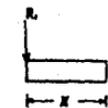
$$R1 = + 1720.63 = + 860.315 \text{ lb.}$$

Diagramas de Momentos por Partes

$$M = - R1 X$$

$$0 < X < 21.574 \text{ Pulg.}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{x=0} = 0 \\ M = R1 (21.574) = 860.315 (21.574) = 18560.44 \text{ lb-pulg.} \\ \text{en } 21.574 \end{array} \right.$$



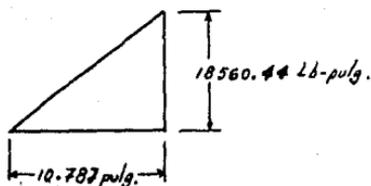
$$F_2 = 2100 \text{ lb.}$$

Para tramo de  $10.787 < X < 21.574$  Pulg.

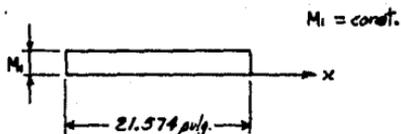
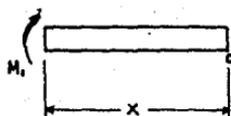
$$M = 1720.63 (X - 10.787)$$

$$Mx=10.787 = 0$$

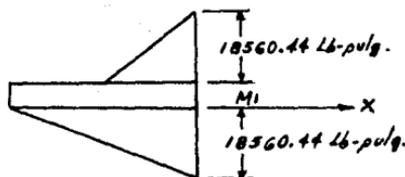
$$Mx=21.574 = 18560.44 \text{ lb. Pulg.}$$



Por otra parte: Tramo  $0 \leq x < 21.574$



Finalmente.



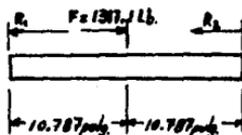
$$\frac{(18560.44)(10.787)}{2} + M_1(21.574) - \frac{18560.44(21.574)}{2} = 0$$

$$100\,105.73 + M_1(21.574) - 200\,211.47 = 0$$

$$M_1 = \frac{100\,105.73}{21.574} = 4\,640.11 \text{ lb-pulg.}$$

### Análisis Cargas Horizontales

(Vista Lateral Derecha)



$$\sum F_h = 0$$

$$= 1317.1 - R_1 - R_2 = 0$$

Desp.  $R_1$

$$R_1 = 1317.1 - R_2$$

A continuación ecuación que relaciona las deformaciones:

$$\frac{R1 L1}{\cancel{AE}} = \frac{R2 L2}{\cancel{AE}} \qquad R1 L1 = R2 L2$$

Sust. R1:

$$(1317.1 - R2) L1 = R2 L2$$

$$L1 (1317.1) - L1 R2 = R2 L2$$

$$L1 (1317.1) = R2 (L2 + L1)$$

$$R2 = \frac{L1 (1317.1)}{L2 + L1} = \frac{10.787 (1317.1)}{21.574} = 658.55 \text{ lb.}$$

$$R1 = 1317.1 - R2 = 1317.1 - 658.55 = 658.55 \text{ lb.}$$

Por lo tanto:

$$\text{El máximo momento es } M1 = 4640.11 \text{ lb-pulg} \times \frac{1 \text{ kg}}{2.2 \text{ lb}} \times \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg.}} =$$

$$M1 = 5357.21 \text{ kg-cm}$$

$$\text{Considerando la flexión : } S = \frac{M}{Z}$$

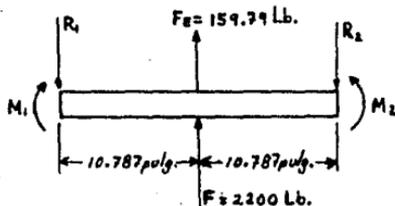
$$\text{desp. el módulo de sección : } Z = \frac{M}{S}$$

$$\text{Sust. valores: } Z = \frac{5357.21 \text{ kg-cm}}{3200 \text{ Kg cm}^2} = 1.674 \text{ cm}^3$$

$$\text{Límite de fluencia mínimo: } 32 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times \frac{(10 \text{ mm})^2}{(1 \text{ cm})^2} = \frac{3200 \text{ Kg}}{\text{cm}^2}$$

Barra # 2

(Análisis Cargas verticales)



Por simetría las reacciones son iguales en los extremos:

$$R_1 = R_2$$

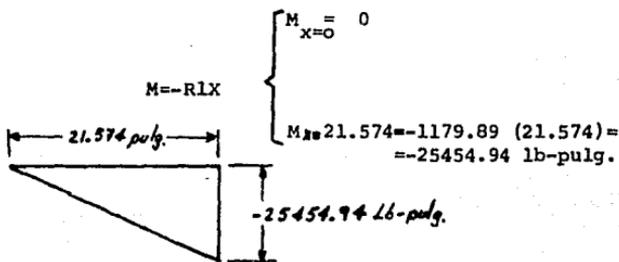
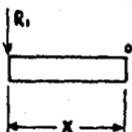
$$1) \sum F_v = 159.79 + 2200 - R_1 - R_2 = 0$$

$$2359.79 - 2R_1 = 0$$

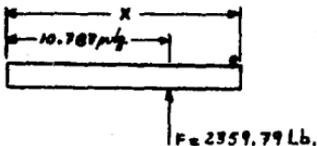
$$R_1 = 1179.89 \text{ lb.}$$

Diagramas de Momentos por partes

Para Tramo  $0 < X < 21.574$

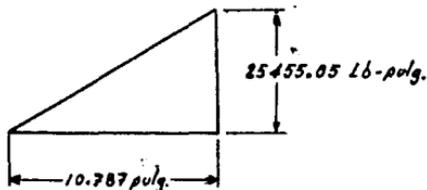


Para tramo  $10.787 < X < 21.574$  pulg.



$$M = 2359.79 (X - 10.787)$$

$$\begin{cases} M_{x=10.787} = 0 \\ M_{x=21.574} = 25455.05 \text{ lb-pulg} \end{cases}$$

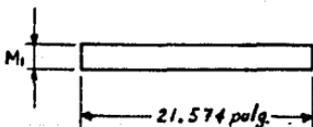
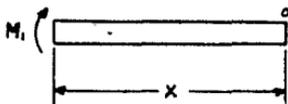


Tenemos que tomar en cuenta el par aplicado al inicio de la barra, ya que éste es constante a través de toda la longitud.

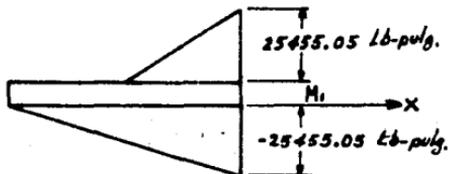
Para tramo de  $0 < X < 21.574$

$M_1 = \text{Constante}$

$$\begin{cases} M_1_{x=0} = \text{Const. Positiva} \\ M_1_{x=21.574} = \text{Const. Positiva} \end{cases}$$



finalmente, dibujamos las 3 partes del diagrama juntas:



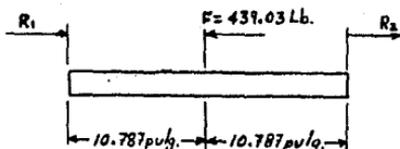
$$\frac{1}{2} (10.787) (25455.05) + M1 (21.574) - \frac{1}{2} (21.574) (25454.94) = 0$$

$$137291.81 + M1 (21.574) - 274582.44 = 0$$

$$M1 = \frac{137290.63}{21.574} = + 6363.70 \text{ lb-pulg}$$

### Análisis de Cargas Horizontales

(vista Lateral Derecha)



$$\sum F_h = 0$$

$$= R2 + R1 - 439.03 = 0$$

Desp. "R1"

$$R1 = 439.03 - R2$$

A continuación la ecuación que relaciona las deformaciones:

$$\frac{R1 L1}{AE} = \frac{R2 L2}{AE}$$

$$R1 L1 = R2 L2$$

Sust. R1 :

$$(439.03 - R2)L1 = R2 L2$$

$$439.03 L1 - R2 L1 = R2 L2$$

$$439.03 L1 = R2 L2 + R2 L1$$

$$439.03 L1 = R2 (L2 + L1)$$

$$R2 = \frac{439.03 L1}{L2 + L1} = \frac{439.03 (10.787)}{(21.574)} = 219.51 \text{ lb.}$$

$$R1 = 439.03 - R2 = 439.03 - 219.51 = 219.52 \text{ lb.}$$

Por lo tanto:

