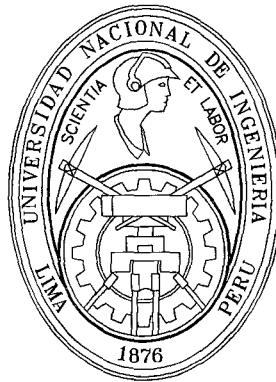


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



*Diseño y Evaluación del Sistema de Transmisión de una
Prensa Excéntrica de 9 Toneladas de Capacidad*

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

Morales Ortiz, Jorge Arturo

Promoción 2008-II

Lima-Perú

Digitalizado por:

2011

RESUMEN DE TESIS

Título: Diseño y Evaluación del Sistema de Transmisión de una Prensa Excéntrica de 9 Toneladas de Capacidad.

Autor: Morales Ortiz, Jorge Arturo

Asesor: Ing. Wilson Silva

Universidad: Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica

Año: 2011

El objetivo de este proyecto de tesis es la de diseñar y evaluar el sistema de transmisión a volante directo de una prensa mecánica excéntrica de 9 TN de capacidad, tomando en consideración el análisis de las curvas características que describen su comportamiento en cualquier instante. Este sistema está conformado por la cabeza de biela, una excéntrica, un eje principal, los apoyos, un sistema de poleas, una volante y un motor eléctrico.

Un análisis adecuado de las curvas características unida a un adecuado diseño permiten predecir diferentes situaciones tales como ubicar los puntos críticos a lo largo del corte o configuraciones tales como la ubicación del motor hacia arriba con un adecuado ángulo de diseño de su línea que une los centros de las poleas.

La presente tesis es desarrollada en capítulos. En el capítulo I, correspondiente a la *Introducción*, se plantean los objetivos y alcances que

resultarán de este proyecto. En el capítulo II, *Generalidades Sobre Prensas Mecánicas Excéntricas*, se expone la teoría de los Sistemas de Transmisión de las prensas aplicadas al trabajo en frío con planchas; además, se mencionan algunas recomendaciones respecto al material a cortar para poder contrastarlo más adelante con la máquina.

En el Capítulo III, *Concepción de la Prensa*, se describe el proyecto en base a la situación actual y se plantea el problema. En el Capítulo IV, *Diseño del Sistema de Transmisión*, se diseñan los componentes del sistema tales como la excéntrica, cabeza de excéntrica, la volante, el eje principal y luego, se lo corrobora con cálculos especializados y recomendaciones. En el capítulo V, *Evaluación de las Curvas Características*, se hace el análisis del comportamiento del pistón y la volante como componentes principales, llegándose finalmente a la creación de curvas que caractericen el funcionamiento mecánico de la prensa.

En el Capítulo VI, *Análisis Económico*, se analiza la rentabilidad del proceso de troquelado de confeti, usando papel platina apilado como material a cortar.

Finalmente, se concluye que la evaluación de las curvas características influye de manera significativa en el diseño del sistema de transmisión.

*Diseño y Evaluación del Sistema de Transmisión de una
Prensa Excéntrica de 9 Toneladas de Capacidad*

Dedicatoria:

*A la Profesora Dora Ortiz, mi madre, por su amor incondicional y apoyo a lo largo de mi carrera,
al Ing. Efraín Morales, mi padre, por sus innumerables ideas y aporte en la realización de esta tesis,
a mis hermanos por estar siempre cuando los necesité,
a Adriancito, Leli, Lili, Nati y Samantha por darle alegría a mi vida
a Betina por su amor, paciencia y optimismo,
al Dr. Jorge Montiel por el apoyo y motivación permanente,
al Ing. Carlos Ñopo Sosa por su amistad y gran contribución académica y teórica
al Ing. Wilson Silva por sus invalorable aportes en la realización de esta tesis.*

CONTENIDO

	Página
Prólogo	1
Capítulo I. Introducción	
1.1.- Antecedentes	2
1.2.- Objetivos	6
1.3.- Justificación	6
1.4.- Alcances	7
Capítulo II. Generalidades Sobre Prensas Mecánicas Excéntricas	
2.1.- Definición	8
2.1.1.- Partes Principales	8
2.1.2.- Clasificación	9
2.1.3.- Sistema de Transmisión	12
2.1.4.- Tipos de Sistemas de Transmisión Mecánica	13
2.1.5.- Tipos de Transmisión Mecánica	14
2.2.- Corte de Láminas en Frío	16
2.2.1.- Ventajas y Desventajas	16
2.2.2.- Etapas de Corte	17
2.2.3.- El Cizallado	19
2.2.4.- El Perforado	20
2.2.5.- El Punzonado	20
2.2.6.- Resistencia de los materiales al corte por cizalladura	21
2.3.- Fuerza de Troquelado Requerida	23

2.4.- Energía de Troquelado Requerida	24
2.5.- Definición de la Fuerza Nominal de la Máquina	26
2.6.- Cinemática del Sistema Biela Manivela	30
2.7.- Parámetros de Ingeniería en la Matriz	31
2.8.- Volante de Inercia	33
Capítulo III. Concepción de la Prensa	
3.1.- Descripción del Proyecto	35
3.2.- Situación Actual	36
3.3.- Planteamiento del Problema	37
Capítulo IV. Diseño del Sistema de Transmisión	
4.1.- Fuerza de Corte	40
4.2.- Diseño del Conjunto Eje Descentrado-excéntrica	42
4.2.1.- Diseño del eje descentrado	43
4.2.2.- Diseño de la excéntrica	45
4.2.3.- Efecto combinado Eje Descentrado Excéntrica	47
4.2.4.- Máxima Excentricidad	47
4.2.5.- Carrera Variable	48
4.3.- Variables Iniciales Adicionales	51
4.4.- Análisis de la Potencia	54
4.4.1.- Energía Mínima de Corte	56
4.4.2.- Duración del Corte	58
4.4.3.- Potencia Requerida	59
4.4.4.- Potencia Motriz	61
4.4.5.- Potencia de Diseño	62
4.5.- Poleas y Fajas	63
4.5.1.- Variables Involucradas	63
4.5.2.- Potencia por Banda	67
4.5.3.- Velocidad Periférica Real	67
4.5.4.- Distancia Entre Centros	68
4.5.5.- Angulo de la Envolvente	70
4.5.6.- Número de Bandas	70
4.5.7.- Tensiones en las Bandas	71

4.5.8.- Factor de Seguridad para la Faja	75
4.5.9.- Tiempo de vida de la Faja	76
4.6.- Diseño del Eje Principal	78
4.6.1.- Torque en el Eje Principal	78
4.6.2.- Diagrama de Momentos y Esfuerzos	80
4.6.3.- Diámetros del Eje Principal	94
4.6.4.- Deflexión en el Eje Principal	99
4.6.5.- Velocidad Crítica	103
4.6.6.- Chaveta o Cuña de Unión	105
4.7.- Diseño y Análisis de la Volante	106
Capítulo V. Evaluación de las Curvas Características	
5.1.- Resistencia al Corte	109
5.2.- Consideraciones Iniciales	110
5.2.1.- Punto de Fuerza Máxima Segura de la Prensa	110
5.2.2.- Punto de Esfuerzo Máximo de la Lámina a Cortar	111
5.2.3.- Definición del Espesor de Material a Cortar	111
5.3.- Análisis Cinemático	114
5.3.1.- Relación Fuerza Vertical versus Angulo α	117
5.3.2.- Contraste Fuerza Vertical con Resistencia al Corte	120
5.3.3.- Análisis del Torque	123
Capítulo VI. Análisis Económico	
6.1.- Rentabilidad del Troquelado	131
6.1.1.- Datos Comerciales	131
Conclusiones	
Recomendaciones	
Bibliografía	
Planos	
Apéndice	

PROLOGO

En la presente tesis, se realiza un Proceso de Análisis de Diseño, que se desarrolla en forma de capítulos, descritos a continuación:

En el capítulo I, correspondiente a la ***Introducción***, se plantean los objetivos y alcances que resultarán de este proyecto. En el capítulo II, ***Generalidades Sobre Prensas Mecánicas Excéntricas***, se expone la teoría de los Sistemas de Transmisión de las prensas aplicadas al trabajo en frío con planchas; además, se mencionan algunas recomendaciones respecto al material a cortar para poder contrastarlo más adelante con la máquina.

En el Capítulo III, se describe el proyecto en base a la situación actual y se plantea el problema. En el Capítulo IV, se diseñan los componentes del sistema tales como la excéntrica, cabeza de excéntrica, la volante, el eje principal y luego, se lo corrobora con cálculos especializados y recomendaciones. En el capítulo V, se hace el análisis del comportamiento del pistón y la volante como componentes principales, llegándose finalmente a la creación de curvas que caractericen el funcionamiento mecánico de la prensa.

Finalmente, en el Capítulo VI, se analiza la rentabilidad del proceso de troquelado de confeti, usando papel platina apilado como material a cortar.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 ANTECEDENTES

En la presente tesis se diseña el Sistema de Transmisión de una Prensa Mecánica Excéntrica y se analiza su factibilidad en el proceso de troquelado para la fabricación de confeti a base de papel metálico apilado.

a) Respecto a la Prensa

Los fabricantes de prensas para la pequeña y mediana industria nacional, obtienen habilidades técnicas para hacer este tipo de máquinas, en base a la experiencia obtenida a lo largo de sus trabajos en grandes empresas, ya sea en mantenimiento y/o como operarios. Estos se basan en la habilidad de traducir planos de máquinas similares y unirlos en un solo proyecto, para crear así de forma intuitiva, una máquina que se acomode a sus necesidades.

Algunas veces se diseña el eje como un solo cuerpo cilíndrico sólido a partir de la fuerza generada en el pistón que se requiere en el corte, cuyo efecto es proyectado hacia el eje con inexactitud, en otras oportunidades se utilizan fórmulas con constantes demostradas para casos particulares, los que deben ser adaptados a un problema determinado. En la mayoría de casos, se inician los cálculos sin conocer el comportamiento del pistón en la prensa.

El mayor número de prensas, ofrecidas en el mercado nacional, son máquinas reconstruidas de un tonelaje relativamente alto, para las necesidades del comprador,

estas máquinas generalmente no poseen una garantía real de postventa debido a su bajo costo y a la falta de un documento característico de su comportamiento.

Un estudio teórico del mismo no pretende dar un valor exacto a una variable o constante, pero permite conocer la aproximación a la solución y sobre todo en que rango de error se trabaja dentro del cálculo; con ésta información se predice el comportamiento del pistón y de sus variables a lo largo de su recorrido, conociéndose el límite exacto de la máquina durante su uso y además con la posibilidad de asignársele un tiempo de garantía y mantenimiento; en este trabajo se analiza además la factibilidad del proceso de elaboración de confeti a base de papel metálico con una máquina especialmente diseñada para este fin.

b) Respetto al Confeti

El *confeti* (llamado *picapica*) consiste en pequeños retazos de papel de colores. (Figura 1.1).

Algunos son de forma circular de hasta 1 pulgada de diámetro, aproximadamente y otros, de forma y tamaño totalmente irregulares como si hubieran sido recortados directamente con tijeras.

Para esta tesis, la primera se denominará Confeti Circular (Figura 1.1a) y la segunda Confeti Recortado (Figura 1.1b).

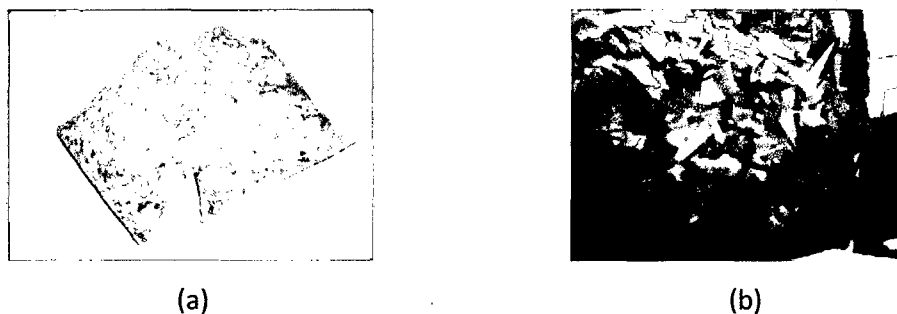


FIGURA 1.1 Tipos de Confeti existentes: a) Circular de Papel y b) Recortado Metálico

En el mercado nacional, para la elaboración de Confeti Circular se usa como materia prima el papel convencional a base de celulosa (nuevo o reciclado), mientras que, para el Confeti Recortado se utiliza el papel metálico (reciclado). Es importante resaltar que el confeti recortado de papel convencional no existe en el mercado debido a que el confeti circular de este material posee mejor aspecto y no es difícil de elaborar. Por otro lado el confeti de papel metálico de forma circular no se elabora en nuestro país. (Figura 1.2).

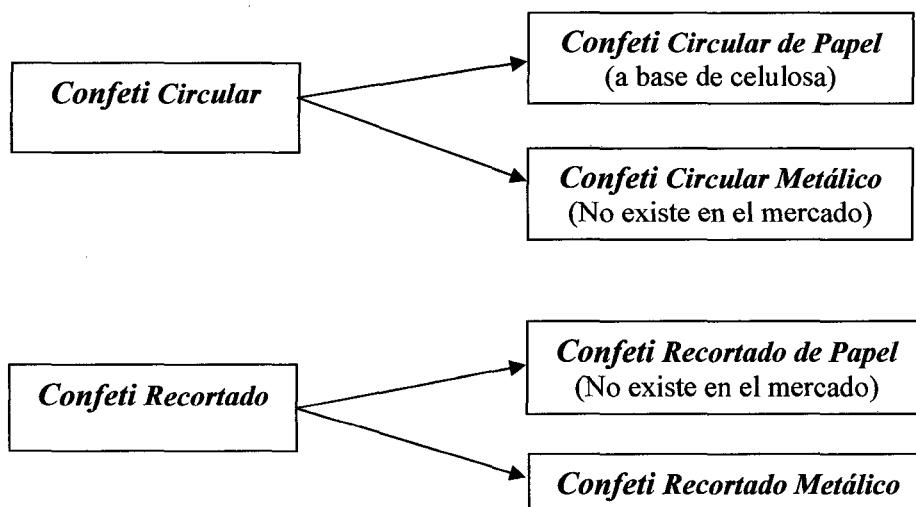


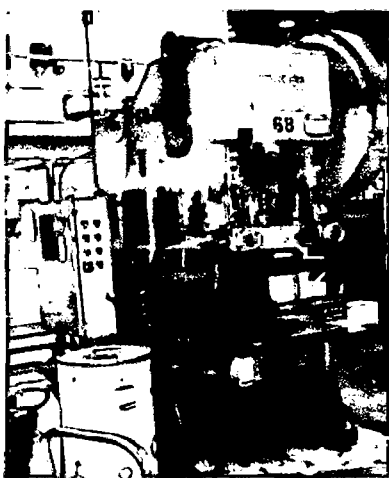
FIGURA 1.2 Tipos de Confeti comercializados

El *papel convencional* reciclado, es obtenido generalmente de las imprentas, de afiches políticos, posters, y propagandas de eventos que han tenido algún error en el proceso de impresión.

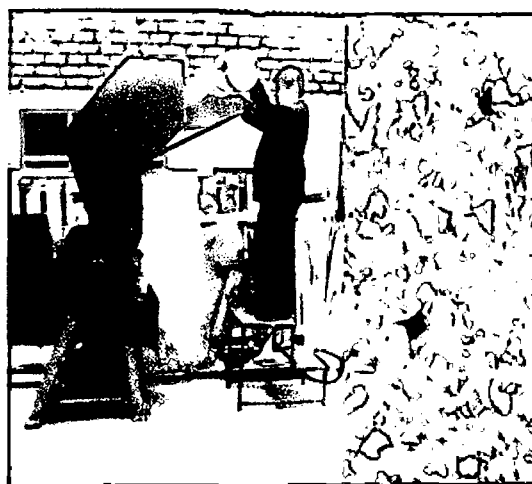
El *papel metálico* reciclado, es obtenido en algunos casos de desperdicios dejados al elaborar adornos navideños como cadenas, guirnaldas, antifaces, etc.

b-1) El *Confeti Circular de Papel*, es elaborada en ***Prensas Troqueladoras*** (Figura 1.3a) reconstruidas con más de 30TN de capacidad (sobredimensionadas) que utilizan matrices con punzones sólidos. Este producto ya troquelado es posteriormente pintado y secado al sol.

b-2) El *Confeti Recortado Metálico*, es elaborado en una ***Máquina Cortadora de Plásticos*** (Figura 1.3b), la cual es alquilada por horas. Sin embargo, el trabajo para el cual fue diseñada ésta máquina, no fue la de hacer confeti, sino la de cortar plástico reciclado proveniente de botellas de gaseosas, yogurt, etc.



(a)



(b)

FIGURA 1.3 a) Prensa Troqueladora, b) Cortadora de Plásticos y material obtenido.

El producto final llamado comúnmente *picapica*, proviene prácticamente de una sola fuente, la que se distribuye a todo el Perú a través del Mercado Central de Lima.



(a)



(b)

FIGURA 1.4 a) Producto etiquetado y b) Uso del Confeti

1.2 OBJETIVO

Desarrollar el diseño y evaluación del Sistema de Transmisión de una Prensa Mecánica Excéntrica de 9 toneladas de capacidad, que permita predecir su comportamiento durante el corte, en base a curvas que caracterizan a la máquina, las cuales se llaman en ésta tesis: “*curvas características para prensas mecánicas excéntricas*”, éstas describen el comportamiento del material a cortar.

1.3 JUSTIFICACION

En el aspecto económico, el diseño de un Sistema de Transmisión más compacto puede disminuir significativamente la inversión inicial, ya que se puede diseñar un bastidor menos robusto y con menor flexión.

En el aspecto técnico, la elaboración de las curvas características del sistema contribuye a la predicción de fallas, mediante la determinación del Punto de Máxima Fuerza Segura de Operación de la máquina (PFM), antes del Punto Muerto Inferior (PMI) y cómo esta fuerza no debe afectar a los elementos dentro de la máquina.

1.4 ALCANCES

La utilización del diseño de transmisión de ésta máquina, está destinada al proceso de troquelado de papel metálico apilado, sin embargo, adicionalmente ésta máquina puede servir para troquelar otros materiales, como planchas de acero con espesores de hasta 1/4”.

CAPITULO II

GENERALIDADES SOBRE PRENSAS MECANICAS EXCENTRICAS

2.1 DEFINICION

Para el proceso de troquelado, se usa una máquina llamada *prensa de troquelado*, el término *prensa* es usado para máquinas que realizan una gran cantidad de procesos como doblado, embutido, corte, etc.

Tomando como base el diccionario de la colección Farlex Clipart, de la Universidad de Princeton [1], se define literalmente como prensa, a cualquier máquina que ejecuta presión para moldear, formar o cortar materiales, extraer líquidos o extraer sólidos.

2.1.1 Partes Principales

En la Figura 2.1 se muestran las partes principales de una Prensa Troqueladora Mecánica típica, destinada al trabajo de láminas metálicas; unida al pistón está el portapunzón y fijada a la Placa Transversal, la portamatriz. Estos componentes son importantes ya que el *Punzón* y la *Matriz* junto con la *Prensa* conforman los componentes principales en el proceso de *Troquelado*.

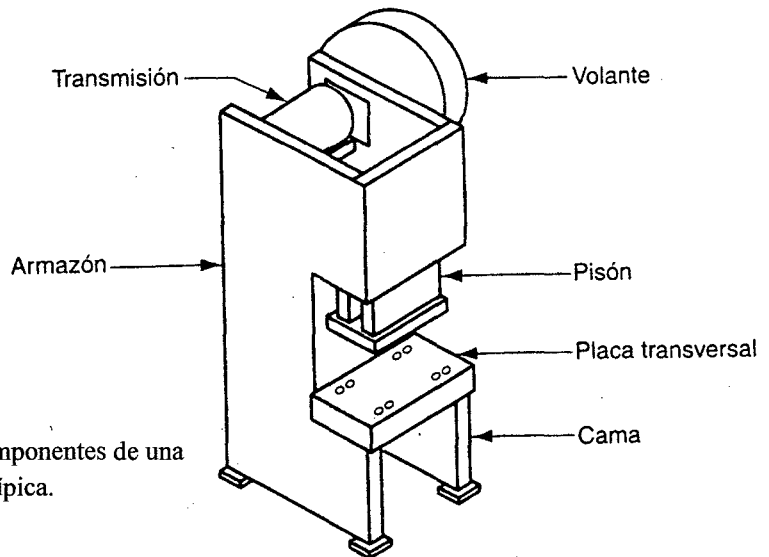
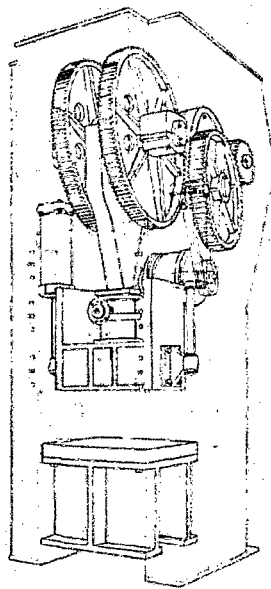


FIGURA 2.1 Componentes de una Prensa Mecánica típica.

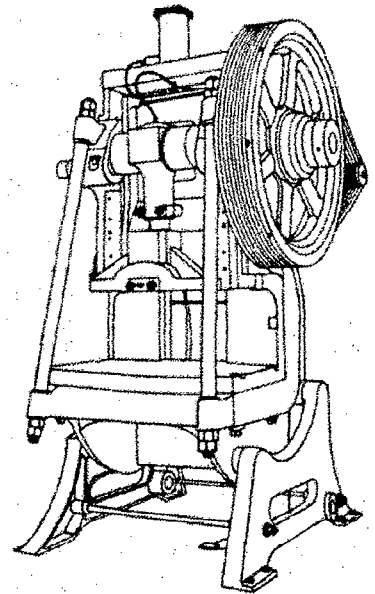
2.1.2 Clasificación

Las prensas se pueden clasificar como:

- *Prensas de Lado Recto* (Figura 2.2a).
- *Prensas de Escote* (Figura 2.2b).



(a)



(b)

FIGURA 2.2 a) Prensa Mecánica Excéntrica de Lados Rectos, b) Prensa mecánica de escote Inclinable (OBI).

Las *prensas de lado recto*, se caracterizan porque el desalineamiento angular bajo carga, prácticamente no existe.

Las *prensas de escote*, se caracterizan por la forma en “C”, que permite que la matriz y el material a cortar tengan mejor acceso por el frente y por los lados.

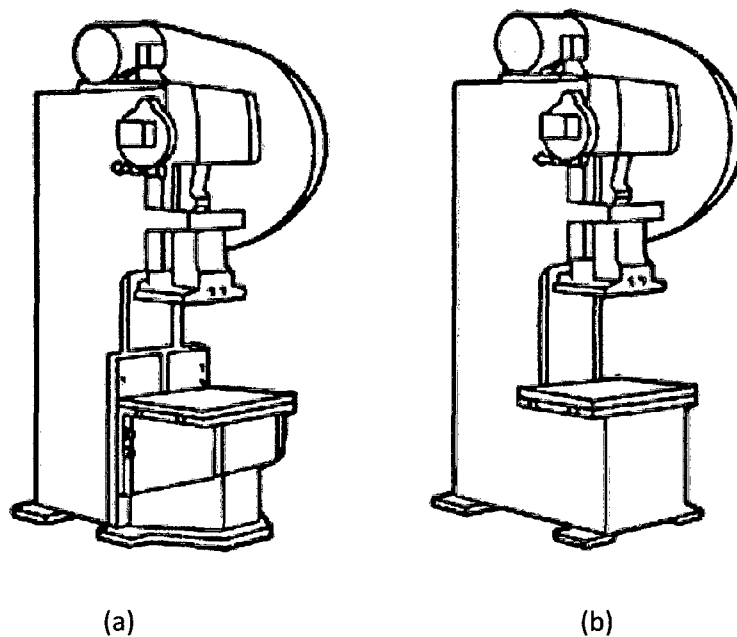


FIGURA 2.3 a) Prensa de cama ajustable, b) Prensa OBS.

Entre las *prensas de escote*, se puede mencionar a las *Inclinables con abertura posterior*, conocidas como OBI (Open Back Inclined, Figura 2.2b), a las de *armazón con cama ajustable* (Figura 2.3a), a las *estacionarias con abertura posterior*, conocidas como OBS (Open Back Stationary, Figura 2.3b), de *escote sólido o simplemente gap press* (prensa con abertura), a las *prensas plegadoras* (Figura 2.4a), y a las de *torreta con control numérico CNC* (Figura 2.4b).

Las *presas OBI* (Figura 2.2b) poseen una estructura en forma de C ensamblada a la base, de tal forma que pueda inclinarse hacia atrás para dejar caer por la abertura trasera el producto troquelado, las estructuras de las *presas OBI* están hechas de Fundición, generalmente Fundición Gris. Para evitar la deflexión bajo carga característica en este tipo de estructuras, se utilizan barras de sujeción al frente de la máquina, sin embargo, el desarrollo actual de dispositivos de desahogo de aire y de pequeñas correas transportadoras ha disminuido la demanda de *presas OBI*.

En contraste, las *presas OBS* (Figura 2.3b) son más robustas y poseen una estructura tipo caja sólida, construidas de pesadas planchas de acero, unidas por soldadura; una ventaja respecto a la fundición es, que el acero posee un mayor módulo de elasticidad, por lo tanto mayor rigidez. Por ejemplo comparemos los 205GPa del acero, con la fundición gris de grado 20 en ASTM DE 83GPa o con el hierro dúctil de 152GPa (Ver Apéndice A).

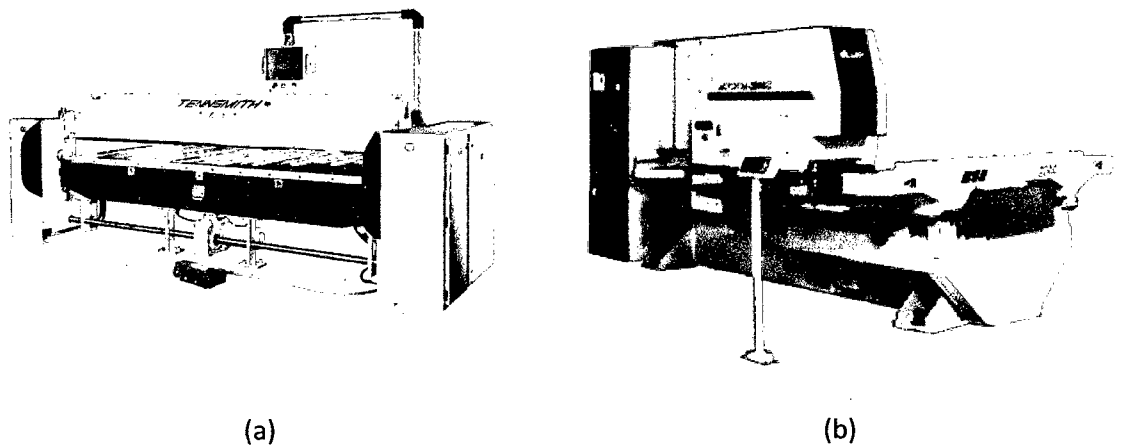


FIGURA 2.4 a) Prensa Plegadora, b) Prensa de Torrera.

2.1.3 Sistemas de Transmisión

El Sistema de Transmisión o Accionamiento de una prensa, puede ser: Mecánico ó Hidráulico, dependiendo si la energía suministrada es Energía Mecánica o Hidráulica respectivamente. A las primeras, se las clasifica como ***Prensas Mecánicas*** y a las segundas como ***Prensas Hidráulicas***.

Las ***Prensas Hidráulicas*** reciben la energía de una bomba hidráulica, quien la transmite hacia un cilindro y de ahí al pistón de la prensa para efectuar el trabajo, estas Prensas además de ser lentas poseen una fuerza bastante grande, a lo largo de todo su recorrido; razón por la cual en el trabajo con planchas queda limitada al embutido profundo.

Las ***Prensas Mecánicas*** sin embargo, reciben la energía de un motor eléctrico, la que es acumulada en una *Volante de Inercia* y transmitida a través de un mecanismo de *Transmisión Mecánica* hacia el pistón.

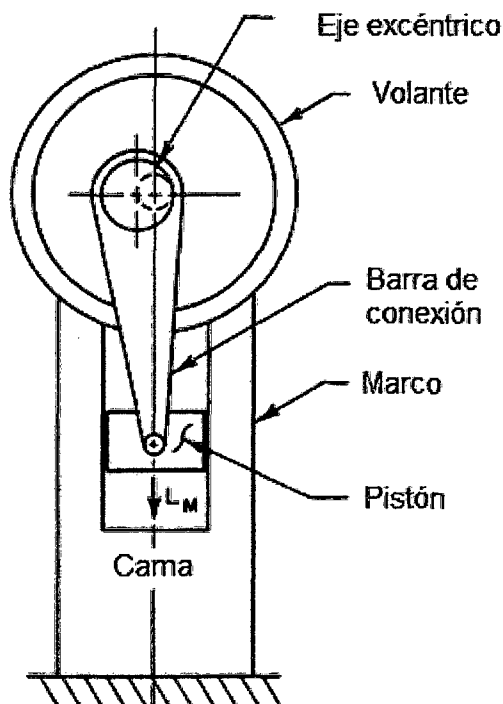


FIGURA 2.5 Esquema de una Prensa Mecánica Excéntrica.

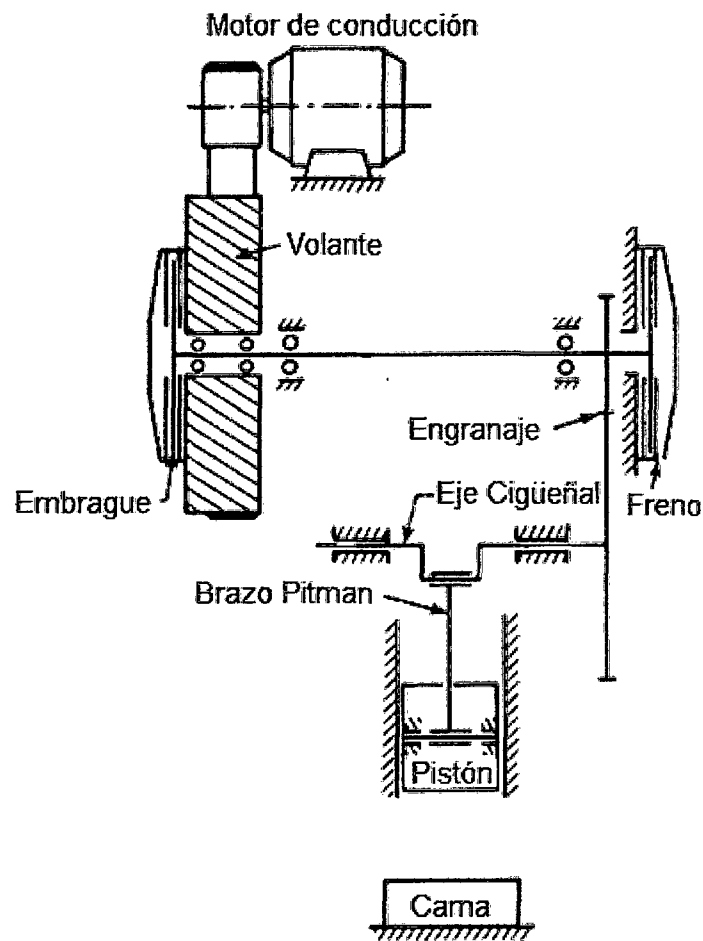


FIGURA 2.6 Esquema de una Prensa Mecánica de Cigüeñal.

2.1.4 Tipos de Sistemas de Transmisión Mecánica

Los Mecanismos ó Sistemas de Transmisión de una Prensa Mecánica, destinada al trabajo de planchas metálicas, son aquellos que se encargan directamente de transformar el movimiento rotacional del eje principal en un movimiento lineal necesario para el corte. En la mayoría de prensas de este tipo se utiliza uno de los tres tipos de sistemas de transmisión siguientes:

Excéntrico (Figura 2.5 y 2.7a), Eje Cigüeñal (Figura 2.6 y 2.7b) ó de Junta de Bisagra. (Figura 2.7c).

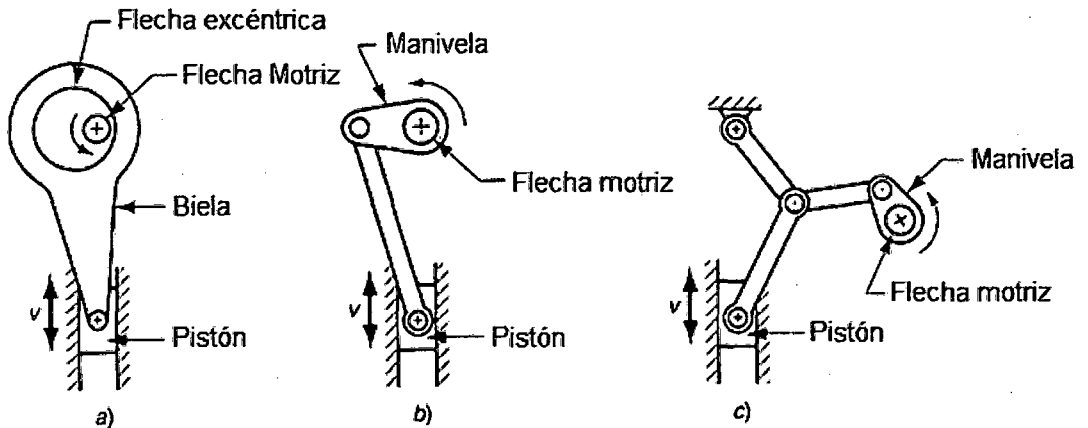


FIGURA 2.7 Tipos de Sistemas de Transmisión Mecánica: a) Por excéntrica b) Por cigüeñal c) Por junta de bisagra.

2.1.5 Tipos de Transmisión Mecánica

Ya sea que se trabaje con un sistema de transmisión mecánica de tipo cigüeñal o excéntrica, básicamente existen dos tipos de transmisión mecánica: el Engranado y el No Engranado (Figura 2.8), los cuales son encargados de transmitir la fuerza rotacional de la volante hacia el eje principal de la prensa.

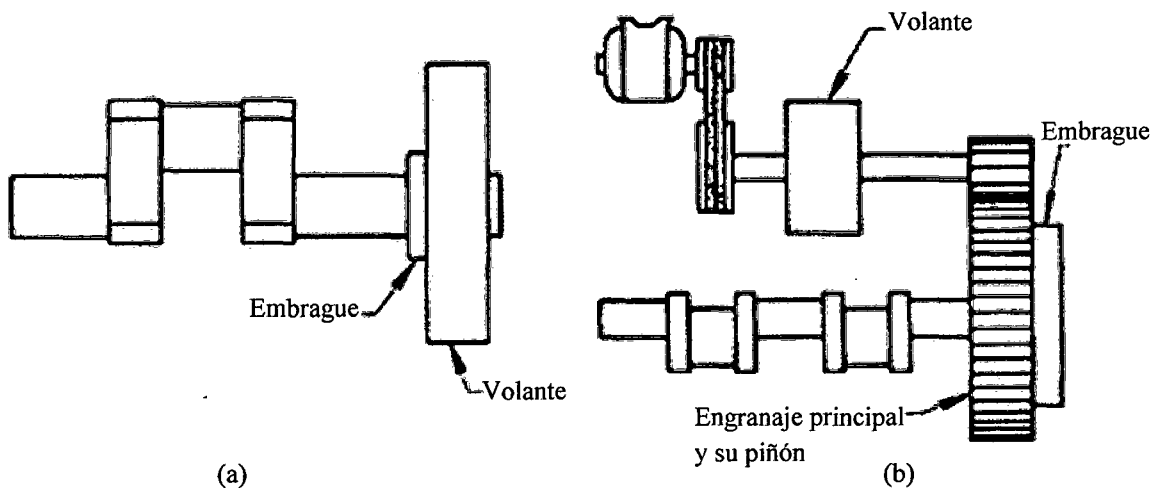


FIGURA 2.8 Tipos de Transmisión Mecánica: a) No Engranado b) Engranado.