El momento máximo es :  $M_1 = 6363.70 \text{ lb-pulg.}$

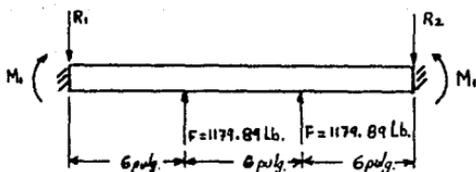
$$M_1 = 7347.18 \text{ kg-cm.}$$

Considerando la flexión :  $S = \frac{M}{Z}$

Desp. el módulo de sección:  $Z = \frac{M}{S}$

$$\text{Sust. Valores : } Z = \frac{7347.18 \text{ kg-cm}}{3200 \text{ kg/cm}^2} = 2.29 \text{ cm}^3$$

$$\text{Límite de fluencia mínimo} = 32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 3200 \text{ kg/cm}^2$$



Por simetría, las reacciones son iguales en los dos extremos, y representaremos por  $R_1$  y  $M_1$ . Por la estática, tenemos:

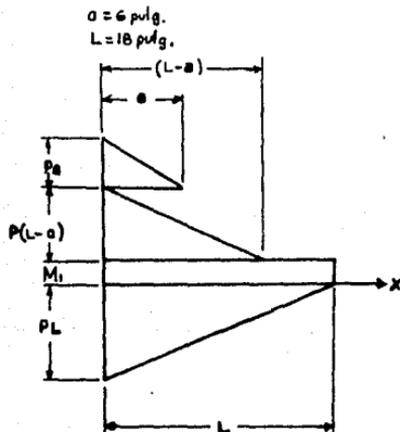
$$1) \sum F_v = 0$$

$$\sum F_v = -2 R_1 + 2 F = 0 \quad \therefore$$

$$R_1 = F$$

$$R_1 = R_2$$

A continuación diagrama de Momentos por partes: Recorriendo la viga de izquierda a derecha.:



Del primer teorema Area de Momentos.

$$-\frac{PL(L)}{2} + L(M_1) + \frac{1}{2} (P(L-a))(L-a) + \frac{1}{2} (Pa)(a) = 0$$

$$-\frac{PL^2}{2} + L(M_1) + \frac{1}{2} P(L-a)^2 + \frac{1}{2} P(a)^2 = 0$$

$$M_1 = +\frac{PL}{2} - \frac{1}{2} P \left( \frac{L-a}{L} \right)^2 - \frac{1}{2} \frac{P(a)^2}{L}$$

$$M_1 = \frac{1179.89 (18)}{2} - \frac{1}{2} \frac{(1179.89) (12)^2}{18} - \frac{1}{2} \frac{(1179.89) (6)^2}{18}$$

$$M_1 = 10619.01 - 4719.56 - 1179.89$$

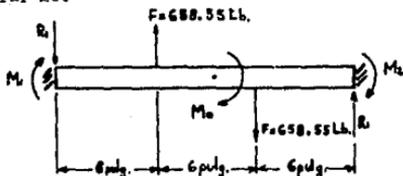
$$M = 4719.56 \text{ lb-pulg} = 5448.95 \text{ kg-cm}$$

Módulo de Sección

$$Z = \frac{M}{S} = \frac{5448.95 \text{ kg-cm}}{3200 \text{ kg/cm}^2} = 1.70 \text{ cm}^3$$

Análisis de la barra 3 y 4 (Cargas Horizontales)

Las cargas debido a las barras 1 y 2 sobre las barras 3 y 4 son diferentes, nosotros tomamos la carga mayor (Vista de Planta), para formar el Par  $M_o$ .



$$M_o = 2 M$$

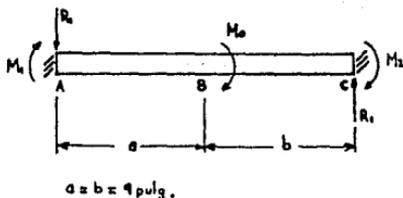
$$M = Fr$$

$$= 658.55 \times 3$$

$$= 1275.65 \text{ lb-pulg.}$$

$$M_o = 2(1275.65)$$

$$M_o = 3951.30 \text{ lb-pulg.}$$



$$a = b = 9 \text{ pulg.}$$

Para que haya equilibrio estático, tenemos:

$$(1) \sum M_A = -M_1 - M_2 - M_o - R_1 (a+b) = 0$$

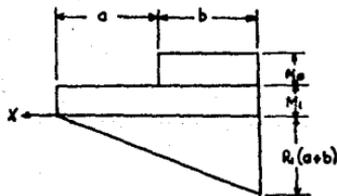
Segundo teorema del área de momentos entre A y C

$$(2) b(M_o) \frac{b}{2} + (a+b) (M_1) \left(\frac{a+b}{2}\right) + \frac{1}{2} (a+b) [-R_1(a+b)] \left(\frac{a+b}{3}\right) = 0$$

Primer teorema del área de momentos entre A y C.

$$(3) b(M_o) + (a+b) (M_1) + \frac{1}{2} (a+b) [-R_1(a+b)] = 0$$

$$[-R_1(a+b)] = 0$$



Resolviendo el Sistema formado por las ecuaciones 1, 2 y 3 tenemos:

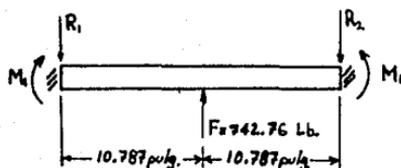
$$\textcircled{4} \quad R1 = \frac{6 M_o ab}{(a+b)^3} = \frac{6(3951.30)(9)(9)}{(9+9)^3} = 329.27 \text{ Lb}$$

$$\textcircled{5} \quad M1 = \frac{M_o (2ab-b^2)}{(a+b)^2} = \frac{3951.30 (2 \times 9 \times 9 - 9^2)}{(9+9)^2} = 987.82 \text{ Lb-pulg.}$$

$$\textcircled{6} \quad M2 = \frac{M_o (2ab-a^2)}{(a+b)^2} = \frac{3951.30 (2 \times 9 \times 9 - 9^2)}{(9+9)^2} = 987.82 \text{ Lb-pulg}$$

Barra # 5

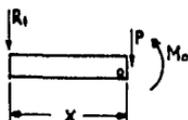
(Análisis Cargas Verticales, Vista Lateral Derecha).



Por simetría, las reacciones son iguales en los extremos:

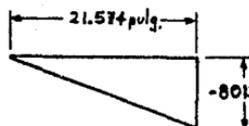
$$\begin{aligned}
 R_1 &= R_2 \\
 \sum F_v &= 0 \\
 \sum F_v &= -R_1 - R_2 + 742.76 \text{ lb.} = 0 \\
 &= -R_1(2) + 742.76 \text{ lb.} = 0 \\
 R_1 &= \frac{742.76}{2} = 371.38 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Diagrama de Momentos por partes



$$\begin{aligned}
 \sum F_v &= 0 \\
 \sum F_v &= -R_1 - P = 0 \\
 \boxed{P &= -R_1}
 \end{aligned}$$

Evaluación del Momento  
Tramo 0 < X < 21.574 pulg.

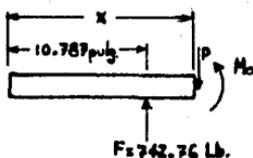


$$\begin{aligned}
 \sum M_o &= 0 \\
 \sum M_o &= M_o + R_1 x = 0 \\
 \boxed{M_o &= -R_1 x}
 \end{aligned}$$

$$M_{o_{x=0}} = 0$$

$$M_{o_{x=21.574 \text{ pulg}}} = -8012.15 \text{ lb-pulg.}$$

Para tramo de 10.787 < X < 21.574 pulg.



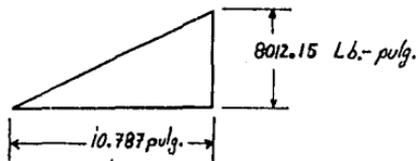
$$\begin{aligned}
 F_v &= 0 \\
 F_v &= -P + 742.76 \text{ lb.} = 0 \\
 P &= 742.76 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_o &= 0 \\
 M_o &= M_o - 742.76(X - 10.787). \\
 M_o &= 742.76(X - 10.787) \text{ lb-pulg.}
 \end{aligned}$$

Evaluación del momento :

$$M_0 \text{ a } x = 10.787 = 0$$

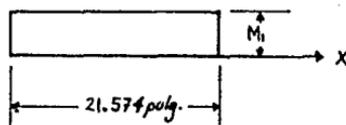
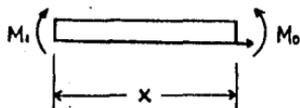
$$M_0 \text{ a } x = 21.574 = 8012.15 \text{ lb-pulg.}$$



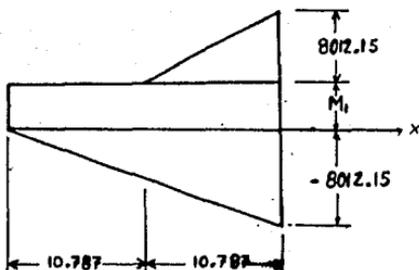
Por otra parte: Tramo  $0 < x < 21.574$

$$\sum M_0 = 0 = M_0 - M_1$$

$$M_0 = M_1$$



finalmente



Aplicando el primer teorema de área de momentos:

$$\frac{(8012.15)(10.787)}{2} + M_1(21.574) - \frac{(8012.15)(21.574)}{2} = 0$$

Despejando  $M_1$

$$M_1 = 2003.04 \text{ Lb-pulg.}$$

$$M_1 = 2312.60 \text{ kg-cm}$$

Considerando la flexión  $S = \frac{M}{Z}$

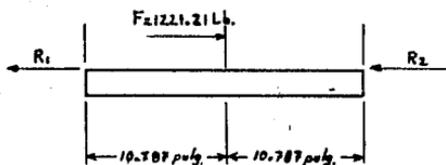
$$Z = \frac{M}{S} = \frac{2312.60}{3200} = 0.7226 \text{ cm}^3$$

$M$  = máximo momento flexionante

$S$  = esfuerzo

$Z$  = módulo de sección.

Barra # 5 (Análisis cargas horizontales, Vista Lateral Derecha).



$$F_h = 0$$

$$F_h = 1221.21 - R_2 - R_1 = 0$$

$$\text{Desp. } R_1 : R_1 = 1221.21 - R_2$$

A continuación la ecuación que relacione las deformaciones:

$$\frac{R_1 L_1}{AE} = \frac{R_2 L_2}{AE} : R_2 L_2 = R_1 L_1$$

Sust.  $R_1$

$$R_2 L_2 = (1221.21 - R_2) L_1$$

$$R_2 L_2 = 1221.21 L_1 - R_2 L_1$$

$$R_2 L_2 + R_2 L_1 = 1221.21 L_1$$

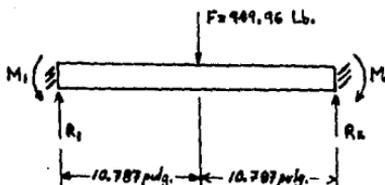
$$R_2 (L_2 + L_1) = 1221.21 L_1$$

$$R_2 = \frac{1221.21 L_1}{(L_2 + L_1)} = \frac{1221.21 (10.787)}{21.574} = 610.60 \text{ lb}$$

$$R_1 = 1221.21 - 610.60 = 610.61 \text{ lb.}$$

Barra # 6

(Análisis cargas verticales, vista lateral derecha)



Por simetría, las reacciones son iguales en los extremos:

$$R_1 = R_2$$

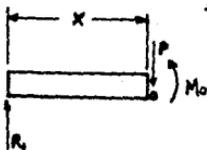
$$\sum F_v = 0$$

$$\sum F_v = R_1 - 949.96 \text{ lb} + R_2 = 0$$

$$2R_1 = 949.96 \text{ lb.}$$

$$R_1 = \frac{949.96}{2} = 474.98 \text{ lb.}$$

Diagrama de Momentos por partes



$$\sum F_v = 0$$

$$\sum F_v = R_1 - P = 0$$

$$R_1 = P$$

$$\sum M_o = 0$$

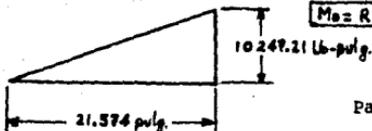
$$\sum M_o = M_o - R_1 x$$

$$M_o = R_1 x$$

Evaluación del Momento  
Tramo  $0 < x < 10.787$  pulg.

$$M_o = 0$$

$$M_o = 21.574 \text{ pulg} = 10247.21 \text{ lb-pulg.}$$



Para tramo de  $10.787 < x < 21.574$  pulg.

$$F_v = 0$$

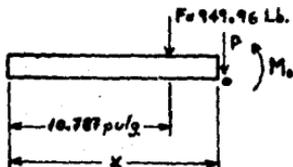
$$F_v = -949.96 \text{ lb} - P = 0$$

$$P = -949.96 \text{ lb}$$

$$M_o = 0$$

$$M_o = M_o + 949.96 (x - 10.787)$$

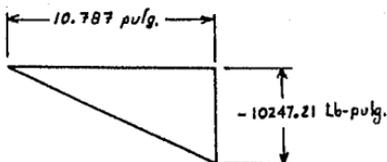
$$M_o = -949.96 (x - 10.787) \text{ lb-pulg.}$$



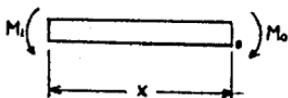
Evaluación del Momento

$$M_0 \Big|_{x=10.787} = 0$$

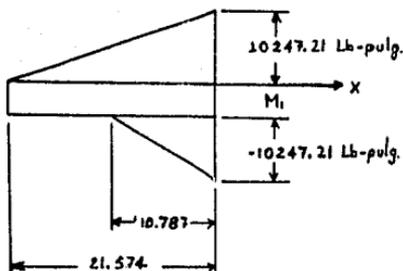
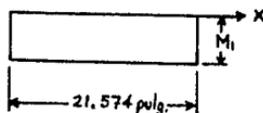
$$M_0 \Big|_{x=21.574} = -10247.21 \text{ lb-pulg}$$



Por otra parte: Tramo  $0 < x < 21.574$  pulg.



$$\begin{aligned} \sum M_0 &= 0 \\ M_0 - M_1 &= 0 \\ M_0 &= M_1 \end{aligned}$$



Del Primer Teorema Area de Momentos:

$$\frac{(10247.21)(21.574) - M_1(21.574)}{2} -$$

$$\frac{10247.21(10.787)}{2} = 0$$

$$110536.65 - M_1(21.574) - 55268.33 = 0$$

$$M_1 = \frac{55268.32}{21.574} = 2561.80 \text{ lb-pulg}$$

Por lo tanto:

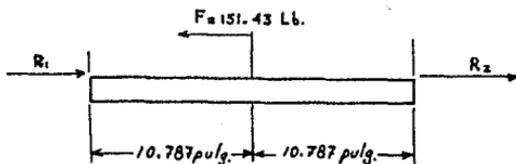
El momento máximo es  $M_1 = 2561.80 \text{ lb-pulg} = 2957.71 \text{ kg-cm}$

Considerando la flexión  $S = \frac{M}{Z}$

Despejando el módulo de sección  $Z = \frac{M}{S}$

$$\text{Sust. valores } Z = \frac{2957.71 \text{ kg-cm}}{3200 \text{ kg/cm}^2} = 0.924 \text{ cm}^3$$

Barra # 6 (Análisis Cargas Horizontales Vista Lateral Derecha).



$$F_h = 0$$

$$F_h = -151.43 + R_1 + R_2 = 0$$

Despejando  $R_1$                        $R_1 = 151.43 - R_2$

A continuación la ecuación que relaciona las deformaciones

$$\frac{R_1 L_1}{AE} = \frac{R_2 L_2}{AE} \quad ; \quad R_1 L_1 = R_2 L_2$$

Sustituyendo  $R_1$

$$R_2 L_2 = (151.43 - R_2) L_1$$

$$R_2 L_2 = 151.43 L_1 - R_2 L_1$$

$$R_2 L_2 + R_2 L_1 = 151.43 L_1$$

$$R_2 (L_2 + L_1) = 151.43 L_1$$

$$R_2 = \frac{151.43 L_1}{L_2 + L_1} = \frac{151.43 (10.787)}{21.574} = 75.72 \text{ lb.}$$

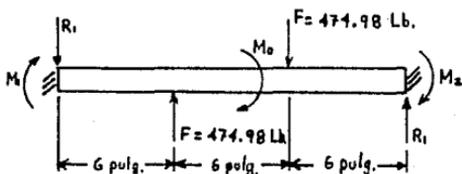
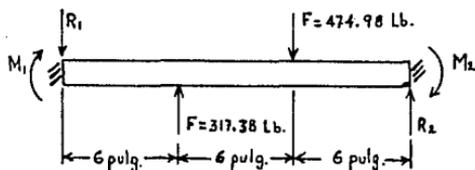
Sustituyendo  $R_2$  en la ecuación de  $R_1$

$$R_1 = 151.43 - 75.72$$

$$R_1 = 75.72 \text{ lb.}$$

=====

Análisis de Barras 7 y 8 (Fuerzas Verticales, Vista Frontal)  
 Las cargas debido a las barras 5 y 6 sobre las barras 7 y 8 son diferen-  
 tes. Nosotros tomamos la carga mayor para formar el Par Mo.