En la Figura 2.8a se muestra un sistema de transmisión de cigüeñal *para un solo pistón* conducido directamente por la volante de inercia a través de un embrague de fricción, mientras que en la Figura 2.8b se muestra un sistema de engrane simple con cigüeñal *para doble pistón* conducido a través de un engranaje y un embrague de fricción. Estos tipos de sistemas en un caso extremo presentan el problema de desalineamiento bajo carga mostrado en la Figura 2.9.

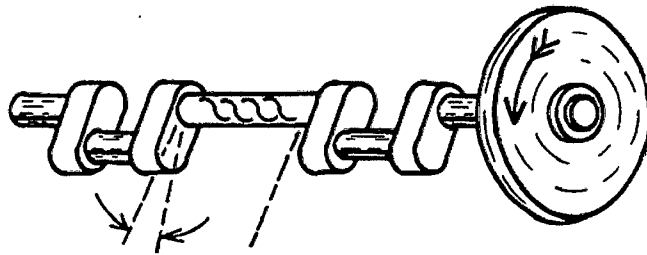


FIGURA 2.9 Desalineamiento angular en el eje cigüeñal.

Este problema puede eliminarse con un sistema de doble engranaje, ubicado en los extremos del eje principal mostrados en la Figura 2.10

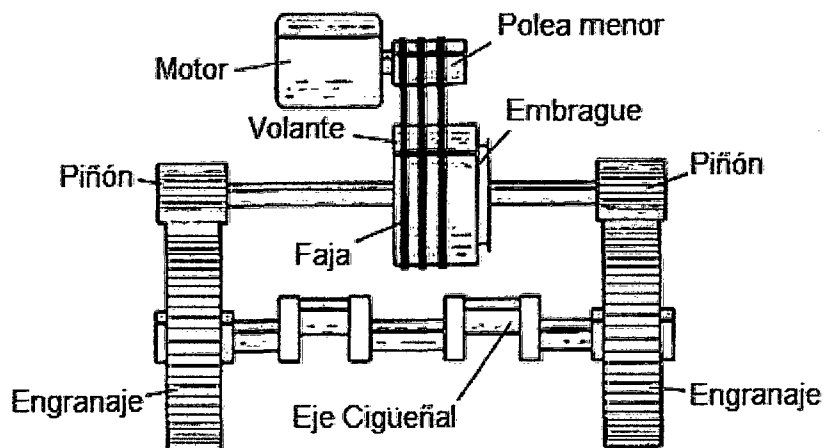


FIGURA 2.10 Sistema de trasmisión engranado en ambos extremos del eje cigüeñal.

2.2 CORTE DE LÁMINAS EN FRÍO

Se refiere al trabajo a temperatura ambiente o menor, en el cual para lograr una deformación permanente y posterior ruptura de los metales debemos superar el límite de fluencia; es decir, el metal trabajará en la región plástica hasta llegar a su límite de ductilidad y posterior ruptura (Figura 2.11).

Es deseable por lo tanto, tener una alta ductilidad y un bajo límite de fluencia. Estas dos cualidades mejoran con el aumento de la temperatura.

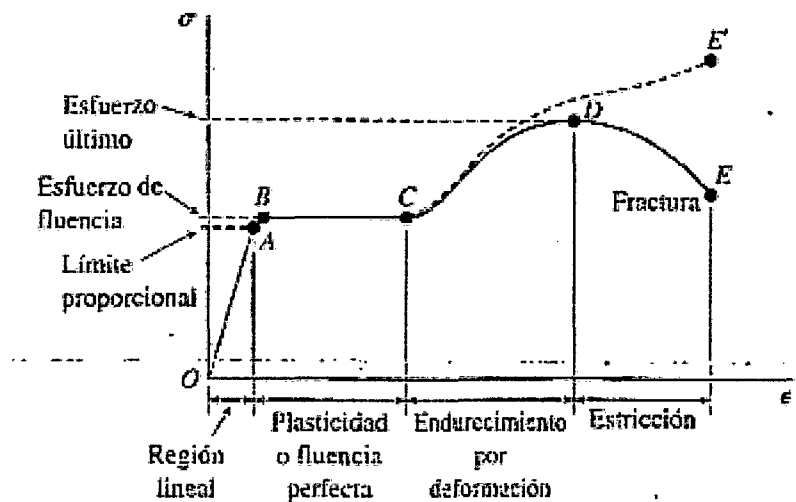


FIGURA 2.11 Diagrama esfuerzo deformación unitaria para el acero en tensión (fuera de escala)

2.2.1 Ventajas y Desventajas del Trabajo en Frío

Entre las principales ventajas podemos destacar las siguientes:

- Mejores acabados superficiales.
- Mejores tolerancias.
- Mejor precisión.

- Posibilidad de obtener propiedades de dirección deseadas en el producto final.
- Mayor dureza de las partes.

Como algunas desventajas se puede mencionar:

- Se requieren fuerzas de trabajo mayores para contrarrestar el “endurecimiento por deformación”, que aumenta la resistencia de la lámina.
- La reducción de ductilidad y el aumento de resistencia (a la tensión) limitan la cantidad de operaciones de formado que pueden realizarse.

2.2.2 Etapas de Corte

La operación de corte sobre láminas, se realiza por la acción llamada de cizalla, entre dos bordes afilados de corte (punzón y troquel) según la Figura 2.12. Los pasos esquematizados son:

- a) El punzón se mueve hacia abajo y entra en contacto con el material a cortar
- b) El material es empujado por el punzón originándose una *deformación plástica* en las superficies de la lámina.
- c) El punzón comprime aun más el material originándose la llamada *penetración* sobre la lámina, el cual la comprime y corta.
- d) Finalmente se origina la *fractura* de la lámina

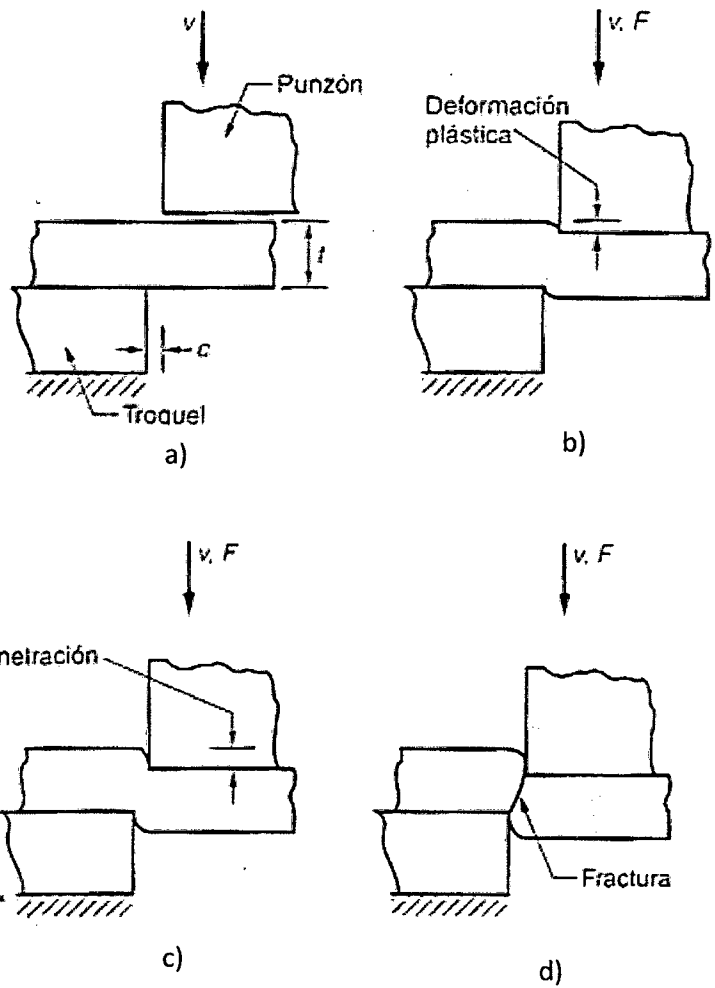


FIGURA 2.12 Etapas durante el corte a), b), c) y d)

Los bordes característicos del material originados luego del corte muestran tres zonas, una llamada de redondeado, otra de Bruñido y una zona de fractura, según la Figura 2.13.

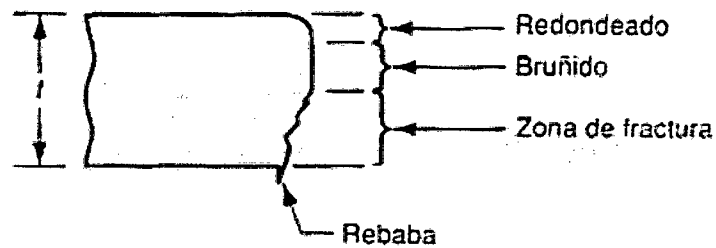


FIGURA 2.13 Bordes cizallados característicos del material de trabajo

2.2.3 El Cizallado

El Cizallado, junto con el Perforado y Punzonado, son las tres principales operaciones de corte por Cizalla para planchas metálicas; sin embargo, las operaciones de troquelado propiamente dichas son el Perforado y Punzonado.

El Cizallado, es la operación de corte realizada a lo largo de una línea recta entre los dos bordes cortantes del punzón y troquel (matriz). *La cuchilla de la cizalla está generalmente sesgada*, para reducir la fuerza requerida de corte, según se muestra en la Figura 2.14. La fuerza de cizallado máximo F_{ci} se calcula multiplicando el área de la sección de corte A por el esfuerzo de corte S_s del material [2].

$$F_{ci} = A \times S_s = (b \times t) \times S_s \quad (2.1)$$

Donde:

F_{ci} está dado en Newtons N, el S_s en N/mm^2 , b es el ancho de material a cortar en mm y t su espesor en mm.

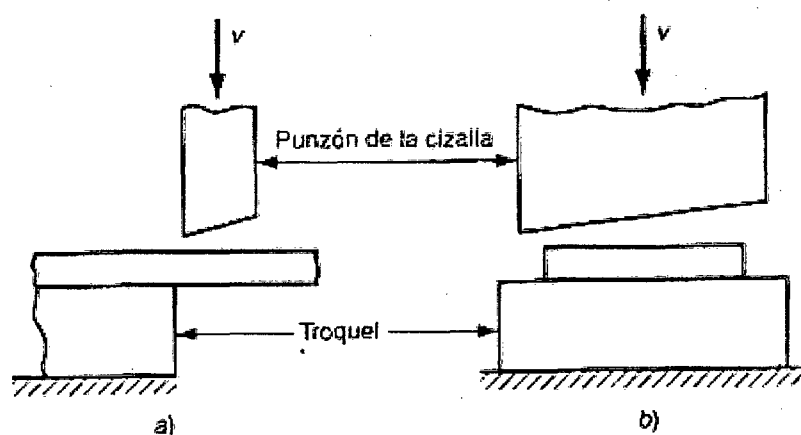


FIGURA 2.14 Operaciones de cizallado: a) Vista lateral b) vista frontal

2.2.4 El Perforado

El perforado implica un corte de la lámina a lo largo de una línea cerrada en un solo paso, en el que se desecha el material cortado llamado pedacería. El material remanente es la pieza deseada (Figura 2.15a).

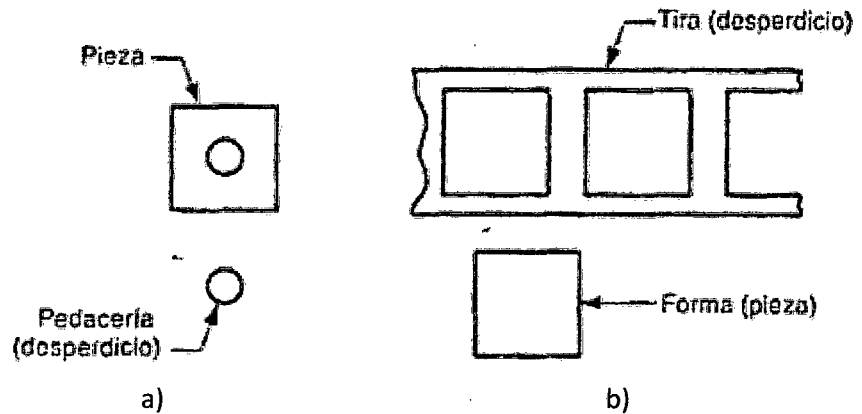


FIGURA 2.15 a) Perforado b) Punzonado

2.2.5 El Punzonado

El punzonado es similar al perforado, excepto que, la pieza que se corta es el producto deseado, mientras que el material circundante remanente luego del corte es desechado. Figura 2.15b).

La fuerza de troquelado F_{tr} en Newtons para estas dos últimas operaciones de corte se calcula mediante la siguiente expresión:

$$F_{tr} = S_s \times A = S_s \times (L \times t) \quad (2.2)$$

En donde, el esfuerzo de corte queda denotado por S_s en N/mm^2 y el área de corte por A en mm^2 . Esta área queda determinada como la longitud del perímetro de corte L en mm por el espesor de material t en mm [2].

2.2.6 Resistencia de los Materiales al corte por Cizalladura

En el proceso de troquelado, el extremo inferior del punzón describe un movimiento lineal desde un Punto Muerto Superior PMS, hasta un Punto Muerto Inferior PMI, a la distancia variable entre el punzón y el PMI se lo denota con la letra x . El corte se inicia en un punto cercano al PMI, punto en el cual, el punzón encuentra al material de espesor t en el punto A (Figura 2.16) y se inicia el corte. Para el corte por cizalladura de planchas metálicas en frío, la fuerza de resistencia al corte F_c se comporta según las Figuras 2.16 dependiendo si se trata de un material blando o uno duro.

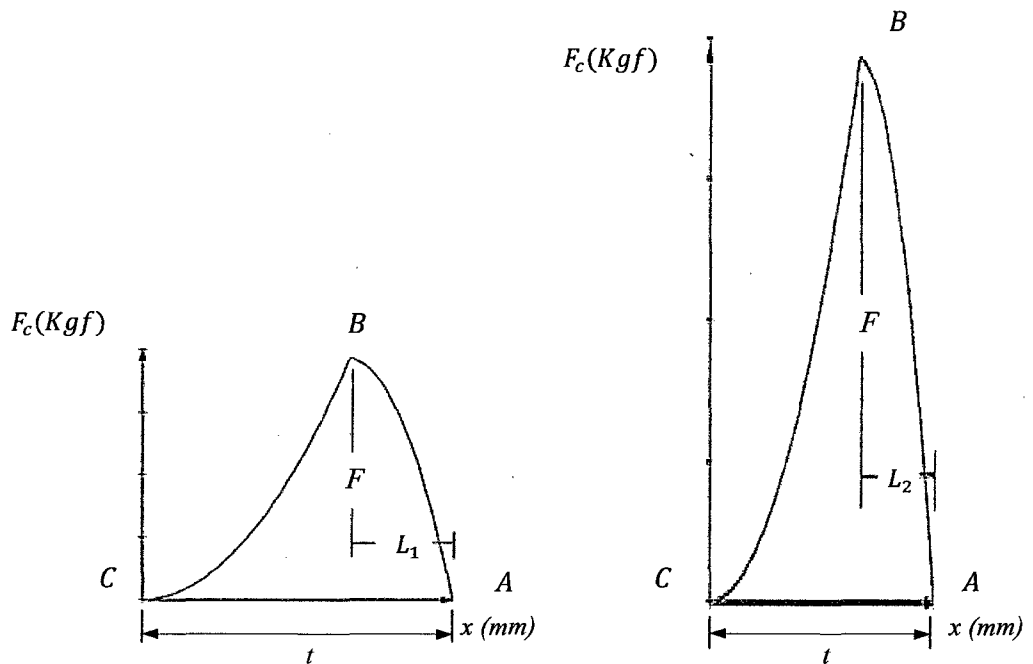


FIGURA 2.16 Resistencia del material F_c vs. Espesor t para: a) Material blando b) Material duro

Aquí se puede observar, que para un material duro se requiere mayor fuerza, la cual aumenta rápidamente desde el inicio del troquelado en A hasta llegar a un máximo de fuerza en B, para luego caer bruscamente hacia el punto C (fin del corte). Para ambos materiales, luego de iniciarse el corte en

el punto A, ocurre una penetración de longitud L dentro del material antes de alcanzarse una *Fuerza Máxima de Resistencia al Corte* F en el punto B, esta longitud L será igual a $L_1 = 1/3$ del espesor t para materiales blandos y $L_2=1/5$ del espesor t para materiales duros. [3].

Es preciso destacar, que la fuerza de troquelado $F_{tr} = F$ es la fuerza máxima que la máquina es capaz de transmitir, mientras que, la fuerza de resistencia del material F_c es una fuerza variable a lo largo del corte.

Así como existe, una fuerza de resistencia al corte por cizalladura F_c , también existe, una resistencia al corte por cizalladura τ en N/mm^2 evaluada de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{F_c}{\text{area de corte}} \quad (2.3)$$

Para un punzón hueco de sección circular, el área de corte es el área lateral del cilindro de altura t en mm formado en el extremo del punzón de diámetro d también en mm, que queda definida en la Ecuación 2.3 de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{F_c}{\pi dt} \quad (2.4)$$

2.3 FUERZA DE TROQUELADO REQUERIDA (F)

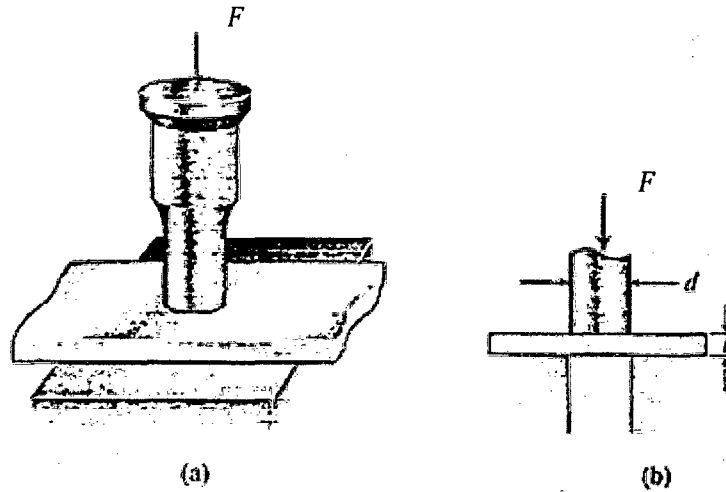


FIGURA 2.17 Perforación de una placa de acero: a) Vista Tridimensional b) Vista Frontal

La *Fuerza de Troquelado Requerida* F determinará la *capacidad de la prensa*, la que queda determinada por la *Fuerza Máxima de Resistencia al Corte* F que ofrece el material (Figura 2.16). Dicha fuerza se puede calcular experimentalmente y/o teniendo como dato la resistencia al corte del material S_s , para luego reemplazarla en la Ecuación 2.2. de la siguiente manera:

$$F = F_{tr} = S_s \times (L \times t) = S_s \times (\pi d \times t) \quad (2.5)$$

Donde:

- La capacidad de la prensa F es igual a la fuerza de troquelado máxima F_{tr} en Newtons N.
- L es la longitud en mm del perímetro del punzón de diámetro d también en mm ($L = \pi d$).
- t es el espesor en mm del material a cortar.

- La resistencia al corte por cizalladura S_s está dado en N/mm^2 .

2.4 ENERGIA DE TROQUELADO REQUERIDA (E)

En el manual de la ASM titulado *Forming and Forging* Vol. 14 [4], se describe en su capítulo referente al punzonado de planchas de acero de bajo carbono a la energía requerida para el corte E en Joules como una función directa de la profundidad s en metros en que actúa la carga. Esta profundidad se evalúa como el espesor t en metros multiplicada por el porcentaje de penetración p antes de la fractura.

$$E = F \times s \quad (2.6)$$

$$s = p\% \times t \quad (2.7)$$

En la Figura 2.18a, se muestra el comportamiento idealizado del acero de bajo carbono ante el corte, en donde se está considerando que la fuerza es casi constante antes de la fractura y luego del mismo se cae bruscamente a casi cero.

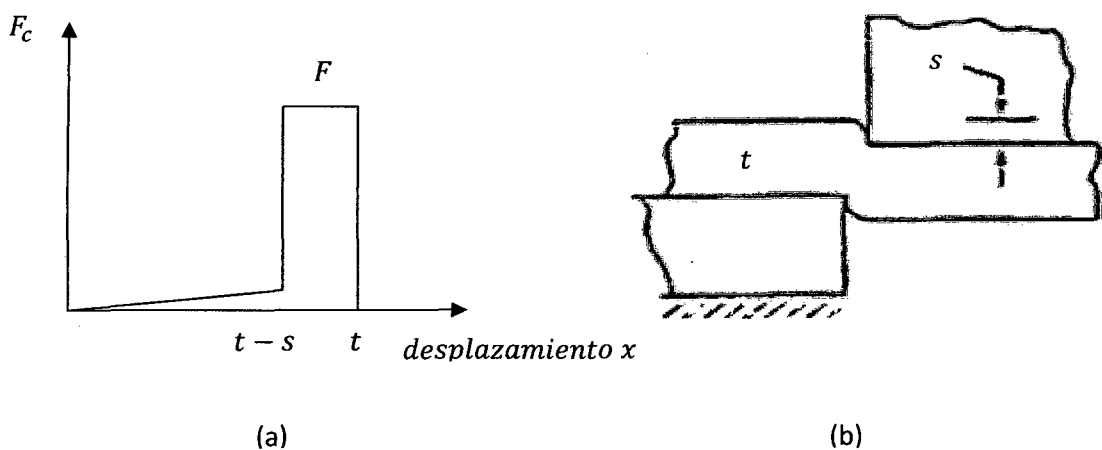


FIGURA 2.18 Para acero de bajo carbono: a) Comportamiento de su resistencia b) Vista Frontal de corte.

También se puede definir a una *fuerza de troquelado promedio* F_{tp} , evaluada según el teorema del valor medio como:

$$F_{tp} = \frac{F \times s}{s + s_1} \quad (2.8)$$

Donde:

- s_1 : profundidad del corte angular en mm.
- $s + s_1$: espesor aproximado de la lámina t en mm.

En algunas plantas, como práctica simplificada, se ignora el corte parcial dentro del cálculo de la fuerza de troquelado. Cuando el corte total es utilizado, la fuerza es calculada como si no existiera cizalla angular y entonces reducida en 30% según:

$$F_{tp} = 0,7F \quad (2.9)$$

En el libro de Taylan Altan [5], se define a la energía de troquelado en función al tipo específico de operación de formado, es decir, según la gráfica de resistencia que ésta operación determina sobre el material. En la Figura 2.19 se muestra el comportamiento de resistencia de un material ante el proceso de Punzonado. Su modelo matemático que define la energía de troquelado es el siguiente:

$$E = F \times t \times M \quad (2.10)$$

Donde M es el factor característico que depende del tipo de operación de forma, que para el caso de punzonado es $M = 2/3$.

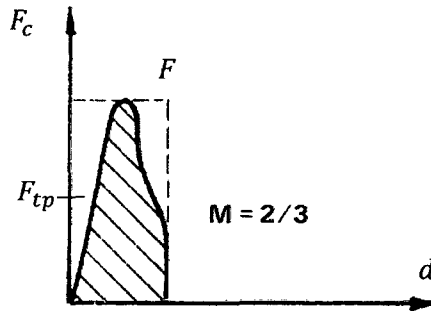


FIGURA 2.19 Curva carga versus desplazamiento para el proceso de Punzonado [5].

Una tercera forma para hallar la energía requerida durante el corte, consiste en determinar primero el área bajo la curva de la Figura 2.16 [3] y luego por teorema del valor medio hallar una fuerza troqueladora promedio F_{tp} con lo que se obtiene un torque T constante en Nm que alimente a la volante y finalmente una potencia P en Watts del motor eléctrico mediante la siguiente relación:

$$P = T \times w \quad (2.11)$$

Donde w es la velocidad angular en radianes por segundo (rad/s) del eje principal.

2.5 DEFINICION DE LA FUERZA NOMINAL DE LA MAQUINA

En la Figura 2.20 se muestran las fuerzas transmitidas por el motor eléctrico al eje de la cabeza de biela, que gira a $w = \frac{d\alpha}{dt}$, y de ahí al extremo P de la biela L

quien desliza linealmente al punzón entre las correderas. El ángulo α está definido como el **ángulo anterior al PMI** que hace la manivela r con la vertical.

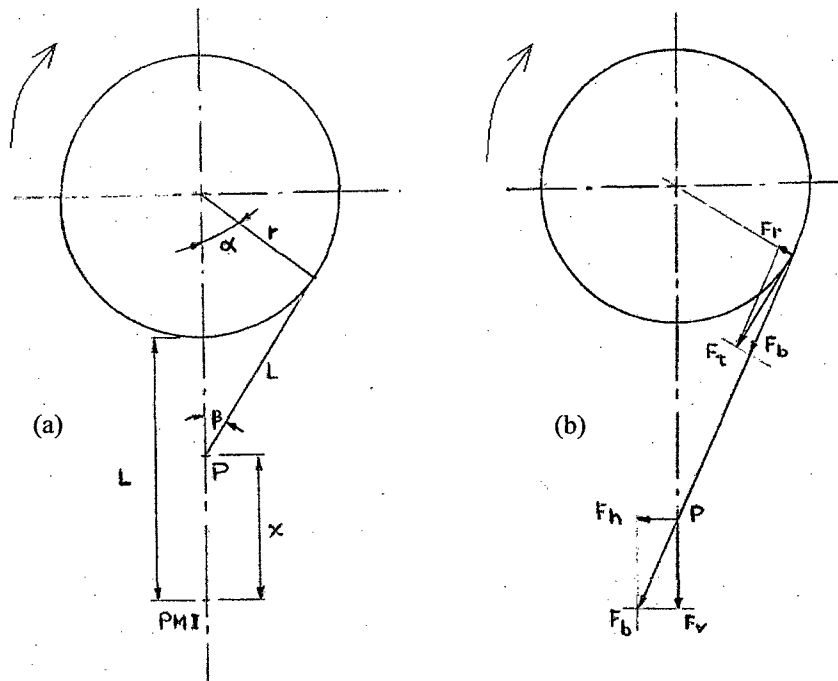


FIGURA 2.20 Sistema Biela-Manivela: a) Variables geométricas, b) Diagrama de Fuerzas

En la Figura 2.20, en el funcionamiento de la máquina, el eje gira a velocidad angular w constante e imaginemos un sistema sin volante, ni pesos en los ejes, sin fricción ni carga es decir un sistema totalmente ideal, se observa que mientras no exista carga el torque transmitido y por ende la potencia de motor transmitido será cero, con la fuerza tangencial transmitida F_t es cero, ya que:

$$\text{Potencia} = P = Tw = (F_t r)w = F_v v \quad (2.12)$$

Donde:

- T es el torque transmitido cuando existe carga.
- w es la velocidad angular.

- r es el radio de giro
- F_t es la fuerza tangencial que se genera debido a la existencia de un torque.
- F_v es la componente vertical de la fuerza sobre P que por estar limitado a un movimiento vertical será la única que transmita potencia
- v es la velocidad lineal vertical de P, igual a $\frac{dx}{dt}$.

En la Figura 2.20b se muestra a F_h como la componente horizontal de la fuerza en P, la cual por ser perpendicular al movimiento no produce trabajo; se debe recordar que la definición de carga es todo aquello que se opone al movimiento, exigiendo por ello al motor, a trabajar a un torque determinado, este movimiento a su vez originará un trabajo.

Cuando exista una carga, el motor se verá exigido a transmitir un torque el cual generará directamente una fuerza tangencial F_t que se descompondrá en una fuerza radial F_r que no genera trabajo y otra fuerza F_b hacia la biela, la cual a su vez se descompondrá en una horizontal F_h que no genera trabajo y otra vertical F_v . Por otro lado despejando la Ecuación 2.12:

$$F_v = \frac{Tw}{v} \quad (2.13)$$

En la ecuación anterior se puede observar que, cuando la velocidad vertical es muy próxima a cero la fuerza vertical se hace muy grande, esto ocurre en los cambios de orientación de la velocidad, es decir, en el PMI y PMS, en donde se obtendrá una fuerza teóricamente infinita e instantánea. En la Figura 2.21 se aprecia el comportamiento del F_v respecto al ángulo α , para un $F_t = 1$, y un $r/L = 0,1$ [3].

Se observa que para un α cercano a 0° y a 180° la fuerza a transmitir se hace infinita. Los fabricantes usan un ángulo cercano a cero para definir la capacidad de corte de sus máquinas en toneladas, siendo ahí donde ellos evalúan matemáticamente su tonelaje.

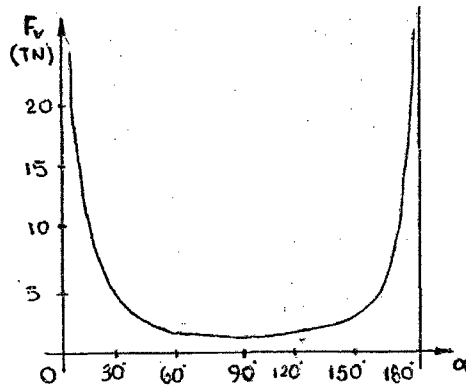


FIGURA 2.21 Tendencia general de la fuerza vertical respecto al ángulo α .

Se considera que el valor máximo de fuerza transmitido con seguridad por una troqueladora, se da entre 20° y 30° antes del Punto Muerto Inferior PMI, normalmente 30° para prensas del tipo de reducción de engranajes y 20° para prensas de volante directo.

TABLA 2.1 Distancias normadas del punzón al PMI para obtener una Fuerza Máxima Segura

Tipo de Prensa	Distancia
De accionamiento directo por volante	$\frac{1}{16}''$
De engranaje, accionamiento simple	$\frac{1}{4}''$
De engranaje, accionamiento gemelo	$\frac{1}{2}''$
De engranaje de excéntrica	$\frac{1}{2}''$

La Tabla 2.1 muestra las distancias que debe tener el punzón del PMI para obtener una máxima y segura fuerza transmitida en el corte [6].

2.6 CINEMATICA DEL SISTEMA BIELA MANIVELA

Aquí se analiza como varía la posición y velocidad del punto P en el pistón, el cual se deslizará linealmente sobre la corredera en la dirección del corte. Se utiliza la siguiente fórmula para determinar la posición x del punto P . (ver Figura 2.20), [6].

$$x = r - r \cos \alpha + \frac{r^2}{2L} \sin^2 \alpha \quad (2.14)$$

Donde:

- α es el *ángulo anterior al PMI* que hace la manivela r con la vertical (Figura 2.20a).
- r es el radio de circunferencia que describe la cabeza de biela
- L es la longitud de la biela

Esta fórmula ha sido demostrada por relaciones y teoremas matemáticos como la ley de senos entre otras, y aproximada mediante la serie de Newton a una ecuación más simple de derivar. Posteriormente ésta ecuación es derivada para obtener la ecuación de la velocidad del punto P , considerando para ello una velocidad angular constante de la cabeza de la biela de

$$w = \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.15)$$

La velocidad lineal del punto P queda:

$$v = rwsen \alpha + \frac{r^2}{2L}wsen2 \alpha \quad (2.16)$$

2.7 PARAMETROS DE INGENIERIA EN LA MATRIZ

En el análisis de ingeniería, tanto para diseñar la prensa como su respectiva matriz es importante tener en cuenta una serie de parámetros de ingeniería (Ver Apéndice B), de los cuales para la aplicación de la presente tesis es relevante lo siguiente:

- **Holgura o espacio c**

Se define así a la distancia horizontal existente entre el punzón y el troquel. Típicamente estas holguras varían entre el 4 y 8% del espesor t de la lámina metálica en un prensado convencional. Cuando la holgura es demasiado pequeña, las líneas de fractura tienden a montarse una sobre otra, originándose un doble bruñido, como lo muestra la Figura 2.22a, y requiriéndose además una mayor fuerza de corte. Por otro lado si la holgura es demasiado grande, los bordes de corte pellizcan la lámina dando como resultado una rebaba excesiva, como lo muestra la Figura 2.22b.

Para operaciones de corte en los que se requiera bordes muy rectos, como en el rasurado y el perforado, la holgura deberá ser solamente 1% del espesor de la lámina.

Teniendo el tipo de lámina y su espesor, La holgura correcta “c” en mm o pulgadas puede obtenerse haciendo uso de la siguiente fórmula:

$$c = A_c \times t \quad (2.17)$$

Donde:

- “ A_c ” es la tolerancia de holgura, que se evalúa según la Tabla 2.2.
- “ t ” es el espesor del material en mm o pulgadas.

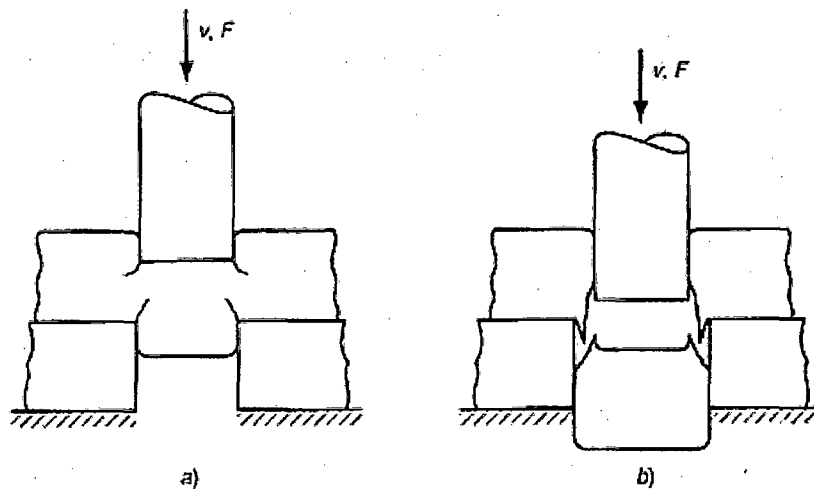


FIGURA 2.22 Efecto de espacio: a) Espacio muy pequeño b) Espacio excesivo

TABLA 2.2 Tolerancias para tres grupos de Láminas metálicas, [2]

Grupo metálico	A_c
Aleaciones de aluminio 1100S y 5052S, todos los temples	0.045
Aleaciones de aluminio 2024ST y 6061ST; latón, todos los temples; acero suave laminado en frío; acero inoxidable frío	0.060
Acero laminado en frío, dureza media; acero inoxidable, dureza media y alta	0.075

2.8 VOLANTE DE INERCIA

La volante, es un dispositivo utilizado por máquinas que poseen una demanda de energía no uniforme; estos dispositivos son diseñados para almacenar energía durante el periodo de demanda de energía baja o casi nula y utilizada durante el periodo de demanda súbita de energía. En el caso de la prensa troqueladora, la volante es cargada de energía en el periodo de subida del pistón luego del corte, y en el periodo de bajada antes del corte, cerca al punto muerto inferior PMI. Sin considerar la fricción, idealmente hablando, ésta energía es liberada en forma de Torque demandado durante aproximadamente 24° antes del PMI hasta 0° en el PMI, para luego iniciar el ciclo nuevamente (Figura 2.23).

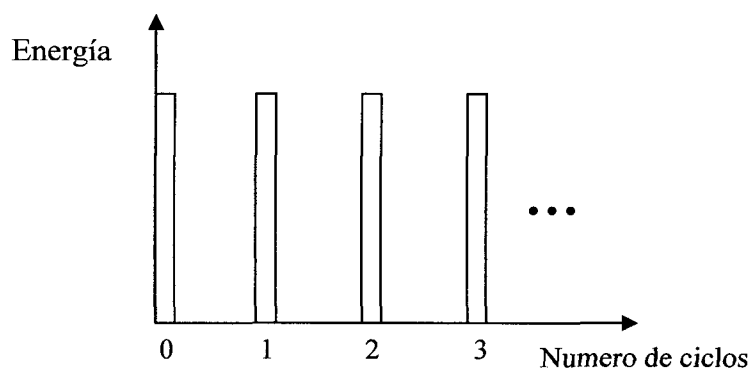


FIGURA 2.23 Demanda de energía en una prensa Troqueladora.