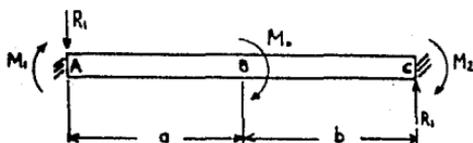


$$M_o = 2 M_1$$

$$M_1 = F \times r = 474.98 \text{ Lb.} \times 3 \text{ pulg.} = 1424.94 \text{ Lb-pulg.}$$

$$M_o = 2 \times 1424.94$$

$$M_o = 2849.88 \text{ Lb-pulg.}$$



$$a = b = 9 \text{ pulg.}$$

Para que haya equilibrio está-  
 tico tenemos:

$$(1) M_A = -M_1 - M_o - M_2 + R_1 (a+b) = 0$$

Segundo Teorema del área de  
 Momentos entre A y C.

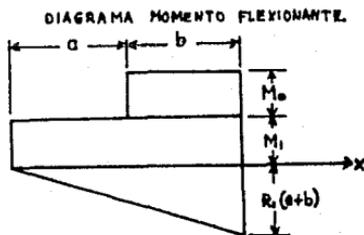
$$(2) -\frac{1}{2} (a+b) R_1 \frac{(a+b)}{2} + \frac{(a+b)}{3}$$

$$(a+b) (M_1) \frac{(a+b)}{2} + b (M_o) \frac{b}{2} = 0$$

Primer teorema del área de momentos  
 entre A y C.

$$(3) -\frac{1}{2} (a+b) R_1 (a+b) + (a+b) (M_1) +$$

$$b (M_o) = 0$$



Resolviendo el sistema formado por las ecuaciones (1), (2) y (3). hallemos:

$$4) R1 = \frac{6M_0 ab}{(a+b)^3} = \frac{6(2849.88)(9)(9)}{(9+9)^3} = 237.49 \text{ lb}$$

$$5) M1 = \frac{M_0(2ab-b^2)}{(a+b)^2} = \frac{(2849.88)(2)(9)(9)-(9)^2}{(9+9)^2} = 712.47 \text{ lb-pulg}$$

$$6) M2 = \frac{M_0(2ab-a^2)}{(a+b)^2} = \frac{(2849.88)(2)(9)(9)-(9)^2}{(9+9)^2} = 712.47 \text{ lb-pulg}$$

Por tanto:

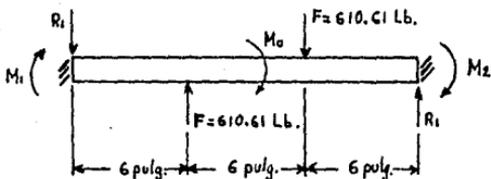
El momento máximo es  $M1 = 712.47 \text{ lb-pulg} = 822.57 \text{ kg-cm}$

Considerando la flexión:  $S = \frac{M}{Z}$

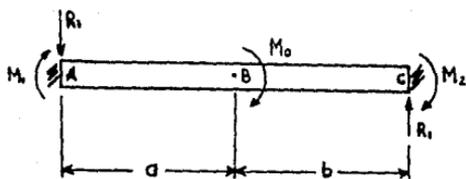
Despejando el módulo de sección:  $Z = \frac{M}{S}$

Sust. valores:  $Z = \frac{822.57 \text{ Kg-cm}}{3200 \text{ kg/cm}^2} = 0.257 \text{ cm}^3$

Barra # 7 y 8 (Análisis cargas horizontales Vista de Planta)  
Haciendo la misma consideración del problema anterior.

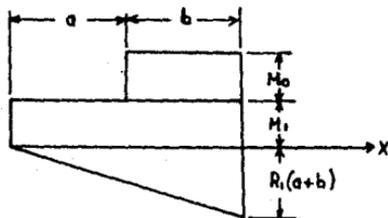


$$\begin{aligned}
 M_o &= 2 M \\
 M &= F r \\
 M &= 610.61 (3) \\
 M &= 1831.83 \text{ Lb-pulg.} \\
 M_o &= 2 (1831.83) \\
 M_o &= 3663.66 \text{ Lb-pulg.}
 \end{aligned}$$



$$a = b = 9 \text{ pulg.}$$

DIAGRAMA MOMENTO FLEXIONANTE.



Para que haya equilibrio estático tenemos :

$$(1) M_A = -M_1 - M_2 - M_o + R_1 (a+b) = 0$$

Segundo Teorema del área de momentos entre A y C.

$$(2) b(M_o) \frac{b}{2} + (a+b) (M_1) \left( \frac{a+b}{2} \right) + \frac{1}{2} (a+b) (-R_1(a+b)) \left( \frac{a+b}{3} \right) = 0$$

Primer teorema del área de momentos entre A y C.

$$(3) b(M_o) + (a+b) (M_1) \frac{1}{2} (a+b) - R_1(a+b) = 0$$

Resolviendo el sistema formado por las ecuaciones (1), (2) y (3).  
tenemos:

$$\begin{array}{ccc} \textcircled{4} & \textcircled{5} & \textcircled{6} \\ R1 = \frac{6 M_o ab}{(a+b)^3} & M1 = \frac{(2ab-b^2)}{(a+b)^2} & M2 = \frac{M_o (2ab-a^2)}{(a+b)^2} \end{array}$$

Sustituyendo valores:

$$R1 = \frac{6 (3663.66) (9) (9)}{(9+9)^3} = 305.31 \text{ lb} \quad \frac{\text{Lb-pulg} \text{ pulg}^2}{\text{pulg}^3}$$

$$M1 = \frac{3663.66 (2 \times 9 \times 9) - (9)^2}{(9+9)^2} = 215.92 \text{ Lb-pulg} \quad \frac{\text{Lb-pulg} \text{ pulg}^2}{\text{pulg}^2}$$

$$M2 = \frac{3663.66 (2 \times 9 \times 9) - (9)}{(9+9)^2} = 915.92 \text{ Lb-pulg.}$$

Análisis de la barra 9 (Cargas horizontales, Vista Lateral derecha)

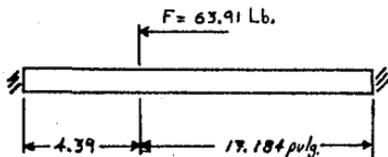
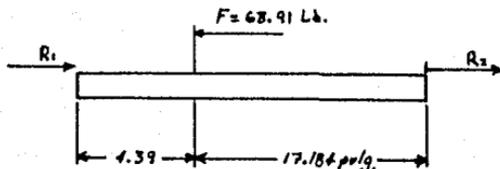


Diagrama de Cuerpo libre



$$\sum F_h = 0$$

$$\sum F_h = R_1 + R_2 - 63.91 = 0$$

Despejando  $R_1$

$$R_1 = 63.91 - R_2$$

A continuación la ecuación que relaciona las deformaciones

$$\frac{R_1 L_1}{AE} = \frac{R_2 L_2}{AE}$$

$$R_1 L_1 = R_2 L_2$$

Sust.  $R_1$

$$(63.91 \text{ lb} - R_2)L_1 = R_2 L_2$$

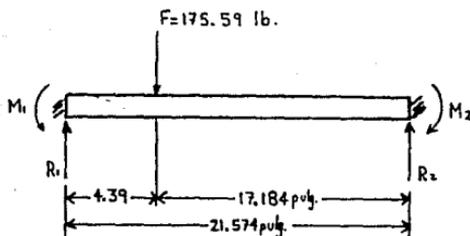
$$63.91 L_1 - R_2 L_1 = R_2 L_2$$

$$63.91 L_1 = R_2 (L_1 + L_2)$$

$$R_2 = \frac{63.91 L_1}{L_1 + L_2} = \frac{63.91 (4.39)}{(4.39 + 17.184)} = 13.005 \text{ lb}$$

$$R_1 = 63.91 - 13.005 = 50.905 \text{ lb.}$$

Análisis de la Barra 9 (Cargas Verticales, Vista Lateral Derecha)



Haciendo referencia al capítulo 12 "Problemas estáticamente Indeterminados", Págs. 520 y 521 del Libro "Introducción a la Mecánica de Sólidos" de Egor P. Popov.