Es importante mencionar, que el uso de prensas mecánicas sin volantes es poco frecuente y está limitado a prensas mecánicas de muy alto tonelaje con el eje directamente conectado al motor [4].

Idealmente se puede comprobar con un balance de energía aplicado a un ciclo, que toda la energía que el motor entrega de manera uniforme sirve para alimentar a la volante de inercia.

Al iniciarse el funcionamiento de la máquina, la volante se carga de energía hasta un 100% de energía, luego durante el corte, se utilizará un porcentaje de esa energía y luego del corte esta energía nuevamente es repuesta hasta un 100% reiniciándose el ciclo nuevamente. El porcentaje de energía utilizado durante el corte puede variar significativamente. Para una operación intermitente se considera una disminución de la velocidad en la volante de como máximo 20%, mientras que para una operación continua 10% es el límite. Las características de torque velocidad-baja del motor eléctrico de la prensa afecta directamente este porcentaje debido a que la habilidad para restaurar la energía cinética perdida es función de estas características.

La cantidad de energía E disponible para una disminución del 10% de velocidad, puede ser calculada mediante la siguiente ecuación, [4]:

$$E = \frac{N^2 D^2 W}{6,8 \times 10^6} \quad (2.18)$$

Donde E está dado en Kilojoules, N es la velocidad resultante (más baja) de rotación de la volante en RPM, D es el diámetro de la volante en metros y W es el peso de la volante en kilogramos fuerza.

Si los cálculos determinan que la volante no suministra la energía necesaria, puede ser necesario incrementar el peso, diámetro o velocidad de la volante, o utilizarse un tipo diferente de transmisión o motor.

CAPITULO III

CONCEPCION DE LA PRENSA

3.1 DESCRIPCION DEL PROYECTO

Actualmente existen algunos trabajos en nuestro medio y en el extranjero sobre algunos tipos de prensas, en los cuales por la complejidad que implica el diseñar una prensa, se cometen algunos errores o inexactitudes. Intentar corregir la totalidad de estas inexactitudes o empezar a calcular desde cero y recalculer estos valores, no serviría de mucho si no existe de por medio un prototipo con el cual puedan verificarse estos resultados teóricos de ingeniería. Por otro lado, hacer un prototipo de prensa y analizarlo solo para un componente tal como el embrague, implica que encontraremos una gran cantidad de variables a analizar, las cuales posiblemente no podamos predecir teóricamente; otra serie de ensayos se podrían realizar solo al punzón y evaluar los problemas que se pueden producir en el proceso de corte dependiendo de la forma, geometría y materiales involucrados. En forma similar, cada parte de la prensa tiene una gran cantidad de variables a analizar teóricamente.

El diseño de una gran cantidad de elementos que conforman una prensa implica usar un diseño existente de alguna parte de la máquina, hacerle un estudio adecuado y buscar fuentes confiables de información técnica con lo cual se conseguirá mejorar e innovar la máquina.

En la presente tesis, se realiza un análisis del diseño del Sistema de Transmisión de una prensa mecánica excéntrica, destinada al troquelado de láminas; así como, el estudio de sus curvas características. Se analiza el movimiento del pistón, la geometría de la excéntrica y eje descentrado, la volante y todos los parámetros involucrados, ya sean instantáneos o promedios; lográndose de esta manera construir sus curvas. Se toma previamente en cuenta los punzones, y el comportamiento del material a cortarse, se propone una potencia de diseño destinada a seleccionar la potencia del motor eléctrico y finalmente se hace un estudio de factibilidad sobre el proceso de troquelado para obtener confeti a partir de papel metálico apilado nuevo y reciclado.

3.2 SITUACION ACTUAL

La preferencia de los industriales es por máquinas troqueladoras reconstruidas relativamente grandes y sobredimensionadas para sus necesidades.

Hay una empresa que fabrica confeti de papel al por mayor utilizando para el proceso una prensa especialmente construida para este fin, dicha maquinaria consiste en un eje descentrado sujetado con chaveta.

Esta empresa intentó fabricar el confeti circular hecho de papel metálico utilizando para este proceso punzones huecos; se entiende que, por cuestiones técnicas de diseño esto no prosperó.

3.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

c) Respecto a la Prensa

El problema principal cuando se fabrica confeti a base de papel apilado es que se raja el canal chavetero y/o el eje descentrado, normalmente se usa soldadura para recuperar dicho eje, sin embargo las altas temperaturas de soldeo, alteran la resistencia y propiedades del material.

El otro problema se origina al fabricar confeti a base de papel metálico apilado, en este caso a las dos fallas anteriores, se le suma también la falla que se da en el punzón, lo que disminuye su periodo de recambio. Una falla adicional se origina al intentar trabajar con un bastidor de hierro fundido, generalmente de fundición gris.

Muchas veces estas máquinas tienen un valor Nominal de Carga dada por el vendedor muy por encima del valor real nominal de carga segura que la recomendada técnicamente.

Se debe tener en cuenta, además, que no es lo mismo una fuerza de 100Kgf descansando sobre una plancha (prensa hidráulica), que una fuerza de 100Kgf soltado sobre una plancha desde una altura de 3 metros. No es lo mismo tampoco una fuerza de 100Kgf aplicado durante una décima de segundo que esa misma fuerza aplicada durante 3 segundos. No es lo mismo un flujo de energía instantáneo a un flujo de energía uniforme durante todo el proceso de corte.

Para estos procesos de corte se debe determinar cuál es el verdadero valor de la máquina por medio del uso correcto de los parámetros. Para el análisis del comportamiento de la máquina en el proceso de elaboración del confeti se debe realizar las curvas características del funcionamiento de la máquina.

d) **Respecto al Proceso de Troquelado**

La preferencia de la gente se inclina por un producto que sea llamativo, que brille y que posea una forma uniforme o circular. Este producto podría ser la ***picapica circular metálica*** (de papel metálico); sin embargo, actualmente esto no se produce. Lo que se produce es ***picapica circular de papel*** y ***picapica recortada metálica*** (Ver Figura 1.1 del Capítulo I).

En algún momento, los fabricantes experimentaron *empíricamente* con el papel metálico, intentando crear un producto de forma circular pero usando éste material, utilizando para éste fin los mismos punzones sólidos usados para hacer picapica de papel convencional, esto dio como resultado que los punzones se rompieran rápidamente, aun así obtuvieron una cantidad de papel metálico circular pero limitado a un tamaño relativamente pequeño (5mm de diámetro aproximadamente), el cual tuvo que ser vendido a un precio muy por encima de la ***picapica recortada metálica*** para obtener cierta ganancia.

Otro problema, con este nuevo producto obtenido fue su ***apariencia***, es decir, que debido a la uniformidad y pequeño tamaño, éste tenía una mayor densidad lo que lo hacía lucir de menor peso al empacarlo; tomemos un ejemplo de esto, 250gr del ***picapica circular metálico*** (cuanto más pequeño era éste) tenía un volumen menor a los 250 gr de la ***picapica recortada metálica***.

A pesar de estos inconvenientes, la picapica metálico circular mostró ser de gran agrado para el público en general, llamando positivamente su atención, debido entre otras cosas a su uniformidad en tamaño, colores y brillo del papel metálico.

Inicialmente éste nuevo producto se logró vender en paquetes de menor tamaño, pero no pudo competir en precio con la *picapica recortada metálica* existente, razón por la cual desapareció totalmente del mercado.

Un problema que actualmente existe con la *picapica recortada metálica*, es la *contaminación*. Es importante recordar que este producto se elabora en máquinas *cortadoras de plástico*, las cuales no están diseñadas para esta función y trabajan permanentemente cerca de los botaderos de basura más de 8 horas diarias con basura plástica. Un ejemplo de esto se puede observar en las riberas del Río Rímac, en el cual se instalan generalmente estos negocios con sus *Máquinas Cortadoras* y *Sopladoras de Plástico*.

Se puede observar además dentro de los empaques de *picapica recortada metálica* un exceso de materiales extraños como plásticos, cartones y basura en general, tal como se muestra en la Figura 3.1.

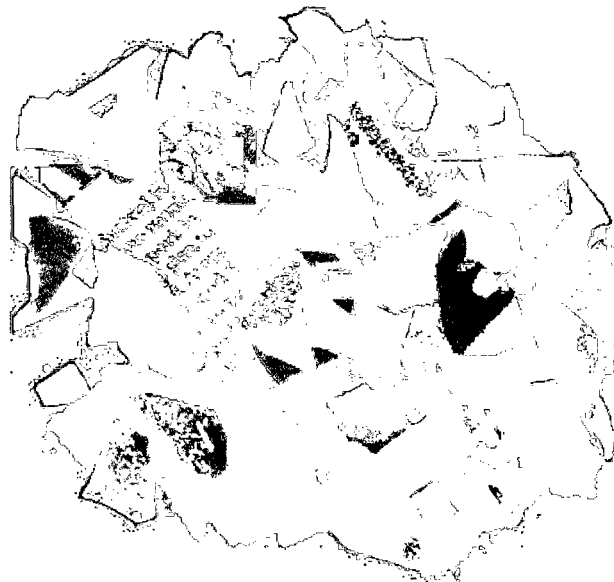


FIGURA 3.1 Ejemplo de confeti recortado metálico vendida con exceso de contaminación

CAPITULO IV

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISION

4.1 FUERZA DE CORTE

Se ha establecido experimentalmente una fuerza máxima de resistencia que ofrece el material (papel platina apilado) al corte por cizalladura es $F_c = 1920Kgf$. Esta fuerza se obtuvo al cortar una pila de papel platina de 2,25mm de espesor t , con 8 punzones huecos de 20mm de diámetro d . Sin embargo es de suponer que si el número de punzones se aumenta a 14, la fuerza de corte aumentará en proporción directa a dicho valor, es decir a un $F_c = 3\ 360Kgf$. Finalmente el *trabajo óptimo* de la prensa es evaluada para estos datos:

$$F_c = 3\ 360Kgf$$

$$t = 2,25mm$$

$$N_p = 14punzones$$

De igual manera si se aumenta el espesor de material a $t = 1/4" = 6,35mm$, se obtendrá que el área de la sección transversal sobre la que actúa el corte y por ende la fuerza de corte se incrementarán de manera directamente proporcional a

dicho valor, obteniéndose un $F_c = 9\,483\text{Kgf}$. Finalmente el *trabajo a máxima capacidad* de la prensa es evaluada para los siguientes datos:

$$F_c = 9\,483\text{Kgf}$$

$$t = 6,35\text{mm} = 1/4"$$

$$N_p = 14\text{ punzones}$$

Acondicionando la Ecuación 2.4 para los 14 punzones que tiene la prensa [7], se obtiene un esfuerzo de resistencia al corte τ igual a:

$$\tau = \frac{F_c}{14 \times \pi D S} \quad (4.1)$$

$$\tau = \frac{9\,483 \times 9.81}{14 \times \pi \times 20 \times 6,35}$$

$$\tau = 16,65\text{MPa}$$

dividiéndola entre 6,9116 como factor de conversión se tiene:

$$\tau = 2,41\text{Kpsi}$$

Dicho valor está dentro del rango de plásticos [7], de 1 a 12 *Kpsi*, quedando más cerca a los plásticos polietileno que están entre 1 y 4 *Kpsi*.

4.2 DISEÑO DEL CONJUNTO EJE DESCENTRADO-EXCÉNTRICA

Luego de realizar un primer análisis, se considera una primera configuración del eje en la Figura 4.1 como la más adecuada, mostrándose además la posición de los elementos de máquinas principales. Teniendo en cuenta para este fin el costo, la aplicación y los efectos mecánicos, tales como: esfuerzos de tracción, flexión, fatiga, etc. sobre la máquina y el producto.

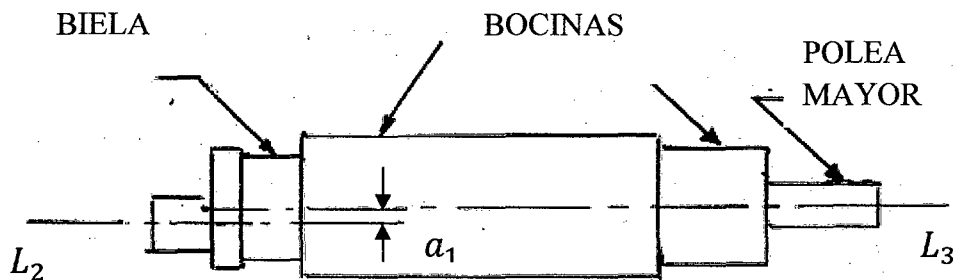


FIGURA 4.1 Eje propuesto inicialmente mostrando la posición de los elementos principales.

En la Figura 4.1 se plantea un árbol principal denotado por L_3 , en donde se muestra en la parte izquierda una porción de eje L_2 descentrado que alojará mediante una chaveta a la excéntrica, razón por la cual desde ahora nos referiremos a L_2 también como el eje de la excéntrica. Esta porción de eje L_2 posee un descentrado a_1 respecto al eje principal L_3 (coincidente con el eje de la volante), el cual ya produce un movimiento circular sobre la cabeza de biela, incluso si la excéntrica no estuviera descentrada.

4.2.1 Diseño del Eje Descentrado

Supóngase que la excéntrica de eje L_2 aun no está descentrada, como se muestra en la Figura 4.2, es decir coincide con el eje de la cabeza de biela L_1 ($L_2 = L_1$); como resultado de ésta configuración, la cabeza de biela describirá un movimiento de traslación circular de radio a_1 , la cual será la primera excentricidad, aportada únicamente por el eje descentrado. Éste movimiento se muestra en la Figura 4.3 en donde los puntos enumerados del 1 al 4 representan la posición de la cabeza de biela cada 90° de giro.

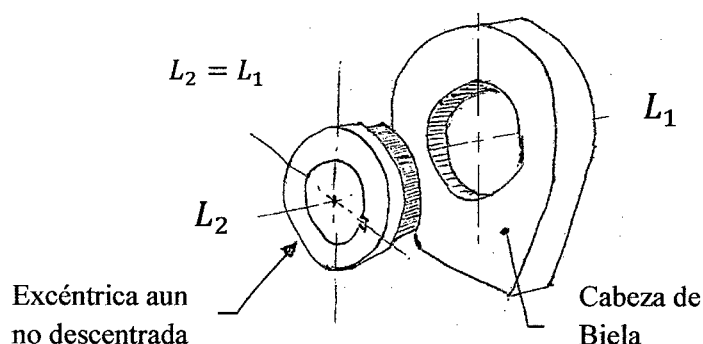


FIGURA 4.2 Coincidencia entre el eje de la cabeza de biela L_1 y el eje de la excéntrica L_2

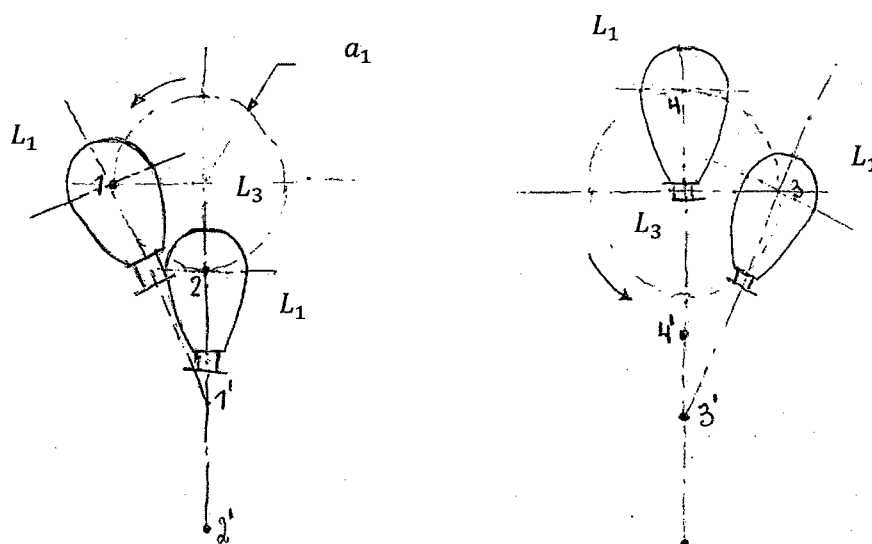


FIGURA 4.3 Traslación circular del eje L_1 alrededor del eje L_3

Se puede observar como el eje de la cabeza de biela L_1 que coincide en este caso con el eje L_2 de la excéntrica se traslada circularmente alrededor del eje principal L_3 . Es importante precisar, que se ha definido al eje de la excéntrica L_2 coincidente a la porción de eje descentrado de la Figura 4.1, el cual se muestra con más detalle en la Figura 4.4a y girando con una excentricidad a_1 en la Figura 4.4b.

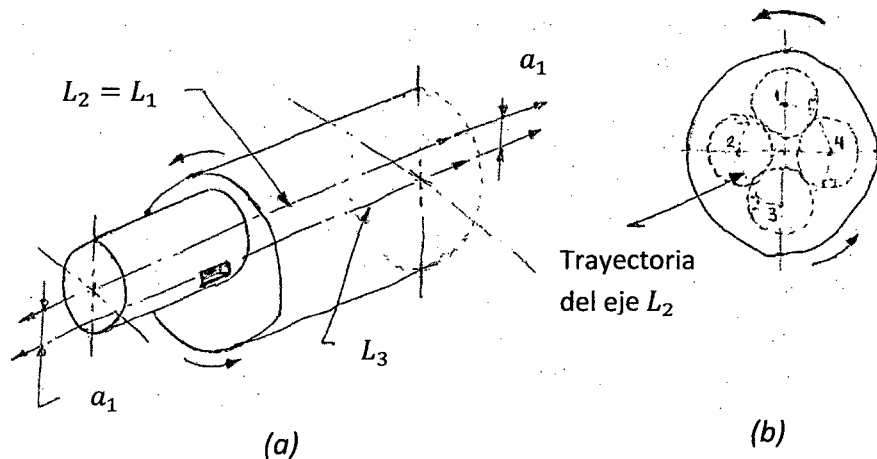


FIGURA 4.4 Traslación circular del eje descentrado: a) Vista Isométrica b) Vista Frontal.

Supóngase ahora que la excéntrica si cumple su función de excéntrica, es decir está descentrada un valor de a_2 unidades respecto al eje de la cabeza de biela según se muestra en la Figura 4.5, nótese que es el eje de la cabeza de biela el que genera el movimiento circular, que en este caso se verá incrementado con una segunda excentricidad a_2 .

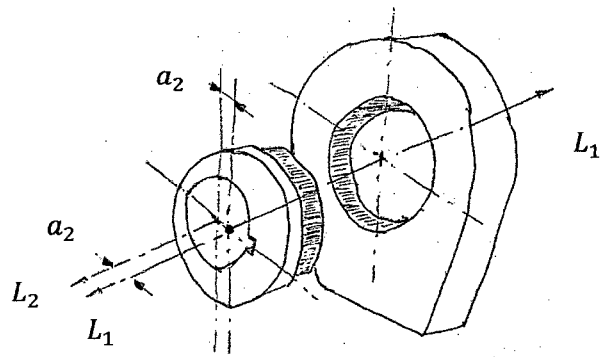


FIGURA 4.5 Ensamble excéntrica ya descentrada con la cabeza de biela.

4.2.2 Diseño de la Excéntrica

Imagínese que la excéntrica trabaja en una porción de eje no descentrado, es decir, la excéntrica trabaja sola, siendo la única que produce el movimiento circular sobre la cabeza de biela (Figura 4.6). Fíjeselo ahora al eje mediante su respectiva chaveta y véase su movimiento (Figura 4.7). Se observa que el eje L_2 de la excéntrica es colineal al eje fijo L_3 del árbol, el cual no se traslada y hace que el eje L_2 también sea fijo, es decir, que no se traslade.

Por lo tanto, la excéntrica trabajando sola hará que el eje de la cabeza de biela L_1 describa un movimiento de traslación circular de radio a_2 unidades (Figura 4.7a, 4.7b y 4.7c), el cual además producirá el movimiento lineal del extremo la biela denotado por los puntos 1', 2', 3' y 4' según la Figura 4.3; donde además los puntos enumerados del 1 al 4 representan las posiciones cada 90° de giro del eje L_1 teniendo como centro el eje L_2 .

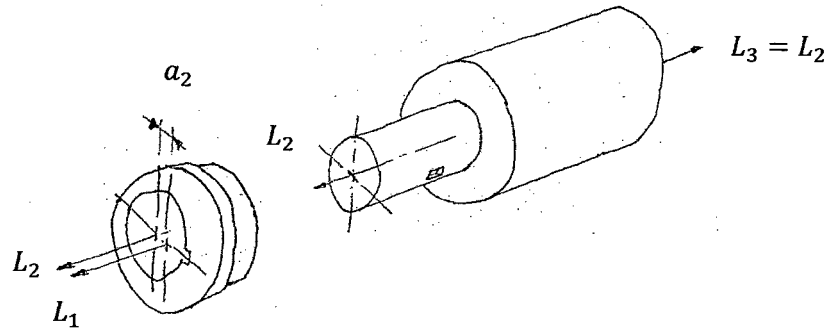


FIGURA 4.6 Ensamble excéntrica descentrada con la porción de eje aun no descentrado.

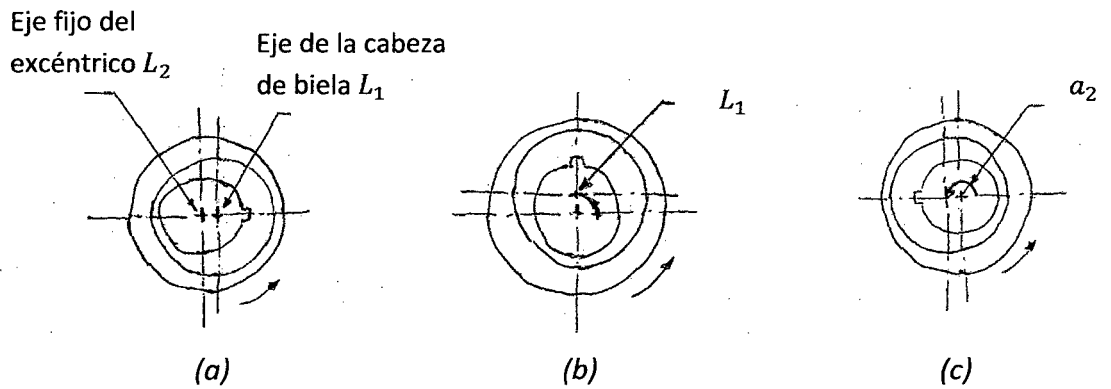


FIGURA 4.7 Traslación circular de la excéntrica cuando trabaja sola a: a) 0° b) 90° y c) 180°.

4.2.3 Efecto combinado Eje Descentrado y Excéntrica

Las excentricidades derivadas del eje descentrado y la excéntrica sumarán sus efectos al trabajar de manera conjunta, siendo éste efecto resultante, dependiente de la posición exacta de la chaveta, a través de la cual la excéntrica es ensamblada al eje principal o árbol.

4.2.4 Máxima excentricidad

Luego de un análisis a la excéntrica propuesta, se puede concluir que la máxima excentricidad conjunta se obtiene cuando la chaveta conserva la posición mostrada en la Figura 4.8, estando definida la excentricidad conjunta máxima a , según la siguiente fórmula:

$$a = a_1 + a_2 \quad (4.2)$$

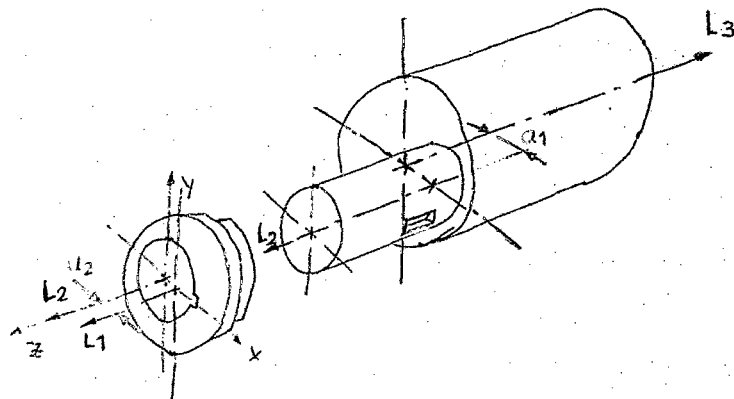


FIGURA 4.8 Configuración para una máxima excentricidad.

Donde, las excentricidades individuales de diseño son:

- a_1 es la excentricidad proporcionada por el descentrado del eje cuando trabaja sola ($L_2 = L_1$, Figura 4.2).
- a_2 es la excentricidad proporcionada por la excéntrica cuando el eje aún no está descentrado ($L_3 = L_2$, Figura 4.6).

4.2.5 Carrera Variable

Considerando el sistema coordenado XYZ de la Figura 4.8, se observa que la posición de la chaveta esta en el eje X positivo, dando una excentricidad combinada de $a = a_1 + a_2$ (Figura 4.9a y 4.9b). Por otro lado, si se coloca la chaveta de la excéntrica en el eje Y negativo se observa que al rotar el eje 90° en el sentido antihorario, el eje L_1 se ubicará perpendicular al eje L_2 (ver Figura 4.9c), obteniéndose una excentricidad neta combinada hacia arriba de:

$$a = \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \quad (4.3)$$

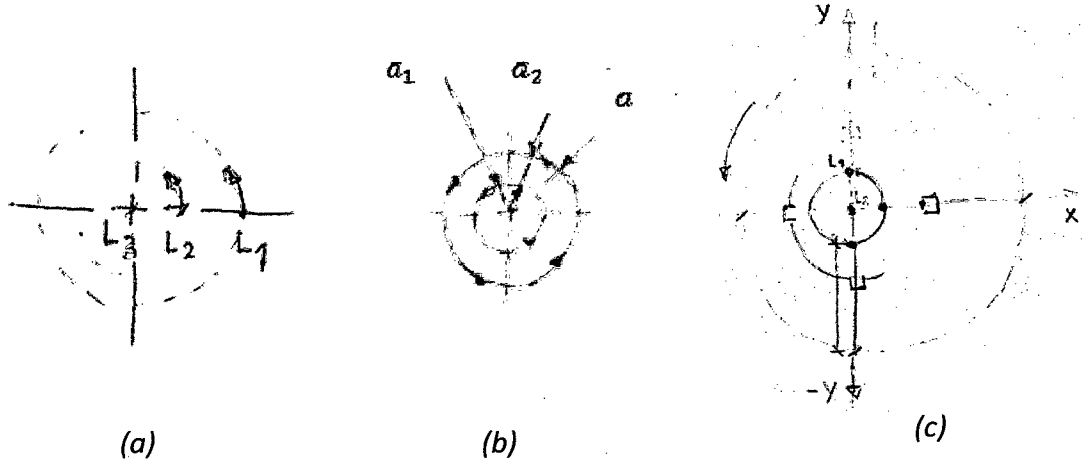


FIGURA 4.9 a) y b) Configuración para una máxima excentricidad
c) Tres posiciones de la chaveta.

Donde por cuestiones geométricas constructivas

$$a_1 > a_2 \quad (4.4)$$

Con la primera posición de la chaveta se obtiene una carrera máxima c_1 de (Figura 4.8):

$$C_1 = 2a$$

$$c_1 = 2 \times a_1 + 2 \times a_2 \quad (4.5)$$

Esto se debe a que la carrera se da cada 180° y empieza cuando la chaveta está en su punto más bajo, se observa que debido a la excéntrica la chaveta sube $2 \times a_1$ y debido al eje descentrado sube $2 \times a_2$ (Figura 4.8).

Con la segunda posición de la chaveta en la excéntrica, en el eje Y negativo (Figura 4.9c), se tendrá una carrera combinada neta según la Ecuación 4.3 igual a:

$$c_2 = 2 \times a$$

$$c_2 = 2 \times \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \quad (4.6)$$

Finalmente se diseña una posición más para la chaveta para obtener una tercera carrera, es decir, en el eje X negativo de la excéntrica. Se observa que el eje L_1 baja $2 \times a_2$ unidades relativo al eje L_2 , mientras L_2 sube $2 \times a_1$ unidades, con lo que la carrera neta combinada será:

$$c_3 = 2 \times a_1 - 2 \times a_2$$

$$c_3 = 2 \times (a_1 - a_2) \quad (4.7)$$

Nota:

Si se intentara una cuarta posición de la chaveta sobre el eje Y positivo de la excéntrica, se producirá el mismo efecto en la carrera que el obtenido colocando la chaveta en el eje Y negativo, obteniéndose una carrera $c_4 = c_2$.

Finalmente, se optará por el diseño de una excéntrica con tres posiciones de chavetas, para obtener tres carreras distintas c_1 , c_2 y c_3 en función de a_1 y a_2 .

Se debe además recordar que, la excéntrica posee una excentricidad a_2 la cual es calculada según la Figura 4.10 como sigue:

$$a_2 = \frac{m-n}{2} \quad (4.8)$$

Donde n y m son las medidas geométricas de los espesores mínimo y máximo respectivamente en la excéntrica.

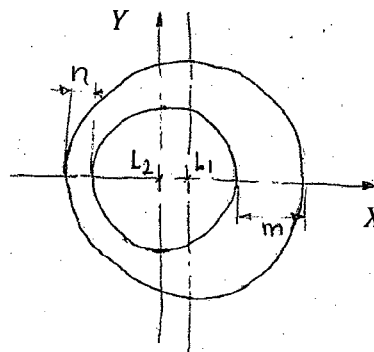


FIGURA 4.10 Esquema de la excéntrica mostrando sus espesores mínimos y máximos.

4.3 VARIABLES INICIALES ADICIONALES

Hasta aquí se ha visto, que el movimiento circular no solo lo proporciona la excéntrica, sino que, en mayor proporción influye la porción descentrada del árbol que aloja a la excéntrica y a la cabeza de biela.

En este caso se analizará la carrera c_1 , en la cual los dos efectos de excentricidades, se suman aritméticamente, igualándose a una circunferencia de radio $r = a = a_1 + a_2$.

Se considera las longitudes de biela L y manivela r y otras variables iniciales, tomando como punto de partida las dimensiones de máquinas ya existentes, así como de catálogos de fabricantes (Apéndice C), teniendo en cuenta la aplicación y tonelaje requerido.

- Descentrado del eje $a_1 = 13mm$.
- Excentricidad $a_2 = 3mm$.
- Radio $r = a_1 + a_2 = 16mm$.
- Longitud de biela $L = 130mm$.

Se va a analizar una transmisión no engranada (conocida como transmisión a volante directo), sobre la cual la ASM Metals Handbook en su volumen 14, [4] recomienda un rango alto de velocidad desde 60 a 1 000 golpes por minuto, se recomienda además para este tipo de aplicaciones un sistema de transmisión para el eje principal tipo cigüeñal ó excéntrica; se considera en esta tesis un sistema tipo excéntrica.

Luego de un primer análisis se decidió efectuar un primer diseño con los siguientes datos:

- Velocidad del motor eléctrico $N = 840RPM$
- Relación de transmisión $m = 7$

Con estos datos se determinaron los tamaños de las poleas, la distancia entre centros, se corrigió la relación de transmisión a un valor de $m = 7,29$ y se obtuvo una velocidad del eje principal igual a:

$$n = 115,3RPM = 12,1rad/s$$

Con esta velocidad, la Ecuación 2.18 y mediante un adecuado y extenso procedimiento de cálculo se determinó que la volante debía tener 83cm de diámetro y un peso W de 198 kg. Según la mayoría de catálogos este peso es aproximadamente 3 veces el promedio de los pesos de las volantes, pertenecientes a prensas de similares características. Para reducir este peso se puede diseñar una prensa con transmisión engranada, que posee un eje secundario sobre el que se coloca la volante; esto aumentará la velocidad de la volante a 7 veces su valor (relación de transmisión $m=7$). Otra forma de reducir el peso de la volante es, escoger un motor más rápido; en este informe se elige la última forma de corrección, siendo las variables iniciales las siguientes:

- Velocidad del motor eléctrico $N = 1720RPM$
- Relación de transmisión $m = 8$

Con estos datos y una adecuada variación geométrica de la volante se redujo el peso a 68.5 kg. El procedimiento detallado para obtener este valor se muestra a continuación a lo largo de la tesis.

De manera tentativa, se tiene:

$$n = \frac{1720}{8} = 215RPM = 22.5 \text{ rad/s}$$

Es importante resaltar que para este tipo de transmisión, se debe diseñar una volante que pueda almacenar una cantidad de energía suficiente para asegurar una reducción de velocidad no mayor al 10% por golpe, en caso contrario se debería usar una transmisión engranada (prensa de reducción) para mantener esta reducción de velocidad.

Para este proyecto se tomará un valor conservador del ángulo anterior al Punto Muerto Inferior (PMI) $\alpha = 25^\circ$ como un valor tentativo inicial, ya que esta prensa usa volante, pero también excéntrica más un eje descentrado.

Reemplazando datos en la Ecuación 2.14 para hallar la posición x respecto al PMI se obtiene:

$$x = 16 - 16\cos 25^\circ + \frac{16^2}{2(130)} \sin^2 25^\circ$$

$$x = 1,67mm$$

Lo cual aún es ligeramente mayor que 1/16" que el valor estandarizado en la Tabla 2.1 para accionamiento directo por volante, por tal motivo se recalcula la posición x para un ángulo de 24°

$$x = 16 - 16\cos 24^\circ + \frac{16^2}{2(130)} \sin^2 24^\circ$$

$$x = 1,55\text{mm} \approx 1/16''$$

Finalmente el *trabajo óptimo* se determina con:

- Angulo de adelanto respecto al PMI $\alpha = 24^\circ$.
- Distancia corte antes del PMI $x = 1,55\text{mm}$.

4.4 ANALISIS DE LA POTENCIA

En esta parte se analiza la potencia desde su concepción como flujo de energía hasta llegar a los tipos de potencia, para lograr esto se hace primero un análisis del comportamiento del material deducido tomando como base el ensayo hecho en el subcapítulo 4.1.

Con los datos de *trabajo óptimo* anteriormente mencionados y los datos del subcapítulo 4.1, también para *trabajo óptimo* se realiza el siguiente análisis:

La fuerza máxima para materiales blandos se ubica a dos tercios del espesor t del material a cortar (ó lo que es lo mismo $L_1 = 1/3$) según la Figura 2.16a del capítulo II; esto representa un $x = 1,5\text{mm}$, es decir, $\alpha = 24^\circ$. Esta distancia debe ser los dos tercios del espesor de material t , de la siguiente manera:

$$1,5\text{mm} = \left(\frac{2}{3}\right)t$$

$$t = 2,25\text{mm}$$

Reemplazando este espesor óptimo como la posición $x = t = 2,25\text{mm}$ de inicio de corte, en la Ecuación 2.14, se obtiene el ángulo α anterior al PMI de inicio de corte igual a:

$$\alpha = 29^\circ$$

Este ángulo determina el punto en que el punzón toca el material, mientras que el $\alpha = 0$ determina el fin del corte en el PMI. Tabulando los valores intermedios de x entre $x=0\text{mm}$ y $x=2,25\text{mm}$ en la Ecuación 2.14 para obtener sus respectivos valores de α , considerando una fuerza de corte máximo $F = 3\,360\text{Kgf}$ para trabajo óptimo y teniendo en cuenta que ésta se ubica a dos tercios del espesor del material para materiales blandos se han confeccionado de manera aproximada las Figuras 4.11 y 4.12, en donde se muestra como varía la fuerza de resistencia F_c en Kgf a lo largo del corte según la posición x en mm y al ángulo α en grados sexagesimales anterior al PMI que hace la manivela con la vertical.

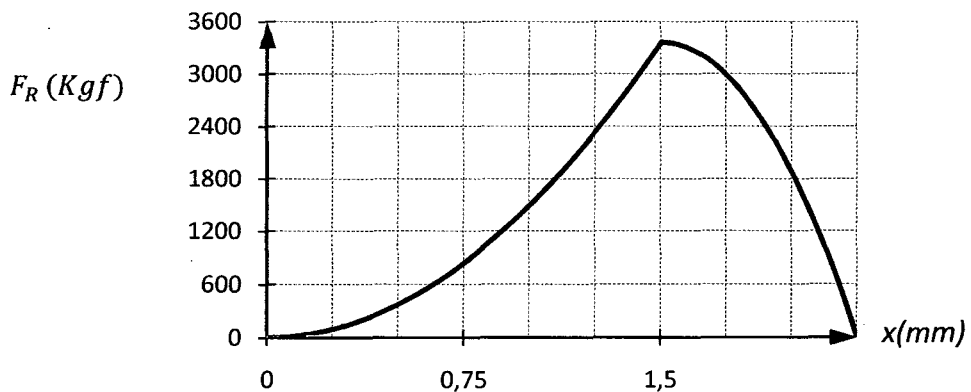


FIGURA 4.11 Variación de la Fuerza de Resistencia al corte F_R a lo largo de la posición x .

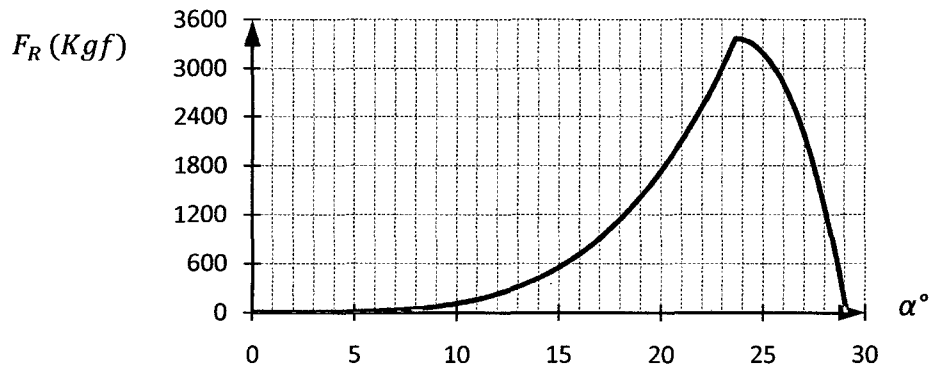


FIGURA 4.12 Variación de la Fuerza de Resistencia al corte F_R a lo largo del ángulo α anterior al PMI.

4.4.1 Energía Mínima de Corte

Análogo al análisis anterior se puede confeccionar una gráfica fuerza de resistencia al corte F_c versus desplazamiento x , pero esta vez para los datos de la prensa a *máxima capacidad* mencionados en el subcapítulo 4.1 en donde $F = 9\,483\text{Kgf}$; en esta oportunidad el corte se inicia en una posición $x = t = 6,35\text{mm}$ que reemplazado en la Ecuación 2.14 dará un $\alpha = 50,2^\circ$, y culminará en un $x = 0\text{mm}$ con un $\alpha = 0^\circ$ en el PMI.

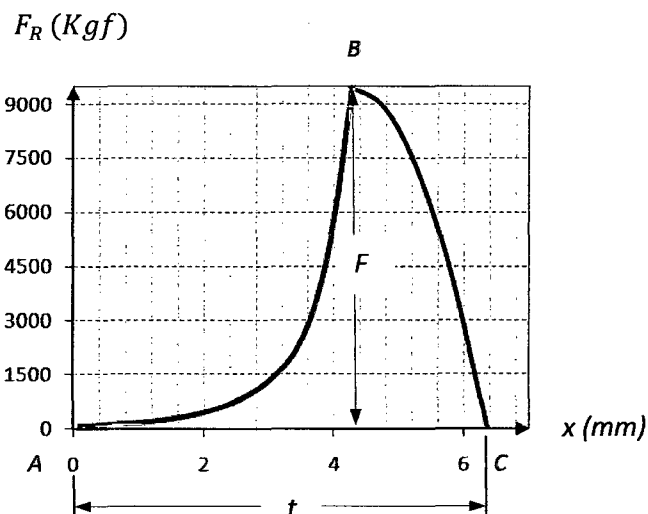


FIGURA 4.13 Fuerza de resistencia del material F_c vs. posición x

En la Figura 4.13 se observa que el área bajo la curva F_R versus x , representa la energía requerida para el corte E_R que es suministrada para cortar un material de 6,35mm de espesor en una pasada, durante los 50,2° que dura el corte. Esta área la podemos aproximar al área del triángulo ABC , con un error definitivamente bastante menor al 10% según recomendaciones que se dan para diversos tipos de materiales.

El área bajo la curva es ligeramente menor al área del triángulo ABC , en nuestro caso entre un 80% a 95%.

$$E_R \approx (80 - 95)\% \times \text{área}(ABC) \quad (4.9)$$

Tomar un porcentaje cercano al 100% o inclusive 100 % implica que se está tomando un valor moderadamente conservador

Tomar un valor mayor al 100% llegando en algunos casos hasta el 120%, implicaría que se está tomando un valor muy conservador.

En este proyecto se tomará

$$E_R = 90\% \times \text{área}(ABC) \quad (4.10)$$

De la Figura 4.13:

$$E_R = 90\% \times (F \times t/2)$$

$$E_R = 0,45 \times (F \times t) \quad (4.11)$$

Donde:

- F es la fuerza máxima de resistencia que ofrece el material a troquelar, que en este caso será de 3 360Kgf óptimamente y 9 483Kgf como máximo (Sub Cap. 4.1).
- t es el espesor del material que en este caso es de 2.25mm óptimamente y 6,35mm como máximo (para 14 punzones y 9 483Kgf de carga).

En la Ecuación 4.11 puede variarse el porcentaje dependiendo del tipo de material a cortar, así como del método usado en el corte

4.4.2 Duración del Corte

Se puede determinar el periodo ó tiempo total t_t entre pasada y pasada de la siguiente manera:

$$t_t = 2\pi rad / w \quad (4.12)$$

Reemplazando:

$$t_t = 2\pi rad / (22,5 rad/s)$$

$$t_t = 0,28s = 2,8 \text{ décimas de segundo}$$

El tiempo de corte Δt transcurre durante los 29° desde el inicio del corte hasta el PMI, es decir, desde los $x = 2.25\text{mm}$ hasta el $x = 0\text{mm}$, definiéndose de la siguiente manera:

$$\Delta t = \frac{(\alpha^\circ \times \pi \text{rad}) / 180^\circ}{w} \quad (4.13)$$

$$\Delta t = \frac{(29^\circ \times \pi) / 180^\circ}{22,5} = 0,0225s$$

$$\Delta t = 2,25 \text{ centésimas de segundo}$$

4.4.3 Potencia Requerida (P_R)

Dividiendo la Ecuación 4.11 entre la Ecuación 4.13 se obtiene la potencia requerida sin el uso de volante:

$$P_R = \frac{E_R}{\Delta t} \quad (4.14)$$

$$P_R = \frac{45\% \times F \times S}{\left(\frac{(\alpha^\circ \times \pi \text{rad}) / 180^\circ}{w} \right)} \quad (4.15)$$

Reemplazando los datos de óptima carga se obtiene *la potencia requerida óptima sin volante* P_{Rop} :

$$P_{Rop} = \frac{45\% \times (3\,360 \text{Kgf} \times 9.81) \times (2,25 \text{mm} \times 0,001)}{\left(\frac{(29^\circ \times \pi \text{rad}) / 180^\circ}{22,5} \right)}$$

$$P_{Rop} = 1\,481 \text{Watts} = 2 \text{HP}$$

Reemplazando los datos de máxima carga se obtiene *la potencia requerida a máxima carga sin volante* P_{RM} :

$$P_{RM} = \frac{45\% \times (9\,483\,Kgf \times 9,81) \times (6,35\,mm \times 0,001)}{\left(\frac{(50,2^\circ \times \pi rad)}{180^\circ} \right)} \times 22,5$$

$$P_{RM} = 6\,825\,Watts = 9,2\,HP$$

Estas Potencias Requeridas son determinadas sin considerar el uso de una Volante, es decir, la solicitud de potencia al motor se efectúa solo durante el corte, esto se aplica a algunas prensas muy grandes en los cuales el motor está directamente conectado al eje de la prensa, eliminándose por lo tanto la necesidad de Embrague y Volante. Sin embargo, la mayoría de prensas mecánicas para esta aplicación usan Volante, razón por la que, la solicitud de potencia al motor, se efectúa durante todo el corte, usando un tiempo t_t en lugar de un tiempo Δt . Reemplazando en la Ecuación 4.14 para un tiempo t_t en vez de Δt , se tiene una potencia requerida con volante igual a:

$$P_{RV} = \frac{E_R}{t_t} \quad (4.16)$$

$$P_{RV} = \frac{45\% \times F \times S}{\left(\frac{(360^\circ \times \pi rad)}{180^\circ} \right)} \times w \quad (4.17)$$

Reemplazando los datos de óptima carga se obtiene la *potencia requerida óptima con volante* $P_{RV_{op}}$:

$$P_{RV_M} = \frac{45\% \times (3\,360\,Kgf \times 9,81) \times (2,25\,mm \times 0,001)}{\left(\frac{(360^\circ \times \pi rad)}{180^\circ} \right)} \times 22,5$$

$$P_{RV_M} = 120\,Watts = 0,2\,HP$$

Reemplazando los datos de máxima carga se obtiene la *potencia requerida con volante a máxima carga* P_{RVM} :

$$P_{RVM} = \frac{45\% \times (9\,483\,Kgf \times 9,81) \times (6,35\,mm \times 0,001)}{\left(\frac{(360^\circ \times \pi \, rad)}{180^\circ} \right) \frac{1}{22,51 \, rad/s}}$$

$$P_{RVM} = 952,6 \, Watts = 1,28 \, HP$$

4.4.4 Potencia Motriz P_m

Según el primer esquema de diseño y disposición de los elementos de máquinas involucrados se definirá la potencia motriz P_m , en función de la *potencia requerida con volante a máxima carga* P_{RVM} y las eficiencias individuales [8]. Se espera que la eficiencia total de la máquina $n_T = n_v n_r^2 n_{em} n_{ex} n_g$ sea del 75%, con lo que la potencia motriz P_m queda expresada de la siguiente manera:

$$P_m = \frac{P_{RVM}}{n_v n_r^2 n_{em} n_{ex} n_g} \quad (4.18)$$

Donde:

- n_v es la eficiencia de las fajas, que en este caso se han escogido como fajas de forma en V, por su mayor fricción para evitar el deslizamiento al transmitir torque; además, permite usar poleas más pequeñas, con lo que se obtiene una máquina más versátil además de económica. Se ha partido de un $n_v = 93\%$.

- n_r es la eficiencia de los rodamientos la cual es alta, en este caso $n_r = 99\%$.
- n_{em} es la eficiencia del embrague, que en este caso será $n_{em} = 93\%$.
- n_{exc} es la eficiencia de la excéntrica, se tomará $n_{exc} = 93\%$.
- n_g es la eficiencia de las guías, se tomará $n_g = 97\%$.

Reemplazando en (4.18):

$$P_m = \frac{1,277}{(0,93)(0,99^2)(0,93)(0,93)(0,97)}$$

$$P_m = 1,67HP$$

4.4.5 Potencia de Diseño Pd

En el libro de Shigley [9] se menciona que, para máquinas que trabajen a impacto ligero con un par de torsión no uniforme se recomienda tomar un factor de servicio $K_s = 1,3$. Esto es corroborado en el libro de Mott [8] quien además habla de un uso de más de 15 horas por día (Apéndice D-1).

Por lo tanto la potencia de diseño P_d quedará:

$$P_d = K_s \times P_m \quad (4,19)$$

Reemplazando:

$$P_d = 1,3 \times 1,67HP$$

$$P_d = 2,17HP$$

4.5 POLEAS Y FAJAS

En esta parte del proyecto se define el tamaño de las poleas y el tipo de faja a usar, aquí tomaremos en cuenta que la prensa debe ser versátil, no muy pesada, económica y relativamente rápida en el corte; se partirá de algunas suposiciones sacadas de prensas similares; y llamaremos variables en general a los RPM, diámetros, etc.

4.5.1 Variables Involucradas

Conocemos por la Fórmula (4.22), la dependencia que existe entre el diámetro de la polea, sus RPM y la velocidad lineal V_T de la faja. Tomando en cuenta que esta prensa es rápida, ya que no usa reductor, se tomará una relación de transmisión lo más grande posible, así como un valor de RPM bajo, el cual será el punto de partida casi fijo, es decir se tomará como ya se mencionó:

$$N = 1720 \text{ RPM} \quad (4.20)$$

$$n = 215 \text{ RPM} = \omega = 22.5 \text{ rad/s} \quad (4.21)$$

Para un diseño económico, se recomienda que la velocidad tangencial ó lineal V_T de la faja, esté dentro de un límite inferior de 4000 pies por minuto (ppm) y un máximo de 4500ppm, idealmente se podría tomar una velocidad de 4000ppm. Por otro lado, Shigley [9] recomienda, que las velocidades dependiendo de la máquina y del aspecto constructivo de espacio, etc. no deben ser mucho menores a los 1000ppm y que una velocidad mayor a éste

valor es aceptable. El libro de Mott [8] recomienda una velocidad lineal de la faja entre 1000 y 6500 ppm, y que además un valor menor a 1000 ppm implicaría elegir un impulsor tipo cadena o engrane.

Por lo tanto en este proyecto, luego de varias pruebas y re cálculos, se partirá de una velocidad tangencial $V_T = 1400 \text{ ppm}$, definida por la siguiente fórmula:

$$V_T = \frac{N\pi d}{12 \times 25,4} = \frac{n\pi D}{12 \times 25,4} \quad (4.22)$$

Donde:

- N representa las RPM de la polea menor.
- n representa las RPM de la polea mayor.
- d y D representan los diámetros en mm de las poleas menor y mayor respectivamente.
- V_T representa la velocidad periférica de ambas poleas, es decir la velocidad lineal de la faja en pies por minuto ppm.

Reemplazando nuestros datos en la primera parte de la ecuación (4.22) y despejando el valor de d resulta:

$$V_T = \frac{N\pi d}{12 \times 25,4}$$

$$1400 = \frac{1720\pi d}{12 \times 25,4}$$

$$d = 78,97 \text{ mm} = 3,1" (\text{estandar})$$

Según la Gráfica para bandas en V industriales de sección estrecha del libro de Mott [8], y con los RMP del eje más rápido, es decir $N = 1720RPM$ y una potencia de diseño P_d de 2,17HP, se selecciona una faja “3VX”, (Apéndice D-2).

Donde:

- El tamaño ó espesor está representada por la letra $a = 3/8" = 9,525mm$ denotado como un tamaño tipo “3V” en pulgadas ó “9N” en milímetros respectivamente.
- Siendo $b = 5/16" = 7,94mm$

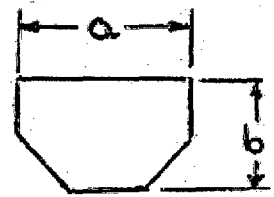


FIGURA 4.14 Sección de la faja “3V”

Se escoge finalmente un diámetro de paso igual a:

$$d = 3,1" = 78,74mm$$

Además de un diámetro mayor igual a:

$$D = 24,95" = 633,73mm$$

Dando una relación de transmisión m:

$$m = \frac{D}{d} \quad (4.23)$$

Reemplazando:

$$m = \frac{24,95''}{3,1''} = 8,05$$

Se elige una faja en V (mejor si en dentada) ya que puede operar de esta forma con diámetros de polea más reducidos [8], haciendo a la máquina mas económica (Apéndice D-3). Además la forma en V se inserta en la ranura, aumentando la fricción y permitiendo transmitir de esta manera torques de magnitudes considerables antes de que se presente el deslizamiento.

Usando la relación de transmisión obtenida m se determina la velocidad real del eje de salida (polea mayor) mediante la siguiente relación:

$$n = \frac{N}{m} \quad (4.24)$$

Reemplazando:

$$n = \frac{1720}{8,05}$$

$$n = 214RPM = 22,4rad/s$$

Es ésta velocidad la que esta denotada como w a lo largo de éste proyecto (velocidad angular del eje de salida), velocidad que actúa directamente sobre la excéntrica, la cual nos permite analizar el comportamiento de la fuerza vertical, torque, etc. confeccionándose de esta manera las curvas características de la máquina.

4.5.2 Potencia por banda

Se deduce que se utilizará una banda en “3V” de una potencia unitaria $P_u = 2,4HP$ (Apéndice D-4), dando una potencia P_f total que la faja es capaz de transmitir de:

$$P_f = (1)(P_u) \quad (4,25)$$

Resultando:

$$P_f = (1)(2,4) = 2,4HP$$

Como se puede observar, esta potencia es mayor que la potencia de diseño $P_d = 2,17HP$, por lo tanto se concluye que, esta faja trabajará bien a esta potencia de diseño ya que es capaz de transmitir como máximo 2,4HP.

4.5.3 Velocidad Periférica Real

Recalculando con el diámetro nominal d en la ecuación (4.22) obtenemos una velocidad lineal real de:

$$V = \frac{n\pi d}{12 \times 25,4} = \frac{1720 \times \pi \times 78,74}{12 \times 25,4}$$

$$V = 1\,395.5ppm$$

Lo cual es suficientemente mayor que el límite de velocidad aceptable que es 1000ppm, por lo tanto nuestra velocidad es más que aceptable.

4.5.4 Distancia entre centros

La distancia aceptable C entre centros debe estar en el siguiente rango [9]:

$$D < C < 3(D + d) \quad (4.26)$$

Reemplazando los tamaños de las poleas en la ecuación (4.26) se tiene:

$$D < C < 3(D + d)$$

$$24,95" < C < 3(24,95" + 3,1")$$

$$24,95" < C < 84,15"$$

$$633,73mm < C < 2\,137,41mm$$

Debido a que se está buscando una máquina lo más compacta posible se escogerá tentativamente un

$$C = 635mm$$

Además, se sabe que una aproximación a la longitud de faja L está dada por la siguiente expresión:

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (4.27)$$

Reemplazando:

$$L = 2(635) + 1,57(633,73 + 78,74) + \frac{(633,73 - 78,74)^2}{4(635)}$$

$$L = 2\,542\text{mm} = 100,1''$$

Se selecciona una faja estándar “3V” de:

$$L = 100'' \text{ (Apéndice D-5)}$$

De esta manera, con el valor exacto de L se corrige el valor tentativo inicial, tomado para la distancia entre centros C , hacia un valor real de C , mediante las siguientes expresiones:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D-d)^2}}{16} \quad (4.28)$$

Donde:

$$B = 4L - 6,28(D + d) \quad (4.29)$$

Reemplazando en la ecuación (4.29):

$$B = 4(100) - 6,28(3,1'' + 24,95'')$$

$$B = 223,846''$$

Reemplazando este valor en la ecuación (4.28) resulta:

$$C = \frac{223,846 + \sqrt{223,846^2 - 32(24,95 - 3,1)^2}}{16}$$

$$C = 25,65'' = 651,62\text{mm}$$

4.5.5 Angulo de la envolvente

Se denota como θ_1 al ángulo de la envolvente de la banda en la polea acanalada más pequeña, definida geométricamente por la siguiente expresión:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \arcsen\left(\frac{D-d}{2c}\right) \quad (4.30)$$

Con lo que se obtendrá:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \arcsen\left(\frac{24,95-3,1}{2 \times 25,65}\right)$$

$$\theta_1 = 129,58^\circ$$

4.5.6 Número de Bandas

Para un ángulo de envolvente $\theta_1 = 129,6^\circ$, (Apéndice D-6) se obtiene un factor de corrección del ángulo de la envolvente $C_\theta = 0,87$ y un factor de corrección para la longitud de la banda $C_L = 1,09$ [8].

Considerando que la potencia por banda esta denotado por P_u se obtendrá la siguiente expresión para la potencia corregida por banda H_a :

$$H_a = C_\theta C_L H_u \quad (4.31)$$

Con lo que se obtendrá:

$$H_a = (0,87)(1,09)(2,5)$$

$$H_a = 2,3707HP$$

Además el número de bandas esta dado por:

$$\#bandas \geq \frac{P_d}{H_a}$$

Obteniéndose que:

$$\#bandas \geq \frac{2,17}{2,3707} = 0,9$$

$$\#bandas \geq 0,9 \text{ bandas}$$

Por lo tanto se tomará:

$$\#bandas = 1 \text{ banda}$$

4.5.7 Tensiones en la banda (T_1 y T_2)

En el aro de la polea se origina una tensión F_c debida a la fuerza centrífuga según la siguiente expresión:

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2 \quad (4.32)$$

Donde:

- V es la velocidad periférica de la banda en ppm.
- K_c es un parámetro de banda (Apéndice D-7).
- F_c esta expresada en lbf.

Reemplazando:

$$F_c = 0,425 \left(\frac{2791}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 3,31 \text{ lbf}$$

Sean las fuerzas F_1 y F_2 las tensiones mayor y menor, respectivamente sobre la banda y sin considerar esfuerzos adicionales de flexión sobre la misma. Estas tensiones son las que definen la potencia de diseño P_d , con lo que se halla la diferencia de tensiones $F_1 - F_2 = \Delta F$, con este valor se hallan las tensiones F_1 y F_2 , luego la tensión inicial F_i y finalmente se le adiciona los esfuerzos de tensión $(F_b)_1$ y $(F_b)_2$ debido a la flexión en la banda, para obtener así finalmente las tensiones T_1 y T_2 . Las ecuaciones y el procedimiento a seguir son:

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad (4.33)$$

$$\Delta F = \frac{63\,025 \left(\frac{P_d}{N_b} \right)}{N \left(\frac{d}{2} \right)} \quad (4.34)$$

$$F_1 - F_2 = \Delta F \quad (4.35)$$

$$F_1 = F_c + \frac{(\Delta F)e^{\mu\varphi}}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (4.36)$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (4.37)$$

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad (4.38)$$

$$T_2 = F_2 + (F_b)_2 = F_2 + \frac{K_b}{D} \quad (4.39)$$

Donde:

- N_b es el número de bandas.
- N es el número de revoluciones por minuto de la polea más rápida.
- d y D son los diámetros en pulgadas de la polea menor y mayor respectivamente.

- F_c es la tensión en la banda debida a la fuerza centrífuga en lbf.
- μ es el coeficiente de fricción efectivo para ranuras de este tipo, que posee un valor de 0,5123 para este proyecto [9].
- φ es el ángulo θ_1 de la envolvente de la polea expresada en radianes y calculada anteriormente en $135,37^\circ$.
- F_i es la tensión inicial en lbf.
- $(F_b)_1 = \frac{K_b}{a}$ y $(F_b)_2 = \frac{K_b}{D}$ son los esfuerzos de tensión en lbf adicionales debido a la flexión siendo el valor de K_b un parámetro de banda [9] (Apéndice D-7), que toma para fajas “3V” un valor de $K_b = 230$.
- F_1, F_2, T_1 y T_2 están expresados en lbf.

Utilizando los datos en la Ecuación (4.34) se tiene:

$$\Delta F = \frac{63\,025 \left(\frac{2,17}{1} \right)}{1720 \left(\frac{3,1}{1} \right)}$$

$$\Delta F = 51,30 \text{ lbf}$$

Además:

$$\mu\varphi = 0,5123 \times \theta_1 \times \left(\frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} \right)$$

$$\mu\varphi = 0,5123 \times 129,58^\circ \times \left(\frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} \right)$$

$$\mu\varphi = 1,1586$$

En la ecuación (4.36):

$$F_1 = 3,31 + \frac{(51,30)e^{1,1586}}{e^{1,1586}-1}$$

$$F_1 = 78,08lbf$$

Despejando la ecuación (4.33):

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 78,08 - 51,30$$

$$F_2 = 26,78lbf$$

Reemplazando en la ecuación (4.37):

$$F_i = \frac{26,78+78,08}{2} - 3,1$$

$$F_i = 49,12lbf$$

Finalmente con las ecuaciones (4.38) y (4.39) se obtienen las tensiones finales:

$$T_1 = 78,08 + \frac{230}{3,1}$$

$$T_1 = 152,27lbf$$

$$T_2 = 78,08 + \frac{230}{24,95}$$

$$T_2 = 87,30lbf$$

4.5.8 Factor de Seguridad para la Faja f_s

En este proyecto se ha definido a la potencia de diseño P_d como $P_d = P_m K_s$ donde P_m es la potencia motriz llamada también potencia nominal y K_s es el factor de servicio. Una forma más general de esta fórmula, se da al incrementar la potencia de diseño con un factor de diseño n_d , con lo que se obtiene lo siguiente:

$$P_d = P_m K_s n_d \quad (4.40)$$

La notación según Shigley [9] y equivalente es:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (4.41)$$

Donde:

$$H_d = P_d \text{ y } P_m = H_{nom}$$

La potencia por banda corregida H_a multiplicada por el número de bandas N_b define la potencia máxima que las bandas son capaces de soportar, por lo tanto, la potencia de diseño P_d debe ser inferior a ese valor definiéndose de esta manera un factor de seguridad f_s para la faja igual a:

$$f_s = \frac{H_a N_b}{P_m K_s} \quad (4.42)$$

Reemplazando:

$$f_s = \frac{(2,3707)(1)}{2,17}$$

$$f_s = 1,1$$

4.5.9 Tiempo de Vida de la Faja (t)

El tiempo en horas está dado en función del número de pasadas N_p donde:

$$\frac{1}{N_p} = \left(\frac{K}{T_1}\right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2}\right)^{-b} \quad (4.43)$$

Donde:

K y b son parámetros de durabilidad [9] (Apéndice D-8), en este caso

$K = 728$ y $b = 12,464$.

Reemplazando:

$$\frac{1}{N_p} = \left(\frac{728}{152,27}\right)^{-12,464} + \left(\frac{728}{87,3}\right)^{-12,464}$$

$$N_p = 0,2944 \times 10^9 \approx 0,3 \times 10^9 \text{ pasadas}$$

El tiempo t en horas está definido por:

$$t = \frac{N_p L}{720V} \quad (4.44)$$

Donde:

- L es la longitud de la faja en mm.
- V es la velocidad periférica en ppm.

Reemplazando:

$$t = \frac{(0,8 \times 10^9)(100)}{720(2\,791)}$$

$$t = 14\,655 \text{ horas}$$

Considerando un trabajo diario de 8 horas durante 25 días al mes, se obtendrá:

$$t \cong 6 \text{ años}$$

Más allá de este tiempo no hay confianza de durabilidad.

4.6 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

Se va a analizar una de las posibles configuraciones del eje la cual se muestra esquemáticamente en la Figura 4.15, 4.16 y 4.17; se muestra además la disposición espacial de las poleas denotando con el símbolo (i) a la posición antes de la polea mayor y con (ii) a la posición luego de la polea mayor, es decir en el eje principal. El torque T_i que se origina a la salida de la polea mayor es ligeramente disminuido debido a la eficiencia n_v de la faja en V, que en este caso será del 90%, éste nuevo torque denotado por T_{ii} será el que llega al eje principal y será además el torque sobre el cual se basarán los cálculos.

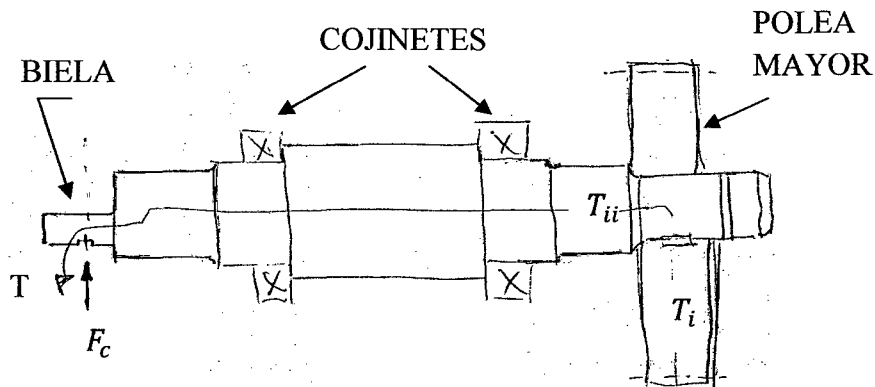


FIGURA 4.15 Eje principal mostrando la posición de los elementos principales

4.6.1 Torque en el eje Principal (T_{ii})

Primero se halla el torque T_i que el motor entrega a la polea mayor mediante la siguiente relación:

$$T_i = \frac{62\,872 P_d}{n} \quad (4.45)$$

Donde:

- El torque T_i esta dado en libras por pulgada (lbf-pulg)
- La potencia de diseño P_d está dada en *HP*.
- n son los RPM de la polea mayor.

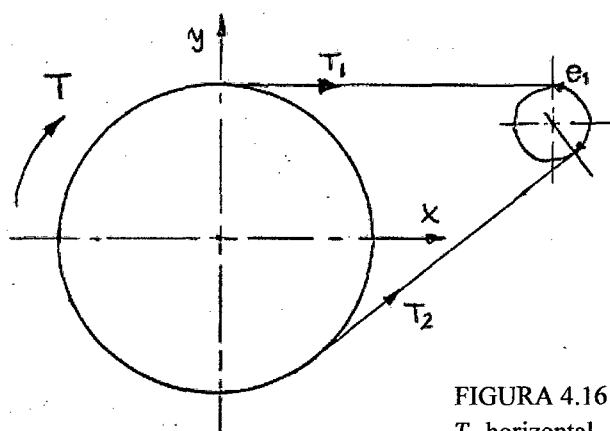


FIGURA 4.16 Vista Frontal, tensión T_1 horizontal.

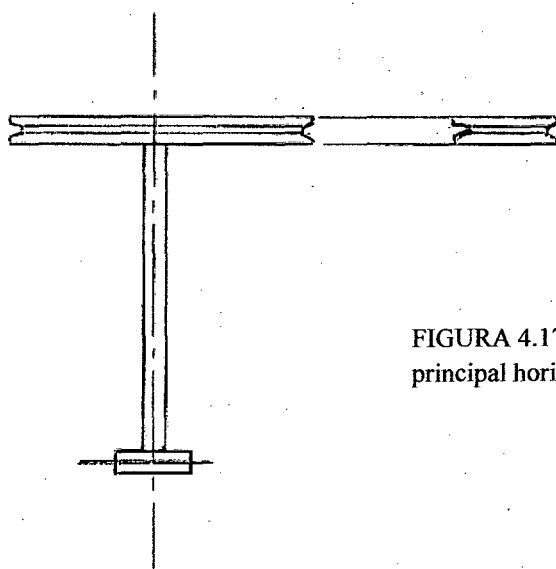


FIGURA 4.17 Vista Superior, eje principal horizontal.

Reemplazando datos en la ecuación 4.45:

$$T_i = \frac{62\,872(2,17HP)}{215}$$

$$T_i = 634,57 \text{ lbf.pulg}$$

Multiplicando éste valor por la eficiencia $n_v = 93\%$ de la faja en V se obtiene el torque en el eje principal y una fuerza promedio F_m de diseño.

$$T_{ii} = n_v T_i \quad (4.46)$$

$$T_{ii} = 0,93 \times 634,57$$

$$T_{ii} = 539,15 \text{ lbf.pulg} = F_m \cdot r$$

$$539,15 \text{ lbf.pulg} = 6,8 \text{ Kgf.m} = F_m(0,016\text{m})$$

$$F_m = 424,95 \text{ Kgf}$$

4.6.2 Diagramas de Momentos y Esfuerzos

Se ha definido tres esquemas a escoger respecto a la posición espacial de las poleas (ver Figuras 4.18, 4.19 y 4.20), en los tres casos, el eje principal se muestra horizontal concéntrica al eje de la polea mayor y el eje de motor se muestra también horizontal concéntrica a la polea menor. El primero (Figura 4.18) se trata de una vista frontal en donde el lado tenso se muestra oblicuo casi vertical (*configuración vertical*). En el segundo (Figura 4.19), se muestra al lado tenso oblicuo casi horizontal (*configuración horizontal*). En el tercero (Figura 4.20), se muestra al lado tenso horizontal (*configuración oblicua*).

Analizando los esfuerzos y momentos para la tercera alternativa, en la Configuración Oblicua (Figura 4.20), en cada punto crítico del eje principal, con lo que se predice un mínimo diámetro a maquinar en cada posición de dicho eje.

FIGURA 4.18 Poleas en Configuración Vertical.

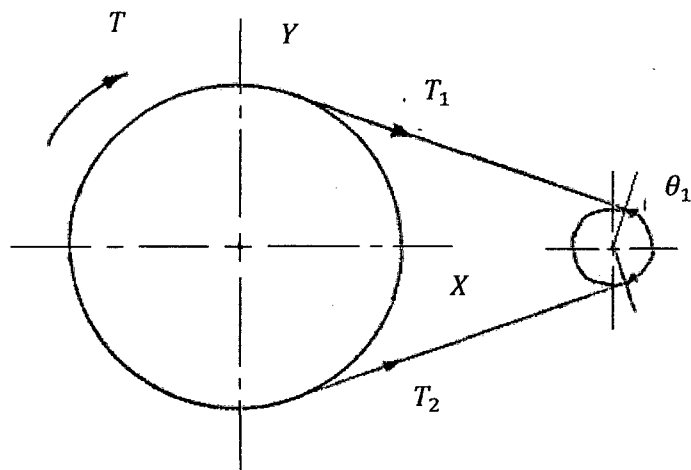
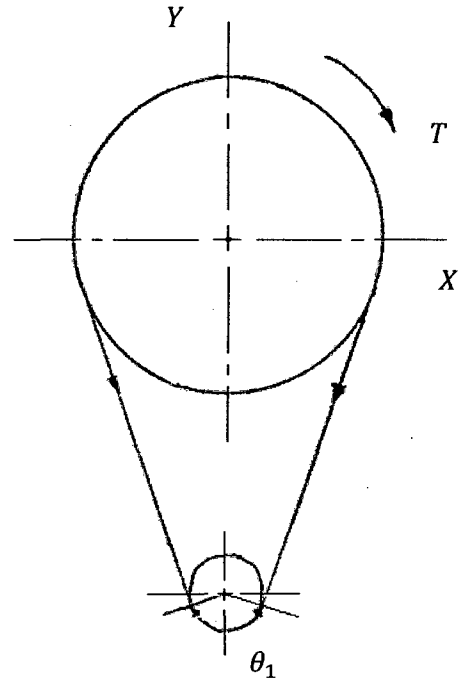


FIGURA 4.19 Poleas en Configuración Horizontal.

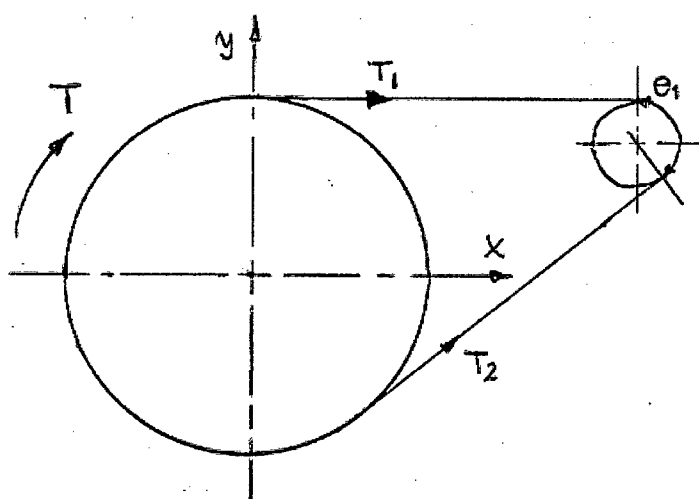


FIGURA 4.20 Poleas en Configuración Oblicua.

El eje propuesto en la Figura 4.15 se puede representar esquemáticamente de la siguiente forma:

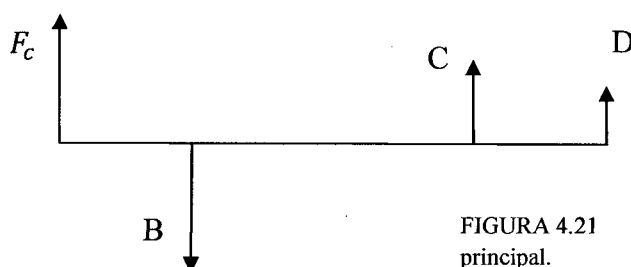


FIGURA 4.21 Diagrama de fuerzas en el eje principal.

Donde F_c es la fuerza de corte sobre la excéntrica (con la Biela); B y C son las reacciones en los cojinetes, y D es la resultante que ejercen las tensiones de la polea mayor sobre el eje.