Sustituimos valores en las relaciones ahí consultadas:

$$R_1 = \frac{bP}{L} = \frac{17.184 \times 175.59 \text{ lb}}{21.574''} = 139.859 \text{ lb}$$

$$R_2 = \frac{aP}{L} = \frac{4.390'' \times 175.59 \text{ lb}}{21.574} = 35.730 \text{ lb}$$

$$M_1 = \frac{Pcb}{L^2} = \frac{(175.59)(4.390)(17.184)^2}{(21.574)^2} = 489.048 \text{ lb-pulg.}$$

$$M_2 = \frac{Pa^2b}{L^2} = \frac{(175.59)(4.390)(17.184)}{(21.574)^2} = 124.937 \text{ lb-pulg}$$

Por lo tanto:

El máximo momento es :  $M_1 = 489.048 \text{ lb-pulg} = 564.628 \text{ kg-cm}$

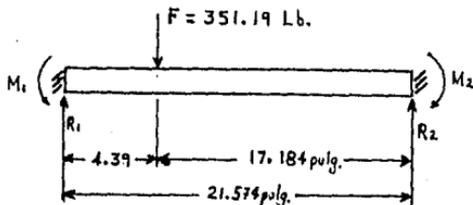
Considerando la flexión  $S = \frac{M}{Z}$

Despejando el módulo de sección:  $Z = \frac{M}{S}$

$$\text{Sust. Valores} \quad Z = \frac{564.628 \text{ kg/cm}}{3200 \text{ kg/cm}^2} = 0.176 \text{ cm}^3$$

$$\text{Límite de fluencia mínimo} = 32 \text{ kg/mm}^2 = 3200 \text{ kg/cm}^2$$

Análisis de la Barra 10 (Cargas Verticales, Vista Lateral derecha)



Haciendo referencia al capítulo 12 "Problemas estáticamente Indeterminados", págs. 520 y 521 del libro "Introducción a la Mecánica de Sólidos" de Egor P. Popov.

Sustituimos valores en las relaciones ahí consultadas;

$$R_1 = \frac{bP}{L} = \frac{17.184" \times 351.19 \text{ lb}}{21.574"} = 279.73 \text{ lb}$$

$$R_2 = \frac{aP}{L} = \frac{4.390" \times 351.19 \text{ lb}}{21.574"} = 71.46 \text{ lb}$$

$$M_1 = \frac{Pab}{L^2} = \frac{(351.19 \text{ lb}) (4.390") (17.184")^2}{(21.574")^2} = 978.12 \text{ lb-pulg}$$

$$M_2 = \frac{Pa^2b}{L^2} = \frac{(351.19 \text{ lb}) (4.390")^2 (17.184")}{(21.574")^2} = 249.88 \text{ lb-pulg}$$

Por lo tanto:

El máximo Momento es :  $M_1 = 978.12 \text{ lb-pulg} = 1129.284 \text{ kg-cm}$

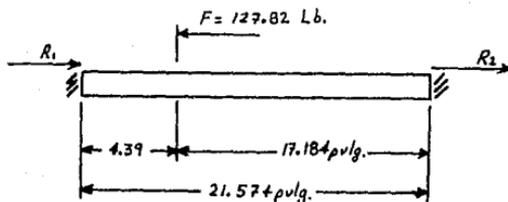
Considerando la flexión:  $S = \frac{M}{Z}$

Despejando el módulo de sección:  $Z = \frac{M}{S}$

Sustituyendo valores:  $Z = \frac{1129.284 \text{ kg-cm} = 0.353 \text{ cm}^3}{3200 \text{ kg/cm}^2}$

Límite de fluencia mínima =  $32 \text{ kg/mm}^2 = 3200 \text{ kg/cm}^2$

Análisis de la barra 10 (Cargas horizontales, Vista lateral derecha)



$$\sum F_h = 0$$

$$\sum F_h = R_1 + R_2 - 127.82 = 0$$

Despejando  $R_1$

$$R_1 = 127.82 - R_2$$

A continuación la ecuación que relaciona las deformaciones:

$$\frac{R_1 L_1}{AE} = \frac{R_2 L_2}{AE}$$

$$R_1 L_1 = R_2 L_2$$

Sustituyendo  $R_1$

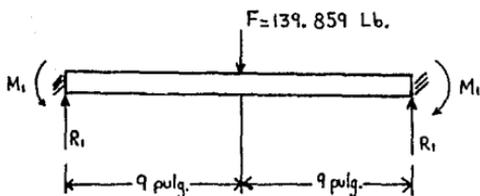
$$(127.82 \text{ lb} - R_2) R_2 L_2$$

$$(127.82 \text{ Lb}) L_1 - R_2 L_1 = R_2 L_2$$

$$R_2 = \frac{127.82 L_1}{(L_1 + L_2)} = \frac{127.82 (4.390")}{(4.390" + 17.184")} = 26.009 \text{ lb.}$$

$$R_1 = 127.82 \text{ lb} - 26.009 \text{ lb} = 101.811 \text{ lb.}$$

Análisis Barra No. 11 (Fuerzas Verticales) (Vista Frontal)



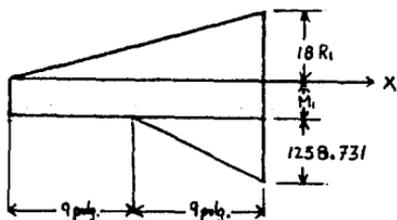
Por simetría las reacciones son iguales en los dos extremos; por la estática tenemos:

$$\sum F_v = 2R_1 - 139.859 = 0 \quad R_1 = 69.929 \text{ Lb.}$$

Al hacer uso de las consideraciones sobre la simetría, hemos utilizado ya una ecuación de equilibrio, por lo que ya no disponemos para este sistema para más ecuaciones de la estática.

Por lo tanto el problema es estáticamente indeterminado y para determinar  $M_1$  tenemos que examinar las deformaciones del sistema.

De acuerdo con el primer teorema del área de momentos, el ángulo entre los tangentes en A y B = 0, es igual al área bajo el diagrama de momentos entre A y B dividida por  $EI$ . Así pues:

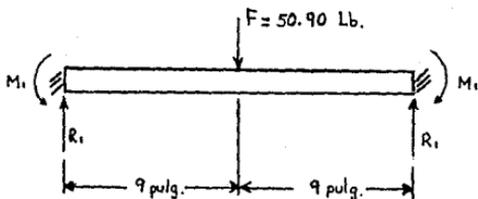


De acuerdo con el primer teorema del Área de Momentos:

$$\frac{18(18R_1)}{2} - 18M_1 - \frac{9(1258.731)}{2} = 0$$

$$M_1 = 314.678 \text{ lb.-pulg.}$$

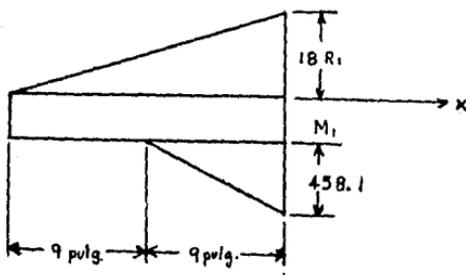
Análisis barra No II ( Fuerzas horizontales ) Vista de planta



Por simetría las reacciones son iguales en los dos extremos: por la estática tenemos:

$$\sum F_v = 2R_1 - 50.90 = 0 \quad R_1 = 25.45 \text{ Lb}$$

De acuerdo con el primer teorema del área de momentos, el ángulo entre las tangentes en A y B es cero y es igual al área bajo el diagrama de momentos entre A y B dividido por EI.