Con ayuda de los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores se puede deducir que F_c y D deben tener la misma dirección para así poder tener un menor esfuerzo cortante en el tramo medio y como consecuencia una menor variación del momento flector. La dirección de F_c queda establecida como vertical hacia arriba debido a que se origina como reacción a la

aplicación de la fuerza de troquelado, con lo que se determina que la reacción de las poleas en D debe también ser vertical hacia arriba. Para que esto ocurra el eje del motor (de la polea menor) debe estar por encima de la volante (de la polea mayor).

Con los mismos diagramas se puede deducir, que la fuerza cortante y el momento flector de los tramos AB y BC disminuyen al colocarse el cojinete en C lo más cercano al punto D.

Desde el punto de vista de los esfuerzos, sería más conveniente colocar la biela entre los cojinetes; sin embargo, el inconveniente sería que el mantenimiento y desmontaje sería más difícil y poco práctico.

El motor proporciona un torque constante a la volante, mientras no ocurre el corte el volante almacena energía y hace que el eje no se embale, en ese momento el torque teórico en el eje es aproximadamente cero. Luego, se efectúa el corte, demandándose la energía del motor, más la energía almacenada durante el “no corte”. Se concluye, que el torque en la volante (del motor a la volante) es constante, pero la demanda T del par de torsión a lo largo del eje requerida por la prensa troqueladora oscila, como se muestra en la siguiente Figura (ignorando la fricción):

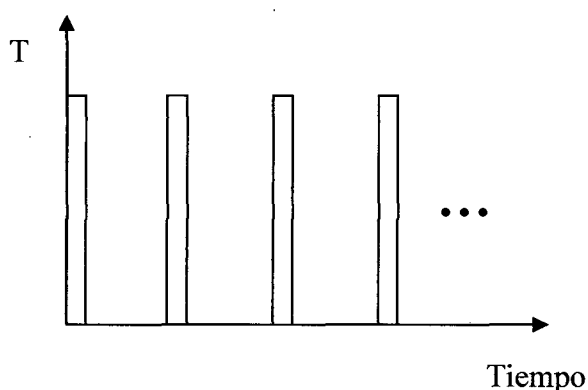


FIGURA 4.22 Comportamiento de la demanda T .

El análisis se hará para el caso más crítico, es decir, para una fuerza de troquelado de 9 toneladas y un espesor de material $t=6.35\text{mm}$. En la Figura 4.23 se muestra el comportamiento de resistencia del material de derecha a izquierda contrastado con la fuerza que ejerce la prensa troqueladora. El corte se origina en el borde superior del material a cortar correspondiente a $x=t=6.35\text{mm}$ cuando el punzón se encuentra a 50° antes del punto muerto inferior (PMI), el corte continua hasta que se origina un máximo esfuerzo del material a 9.5 toneladas (TN) correspondiente a un $x = \frac{2}{3}t = 4.2\text{mm}$ que reemplazado en la Ecuación 2.14 resulta en un $\alpha = 40.42^\circ$, para finalmente caer bruscamente a cero.

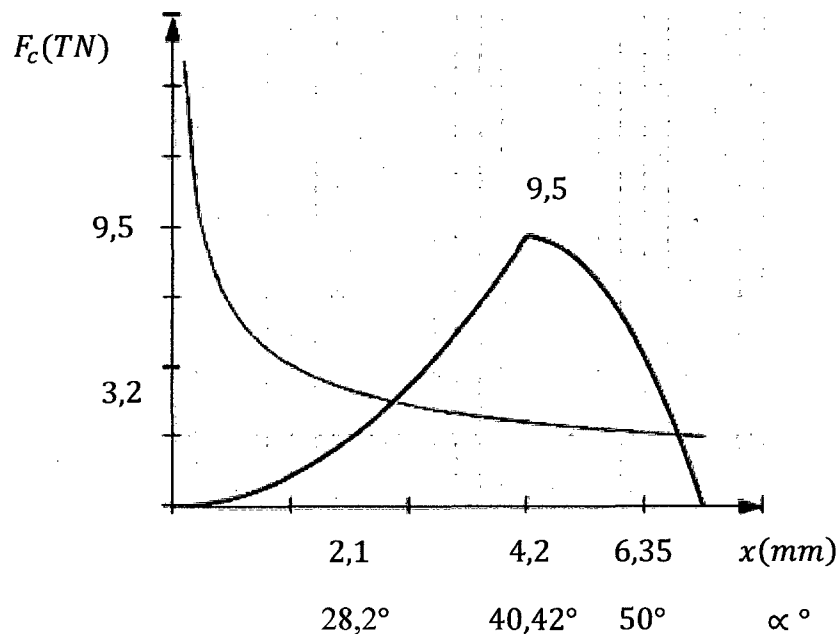


FIGURA 4.23 Contraste prensa-material para una máxima capacidad.

Ciertamente, una prensa troqueladora será capaz de generar altas fuerzas en los puntos muy cercanos al PMI, parecería lógico entonces analizar

dicho punto como punto crítico; sin embargo, la fuerza troqueladora está directamente relacionada a la resistencia del material, es decir la prensa originará solo la fuerza que se le demande. Por esta razón el análisis se efectuará en el punto $x = \frac{2}{3}t = 4.2mm$ ($\alpha = 40.42^\circ$).

Teniendo en cuenta la Figura 4.24 y como dato la fuerza de corte instantáneo $F_c = 9\,483Kgf$, se puede evaluar la fuerza en la biela F_{Lr} de la siguiente manera:

$$F_{Lr} = \frac{F_c}{\cos\beta} \quad (4.47)$$

Reemplazando:

$$F_{Lr} = \frac{9\,483}{\cos(4,6^\circ)}$$

$$F_{Lr} = 9\,514Kgf$$

La fuerza tangencial F_{Tr} se descompone en una fuerza dirigida hacia el centro de giro en el eje y una fuerza F_{Lr} a lo largo de la biela, quedando definida por los ángulos α y β de la siguiente manera:

$$F_{Tr} = F_{Lr} \sin(\alpha + \beta) \quad (4.48)$$

Reemplazando:

$$F_{Tr} = 9\,514 \sin(40,42 + 4,6)$$

$$F_{Tr} = 6\,729,5Kgf$$

Al realizar estos mismos cálculos para puntos a la izquierda o derecha del punto crítico elegido ($\frac{2}{3}t = 4,2mm$) siempre se obtendrán valores menores de F_{Tr} .

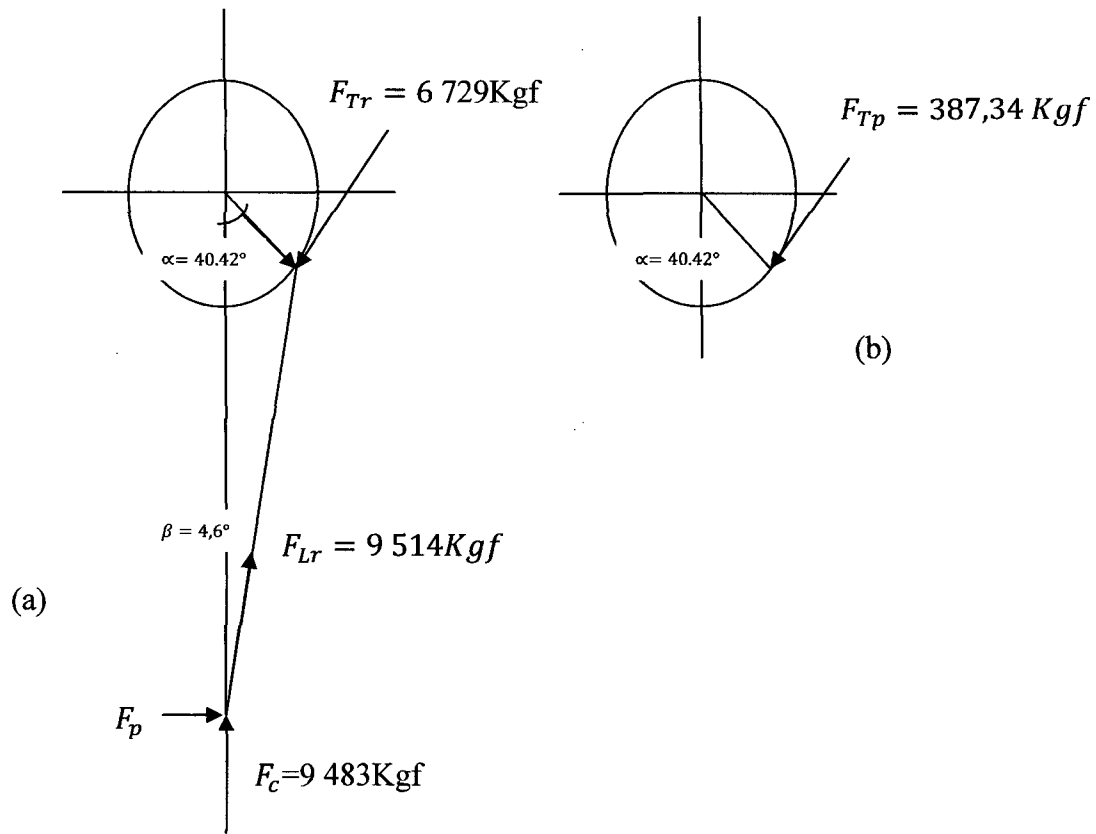


FIGURA 4.24 Diagramas de fuerzas: a) instantáneo
b) promedio.

En la Figura 4.24b se muestra una fuerza tangencial F_{Tp} inferior al F_{Tr} instantáneo, la cual es calculada tomando en cuenta la potencia de diseño disminuida por sus respectivas eficiencias; potencia en la excéntrica que generará un torque $T_c = F_{Tp}r$ y finalmente la fuerza F_{Tp} mediante la siguiente relación:

$$F_{Tp} = \frac{P_d n_v n_r^2 n_{em}}{rw} \quad (4.49)$$

Donde r es la excentricidad total y w la velocidad angular definidas en el Sistema Internacional de unidades SI.

Reemplazando:

$$F_{Tp} = \frac{\left(\frac{2,17HP}{745,6999W}\right)(0,93)(0,99^2)(0,93)}{(0,016)(22,51)}$$

$$F_{Tp} = 3\,807,8\,N$$

$$F_{Tp} = 387,34\,Kgf$$

Esta fuerza tangencial constante en magnitud debe ser suficiente para generar las 9,5 toneladas requeridas por el material en su punto máximo.

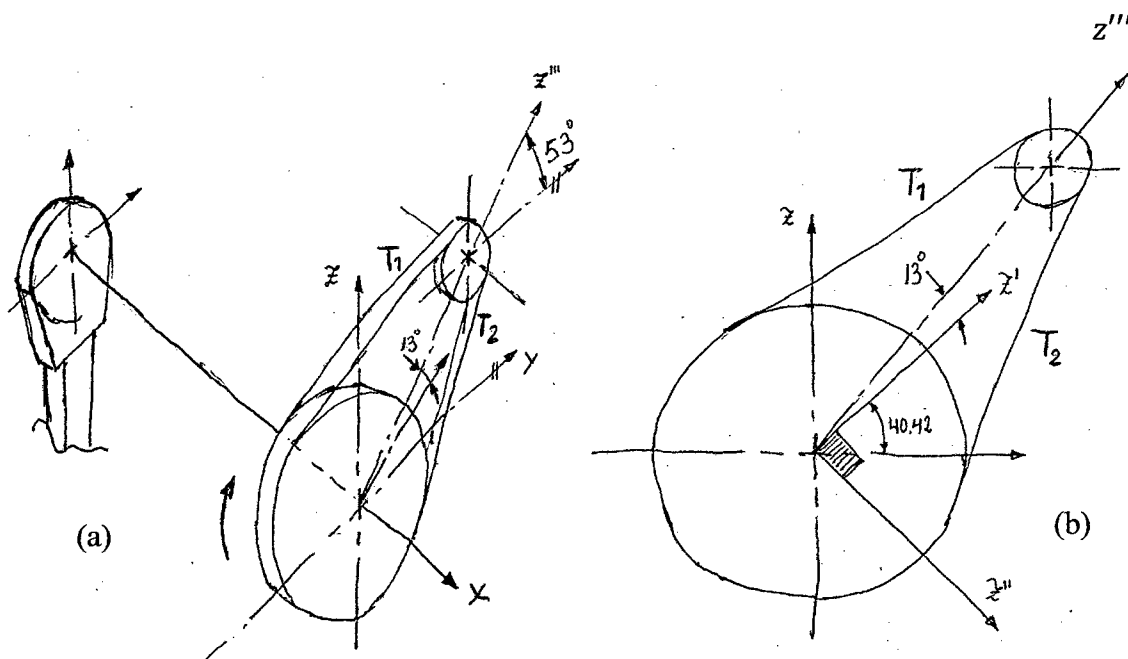


FIGURA 4.25 Configuración del sistema: a) Vista Isométrica, b) Vista Posterior.

En la Figura 4.24 se puede observar que la fuerza tangencial F_{Tr} hace un ángulo de $40,42^\circ$ con la horizontal. En la Figura 4.25a se muestra el eje principal, en un extremo se tiene a la cabeza de biela que es donde se

desarrolla la fuerza tangencial F_{Tr} y en el otro se tiene a las poleas y su configuración.

Despreciando por un instante el peso del eje y los otros componentes, se diseña una configuración de las poleas, de tal manera que, la resultante de fuerzas producidas por las tensiones F_1 y F_2 en la fajas coincidan en dirección con los $40,42^\circ$ que hace la fuerza tangencial F_{Tr} en la excéntrica.

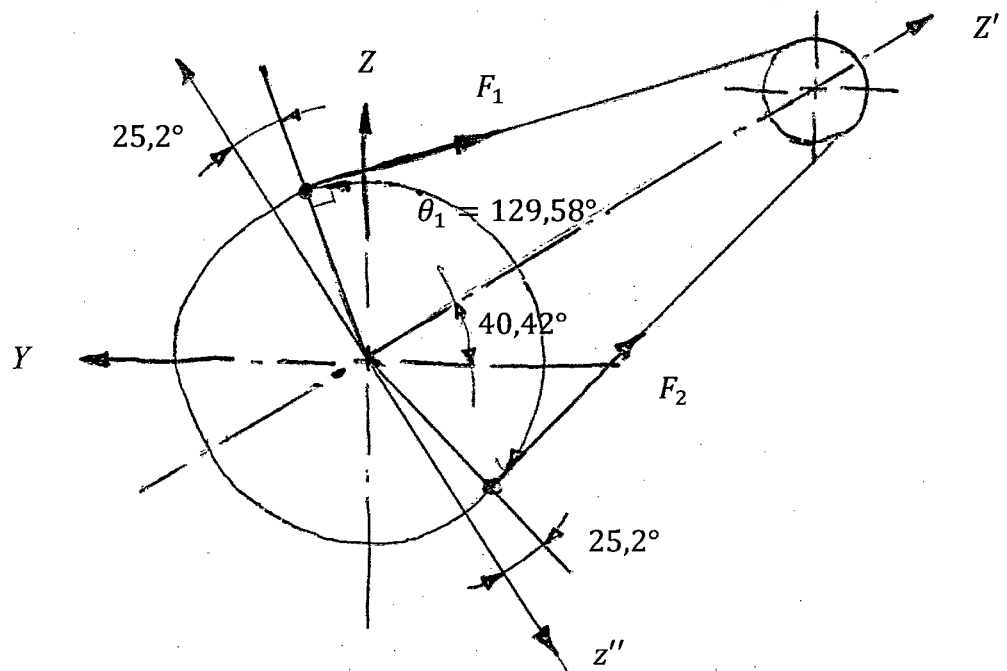


FIGURA 4.26 Configuración del sistema: a) Vista Isométrica, b) Vista Posterior.

Teniendo como dato la dirección de la fuerza de F_{Tr} en la Figura 4.25, primero se colocan las poleas de tal manera, que su línea entre centros coincida con esa dirección, es decir, a unos $40,42^\circ$ (ver Figura 4.26); en segundo lugar, se hace rotar el centro de la polea menor alrededor del centro de la volante hacia el lado tenso F_1 unos γ° (Figura 4.27). Esta rotación hará

que la resultante de fuerzas en las poleas tenga la misma dirección que la fuerza tangencial, es decir unos $40,4^\circ$. A continuación se demuestra que el ángulo γ deben tener un valor de 13° como se muestra en la Figura 4.25b.

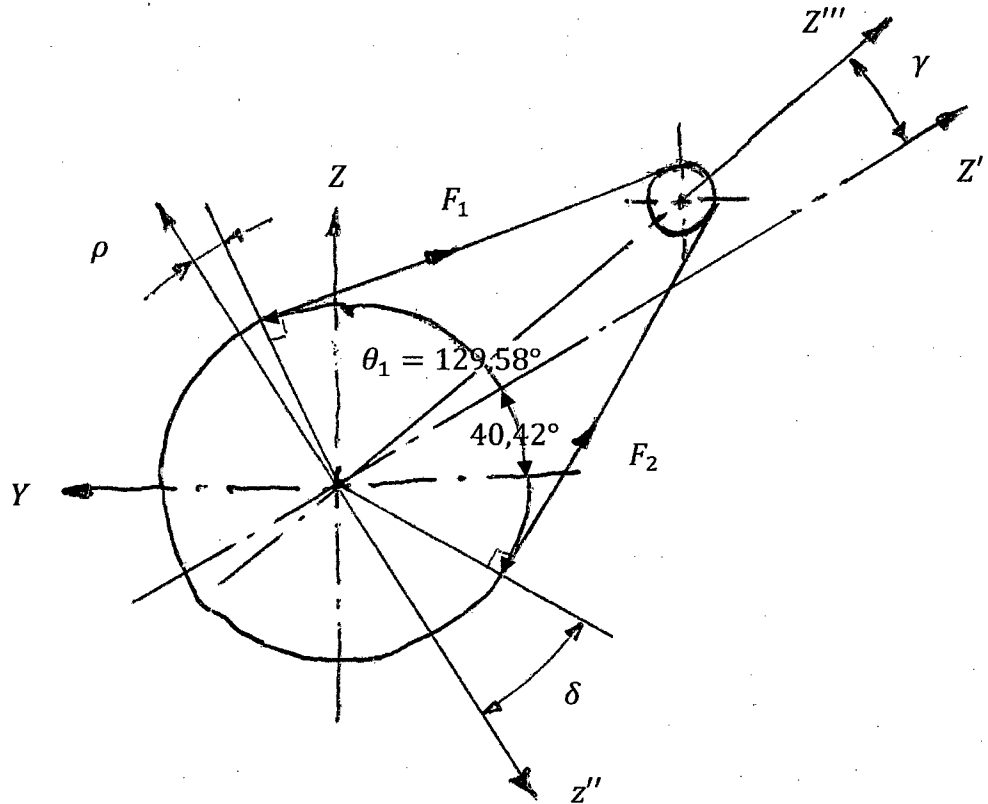


FIGURA 4.27 Configuración del sistema: a) Vista Isométrica, b) Vista Posterior.

Por sumatoria de fuerzas en el eje Z'' igual a cero se tiene:

$$F_1 \text{seno}(\rho) = F_2 \text{seno}(\delta) \quad (4.50)$$

De la Figura 4.26 y 4.27 se observa que δ , ρ y θ_1 forman un ángulo llano, es decir:

$$\delta + \rho + \theta_1 = 180^\circ \quad (4.51)$$

El ángulo θ_1 es el ángulo de la envolvente de la banda calculada en la sección 4.5.5, con un valor de $\theta_1 = 129,58^\circ$, que reemplazado en la Ecuación anterior queda:

$$\delta + \rho + 129,58^\circ = 180^\circ$$

$$\delta + \rho = 50,42^\circ \quad (4.52)$$

F_1 y F_2 son las fuerzas mayor y menor respectivamente, halladas en la sección 4.5.7 para la faja en las poleas, que reemplazadas en la Ecuación 4.50 queda:

$$(78,1)\text{seno}(\rho) = 26,8\text{seno}(\delta)$$

Luego:

$$\frac{\text{seno}(\delta)}{\text{seno}(\rho)} = 2,91 \quad (4.53)$$

Resolviendo el sistema de Ecuaciones 4.52 y 4.53 se obtiene:

$$\delta = 38,16^\circ$$

$$\rho = 12,25^\circ$$

Se demuestra por lo tanto, con ayuda de las Figura 4.26 y 4.27, que el sistema debe girar de forma antihoraria un ángulo igual a (Figura 4.25):

$$25,21^\circ - \rho = \delta - 25,21^\circ = 13^\circ$$

Por otro lado, se tiene un plano principal de análisis X, Z' donde actúa la fuerza de troquelado y un plano secundario X, Z'' donde actúa el peso de la volante. Las distancias entre componente se muestra a continuación:

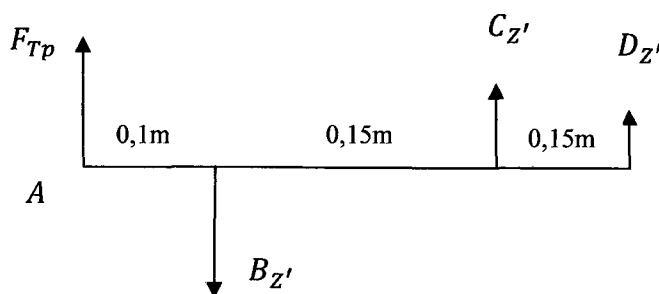


FIGURA 4.28 Disposición de fuerzas en el plano XZ' .

El torque en el eje es:

$$T_{ii} = 6,8 \text{ kgfm} = 67,3 \text{ Nm}$$

Se demuestra, que luego de rotar la línea de centros de las poleas unos 13° hacia el lado tenso, se obtendrá una resultante que contrarresta a la componente del peso de la volante, resultando un valor de $D_{Z'} = 0 \text{ N}$ en la dirección del eje Z' .

Con $F_{Tp} = 4\,168,8 \text{ N}$ y aplicando la sumatoria de Torques respecto al punto C es igual a cero y luego al punto B, obtenemos respectivamente:

$$B_{Z'} = 6\,947,3 \text{ N}$$

$$C_{Z'} = 2\,779,2 \text{ N}$$

El diagrama de fuerzas queda finalmente:

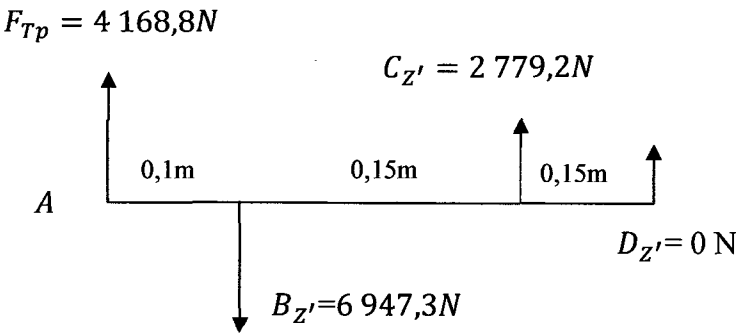


FIGURA 4.29 Disposición de fuerzas en el plano XZ' .

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector resultarán de la siguiente manera:

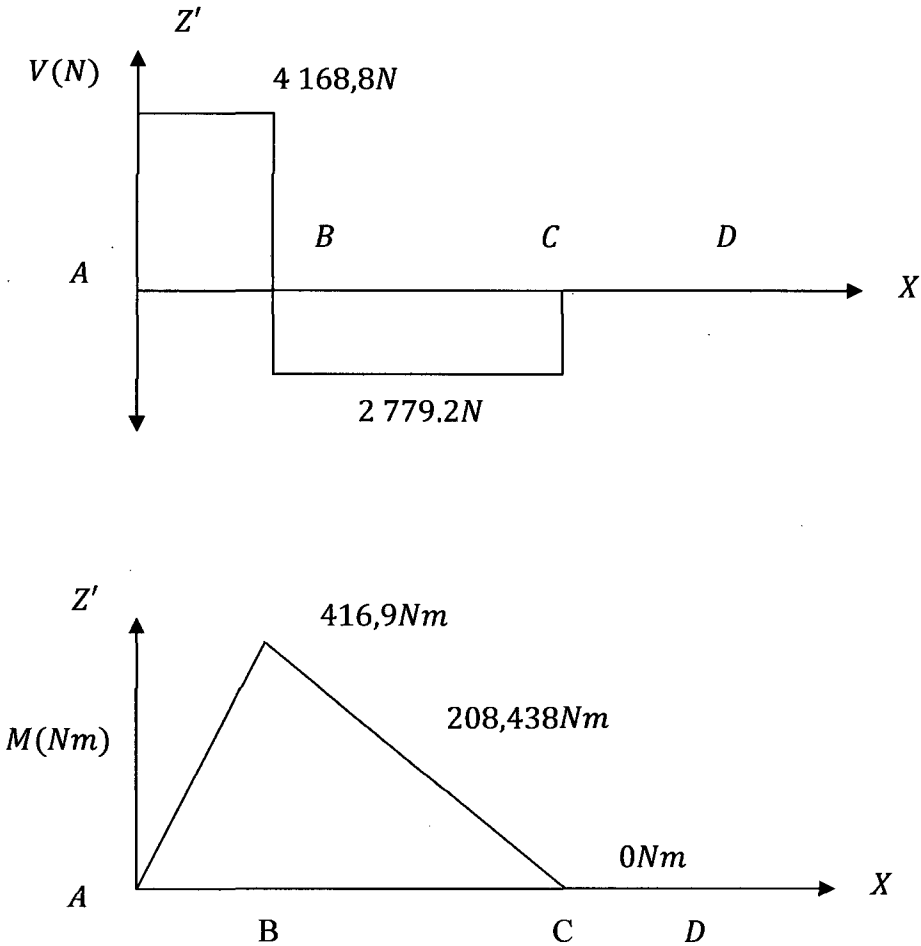


FIGURA 4.30 Diagramas de fuerza cortante V y momento flector M en el plano XZ' .

El diagrama de fuerzas para el sistema X, Z'' quedará finalmente:

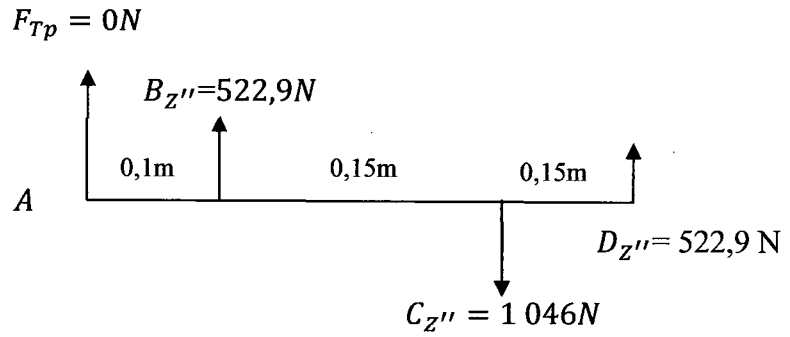


FIGURA 4.31 Disposición de fuerzas en el plano XZ''.

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector resultarán de la siguiente manera:

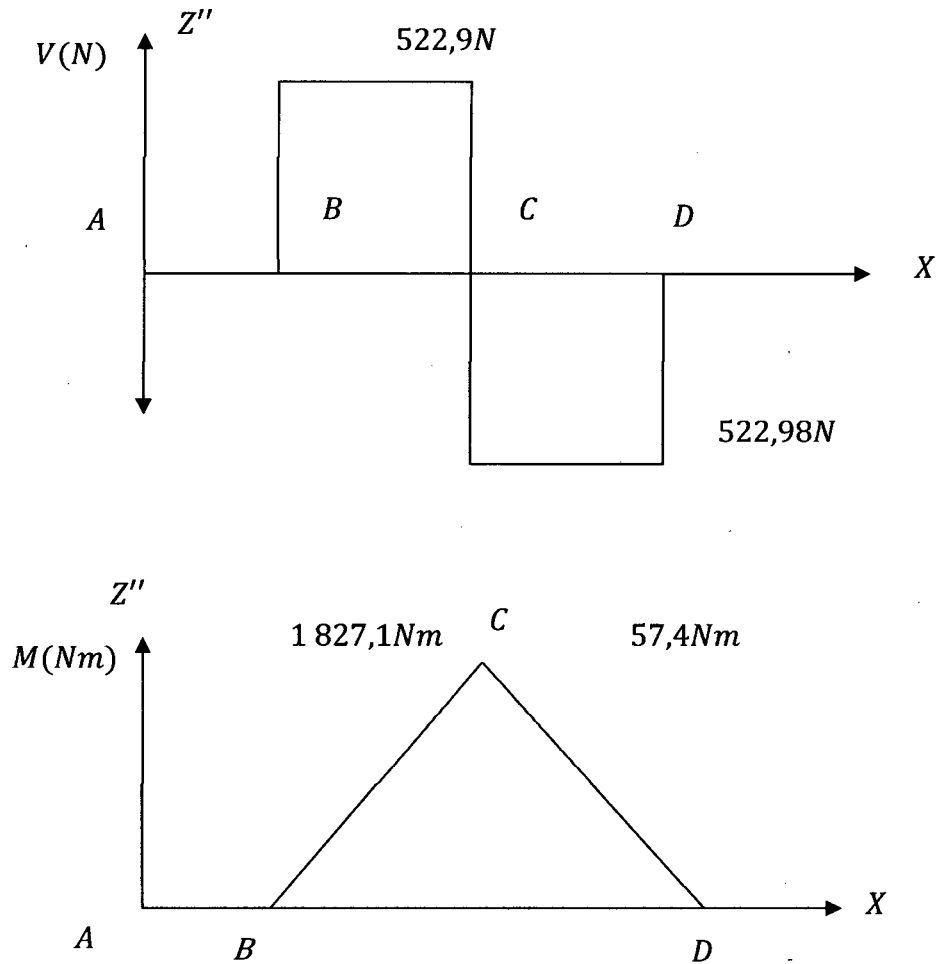


FIGURA 4.32 Diagramas de fuerza cortante V y momento flector M en el plano XZ''.

4.6.3 Diámetros del eje Principal

Para determinar el lugar geométrico seguro ante una falla mediante una grafica resistencia-fatiga, se usará la curva llamada ASME elíptico [8]; la probabilidad de estar debajo de la curva se calcula a partir de los datos y se cuantifica la probabilidad de una falla por fatiga (es compatible con la norma ANSI/ASME B106.1M-1985 para ejes). A esta curva se le aplican las fórmulas de flexión y torsión, para hallar el esfuerzo normal alternante y el esfuerzo cortante medio respectivamente, para finalmente aplicársele la teoría de distorsión de energía o de Von Mises quedando finalmente la siguiente fórmula para ejes:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (4.54)$$

Donde:

- N es el factor de diseño el cual bajo condiciones de choque o impacto debe tomar el valor conservador de 4.
- K_t es el factor de concentraciones, el cual tomará un valor de 2,5 para ejes que trabajen con bordes cortantes indispensables para rodamientos, 1,5 para chaflanes bien recortados y 3,0 para anillos de sujeción.
- M es el momento flector en N/mm^2 determinado por el diagrama de momento flector para cada uno de los 4 puntos de análisis del eje.
- T en el momento torsor determinado por:

$T = (r)(F_m) = T_{ii} = 6,8kgfm = 67,3Nm$, donde r es la excentricidad en m y F_m es la fuerza tangencial.

- S'_n es la resistencia por durabilidad estimada en N/mm^2 definida como $S'_n = S_n(C_s)(C_m)(C_{st})$, en donde S_n es la resistencia fundamental por durabilidad del material determinada en función del esfuerzo de tracción S_u [8] (Apéndice D-9), C_s es el factor de tamaño que toma el valor de 0,9 para tamaños de ejes entre 10 y 50mm de diámetro, C_m es el factor de material se tomará como 1,0 y C_{st} es el factor que depende del tipo de tensión 1,0 para flexión y 0,58 para esfuerzo de corte por torsión.
- S_y es el esfuerzo de fluencia en N/mm^2 .
- D es el diámetro mínimo del eje en ese punto de análisis en mm.

Se va a seleccionar para el eje, un acero F-125 (para herramienta del Libro de Gere [7]), con las siguientes características:

- Límite de rotura $S_u = 950 - 1100 N/mm^2$
- Límite de fluencia $S_y = 520 N/mm^2$
- Límite de fatiga $S_n = 490 N/mm^2$
- Módulo $E = 205,8 GPa = 205800 N/mm^2$
- Módulo $G = 79,3 GPa = 79300 N/mm^2$

El eje propuesto indicando sus diámetros particulares se muestra en la
Figura 4.33

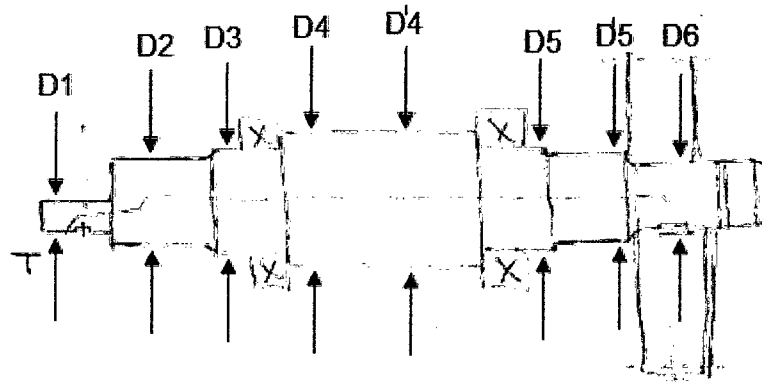


FIGURA 4.33 Configuración de los diámetros a calcular en el eje.

Reemplazando valores en la Ecuación 4.54 para el diámetro D_1 :

$$D_1 = \left[\frac{32(4)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{2(67,3)(1000)}{(490)(0,9)(1)(0,58)} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 = 26,26mm$$

Para el diámetro D_2 :

$$D_2 = \left[\frac{32(4)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1,5)(416,9)(1000)}{(490)(0,9)(1)} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{(1,5)(67,3)(1000)}{(490)(0,9)(1)(0,58)} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 39mm$$

Para el diámetro D_3 :

$$D_3 = \left[\frac{32(4)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2,5)(416,9)(1000)}{(490)(0,9)(1)} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{(2,5)(67,3)(1000)}{(490)(0,9)(1)(0,58)} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_3 = 46,3mm$$

Para el diámetro D_4 :

$$D_4 > D_3$$

entonces elegimos

$$D_4 = 55mm$$

Para el diámetro D'_4 :

$$D'_4 = \left[\frac{32(4)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1,5)(208,4)(1000)}{(490)(0,9)(1)} \right)^2 + 3/4 \left(\frac{(1,5)(67,3)(1000)}{(490)(0,9)(1)(0,58)} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D'_4 = 31,8mm$$

Para el diámetro D_5 :

$$D_5 = \left[\frac{32(4)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2,5)(78,43)(1000)}{(490)(0,9)(1)} \right)^2 + 3/4 \left(\frac{(2,5)(67)(1000)}{(490)(0,9)(1)(0,58)} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_5 = 30,85mm$$

$$D'_5 < D_5$$

Si se agrega un peso de volante de 30Kgf, el D_5 sería de 31,8mm, por lo tanto:

$$D_5 \geq 32mm$$

Para el diámetro D_6 :

$$D_6 = \left[\frac{32(4)}{\pi} \sqrt{3/4 \left(\frac{(2)(67,3)(1000)}{(490)(0,9)(1)(0,58)} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_6 = 26,4mm$$

Análisis de falla por cortante para D_1 :

$$\tau = \frac{4V}{3A} = \frac{4F_{Tp}}{3\left(\frac{\pi D_1^2}{4}\right)}$$

Pero:

$$\tau_d = \tau = 0,577 \left(\frac{S_y}{N}\right) = 0,577 \left(\frac{520}{4}\right) = 75,05 \text{ N/mm}^2$$

Luego:

$$\tau = 75,05 = \frac{4F_{Tp}}{3\left(\frac{\pi D_1^2}{4}\right)}$$

Reemplazando:

$$75,05 = \frac{4(387,3 \times 9,81)}{3\left(\frac{\pi D_1^2}{4}\right)}$$

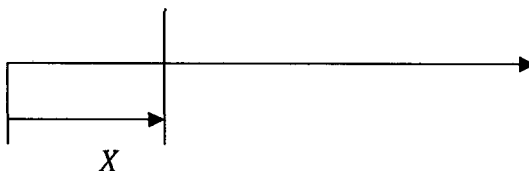
De donde:

$$D_1 = 9,3\text{mm}$$

Lo cual es mucho menor que el diámetro anteriormente calculado por lo tanto se determina que el eje no fallará por cortante.