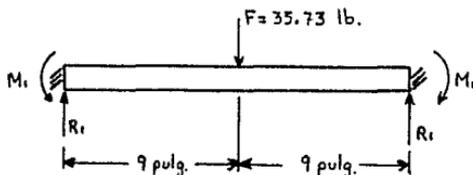


De acuerdo con el primer teorema del Área de Momentos:

$$\frac{18 (18 R_1)}{2} - 18 M_1 - \frac{9 (458.1)}{2} = 0$$

$$M_1 = 114.525 \text{ lb.-pulg.}$$

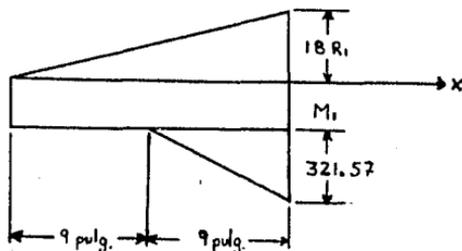
Barra No I2 (Fuerzas verticales) Vista frontal



Por simetría las reacciones son iguales en los dos extremos, por la estática tenemos:

$$\sum F_v = 2R_1 - 35.73 = 0 \quad R_1 = 17.865 \text{ lb}$$

Haciendo lo mismo que en la barra No II

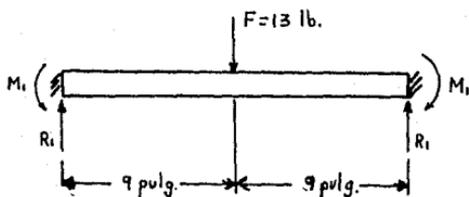


Aplicando el primer teorema del Area de Momentos:

$$\frac{18 (18 R_1)}{2} - 18 M_1 - \frac{9 (321.57)}{2} = 0$$

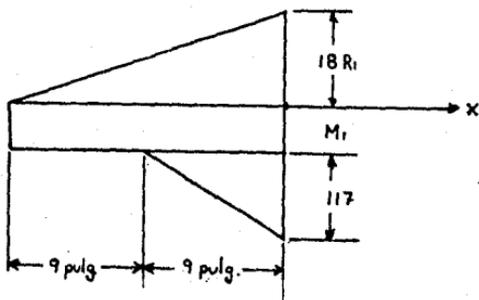
$$M_1 = 80.393 \text{ lb.-pulg.}$$

Barra No I2 (Fuerzas horizontales) Vista de planta



Siguiendo el mismo procedimiento que en la barra II tenemos:

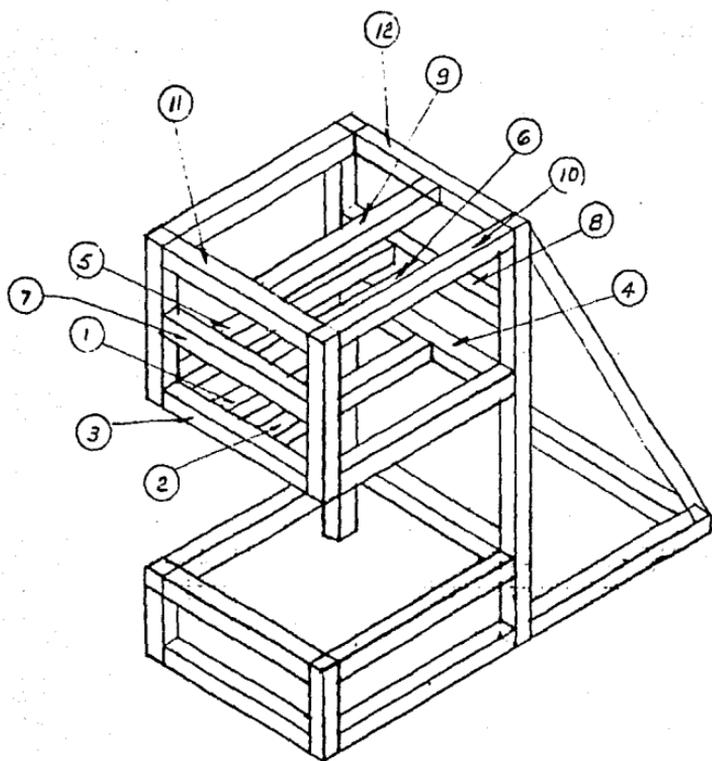
$$\sum F_v = 2R_1 - 13 = 0 \quad R_1 = 6.5 \text{ Lb}$$



Aplicando el primer teorema de Area de Momentos:

$$\frac{18 (18 R_1)}{2} - 18 M_1 - \frac{9 (117)}{2} = 0$$

$$M_1 = 29.25 \text{ lb.-pulg.}$$



**BIBLIOGRAFIA:**

**Resistencia de Materiales (Serie Schaum)**  
de "William A. Nash".

**Introducción a la Mecánica de Sólidos**  
de "Egor P. Popov".

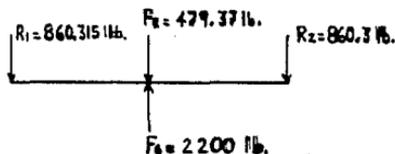
## 6.- CÁLCULO DE SOLDADURA EN UNIONES DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA.

A continuación se muestra el procedimiento utilizado en el cálculo de soldadura en uniones de la estructura de la prensa. Cabe señalar que para llevar a cabo este diseño se tuvieron que extraer algunos resultados del tema "5.- Cálculos de esfuerzos y momentos en los elementos de la estructura de la prensa". Datos referentes a las reacciones verticales y horizontales. A la vez se consultaron algunas tablas de resistencia de los materiales y también -- las relaciones matemáticas de los apuntes de soldadura del "Ing. - Andrés Ruiz Mijares".

De esta manera se muestra el caso de la "Barra No. 1", en la cual se lleva a cabo paso a paso cada uno de los cálculos necesarios para llegar a nuestro resultado requerido y así poder examinar de forma análoga las barras restantes.

### BARRA No. 1 (Cargas Verticales)

$$R_1 = R_2 = 860.315 \text{ lb.} = 391.05 \text{ kg.}$$



Ahora, buscando en la tabla de la pág. 104 de los apuntes de soldadura del "Ing. Andrés Ruiz Mijares", para este caso tenemos que:

$$F_{adm.} = 1350 \text{ kg/cm}^2$$

para un

- |   |                     |
|---|---------------------|
| } | St= 52              |
|   | Soldadura en ángulo |
|   | Cortante            |

Tenemos la fórmula, para carga a tensión, en donde existen varios cordones independientes:

$$\bar{V} = \frac{P}{\xi(a \times L)}$$

Despejando de aquí, para obtener el valor de la garganta, la cuál es nuestra solución al problema:

$$\xi(a \times L) = \frac{P}{\bar{V}}$$

Sustituyendo los valores correspondientes y despejando la incógnita "a" :

$$a(5.08 \times 4) = \frac{391.05 \text{ Kg.}}{1350 \text{ Kg./cm}^2}$$

$$\text{y despejando "a"} = \frac{391.05 \text{ Kg.}}{1350 \text{ Kg./cm}^2 \times (5.08 \times 4) \text{ cm.}} = 0.0142 \text{ cm.}$$

$$a = 0.142 \text{ cm.}$$

En éste caso, la magnitud de la garganta que hemos encontrado - de  $a = 0.142 \text{ mm.}$ , es la mínima que puede existir para se satisfagan las condiciones del problema; es decir, que esta medida de garganta se encuentra en el límite de resistencia del material que se -- utilizó. Es por esto que es necesario tomar medidas de seguridad - para evitar que la soldadura este trabajando en su límite crítico. Entonces podemos elegir una garganta de:

$$a = 0.25 \text{ mm.} \quad \delta \quad a = 0.025 \text{ cm.}$$

Ahora, sustituyendo en la misma fórmula, tenemos que el esfuerzo que resiste la soldadura, con la magnitud de garganta que se - escogió es de:

$$\bar{V} = \frac{391.05 \text{ Kg.}}{0.025 \text{ cm.} (5.08 \times 4) \text{ cm.}} = 769.783 \text{ Kg./cm}^2$$

y con esto se cumple que :

$$\bar{V} = 769.763 \text{ Kg/cm}^2 < \bar{V}_{adm.} = 1350 \text{ Kg/cm}^2$$

Así se ve que con este tipo de soldadura se puede trabajar con bastante confiabilidad.

Enseguida aparece el cuadro de resultados para el cálculo de -- soldadura, después de haber aplicado el método mencionado anteriormente, para cada una de las uniones de interés de la estructura de la prensa.

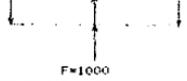
BIBLIOGRAFIA:

Elementos de Cálculo en Soldadura  
del Ing. "Andres Ruiz Mijares"

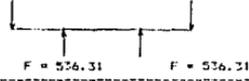
VERTICALES  $R_1=536.31$   $FE=72.63$   $R_2=R_1$

$a = 0.0195$  cm  $a = 0.5$  cm

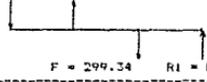
$V=52.78$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  25



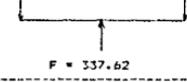
3 y 4 VERTICALES  $R = 536.31$   $R = 536.31$   $a = 0.019$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=52.78$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  25



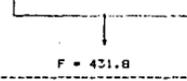
3 y 4 HORIZONTALES  $R_2=149.67$   $F=299.34$   $a = 0.005$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=14.73$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  91



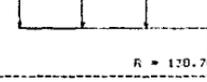
5 VERTICALES  $R=168.81$   $R=168.81$   $a = 0.006$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=16.61$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  81



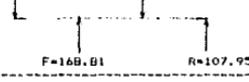
6 VERTICALES  $R=215.9$   $R=215.9$   $a = 0.008$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=21.25$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  61



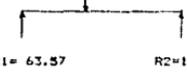
7 y 8 HORIZONTALES  $R=138.78$   $F=277.55$   $F=277.55$   $a = 0.005$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=13.66$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  98



7 y 8 VERTICALES  $R=107.95$   $F=168.81$   $a = 0.004$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=10.63$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  126



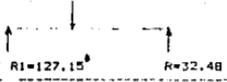
9 VERTICALES  $F = 79.81$   $a = 0.005$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=6.26$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  215



para R11  $a = 0.005$  cm  
para R21  $a = 0.005$  cm

$V=1.59$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  849

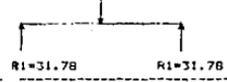
10 VERTICALES  $F = 159.63$   $a = 0.005$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=12.51$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  107



para R11  $a = 0.001$  cm  
para R21  $a = 0.5$  cm

$V=3.19$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  423

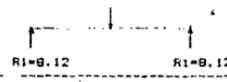
11 VERTICALES  $F = 63.57$   $a = 0.001$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=3.13$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  431



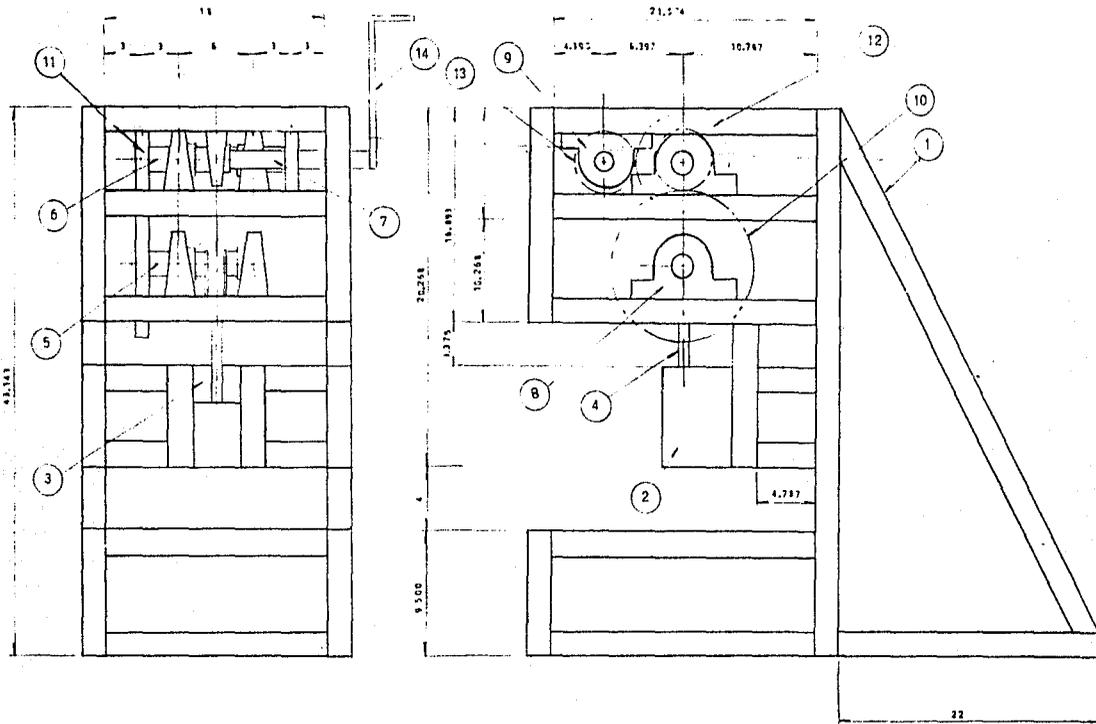
11 HORIZONTALES  $F = 23.13$   $a = 0.0004$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=1.14$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  1184



12 VERTICALES  $F = 16.24$   $a = 0.0003$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=0.799$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  1689

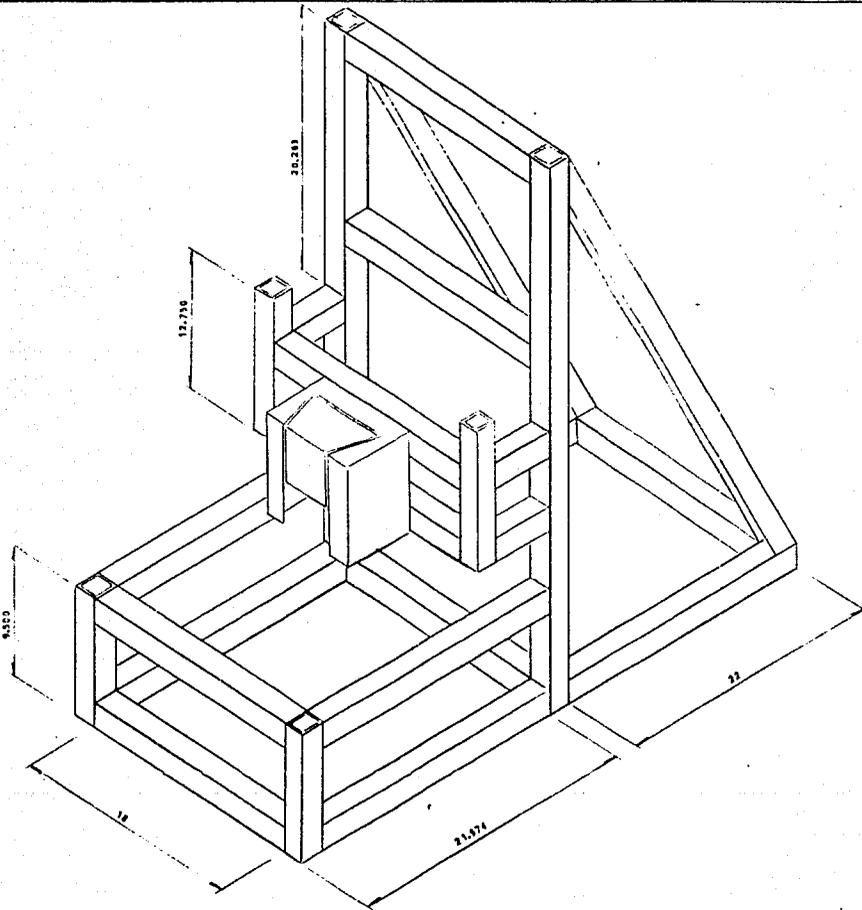


12 HORIZONTALES  $F = 5.91$   $a = 0.0001$  cm  $a = 0.5$  cm  $V=0.29$   $V_{t.c.} < V_{adm.}$  4685

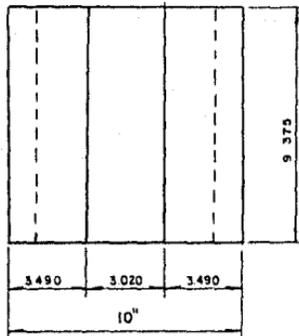
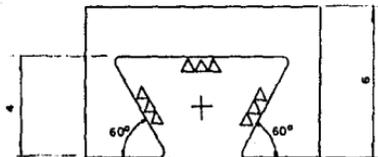


No	CONCEPTO	CANT.
14	MANIVELA	1
13	ENGRANE Ø4.4921"	1
12	ENGRANE Ø7.874"	1
11	ENGRANE Ø4.724"	1
10	ENGRANE Ø11.811"	1
9	COJINETE Ø 1 1/2" CATALOGO DODGE B2-30	2
8	COJINETE Ø 2" CATALOGO DODGE B2-30	4
7	EJE 1 1/2" Ø	1
6	EJE 2" Ø	1
5	CILINDRO	1
4	BIELA	1
3	TIPO PORTAPUNZON	1
2	GUIA	1
1	BASTIDOR	1
No	CONCEPTO	CANT.