4.6.4 Deflexión en el Eje Principal

Aplicando momentos en forma genérica para cada tramo



Resulta:

1er Tramo ($x < 0,1m$):

$$EIv'' = M = 4\,168,8X$$

Integrando se obtiene una primera ecuación:

$$EIv' = 2\,084,4X^2 + C_1$$

Integrando nuevamente se tiene:

$$EIv = 694,8X^3 + XC_1 + C_2$$

2do Tramo ($0,1m < x < 0,25m$):

Para el plano X, Z':

$$EIv'' = M = 694,7 - 2\,779X$$

Integrando:

$$EIv' = -1\,389,5X^2 + 694,8X + C_3$$

Integrando nuevamente:

$$EIv = 347,4X^2 - 463,2X^3 + C_3X + C_4$$

Para el plano X, Z'':

$$Elv'' = M = 522,9(x - 0,1)$$

Integrando:

$$Elv' = 261,5X^2 - 52,3X + C_7$$

Integrando nuevamente:

$$Elv = 87,15X^3 - 26,1X^2 + C_7X + C_8$$

3er Tramo ($0,25m < x < 0,4m$):

$$Elv'' = M = 209,1 - 522,9X$$

Integrando:

$$Elv' = 209,1X - 261,4X^2 + C_5$$

Integrando nuevamente:

$$Elv = 104,6X^2 - 87,1X^3 + C_5X + C_6$$

Condiciones de Frontera:

Evaluando por condiciones de continuidad en el punto B las primeras derivadas v' son iguales para $x=0,1m$ evaluadas en el tramo 1 y el tramo 2, dando como resultado la siguiente ecuación:

$$C_1 = C_3 + 34,74$$

En los puntos B y C la deflexión es cero lo que implica que para el tramo 1 se tiene un valor de $v = 0$ para un $x=0,1$ m. Para el tramo 2 se tiene un valor de $v = 0$ para un $x=0,1$ y un $x=0,25$. Finalmente para el tramo 3 se tiene un $v = 0$ para un $x=0,25$ obteniéndose con esto las siguientes 4 ecuaciones:

$$32,679 + C_5 - C_7 = 0$$

$$0,6948 + 0,1C_1 + C_2 = 0$$

$$3,0108 + 0,1C_3 + C_4 = 0$$

$$14,4753 + 0,25C_3 + C_4 = 0$$

$$0,1743 - 0,1C_7 - C_8 = 0$$

$$0,2723 - 0,25C_7 + C_8 = 0$$

$$5,1742 + 0,25C_5 + C_6 = 0$$

Resolviendo estas últimas 8 ecuaciones con sus 8 respectivas incógnitas se obtiene la siguiente matriz de valores:

$$\begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ C_5 \\ C_6 \\ C_7 \\ C_8 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -41,6899 \\ 3,4742 \\ -76,43 \\ 4,632 \\ -32,025 \\ 2,832 \\ 0,654 \\ 0,109 \end{pmatrix}$$

Tomando el $D_2 = 1,6''$, el $El_2 = \frac{E\pi D_2^4}{64}$, donde I_2 es el momento de inercia, luego para $x=0$ se hallará en el primer tramo la deflexión $v = \delta_2$, lo cual resulta de la siguiente manera:

$$\delta_2 = \frac{C_2}{El_2} = \frac{3,4742}{27\,556,884}$$

$$\delta_2 = 0,12mm$$

Si se eleva el diámetro D_2 de $1.6''$ a $1.8''$ se obtendrá:

$$\delta_2 = 0,07mm$$

Análogamente para un $D_5 = 1.4''$ y evaluando la ecuación de deflexión para el tercer tramo en $x=0,4m$ se obtiene:

$$\delta'_5 = \frac{104,57(0,4)^2 - 87,14(0,4)^3 + (-32,025)(0,4) - 2,832}{El_5}$$

$$\delta'_5 = \frac{104,57(0,4)^2 - 87,14(0,4)^3 + (-32,025)(0,4) - 2,832}{\frac{E\pi D_5^4}{64}}$$

$$\delta'_5 = \frac{-4,4877}{16\,153,3397}$$

$$\delta'_5 = 0,2\text{mm}$$

Análogamente para un diámetro D'_5 de 1.6'', un D'_5 de 1,8'' y de un D'_5 igual a 2'' se obtendrán respectivamente:

$$\delta'_5 = 0,16\text{mm} (D'_5 = 1.6'')$$

$$\delta''_5 = 0,10\text{mm} (D'_5 = 1.8'')$$

$$\delta'''_5 = 0,06\text{mm} (D'_5 = 2'')$$

4.6.5 Velocidad Crítica

De forma tentativa se realiza un primer análisis despreciando los pesos de la barra y componentes y se considera una barra simplemente apoyado sobre dos apoyos interiores con dos cargas en los extremos que originan un par de deflexiones significativas δ_2 y δ'_5 .

Se puede incluso exagerar una deflexión real $\delta'_2=2\delta_2=0,14\text{mm}$ con $D_2 = 1,8''$, que con la deflexión $\delta'_5 = 0,16\text{mm}$ con $D'_5 = 1,6''$ generan respectivamente las siguientes velocidades críticas w_1 y w_2 :

$$w_{c_1} = \sqrt{\frac{g}{\delta'_2}} = \sqrt{\frac{9,81 \times 1000}{0,14}} = 264,7\text{rad/s}$$

$$w_{c_2} = \sqrt{\frac{g}{\delta'_5}} = \sqrt{\frac{9,81 \times 1000}{0,16}} = 247,6 \text{ rad/s}$$

Estas dos velocidades al trabajar juntas originan una velocidad crítica w aun menor, según la siguiente expresión:

$$\frac{1}{w} = \frac{1}{w_{c_1}} + \frac{1}{w_{c_2}} \quad (4.55)$$

Reemplazando:

$$\frac{1}{w} = \frac{1}{264,7} + \frac{1}{247,6}$$

$$w = 127,9 \text{ rad/s} \approx 1221,7 \text{ RPM}$$

Esta velocidad es 6 veces más grande que la velocidad en el eje principal y si se considera que los pesos originan una deflexión relativamente despreciable se concluye que ésta velocidad crítica bajará muy poco al considerarse los pesos del eje y demás componentes, por lo tanto se concluye que el sistema no fallará por velocidad crítica (por resonancia)

4.6.6 Chaveta o Cuña de Unión

➤ *Falla por máximo esfuerzo de corte:*

El tamaño de la cuña se establece en función del tamaño nominal de la flecha mediante la tabla dada en el Apéndice E, [8]. En este caso se observa que para ejes de diámetro superior a 7/8" e inferior a 1 1/4" se puede escoger una cuña cuadrada de espesor $W=1/4"$ y de altura $H=1/4"$. El esfuerzo cortante se define como la fuerza sobre el área de corte según la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{F}{WL} \quad (4.56)$$

Donde L es la longitud de la chaveta. Además el esfuerzo cortante de diseño $\tau_d = \tau = \frac{0,5S_y}{N}$, donde el factor típico de N para la mayoría de aplicaciones es de $N=3$. Igualando estas dos expresiones se obtiene:

$$\frac{F}{WL} = \frac{0,5S_y}{N} \quad (4.57)$$

Se elige como material para la chaveta un acero AISI 1020CD con un $S_y = 351,632MPa = 51000Psi = 351,632N/mm^2$

Reemplazando:

$$\frac{173,95 \times 9,81}{6,35L} = \frac{0,5(351,632)}{3}$$

$$L = 4,6mm$$

➤ **Falla por compresión:**

Debido al factor $0,5S_y$ dentro de la fórmula de máximo esfuerzo cortante y considerando una chaveta cuadrada ($H=W$), por compresión se obtendrá exactamente la misma fórmula

$$\frac{F}{HL} = \frac{0,5S_y}{N} \quad (4.58)$$

Reemplazando se obtendrá:

$$L = 4,6mm$$

Finalmente se escoge una chaveta de $\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times \frac{1}{2}$ en pulgadas de acero AISI 1020CD con un $S_y = 351,632MPa$.

4.7 DISEÑO Y ANALISIS DE LA VOLANTE

Reemplazando la velocidad N previamente calculada y la expresión para la energía E_R mínima de corte a máxima capacidad (definida en la Ecuación 2.18), en la Ecuación 4.11, se obtiene una relación inversamente proporcional entre el cuadrado del diámetro de la volante y su peso de la siguiente manera:

$$E_R = 0,45 \times (F \times S) = \frac{n^2 D^2 W}{6,8 \times 10^6}$$

$$E_R = 45\% \times (9\,483Kgf \times 9,81) \times (6,35mm \times 10^{-6}) = \frac{(213,7^2)(D^2)W}{6,8 \times 10^6}$$

$$D^2 W = 39,58 \quad (4.59)$$

Pero además, se sabe que su peso puede ser escrito en función a su densidad, espesor de volante e y su diámetro D de la siguiente manera:

$$W = \gamma \frac{\pi D^2}{4} e \quad (4.60)$$

Se parte de un material de clase 30 – Hierro Gris perlítico/ferrítico, producida por fundición continua según la norma ASTM A48 (Apéndice A-1). Se escoge este material debido a su fácil maquinabilidad, menor desgaste prematuro de las herramientas, excelente conductividad térmica y buena absorción a las vibraciones. Su densidad $\gamma = 7\,160\text{Kg}/\text{m}^3$, junto con un espesor de volante de $e = 0,1\text{m}$ serán los datos iniciales que reemplazados en la Ecuación 4.60 resulta:

$$W = 7160 \frac{\pi D^2}{4} (0,1)$$

Reemplazando esta última expresión en la Ecuación 4.59:

$$D^2(7160 \frac{\pi D^2}{4} (0,1)) = 39,579$$

Finalmente el diámetro de la volante considerado será

$$D = 0,515\text{m}$$

$$D = 51,5\text{cm}$$

Lo cual es una medida aproximada a la que se esperaba. Con un peso determinado por la Ecuación 4.52 igual a:

$$W = \frac{7160 \times (\pi \times 0.515^2) \times 0.1}{4}$$

$$W = 149.15 \text{ kg}$$

Este peso será equivalente al de la volante que se propone en los planos ($W=70\text{Kg}$), ya que ambos corroboran la Ecuación 4.51, es decir poseen el mismo momento de inercia de masa.

CAPITULO V

ANALISIS DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS

5.1 RESISTENCIA AL CORTE

De la Figura 2.16a del Capítulo II, se toma la resistencia de corte para un material blando, similar al papel metálico apilado, según se muestra en la Figura 5.1, donde se muestra el comportamiento del material durante el corte, recorriéndose un tercio del espesor ($L = L_1 = 1/3$) antes de alcanzarse la máxima fuerza de corte y se usará además como se explica en el Subcapítulo 4.1 del Capítulo IV, una fuerza de *trabajo óptima* de:

$$F_c = F = 3\,360\text{Kgf}$$

Con un esfuerzo deducido de:

$$\tau = 16,65\text{MPa} = 2,41\text{Kpsi}$$

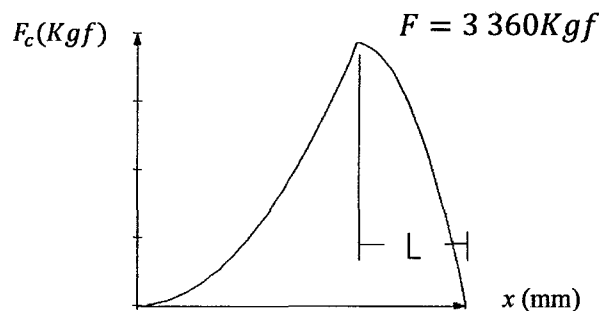


FIGURA 5.1 Variación de la resistencia de corte F_c del material versus el espesor.

5.2 CONSIDERACIONES INICIALES

En esta sección se hace referencia a la Figura 2.20a y a la Ecuación 2.14, pertenecientes al Capítulo II, donde se describe la posición del punto P sobre la corredera en todo instante.

5.2.1 Punto de Fuerza Máxima Segura de la Prensa (PFM)

Por un lado, los fabricantes de prensas acostumbran definir una máxima fuerza de corte nominal y segura, en un punto que para fines de este proyecto se ha denominado *Punto de Fuerza Máxima (PFM)* ubicado aproximadamente a 24 grados antes del Punto Muerto Inferior (PMI), que reemplazado en la ecuación 2.11 origina un primer punto de corte a una distancia $x = 1,55mm \approx 1/16''$. (Figura 5.2b).

Por otro lado, este valor es también corroborado en la Tabla 2.1 para las distancias normadas desde el punzón hasta el PMI para obtener una Fuerza Máxima Segura.

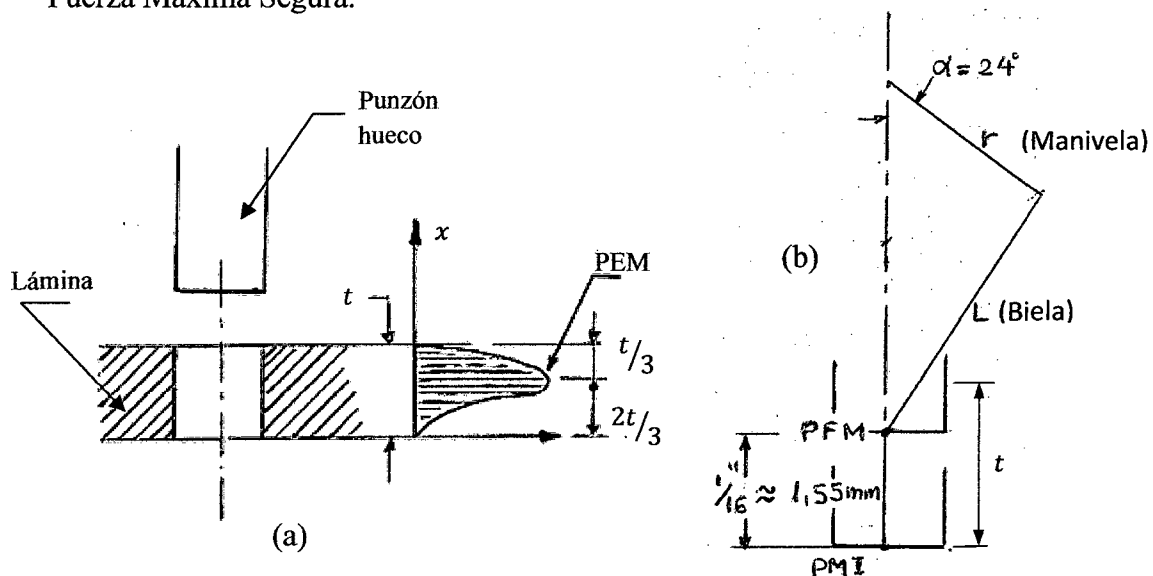


FIGURA 5.2 Puntos de Máxima Fuerza: a) Para el material, b) para la prensa

En el Subcapítulo 4.3 se demostró que:

- El ángulo de adelanto respecto al PMI será $\alpha = 24^\circ$.
- La distancia del PFM al PMI será $x = 1,55mm$.

5.2.2 Punto de Esfuerzo Máximo de la Lámina a Cortar (PEM)

Por otro lado, se sabe que en los materiales blandos la fuerza máxima de corte se da a la tercera parte del espesor del material a cortar según la figura 5.2a). Es decir, a un tercio de la *parte superior*, o lo que es lo mismo, a dos tercios de la *parte inferior* [3].

Haciendo coincidir el espesor del material con la carrera efectiva de corte, es decir, haciendo que el PMI de la carrera del punzón coincida con la parte inferior del material a cortar, y además haciendo que el PFM nominal de la máquina dada por los fabricantes para la carrera del punzón coincida con el *Punto de Esfuerzo Máximo (PEM)* requerido por un material blando a cortar (Figura 5.3), se llegará a la conclusión que el espesor del material a troquelar debe tener un valor óptimo de $t = 2,25mm$.

5.2.3 Definición del Espesor Ideal a Cortar

El análisis es el siguiente: la distancia del PEM al borde inferior del material a cortar es dos tercios del espesor del material, es decir $\frac{2}{3}t$ (Figura 5.2a) según la segunda consideración y además, la distancia del PFM al PMI es $x = 1,55mm \approx 1/16"$ (Figura 5.2b). Igualando estas dos cantidades (Figura 5.3), es decir haciendo coincidir estas dos distancias se obtendrá:

$$\frac{2}{3}t = 1.55mm$$

$$t = 2.25mm$$

Este espesor de material será el óptimo a cortar por la prensa.

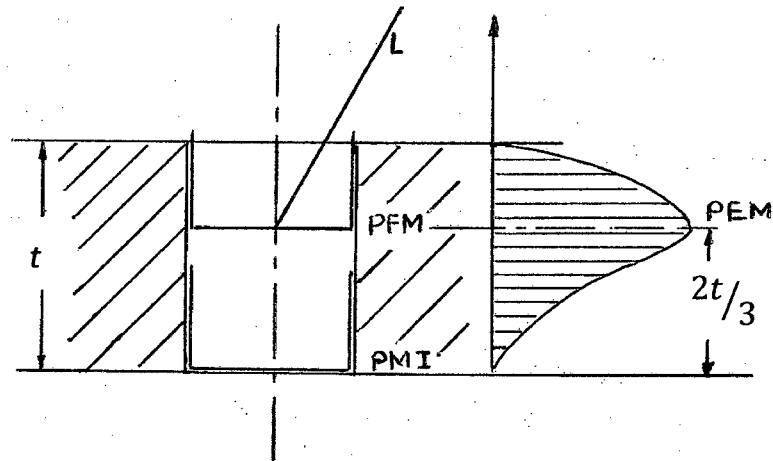


FIGURA 5.3 Coincidencia entre los Puntos Críticos de la prensa con los del material.

En la Figura 5.4a y 5.4b se muestran ejemplos de cómo estos puntos normalmente pueden no coincidir. En el primer caso el material a cortar no será cortado en su totalidad, mientras que en segundo caso, el punzón al sobrepasar el PMI se enfrentará con el tope que sobrecargará a la máquina, comprometiendo sus componentes internos. En este segundo caso (Figura 5.4b), existe también la posibilidad de que no se efectúe el corte debido a las relativas altas fuerzas iniciales que requiere el material comparado con las relativamente bajas fuerzas que la prensa es capaz de ejercer en esos puntos.

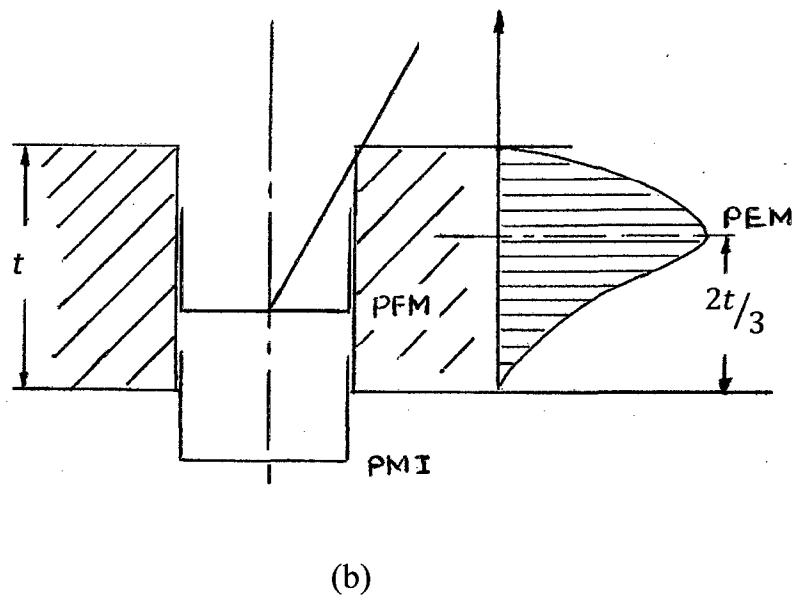
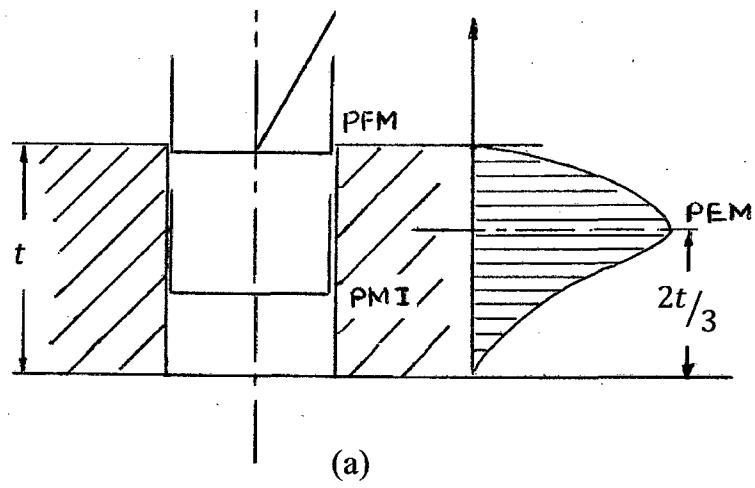


FIGURA 5.4 Puntos Críticos del Punzón: a) Muy por encima del material, b) Muy por debajo.

5.3 ANALISIS CINEMATICO

Las curvas se construyen en base a los siguientes datos iniciales cuando la prensa trabaja a máxima carga, utilizando la información calculada:

- $r = 16\text{mm} = 0,016\text{m}$
- $L = 130\text{mm} = 0,130\text{m}$
- $w = \frac{d\alpha}{dt} = 215 \text{ RPM} = 22,5\text{rad/s}$
- $rw = 0,36$
- $r^2/2L = 0,984615\text{mm}$
- $\text{Potencia} = P_{R_{VM}} = T \frac{d\alpha}{dt} = 952,6\text{W}$

Del análisis cinemático del pistón (punto P), una aproximación para la posición vertical x respecto del PMI y la velocidad vertical v en P, se da en las Ecuaciones 2.14 y 2.16; reemplazando datos a estas dos ecuaciones se tiene:

$$x = 16 - 16\cos \alpha + 0,984615\text{sen}^2 \alpha \quad (5.1)$$

$$v = 0,36\text{sen} \alpha + (0,984615)(22,5)\text{sen} 2 \alpha \quad (5.2)$$

Tabulando valores para ángulos α de eje descentrado anteriores al PMI que van desde cero en el PMI pasando por 180° en el PMS hasta 360° nuevamente en el PMI y graficando estos valores para el rango de 0 a 360° y de 0 a 180° respectivamente se obtiene las siguientes curvas:

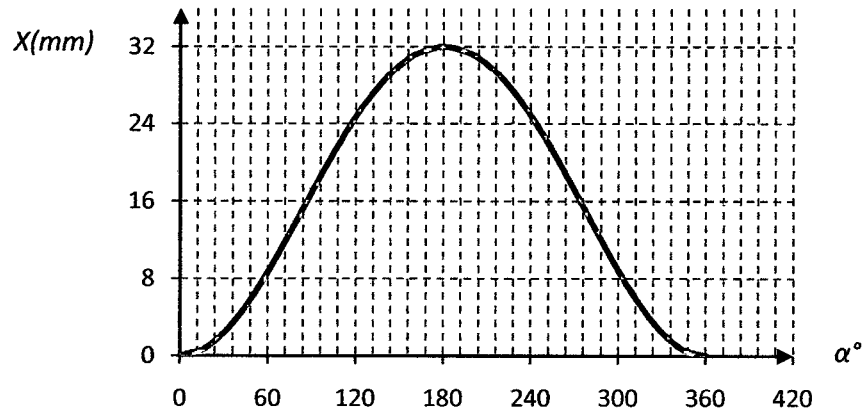


FIGURA 5.5 Variación de la posición x respecto al ángulo α .

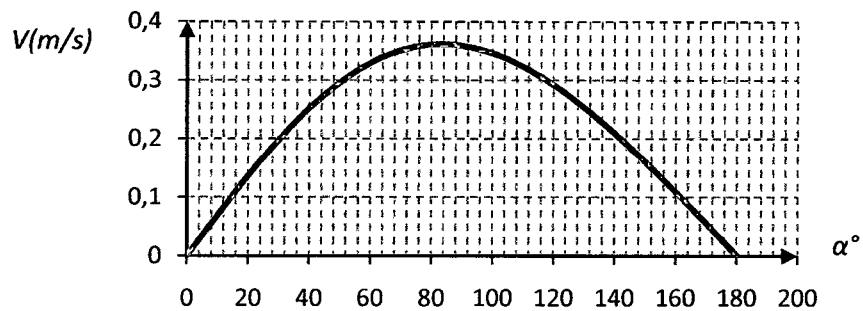


FIGURA 5.6 Variación de la velocidad vertical en P respecto al ángulo α .

Para poder determinar una fuerza constante promedio que la prensa es capaz de efectuar durante todo su recorrido debido al torque constante generado por el motor, se debe analizar como varía la velocidad vertical en P respecto a su posición x . Esto dará una idea de una velocidad promedio durante los 360° de giro del eje descentrado. Esta variación es mostrada en la Figura 5.7, la cual fue construida haciendo una doble tabulación, es decir, reemplazando primero el valor de x en la Ecuación 5.1, de ahí se obtiene un valor de α que será tabulado finalmente en la Ecuación 5.2, para obtener la Figura 5.7.

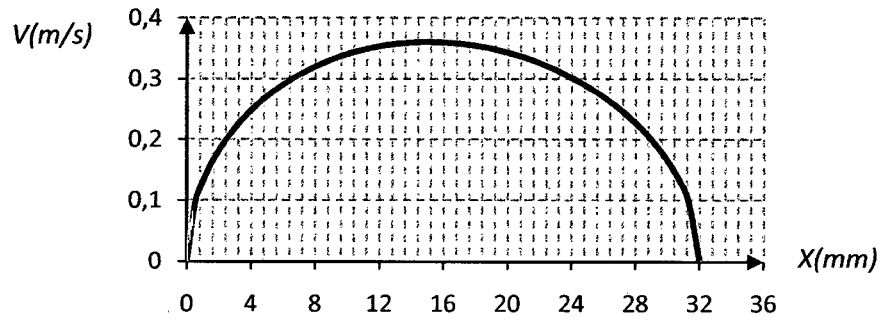


FIGURA 5.7 Variación de la velocidad vertical en P respecto a la posición x.

Haciendo la misma consideración que se hace en la Ecuación 2.5 (velocidad angular aproximadamente constante en ese pequeño tramo de corte), se deriva la Ecuación 2.6 de la velocidad y se obtendrá la siguiente ecuación para la aceleración instantánea vertical del punto P:

$$a = rw^2 \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cos 2 \alpha \right) \quad (5.3)$$

Análogamente al método anterior, se tabula la Ecuación 5.1 y luego la 5.3, para obtener la variación de la aceleración respecto a la posición x:

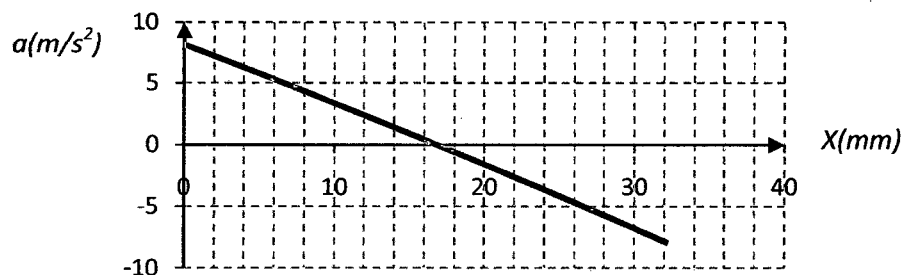


FIGURA 5.8 Variación de la Aceleración en P respecto a la posición x.

5.3.1 Relación Fuerza Vertical F_v versus Desplazamiento Angular α

En la Figura 2.21, se muestra la tendencia de la fuerza vertical F_v para el punzón a lo largo de su recorrido, según el ángulo α . En este capítulo se demuestra esa curva aplicándola ya al proyecto, es decir, al reemplazar los datos necesarios de la prensa.

Utilizando la Ecuación 2.16 para la velocidad lineal de P se tiene:

$$v = v_p = \frac{dx}{dt} = r w \operatorname{sen} \alpha + \frac{r^2}{2L} w \operatorname{sen} 2 \alpha \quad (5.4)$$

de los conceptos de conservación de la energía se deduce que:

$$F_v \frac{dx}{dt} = Pot = potencia \quad (5.5)$$

al reemplazar la ecuación (5.4) en la (5.5) y despejando la fuerza vertical F_v del punto P quedará:

$$F_v = Pot \times \left(r w \operatorname{sen} \alpha + \frac{r^2}{2L} w \operatorname{sen} 2 \alpha \right)^{-1} \quad (5.6)$$

Reemplazando datos resultará:

$$F_v = 952,6W \times (0,36 \times \operatorname{sen} \alpha + 0,000984615 \times 22,5 \times \operatorname{sen} 2 \alpha)^{-1}$$

$$F_v = \frac{952,6W}{(0,36 \times \operatorname{sen} \alpha + 0,000984615 \times 22,5 \times \operatorname{sen} 2 \alpha)} \quad (5.7)$$

$$F_v = f(\alpha)$$

Llevando esta última función a una gráfica F_v versus α se obtiene la tendencia mostrada en la Figura 5.9, en donde se puede observar que la magnitud de fuerza que puede realizar la máquina se incrementa súbitamente cerca al PMI y al PMS, es decir, muy cerca a cero grados y a 180 grados sexagesimales respectivamente. Hay que resaltar también que esta gráfica es simétrica respecto al eje $\alpha = 90^\circ$.

Finalmente, hay que recordar que para una trabajo seguro se considera una fuerza máxima de la prensa trabajando a máxima capacidad en un ángulo α de $40,4^\circ$ antes del PMI correspondiente a 4,2mm del PMI y que por lo tanto el corte se inició a 6,35mm del PMI correspondiente a $\alpha=50^\circ$, según se muestra en la Tabla 5.1, la cual se obtuvo reemplazando datos en la Ecuación 2.14 para luego tabularlo de la siguiente manera:

$$x = r - r \cos \alpha + \frac{r^2}{2L} \sin^2 \alpha$$

$$x = 16 - 16 \times \cos \alpha + \frac{16^2}{2 \times 130} \sin^2 \alpha \quad (5.8)$$

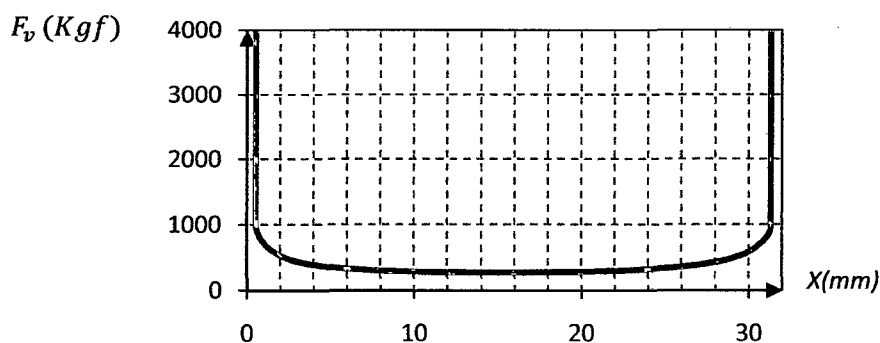


FIGURA 5.9 Variación de la Fuerza del punzón F_v versus la posición x .

En la tabla 5.1 se muestra un extracto de los valores tabulados:

TABLA 5.1 Tabulación de la Fuerza del Punzón F_v respecto a la posición X y al ángulo α .

X(mm)	α (grados sexagesimales)	$F_v(Kgf)$
12,40	73,64	271,51
11,70	71,10	273,98
11,00	68,54	277,14
10,30	65,95	281,07
9,60	63,31	285,88
8,90	60,63	291,70
8,20	57,88	298,70
7,50	55,07	307,14
6,80	52,17	317,33
6,35	50,25	325,03
5,82	47,92	335,47
5,29	45,52	347,77
4,76	43,03	362,40
4,23	40,42	380,09
4,23	40,42	380,09
3,70	37,68	401,87
3,17	34,76	429,37
2,65	31,62	465,36
2,12	28,18	514,85
1,59	24,33	588,39
1,06	19,79	713,33
0,53	13,95	998,75
0,00	0,00	Infinito

5.3.2 Contraste Fuerza Vertical F_v con la fuerza de resistencia F_R

En la Tabla 5.1 se muestra la variación de la fuerza vertical F_v versus el ángulo α . El corte se inicia en el punto inicial a 50° pasando por un punto seguro de corte a 24° ($x = 1,5mm$), hasta un punto final a cero grados (PMI). Esta gráfica ha sido confeccionada con ayuda de la Ecuación 5.7.

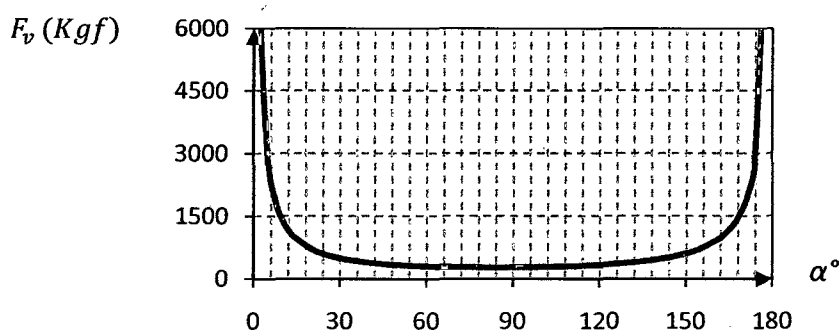


FIGURA 5.10 Variación de la Fuerza del Punzón F_v versus el ángulo α .

En la Figura 2.16a, se muestra el comportamiento de un material blando, que aplicado al trabajo de máxima capacidad ($F_c = 9483Kgf$) de la prensa define la tendencia mostrada en la Figura 4.13. Esta Figura es contrastada con la Figura 5.10 obteniéndose de esta manera la Figura 5.11, donde se observa como varían de manera conjunta las fuerzas verticales F_v que produce la prensa a lo largo de su recorrido de corte con las fuerzas de resistencia F_R que se originan en el material a cortar mientras se recorren los 50° que dura el corte (desde 50° al inicio del corte hasta 0° al final).

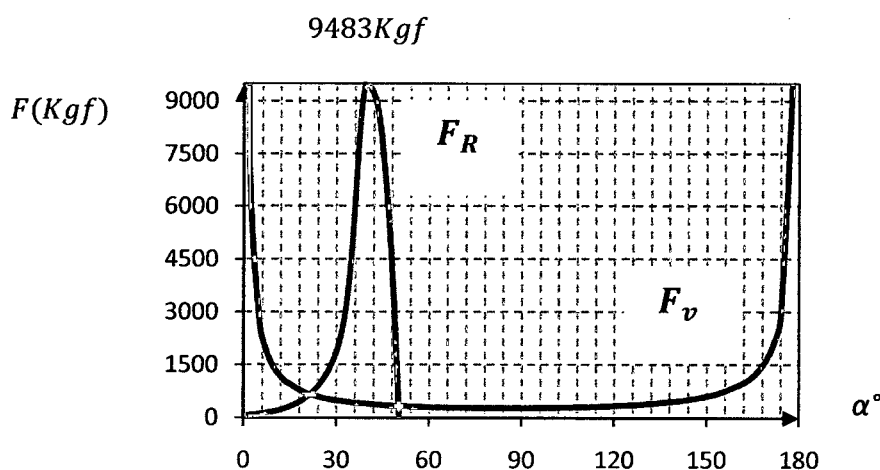


FIGURA 5.11 Contraste de Fuerzas entre la Máquina F_v y el Material F_R respecto al Angulo α .

Es importante recordar, que se está analizando el corte a máxima capacidad y no a una capacidad óptima, en cuyo caso se tendría un corte durante 29° de duración, es decir, desde 29° ($x = 2,25\text{mm}$) al inicio del corte, pasando por una fuerza máxima a 24° ($x = 1,55\text{mm}$) hasta 0° al final del corte.