FACULTAD DE INGENIERÍA		
U. N. A. M.		
PRENSA TROQUELADORA		
DIBUJO: A.G.C.H. Y A.S.	ACOTACIONES PULG.	ESCALA S/E
FECHA: OCTUBRE-85	NO DE DIBUJO FIU-001	

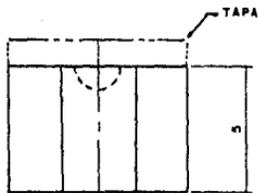
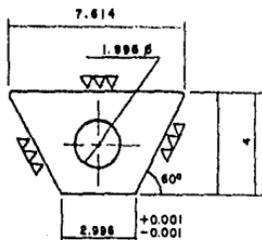


FACULTAD DE INGENIERIA		
U. N. A. M		
SUBENSAMBLE BASTIDOR		
DIBUJO: A 6 CH	ACOT. PULA	ESC. 5/8
FECHA: OCTUBRE-89	No DE DIBUJO. FIU-868	



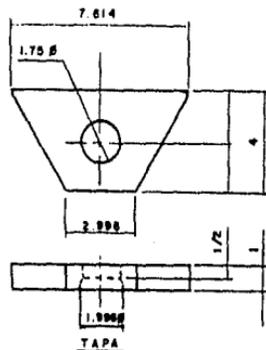
MATERIAL COLD ROLLED

FACULTAD DE INGENIERIA		
UNAM		
TITULO: GUIA		
DIBUJO: A G CH	ACOTACIONES: PULG	ESCALA: 1/A"
FECHA: JUNIO/90	No DE DIBUJO: FIU-003	



BASE DE CARRO PORTAPUNZON

MATERIAL: COLD ROLLED



MATERIAL: COLD ROLLED

FACULTAD DE INGENIERIA

UNAM

TITULO:

CARRO PORTAPUNZON

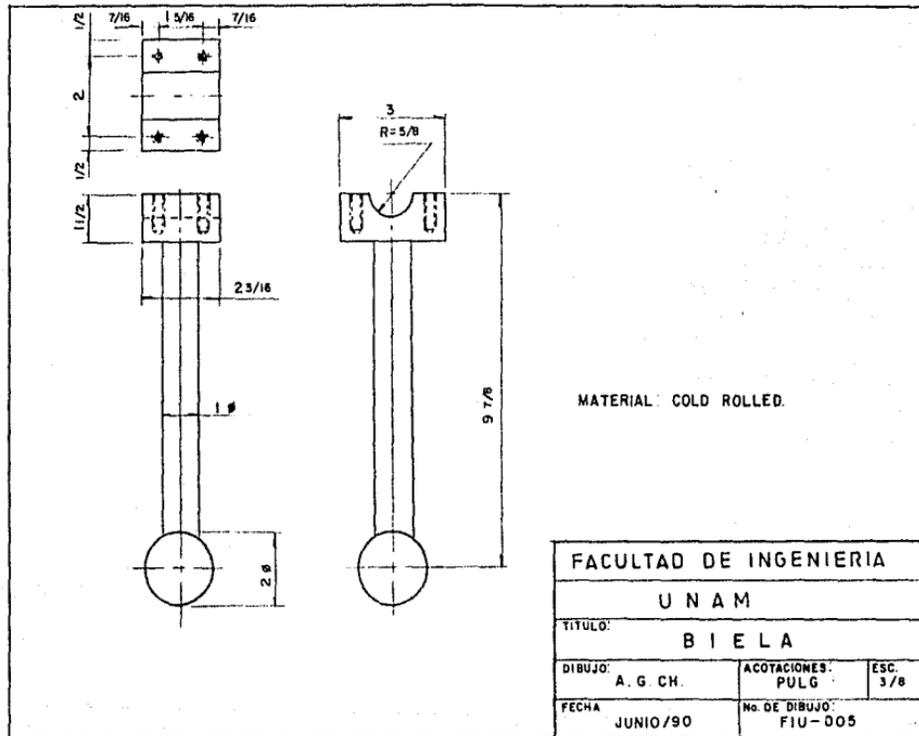
DIBUJO:  
A. G. CH.

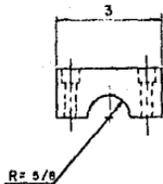
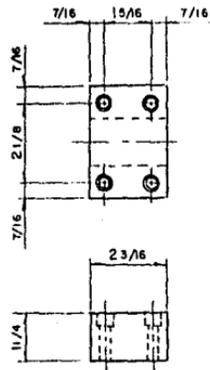
ACOTACIONES:  
PULG

ESC.  
8/E

FECHA:  
JUNIO/90

NO. DE DIBUJO:  
FIU-004





MATERIAL: COLD ROLLED

FACULTAD DE INGENIERIA		
UNAM		
TITULO: TAPA DE BIELA		
DIBUJO: A. G. CH.	ACOTACIONES: PULG	ESC. 3/8
FECHA: JUNIO/90	No DE DIBUJO: FIU-006	

## CONCLUSIONES

---

Al hacer el estudio de esta tesis, además de aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera, también tuvimos oportunidad de conocer más detenidamente ó físicamente los diferentes tipos de prensa que existen en la industria.

Esto se debió más que nada a las diferentes visitas que hicimos a empresas -- que nos dieron esta oportunidad.

Al hacer estas visitas a la industria nos permitió comprobar la gran variedad de prensas que existen para diferentes capacidades, además de la cantidad de operaciones que se pueden realizar en ellas, esto nos permitió también comprobar el gran ahorro en tiempo que se realiza en operación en prensas.

La aplicación de operaciones de prensas en la actualidad ya sea en empresas - pequeñas, medianas ó grandes es numerosa, por lo tanto esto también nos llevo a comprobar que el diseño de nuestra prensa es de mucha utilidad en empresas pequeñas que no tienen una gran capacidad económica y que al utilizar este tipo de prensa les va a ahorrar insumos en la fabricación de un producto y por lo tanto una disminución en sus costos de fabricación que les permita competir con gran ventaja en el mercado.

Ahora estamos en el momento en el cuál podemos definir las conclusiones, que son producto de todas las experiencias adquiridas a través del diseño de nuestra máquina y que a continuación mencionaremos, de manera que en primera instancia se hace referencia a aquellas características que nos favorecen en -- toda su plenitud y en segundo término haremos mención de las conclusiones -- que sabemos que son factibles de mejorarse.

Como primer punto tenemos una máquina de fácil construcción, es decir, que por el poco número de elementos constitutivos y bajas dimensiones de éstas -- se puede proceder a armar rápidamente. En segundo término mencionamos -- el manejo fluido de nuestra prensa, ya que en forma sencilla podemos manejar esta máquina, sin tener que tomar algún curso de capacitación que nos -- permita hacerlo. También comentamos acerca del bajo costo de operación, -- que se refiere principalmente a que no tenemos que incurrir en gastos de alguna forma de energía para poder accionar nuestra máquina. Por otro lado -- comentamos el factor que se refiere al fácil mantenimiento, que es consecuencia como ya se había mencionado anteriormente de un bajo número de -- piezas y a la vez de lo sencillo que son éstas.

Y por estas razones expuestas anteriormente que se refieren principalmente a la simpleza con que se forja nuestra máquina, tenemos como producto de esta unión de piezas, poco peso, que en cierto momento, nos va a facilitar el transporte de nuestra prensa en el lugar en que sea solicitada para efectuar una determinada operación. Por último tenemos que contamos con una variedad de piezas pequeñas en dimensiones que podemos conformar fácilmente y con un costo bajo de producción, de esta forma sabemos que nuestra máquina no es muy alta en su costo de fabricación y poder manufacturarle en grandes series.

Entre las conclusiones que obtuvimos y que sabemos que podemos mejorar, -- mencionamos el factor que se refiere a lo simple que resulta nuestra máquina -- en comparación con otras prensas, en las cuales observamos que cuentan con otras funciones; que pueden ser: Variación de la carrera, Diferentes capacidades de golpeo, Trabajar en varias velocidades según los requerimientos de las operaciones a desarrollar, la existencia de varios sistemas de control como es un freno integrado en la máquina para poder regir el ciclo de la operación, -- entre otras afinidades de las que carece nuestra prensa, pero que son factibles de poderse adaptar en nuestro caso, con el correspondiente incremento de precio, complicaciones de diseño, etc. También mencionemos el bajo rango de golpeo que tenemos en el punzón de nuestra máquina, pero contamos con que -- podemos aumentar este número de revoluciones por minuto implementando nuestra prensa con un motor eléctrico que cuente con la potencia requerida para -- este caso y de esta manera aumentar los golpes a la salida de nuestra máquina. Por otro lado, tenemos el alto esfuerzo de arranque que hay que realizar cada vez que tenemos que poner en funcionamiento a la prensa, ya que en este caso -- sabemos que tenemos que hacer uso de masas de inercia que nos ayuden a desarrollar un arranque más suave y rápido a la vez. Otro aspecto importante que hay que enmarcar es el caso que se refiere a la palanca de accionamiento, en la cual tenemos que ocupar una mano para accionarla y dejándonos una sola mano para realizar otras operaciones propias de la prensa, para solucionar este problema, podríamos adaptar a nuestra máquina un sistema de banda y poleas -- para poderla accionar con el pie del operador.

Así tenemos a grandes rasgos las conclusiones obtenidas en el desarrollo de -- nuestro proyecto, obteniendo como experiencia que es factible de mejoras, que nos van a llevar a elaborar máquinas más perfectas tecnológicamente hablando.