La fuerza de resistencia F_R es un dato a considerar mientras que la fuerza F_v de la máquina es un valor que debe ser calculado en el diseño, este es el mínimo necesario para efectuar el corte. Es decir, la gráfica de la fuerza vertical F_v puede desplazarse hacia arriba (sobredimensionado) o hacia abajo en cuyo caso se tendría una fuerza F_v insuficiente para efectuar el corte.

En la Figura 5.11 se muestra la tendencia de la fuerza F_v mínima que se requiere para el corte, la cual con ayuda de los datos de la Tabla 5.1 se sesgará hacia la izquierda según la Figura 5.12. Esto demuestra que tener en la gráfica un valor de fuerza F_v de la maquina por encima de la F_R para

algunos valores de X , no garantiza que se efectúe el corte, ni mucho menos una curva siempre por encima de F_R será la mejor opción.

Tabulando valores de α en las Ecuaciones 5.7 y 5.8, se obtienen respectivamente valores de x y F_v , graficados en la Figura 5.9, la que es finalmente contrastado con la Figura 4.13 para obtener la variación de la fuerza vertical de la máquina F_v y la resistencia de material F_R versus la posición x , tal como se muestra en la Figura 5.12.

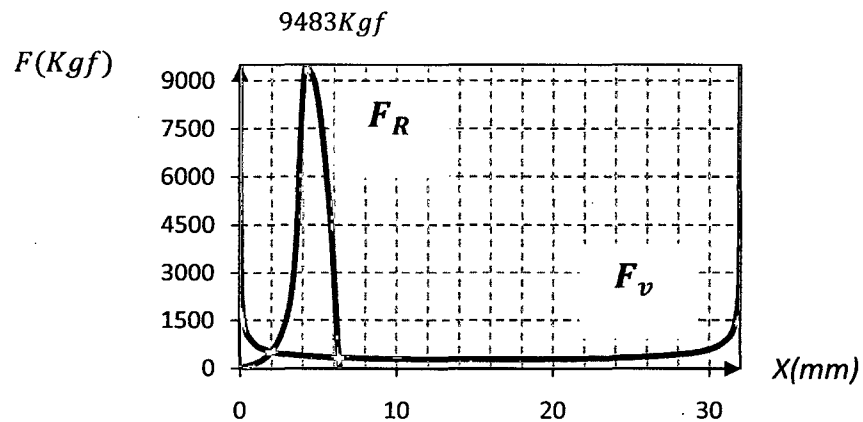


FIGURA 5.12 Contraste de Fuerzas entre la Máquina F_v y el Material F_R respecto a la posición X .

5.3.3 Análisis del Torque

Despreciando por un instante las pérdidas de energía debido a la fricción, inercia y demás, se puede observar que toda la energía producida por el motor pasa a través del eje principal, al eje descentrado y de ahí hacia la excéntrica; esta energía se traduce en un efecto de giro sobre la excéntrica, es decir un torque. Este efecto de giro se traduce en una fuerza tangencial F_t tangente a una circunferencia de radio r según la Figura 5.13b. Esta fuerza tangencial a su vez, se desdobla en una fuerza a lo largo de la biela F_b y otra fuerza F_r dirigida en ese instante hacia el centro de la circunferencia de giro, razón por la cual esta última fuerza no realiza trabajo.

Se tiene por lo tanto, que la única fuerza que realiza trabajo es la dirigida a lo largo de la biela F_b , quien a su vez se transmite del punto P al M (Figura 5.13a).

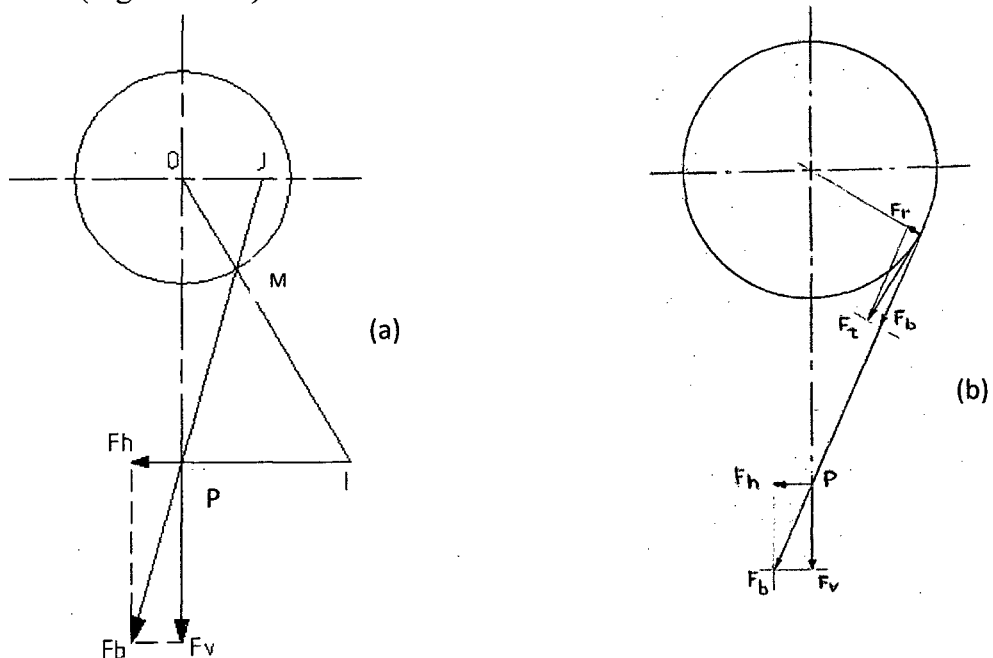


FIGURA 5.13 Diagrama de Fuerzas: a) Con centro instantáneo, b) Con fuerza tangencial.

Finalmente, esta fuerza F_b se desdobla en una fuerza horizontal F_h que no genera trabajo por ser perpendicular al desplazamiento y una fuerza vertical F_v quien realizará un trabajo igual a:

$$dE_1 = F_v dx \quad (5.9)$$

Se puede concluir, que el trabajo realizado por la fuerza F_t es igual al trabajo realizado por F_v debido a que los trabajos realizados por las otras fuerzas componentes de F_t son nulos, por lo tanto el trabajo de F_t queda:

$$dW_{F_t} = dE_1 = F_v dx \quad (5.10)$$

La fuerza F_t produce un efecto de giro sobre la excéntrica igual a $T = F_t r$ el cual, en general no es necesariamente constante. Sin embargo, lo podemos aproximar según la Figura 5.14 a un valor constante dentro de un recorrido infinitesimal $d\alpha$, sobre el cual la fuerza F_t será constante en módulo y dirección.

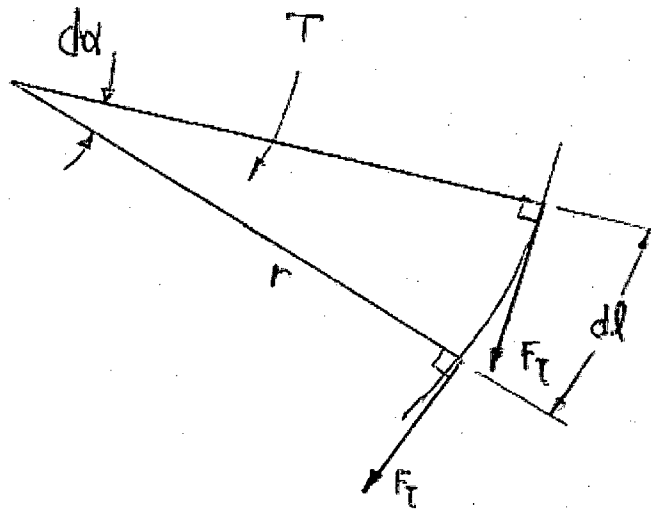


FIGURA 5.14 Torque y Fuerza Tangencial en un Sector circular infinitesimal

El trabajo infinitesimal producido por F_t quedará:

$$\begin{aligned} dW_{F_t} &= E_2 = F_t dl = F_t r d\alpha \\ dW_{F_t} &= E_2 = T d\alpha \end{aligned} \quad (5.11)$$

Por conservación de la energía se igualan la ecuación (5.10) y (5.11)

$$F_v dx = T d\alpha \quad (5.12)$$

Dividiéndola entre dt queda:

$$F_v \frac{dx}{dt} = T \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.13)$$

$$F_v V_p = T \omega \quad (5.14)$$

Donde V_p es la velocidad lineal del punto P y ω es la velocidad angular instantánea del punto M sobre un radio de giro r en la excéntrica.

Volviendo a la Figura 5.13a se puede observar que el punto de intersección I es el centro instantáneo de la biela PM sobre la cual se puede definir una velocidad angular instantánea Ω para la biela, pudiendo definir una velocidad vertical V_p para el punto P igual a:

$$V_p = \Omega(PI) \quad (5.15)$$

Además el punto M realiza un movimiento circular de radio r definiendo una velocidad tangencial instantánea V_M , la cual puede ser también definida por la velocidad angular instantánea Ω y su radio de giro instantáneo MI, según la siguiente expresión:

$$V_M = r\omega = \Omega(MI) \quad (5.16)$$

Dividiendo estas dos últimas expresiones queda:

$$\frac{V_P}{r\omega} = \frac{PI}{MI} \quad (5.17)$$

Además por semejanza entre los triángulos OPJ y MPI, se observa que $\frac{PI}{MI} =$

$\frac{OJ}{OP} = \frac{OJ}{r}$ la cual reemplazándola en la ecuación (5.17) resulta:

$$\begin{aligned} \frac{V_P}{r\omega} &= \frac{PI}{MI} = \frac{OJ}{r} \\ \frac{V_P}{\omega} &= OJ \end{aligned} \quad (5.18)$$

Combinando esta última expresión con la ecuación (5.14) se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{V_P}{\omega} &= OJ = \frac{T}{F_v} \\ T_a &= (OJ)F_v \end{aligned} \quad (5.19)$$

La expresión 5.19 se convierte en una forma simple de evaluar el torque instantáneo del motor eléctrico cuando su velocidad angular es desconocida o poco confiable. Aquí lo importante es la geometría de la máquina para evaluar su Torque de motor.

Sin embargo, existe otra expresión matemática [3], la cual es demostrada desde otro punto de vista, pero que da prácticamente los mismos resultados. Esta expresión para el torque es:

$$T_b = F_v r \sin \alpha \left(1 + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha}} \right) \quad (5.20)$$

Donde:

$$i = r/L$$

Estas dos últimas expresiones destinadas a determinar el torque instantáneo, tienen el inconveniente de usar en su demostración el valor de la velocidad lineal $V_p = dx/dt$ el cual está determinado por la ecuación:

$$V_p = r w \sin \alpha + \frac{r^2}{2L} w \sin 2\alpha \quad (5.21)$$

Esta Ecuación es demostrada mediante una aproximación matemática (Series de Fourier). Razón por la cual el valor del torque también será una aproximación. Esto se verifica con los datos de la Tabla 5.2, la cual fue confeccionada para realizar las curvas características de la prensa, en donde además se demuestra en la mayoría de casos el error es mucho menor al 1%.

Una tercera forma de evaluar el torque de manera bastante aproximada, es la de considerar por un instante que no existe ningún tipo de pérdidas de energía por fricción, es decir, toda la energía del motor es utilizada para realizar el torque T . Finalmente, para este fin se considera una potencia media promedio calculada como un flujo de energía promedio requerida para efectuar el corte sobre un determinado tiempo. Esta energía es determinada tomando en cuenta la energía mínima E_R que necesita el material para ser cortado. Por lo tanto, es justificable usar la siguiente expresión para determinar directamente el torque del motor:

$$T_c = \frac{P_R}{w} \quad (5.22)$$

Donde P_R es la potencia requerida evaluada y analizada y w es la velocidad angular del eje principal. El resultado es un valor ideal constante en todo su recorrido igual a:

$$T_c = \frac{952.6 \text{ watts}}{22.5 \text{ rad/s}}$$

$$T_c = 42.4 \text{ Nm} = 4.3 \text{ Kgf} - m$$

Es importante recordar, que éste es el segundo intento de diseño de cálculo total a la máquina (el primer análisis se menciona en el Sub. Cap. 4.3); al realizar éste segundo Diseño se observa que el Torque aplicado se mantiene constante debido a que éste depende directamente de la resistencia del material a cortar.

Hasta aquí, se han mencionado tres formas de hallar el torque instantáneo del motor. El torque T_a puede escribirse como el resultado de reemplazar la Ecuación 5.18 en la 5.19, resultando:

$$T_a = (OJ)F_v = \left(\frac{V_p}{\omega}\right)F_v \quad (5.23)$$

Donde:

$$V_p = r w \sin \alpha + \frac{r^2}{2L} w \sin 2\alpha$$

$$F_v = \frac{511W}{(0.1931 \times \sin \alpha + 0.000984615 \times 12.0690208 \times \sin 2\alpha)}$$

El T_b se da en la Ecuación 5.20 y el T_c acabamos de evaluarlo. Finalmente, se muestra la Tabla 5.2, la cual es un extracto de cómo varían estos tres torques en función del ángulo α ; además se muestran los errores al

hallar T_a y T_b respecto al T_c . Esta variación en la mayoría de casos es menor al 1%.

TABLA 5.2 Variación del torque T_a , T_b y T_c respecto al ángulo α y de sus errores respecto al torque T_c .

α°	$T_a(\text{Kgfm})$	Error $T_a(\%)$	$T_b(\text{Kgfm})$	Error $T_b(\%)$	$T_c(\text{Kgfm})$
50.2	4.44	3.0	4.31	0.4	4.29
47.9	4.42	2.6	4.31	0.4	4.29
45.5	4.41	2.2	4.31	0.4	4.30
43.0	4.39	1.8	4.31	0.4	4.30
40.4	4.37	1.4	4.31	0.3	4.30
40.4	4.37	1.4	4.31	0.3	4.30
37.7	4.36	1.0	4.31	0.3	4.30
34.8	4.34	0.7	4.31	0.2	4.30
31.6	4.33	0.3	4.31	0.2	4.30
28.2	4.31	0.1	4.31	0.2	4.31
24.3	4.29	0.4	4.31	0.1	4.31
19.8	4.28	0.8	4.31	0.1	4.31
14.0	4.26	1.2	4.31	0.0	4.31
0.0	4.25	1.5	4.31	0.0	4.31

Referente al torque es importante también mencionar que mientras el motor esté funcionando en vacío, idealmente hablando la fuerza que ejerce el motor para mantener los RPM constante será cero, luego cuando aparezca una fuerza F_v como resultado de la reacción que ejerce el material al ser cortado

así como, la reacción horizontal F_h que ejercen las guías sobre la corredera en P originarán una reacción F_b la cual, será adicionada a la fuerza que ejerce el centro de giro de la excéntrica en "O" sobre el punto "M" y las cuales por principio de acción y reacción para mantener los RPM constantes se sumarán y darán como resultado finalmente una reacción F_t la cual es la fuerza que origina el torque T y por lo tanto la potencia del motor requerida.

En base a las curvas características se puede observar como varían en cada instante las variables fuerza, torque y potencia instantánea a lo largo de su recorrido, esta información servirá dependiendo del tipo de proceso. En el caso de producir confeti de papel metálico, se podrá conocer a que distancia se debe colocar el tope que hará que el material salga por arriba y no por abajo como con el confeti de papel. (Figura 5.15).

Una distancia inadecuada cercana al PMI comprometerá algún componente dentro de la máquina, ya sea el punzón, eje descentrado y/o excéntrica.

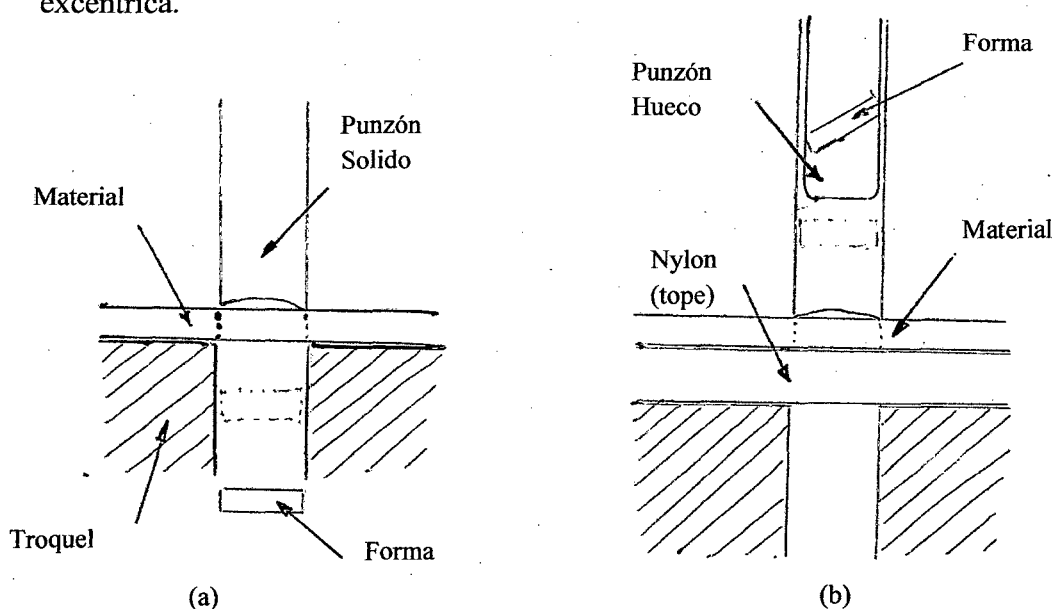


FIGURA 5.15 Punzón de Troquelado, para: a) Papel convencional, b) Propuesto para Papel Platina

CAPITULO VI

ANALISIS ECONOMICO

6.1 RENTABILIDAD DEL TROQUELADO

La necesidad inicial que motivó el presente trabajo, fue la de troquelar papel metálico tipo *picapica*, dicho proceso no se realiza en nuestro medio, por ser éste más duro que el papel a base de celulosa; esto se intentó hacer en algunas oportunidades con máquinas troqueladoras, las cuales eran máquinas de segunda mano, empíricamente reconstruidas. Estas máquinas eran ineficientes, de relativo alto costo inicial y nada confiables ya que generalmente no existía una garantía de falla real postventa. Estas máquinas eran diseñadas en Italia o Estados Unidos generalmente, algunas de ellas eran reconstruidas en Brasil y otras aquí en Perú, sin obviamente un estudio real y preciso de para qué sería destinada finalmente.

6.1.1 Datos Comerciales

En esta parte, se pretende justificar la elaboración teórica de éste proyecto para una posible posterior ejecución del mismo, mediante un cálculo simple de rentabilidad, en donde se toman datos aproximados, en lo siguiente:

La presentación de papel metálico nuevo es en conos de 3Kg de papel metálico de 100 metros de longitud y 60 centímetros de ancho, con un precio de S/.60.- es decir, un precio de costo por kilogramo de S/.20 materia prima.

Si a esto se le suma S./5 por kilo (valor promedio utilizado para pagar operario, luz, marketing, recambio de punzones, reposición de máquina, etc.) dará finalmente un precio de costo por kilo $P_{cu} = S/.25$.

La inversión se muestra en la Tabla 6.1, donde se puede apreciar una inversión total de \$7 400, que con una tasa de cambio de 2,8 soles el dólar da como resultado una inversión de S/.20 720.

TABLA 6.1 Inversión.

Ítem	Costo por Kg de máquina (\$)	Peso de la máquina (Kg)	Costo por ítem (\$)
Materiales	3	700	2 100
Fabricación y ensamblaje	4,5	700	3 150
Acabados	1,5	700	1 050
Accesorios			500
Servicio de ingeniero y/o dibujante			600
Total en dólares			\$7 400
Total en soles			S/.20 720

El costo de oportunidad del capital (COK), es considerado como una tasa bancaria de préstamo igual al 2%. Se considera una demanda segura mínima de $n=200\text{Kg}$, que multiplicado por el precio por kilogramo $P_{cu} = S/.25$, dará un costo constante mensual de S/.5000. Estos 200Kg multiplicados por un precio de venta por kilogramo $P_{vu} = S/.35$ darán un ingreso mensual de S/.7 000. Considerando estos flujos constantes como se muestra en la Tabla 6.2 se determina un valor actual neto $\text{VAN}=S/.430,7$ y una tasa interna de retorno $\text{TIR}=2,34\%$.

Esto significa que a partir del doceavo mes de iniciado el proyecto, se empezará a obtener una ganancia neta positiva.

TABLA 6.2 Flujos de caja de 12 meses, expresados en miles de soles.

Mes	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Inversión	-21												
Ingresos		7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Costos		-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
Flujo neto	-21	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

Es importante resaltar que los flujos de caja considerados en esta tabla, son constantes durante los doce meses de duración del proyecto. Este periodo de doce meses es considerado en la fórmula clásica para evaluar el TIR, pero tomando convenientemente al mes cero como el punto de partida, en donde la inversión inicial es de 21 000 soles.

El préstamo de dinero al banco será pagado en 12 meses por lo tanto el periodo para evaluar el TIR será de 12 meses. Bastará entonces con obtener un TIR mayor a 2% y un VAN positivo para deducir que el proyecto es rentable.

Tomar periodos menores a 12 meses al evaluar el TIR, para buscar un punto crítico, no tendrá sentido, ya que el préstamo está dado a doce meses.

CONCLUSIONES

1. La evaluación de las curvas características influye de manera significativa en el diseño del sistema de transmisión.
2. Del análisis de la Figura 5.12, se concluye que, la fuerza de troquelado promedio requerida durante el corte, es aproximadamente cinco veces más que la fuerza proporciona por el motor en ese periodo; el corte se efectúa, debido a que la fuerza faltante, es suministrada por la energía almacenada en la volante durante todo el ciclo.
3. La fuerza de corte F_c , proyectada sobre el eje principal, determina una fuerza tangencial F_{Tr} que hace un ángulo $\alpha = 40,42^\circ$ con la vertical (Figura 4.42a). Del análisis de la Figura 4.30 se concluye que F_{Tr} debe tener la misma dirección y sentido que la tensión resultante en la polea mayor para obtener la menor fuerza cortante y momento flector; con esta condición se obtienen menores diámetros en el eje.
4. Manteniendo el sentido de giro del motor, según la Figura 4.25a, se hace rotar la línea de centro de las poleas, un ángulo $\gamma = 13^\circ$ desde una posición inicial mostrada en la Figura 4.26 hasta una posición final mostrada en la Figura 4.27 con la finalidad de que las fuerzas en el eje Z'' se anulen, quedando como única resultante de tensiones, una fuerza en el eje Z' (Figura 4.27).

5. Del análisis de la Figura 4.30, se concluye que, los rodamientos deben estar ubicados lo más cerca posible a los extremos del eje, para reducir al mínimo las fuerzas cortantes y momentos flectores y por ende reducir los diámetros y la deflexión.
6. Con un adecuado rediseño de la volante, inicialmente concebida como un disco, se logra disminuir su peso de 149Kg a 70Kg (Plano 02), manteniendo constante su momento de inercia de masa.
7. Cortar un material mayor a los 6,35mm, especificado a máxima carga, implicará producir una mayor energía, desplazándose la gráfica F_v versus x hacia arriba. Esto se logra con un reductor de velocidad (Figura 2.10), colocando la volante en el eje de la polea mayor; si se desea mantener los RPM constantes, se tendrá una relación de transmisión total definida como el producto entre la relación de transmisión de las poleas y del reductor, siendo adecuadamente mayor la de las poleas para poder mantener una velocidad adecuada en la volante, que pueda producir una mayor energía de corte.
8. Si el extremo inferior del material a cortar, es colocado debajo del PMI de la carrera del punzón, el material no será cortado en su totalidad; sin embargo, si es colocado encima del PMI de la carrera del punzón, éste se enfrentará con el tope, sobrecargando la máquina y comprometiendo sus componentes internos, ó simplemente trabando el sistema debido a las altas fuerzas iniciales requeridas.
9. Intentar cortar un material más duro, implica trabajar a una distancia segura menor a $1/16$ "; sin embargo, esto comprometerá la seguridad de los componentes dentro de la máquina.

10. Si se intenta cortar un espesor de material, mayor al especificado, la máquina se trabará; por otro lado, si se intenta cortar un espesor de material menor, se cortará fácilmente la lámina, siendo menor la demandada de carga y compensándose el sistema.
11. Mediante las curvas características de carga desplazamiento, se concluye que, el momento crítico de la máquina, se da a bajas velocidades (muy cercanas a cero) en donde la aceleración producto del cambio brusco de velocidad es aproximadamente 8.2m/s^2 (Figura 5.8), pudiendo fallar alguno de los componentes de la máquina o deteniendo el sistema.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda desarrollar los cálculos de los diámetros, utilizando la fórmula ASME elíptica, compatible con la norma ANSI/ASME B106.1M-1985 para ejes, para cada uno de los tramos.
2. Los diámetros deben aproximarse a un valor estándar, dependiendo del componente a alojar en el diseño.
3. En el caso de la volante, es recomendable utilizar un material de clase 30 – Hierro Gris perlítico/ferrítico, producida por fundición continua según la norma ASTM A48. Se escoge éste material debido a su fácil maquinabilidad, menor desgaste y buena absorción a las vibraciones. (Apéndice A-1).

BIBLIOGRAFIA

- [1] Princeton University, *Farlex clipart collection*, Farlex Inc. Based on WordNet 3.0 © 2003-2008. Disponible en: URL: <http://www.Thefreedictionary.com/mechanical+press>. Consultado en: Agosto 2, 2010.
- [2] Mikell P. Groover, *Fundamentals of Modern Manufacturing*, John Wiley & Sons, Inc., 3rd ed., New York, 2007.
- [3] Miguel Angel Garcia Ruiz, *Diseño de una Prensa Troqueladora de 60TN. [Tesis de Grado]*. Programa académico de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI, Lima, Perú, 1983.
- [4] ASM international, *ASM Handbook Forming and Forging*, ASM International 9th Ed. Vol. 14, 1988, 4th printing April 1996.
- [5] Taylan Altan, Gracious Ngaile, Gangshu Shen, *Cold and Hot Forging Fundamentals and Applications*, ASM International copyright © 2004, first printing, February 2005.
- [6] Jorge Alfonso Garcia Lopez, *Diseño de una Prensa Punzonadora de 100TN CON Acondicionamiento Electroneumático para la Perforación de Planchas de ¼"×¼"×8"*. [Tesis de Grado]. Programa académico de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI, Lima, Perú, 1981.
- [7] James M. Gere, *Mecánica de Materiales*, International Thomson Editors, S.A. de C.V., 6a. Ed. Copyright © 2006, impresión 2007.
- [8] Robet L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Prentice Hall, Dayton, Segunda Edición, 1995.

- [9] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V., 6a Ed. 2001, Impresión Junio 2002.
- [10] Billigmann J./Feldmann H. D., *Estampado y Prensado a Máquina*, Editorial Reverte, S.A., Segunda Edición 1979.
- [11] Gaetano Muscari Greco, *Diseño de una Prensa Cigüeñal de 10TN*. [Tesis de Grado]. Programa académico de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI, Lima, Perú, 1969.
- [12] Juan José Hori Asano, *Diseño de Dobladora de Planchas de 4 pies de Ancho por 3/32pulg. De espesor*. [Tesis de Grado]. Programa académico de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI, Lima, Perú, 1969.
- [13] David A. Smith, *Fundamentals of Pressworking*, Society of Manufacturing Engineers SME, Michigan, USA, copyright © 1994.
- [14] Pedro Antonio Luksic Staeding, *Diseño de una Prensa Frontal Excéntrica de 6TN*. [Tesis de Grado]. Programa académico de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI, Lima, Perú, 1968.
- [15] Smith & Associates, *Historical Overview of Press Development*, Smith & Associates, Rev., November 29, 2000 ©1993-2000 530 Hollywood Drive, Monroe, Michigan 48162-2943. Disponible en: URL:<http://www.smithassoc.com/index.htm>. Consultado en: Junio 8, 2010.
- [16] Taylan Altan, *Forging Equipment, Materials and Practices*, Metal and Ceramics Information Center, 1973.
- [17] William F. Smith, Javad Hashemi, *Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales*, McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V., 4a Ed., Copyright © 2006.

APENDICE A

PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

A-1 PROPIEDADES DE DISEÑO DEL HIERRO FUNDIDO.

Número de designación del material (numero ASTM)	Grado	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Módulo de elasticidad	
		Ksi	MPa	Ksi	MPa		10 ⁶ psi	GPa
Hierro gris								
A48-83	20	20	138	—	—	<1	12	83
	25	25	172	—	—	<1	13	90
	30	30	207	—	—	<1	15	103
	40	40	276	—	—	<1	17	117
	50	50	345	—	—	<1	19	131
	60	60	414	—	—	<1	20	138
Hierro dúctil								
A536-84	60-40-18	60	414	40	276	18	22	152
	80-55-06	80	552	55	379	6	22	152
	100-70-03	100	689	70	483	3	22	152
	120-90-02	120	827	90	621	2	22	152
Hierro maleable								
A47-84(R1989)	32510	50	345	32	221	10	25	172
	35018	53	365	35	241	15	25	172
A220-88	40010	60	414	40	276	10	26	179
	45006	65	448	45	310	6	26	179
	50005	70	483	50	345	5	26	179
	70003	85	586	70	483	3	26	179
	90001	105	724	90	621	1	26	179

Nota: Los valores de resistencia son típicos. Las variables en cuanto a fundición y el tamaño de sección afectan a los valores finales. Los módulos de elasticidad también pueden variar. La densidad de los hierros fundidos varía entre 0.25 y 0.27 lb/pulg³ (6 920 a 7 480 kg/m³). La resistencia a la compresión varía entre 3 y 5 veces más que la resistencia a la tracción.

A-2 PROPIEDADES DE ACEROS. Fuente: ASM Metals Reference Book, 2da.

Ed. American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983, p. 217.

Grado (a)	Orientación (e)	Descripción (f)	Dureza HB	Resistencia a la tensión		Reducción en área, %	Deformación verdadera a la fractura (g)	Módulo de elasticidad, E		Coeficiente de resistencia a la fatiga, $\log S_N$		Exponente de resistencia a la fatiga, b	Coeficiente de ductilidad a la fatiga, ef	Exponente de ductilidad a la fatiga, c
				MPa	ksi			GPa	10 ³ psi	MPa	ksi			
4140	L	T&R, DAT	310	1 075	156	60	0.69	200	29.2	1 825	265	-0.08	1.2	-0.59
4142	L	DAT	310	1 060	154	29	0.35	200	29	1 450	210	-0.10	0.22	-0.51
4142	L	DAT	335	1 250	181	28	0.34	200	28.9	1 250	181	-0.08	0.06	-0.62
4142	L	T&R	380	1 415	205	48	0.66	205	30	1 825	265	-0.08	0.45	-0.75
4142	L	T&R y deformado	400	1 550	225	47	0.63	200	29	1 895	275	-0.09	0.50	-0.75
4142	L	T&R	450	1 760	255	42	0.54	205	30	2 000	290	-0.08	0.40	-0.73
4142	L	T&R y deformado	475	2 035	295	20	0.22	200	29	2 070	300	-0.082	0.20	-0.77
4142	L	T&R y deformado	450	1 930	280	37	0.46	200	29	2 105	305	-0.09	0.60	-0.76
4142	L	T&R	475	1 930	280	35	0.43	205	30	2 170	315	-0.081	0.09	-0.61
4142	L	T&R	560	2 240	325	27	0.31	205	30	2 655	385	-0.089	0.07	-0.76
4340	L	HR, A	243	825	120	43	0.57	195	28	1 200	174	-0.095	0.45	-0.54
4340	L	T&R	409	1 470	213	38	0.48	200	29	2 000	290	-0.091	0.48	-0.60
4340	L	T&R	350	1 240	180	57	0.84	195	28	1 655	240	-0.076	0.73	-0.62
5160	L	T&R	430	1 670	242	42	0.87	195	28	1 930	280	-0.071	0.40	-0.57
52100	L	SH, T&R	518	2 015	292	11	0.12	205	30	2 585	375	-0.09	0.18	-0.56
9262	L	A	260	925	134	14	0.16	205	30	1 040	151	-0.071	0.16	-0.47
9262	L	T&R	280	1 000	145	33	0.41	195	28	1 220	177	-0.073	0.41	-0.60
9262	L	T&R	410	565	227	32	0.38	200	29	1 855	269	-0.057	0.38	-0.65
950C (d)	LT	Placa HR	159	565	82	64	1.03	205	29.6	1 170	170	-0.12	0.95	-0.61
950C (d)	L	Barra HR	150	565	82	69	1.19	205	30	970	141	-0.11	0.85	-0.59
950X (d)	L	Canal placa	150	440	64	65	1.06	205	30	625	91	-0.075	0.35	-0.54
950X (d)	L	Placa HR	156	530	77	72	1.24	205	29.5	1 005	146	-0.10	0.85	-0.61
950X (d)	L	Canal placa	225	695	101	68	1.15	195	28.2	1 055	153	-0.08	0.21	-0.53

Notas: (a) grado AISI/SAE, a menos que se indique lo contrario. (b) Designación ASTM. (c) Designación propietaria. (d) Grado SAE HSLA. (e) Orientación de eje de la probeta, relativa a la dirección de laminado; L es longitudinal (paralelo a la dirección de laminado); LT es transversal (perpendicular a la dirección de laminado). (f) STA, solución tratada y envejecida; HR, laminado en caliente; CD, laminado en frío; T&R, templado y revenido; CDSR, estirado en frío después de deformaciones; DAT, estirado a temperatura; A, recocido.

APENDICE B

PARAMETROS DE INGENIERIA ADICIONALES

B-1 HOLGURA O ESPACIO ANGULAR α

Es una abertura especial que se le da al troquel con la finalidad de que las formas o pedacería caigan a través del troquel luego de cada ciclo de trabajo o corte.

Figura B-1.

Materiales suaves como el Aluminio requerirán un α grande, mientras que materiales duros requerirán un α pequeño.

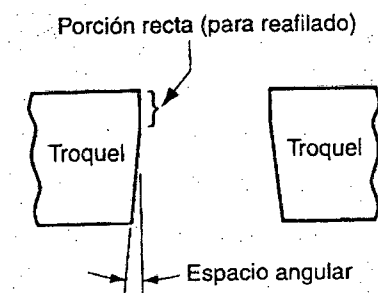


FIGURA B-1 Espacio Angular

B-2 NÚMERO DE RESORTES N^o

Se considera aquí que los resortes soportan solo el 20% de la fuerza de corte o tonelaje, según la siguiente fórmula:

$$N^o = \frac{20\% \times F}{q_r} \quad (2.10)$$

Donde:

- F esta en kilogramos
- q_r es la carga por resorte en kilogramos

B-3 ESFUERZO DE EXTRACCIÓN E_t

Es el esfuerzo adicional que el punzón realiza luego del proceso de corte, con el fin de despegarse de la lámina.

$$E_t = 7\%F$$

B-4 ESFUERZO DE EXPULSIÓN E_p

Es el esfuerzo adicional requerida para separar la pieza cortada del material circundante.

$$E_p = 1,5\%F$$

Nota:

Estos cálculos se justifican solo en el caso de que las funciones de expulsión y extracción sean realizadas por resortes.

APENDICE C

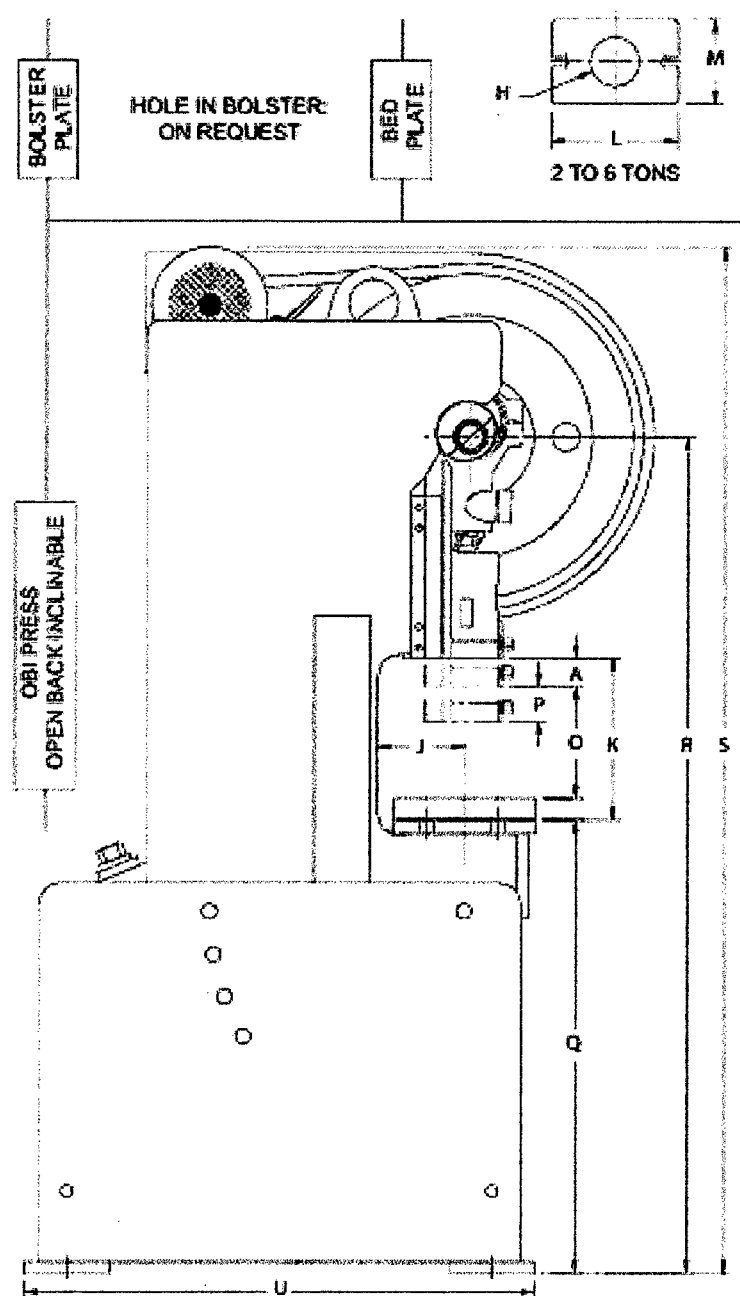
ALGUNOS CATÁLOGOS DEL FABRICANTE

C-1 MODELOS TIPO OBI, Azimut Machinery Ltd.

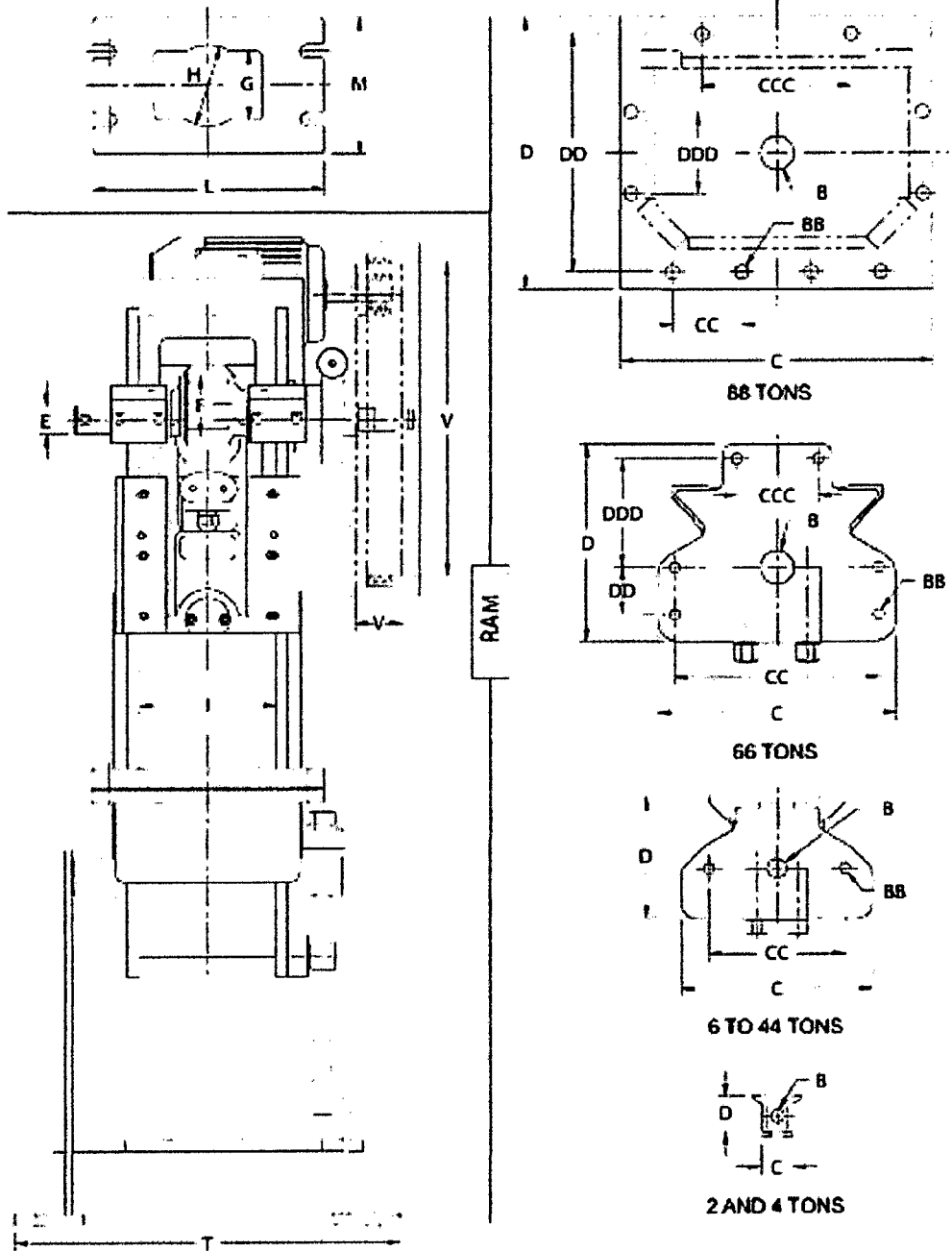
Model	No	2-IP	4-IP	6-IP	8-IP	10-IP	15-IP	22-IP	33-IP	44-IP	66-IP	88-IP	
Capacity	Tons	2	4	6	8	10	15	22	33	44	66	88	
Type		Bench	Bench	Bench	floor	floor	floor	floor	floor	floor	floor	floor	
RAM													
A	STANDARD STROKE	IN.	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2	2 1/4	2 1/4	3	4	5
B	PUNCH SHANK HOLE DIAMETER :	IN.	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2 1/4	2 1/4	
C	SIZE OF RAM FACE - LEFT TO RIGHT	IN.	2	2 1/4	5 3/8	5 1/4	6 1/4	8	9 1/4	14	14	17 1/4	23
D	SIZE OF RAM FACE - FRONT TO BACK :	IN.	2	2 1/4	3 3/8	3 1/4	4 1/4	5 1/4	6 1/4	9	9	14 1/4	20
EE	DIAMETER OF HOLE	IN.	•	•	7/16	1/4	9/16	21/32	11/16	13/16	13/16	13/16	1 1/16
CC	DISTANCE BETWEEN HOLES :	IN.	•	•	4 1/4	4 1/4	5 1/4	6 1/4	8	10	10	15	15 1/8
CCC	DISTANCE BETWEEN HOLES	IN.	•	•	•	•	•	•	•	•	•	6	11
DD	DISTANCE BETWEEN HOLES	IN.	•	•	•	•	•	•	•	•	•	3 1/4	17 1/4
DEJ	DISTANCE BETWEEN HOLES	IN.	•	•	•	•	•	•	•	•	•	8	6
	STROKES PER MINUTE :	SPM.	250	220	190	165	155	140	135	100	95	75	70
CRANKSHAFT													
E	DIAMETER AT MAIN BEARING :	IN.	1 1/4	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2 1/8	2 1/4	3	3 1/4	4 1/4	5
F	DIAMETER AT CRANK BEARING :	IN.	2	2 1/4	3	3 1/4	4	4 1/4	5 1/4	5 5/8	5 5/8	6 1/4	7 1/4
PRESS BED													
G	SIZE OF OBLONG OPENING IN BED	IN.	•	•	3 1/4 X 5 1/4	4 X 6	4 1/4 X 7 1/4	5 X 8	6 X 10 1/4	9 X 12	11 X 13	13 X 18	14 X 19
H	SIZE OF ROUND OPENING IN BED	IN.	2 1/4	3 1/4	4 1/4	5	5 1/4	6	7 1/4	10	12	16	17
I	WIDTH OF OPENING THROUGH BACK :	IN.	3	4	6	7	8	10	12	14	14	16	20
J	THROAT DEPTH - RAM CENTER TO FRAME :	IN.	3 1/4	4	4 1/4	4 1/4	5 1/4	6	7 1/4	8 1/4	10	12 1/4	13 1/4
K	DISTANCE FROM BED TO GIES	IN.	5	7	8	8 1/4	9 1/4	11 1/4	13 1/4	14	15	18	23
	RECLINES FROM UPRIGHT TO :	DEG.	0 to 36	0 to 36	0 to 36	10-20-30							
BOLSTER PLATE													
L	SIZE - LEFT TO RIGHT	IN.	7	9	11	12	14	17	20	24	28	32	36
M	SIZE - FRONT TO BACK	IN.	5	6	7	8	9	10	12	14	18	22	25
N	NORMAL THICKNESS	IN.	5/8	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2	2 1/4	3
	T-SLOTS	IN.	•	•	•	•	•	•	2 1/4	2 1/4	3	3 1/4	4 1/4
DIE SPACE													
O	SHUT HEIGHT OVER BOLSTER (SDAU) :	IN.	3 1/4	5	5 1/4	6 1/4	6 1/4	8	9	9 1/4	10	11 1/4	15
P	MAXIMUM SHUT HEIGHT ADJUSTMENT :	IN.	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2	2 1/4	3	3	3	3	3 1/4
PRESS DIMENSIONS													
Q	HEIGHT - FLOOR TO BED	IN.	5 1/4	6 1/4	7 1/4	32	32	32	32	32	32	34	34
R	HEIGHT - FLOOR TO CENTER OF CRANKSHAFT	IN.	16 1/4	21	25 1/4	48	54 1/4	59 1/4	65 1/4	67	69	81	92
S	OVERALL HEIGHT :	IN.	23	29	36	58	67	72	80	86	89	104	120
TU	FLOOR SPACE - LEG PADS	IN.	7 1/4 X 10	9 1/4 X 15	12 X 17	25 X 23 1/4	24 1/4 X 28 1/4	28 1/4 X 36	30 1/4 X 41 1/4	30 1/4 X 47 1/4	32 X 52	38 X 64	60 X 85
FLYWHEEL													
V	DIAMETER AND WIDTH OF FACE	IN.	10 X 2	13 X 2 1/4	16 X 2 1/4	18 X 3 1/4	21 1/4 X 3	23 X 4 1/4	26 X 4	34 X 5 1/4	35 1/4 X 5 1/4	42 X 6 1/4	46 X 7
NET WEIGHT													
	APPROXIMATE, NOT INCLUDING OPTIONS	LBS.	110	165	320	760	1200	1700	2500	3500	4600	8899	14000
1 Changes in stroke length and bolster plate thickness will affect shut height													

¹ Changes in stroke length and bolster plate thickness will affect shut height

VISTA LATERAL IZQUIERDA:



VISTA FRONTAL:



C-2 MODELOS DE PRENSAS, Moneco Machine Company Inc.

STROKE LENGTHS		1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"
		31.75mm	38.1mm	50.8mm	63.5mm	76.2mm
SHUT HEIGHT STROKE DOWN, RAM ADJUSTMENT UP UP 1 1/2" (38.1mm) RAM ADJUSTMENT.	STANDARD SHUT HEIGHT	7 3/4"	7 1/2"	7"	6 1/2"	6"
	EXTRA SHUT HEIGHT X 3" (76.2mm)	10 3/4"	10 1/2"	10"	9 1/2"	9"
		273mm	267mm	254mm	241mm	229mm
	EXTRA SHUT HEIGHT XX 6" (152mm)	13 3/4"	13 1/2"	13"	12 1/2"	12"
		349.45mm	343.1mm	330.4mm	317.7mm	305mm

FOR MORE INFORMATION, CONTACT YOUR LOCAL
BENCHMASTER DISTRIBUTOR, OR CALL MONECO
DIRECT AT 1-800-421-5235

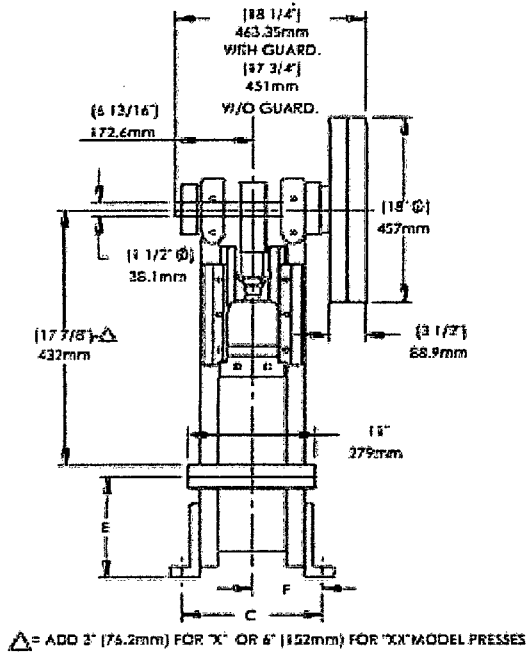
MONECO MACHINE COMPANY INC.
13920 STRUKMAN ROAD
CERRITOS, CALIFORNIA 90703
FAX: 562-404-6913
TEL: 562-924-6906



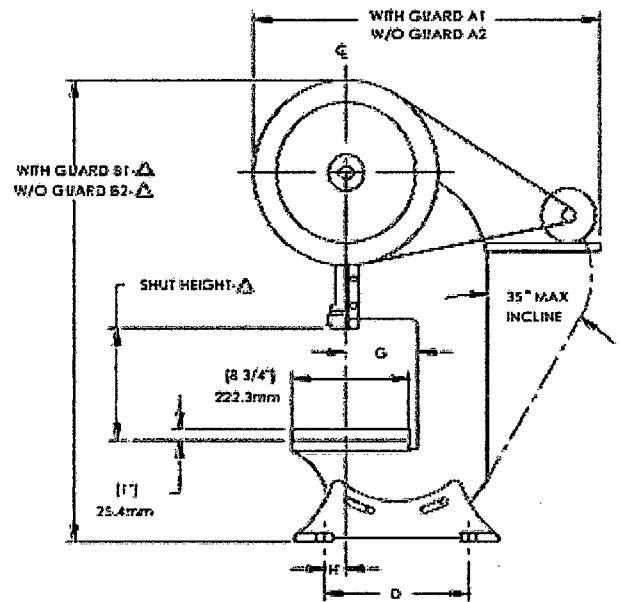
PRESS	A-1	A-2	B1	B2	C	D	E	F	G	H
O.B.I.	29 3/4" 756mm	28" 712mm	38 1/2" 978.5mm	36 1/2" 927.7mm	10 7/8" 274.2mm	12 5/8" 320.9mm	7 9/16" 192.3mm	5 7/16" 138.1mm	5" 127mm	1 15/16" 49.2mm
DI	38 1/2" 987.5mm	36 1/2" 927.7mm	46 7/8" 1191.2mm	44 7/8" 1138.2mm	12 1/8" 308.17mm	14 1/4" 413.35mm	10 3/8" 263.52mm	6 1/16" 153.59mm	12" 305mm	2 3/8" 60.32mm
F.B.	29 3/4" 756mm	28" 712mm	35" 889.6mm	33" 801mm	10 1/4" 260.35mm	10" 254mm	4 1/2" 114mm	5 1/8" 130.17mm	5" 127mm	1 3/8" 34.92mm

*CENTER LINE IS IN FRONT OF MOUNTING SLOT

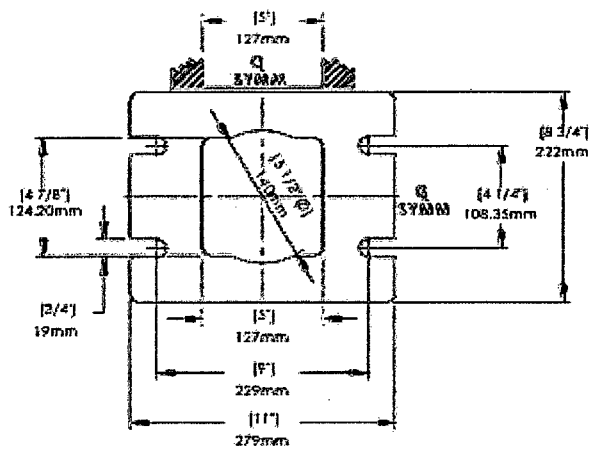
PRENSA DE 10 TONELADAS:



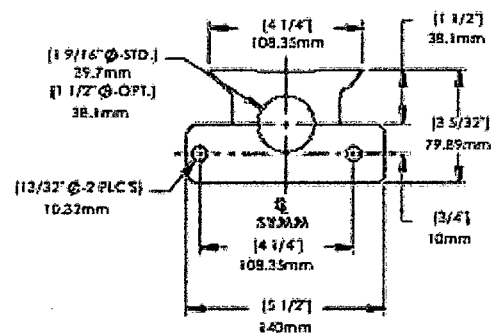
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL DERECHO



O.B.I., D.T. & FIXED BED



RAM FACE

APENDICE D

TABLAS DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

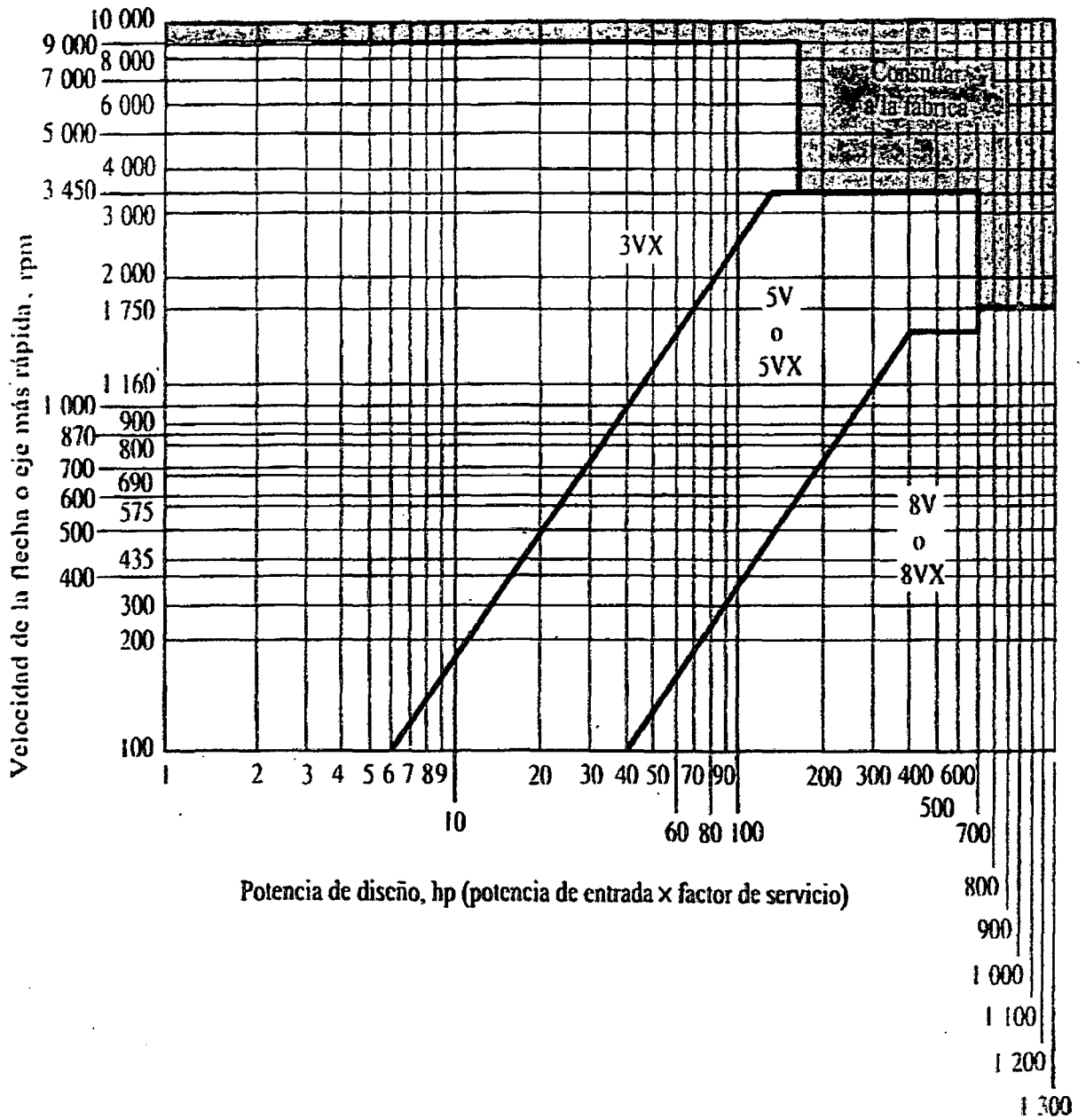
D-1 FACTORES DE SERVICIO PARA BANDAS EN V

<i>Tipo de máquina que es impulsada</i>	<i>Tipo de impulsor</i>					
	<i>Motores de CA: torque normal^a</i>			<i>Motores de CA: torque alto^a</i>		
	<i>Motores de CD: bobinado en derivación</i>			<i>Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto</i>		
	<i>Motores: de cilindro múltiple</i>			<i>Motores: de 4 o menos cilindros</i>		
	<i><6 h por día</i>	<i>6-15 h por día</i>	<i>>15 h por día</i>	<i><6 h por día</i>	<i>6-15 h por día</i>	<i>>15 h por día</i>
Agitadores, ventiladores, ventiladores con tolva, bombas centrífugas, transportadores, ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

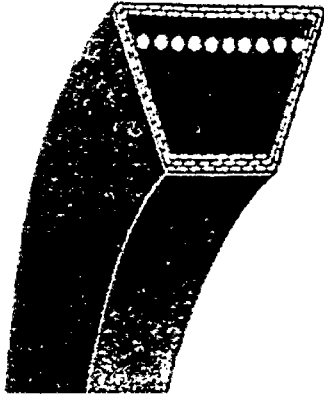
^aSincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque (par) de arranque o torque (par) al paro menor que 250% del torque con carga total.

^bDe fase única, trifásico con torque (par) de arranque o torque (par) al paro mayor que 250% del torque con carga total.

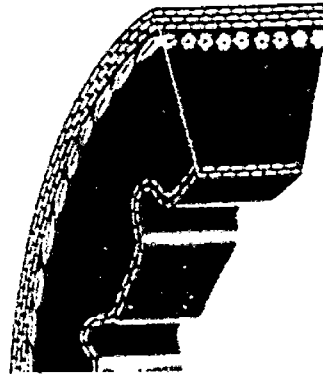
D-2 SELECCIÓN PARA BANDAS EN V INDUSTRIALES DE SECCION ESTRECHA



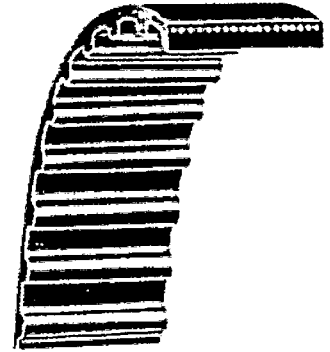
D-3 EJEMPLOS DE CONSTRUCCION DE BANDAS EN V. (Dayco Corp., Dayton, Ohio).



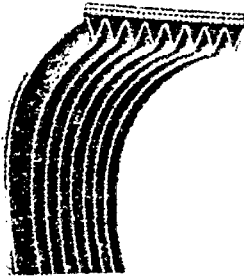
(a) Construcción envolvente



(b) Cortado con dado, tipo dentada



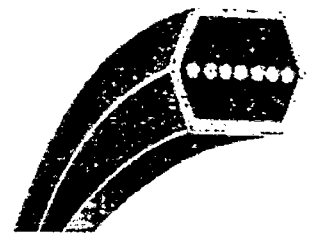
(c) Banda de sincronización o temporización



(d) Banda con costillas múltiples

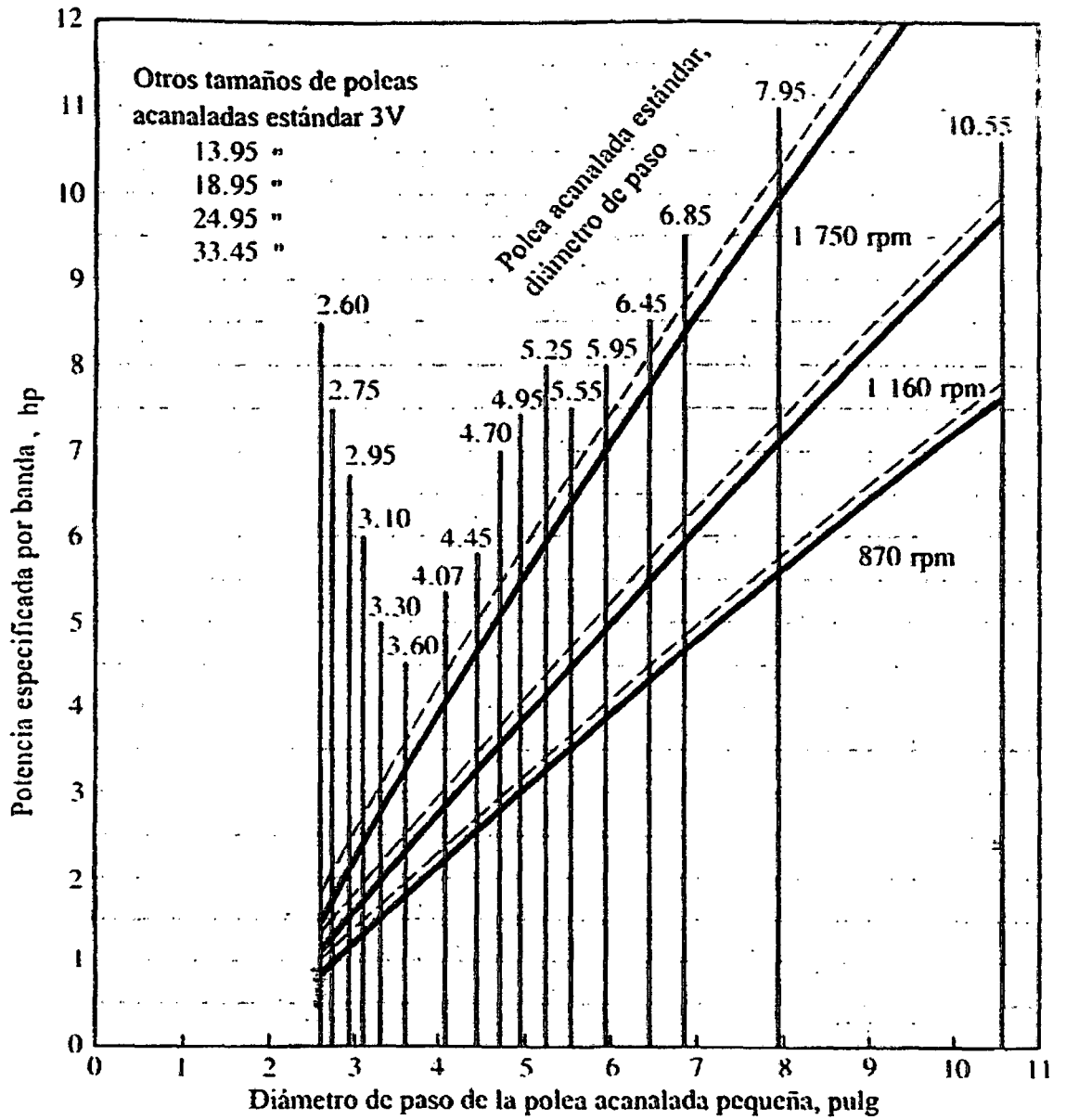


(e) Banda en V



(f) Banda en V de doble ángulo

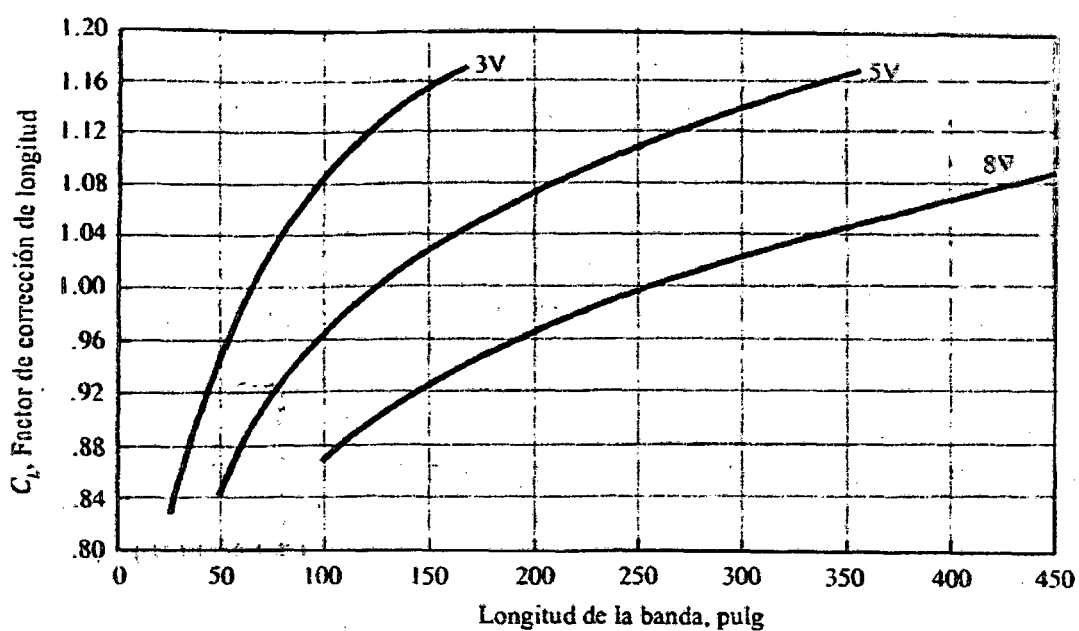
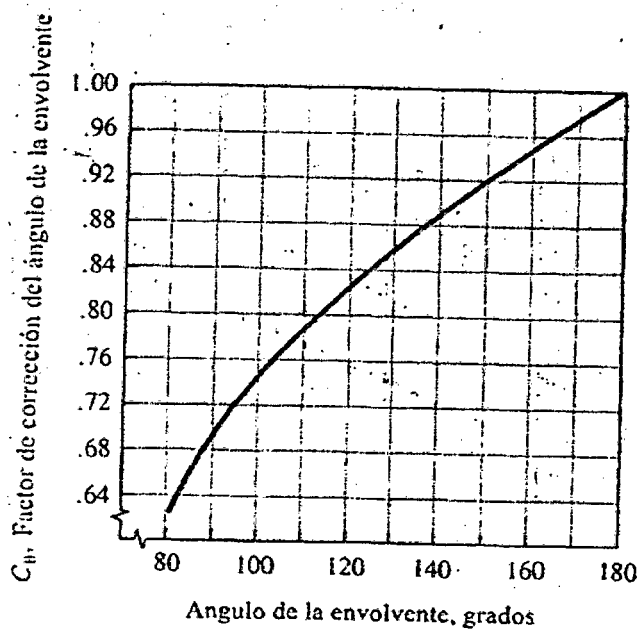
D-4 ESPECIFICACION DE POTENCIAS PARA BANDAS 3V



D-5 LONGITUDES DE BANDA ESTANDAR PARA BANDAS 3V, 5V Y 8V**(En pulgadas).**

<i>Sólo 3V</i>	<i>3V y 5V</i>	<i>3V, 5V y 8V</i>	<i>5V y 8V</i>	<i>Sólo 8V</i>
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	
			355	

D-6 FACTORES DE CORRECCION: Por el ángulo de la envolvente C_θ y por la longitud de la banda C_L .



D-7 ALGUNOS PARAMETROS DE BANDAS EN V

Sección de banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

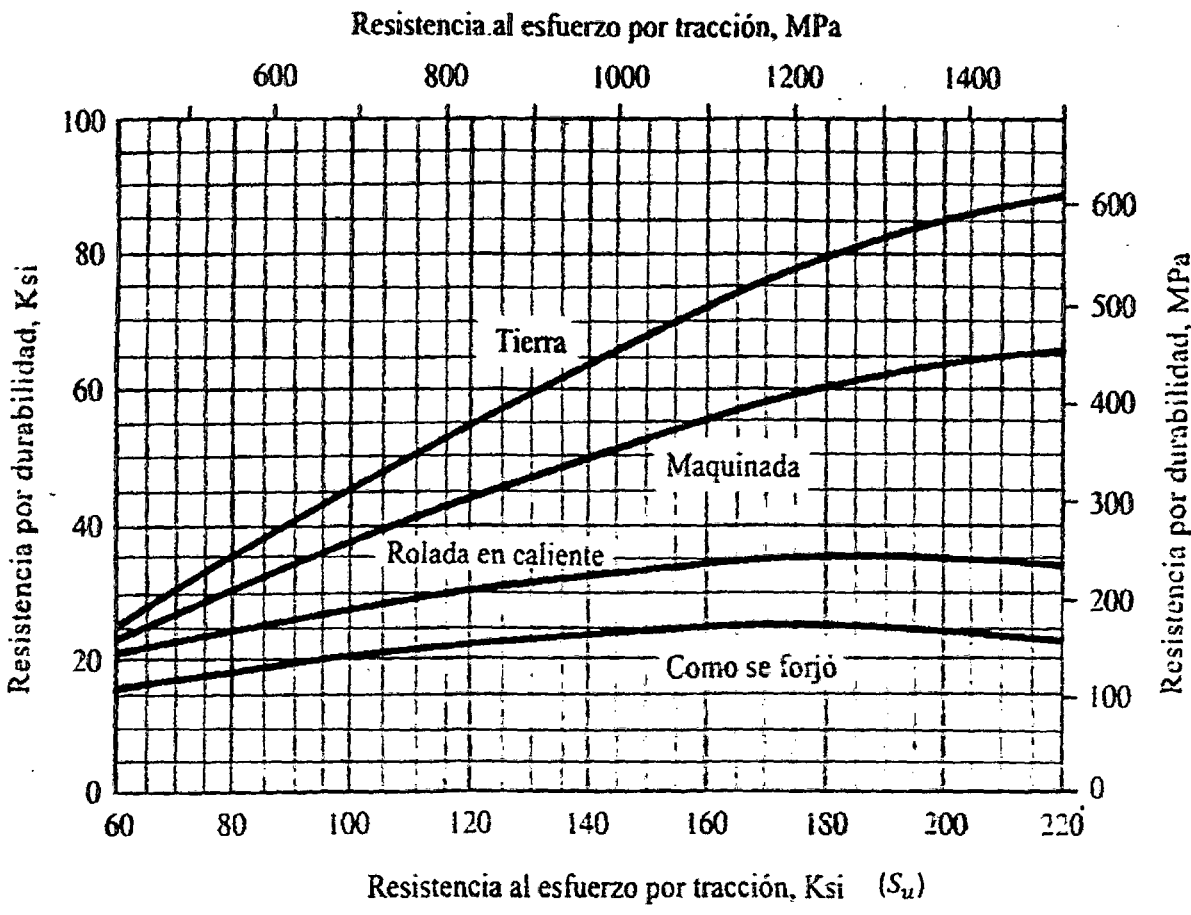
* Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Col.

D-8 PARAMETROS DE DURABILIDAD, para algunas secciones de bandas en

V. *Fuente*: M.E. Spotts, Design of Machine Elements, 6a ed., Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1985.

Sección de banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

D-9 TENSION POR DURABILIDAD S_n , contra la resistencia al esfuerzo por tracción S_u para acero forjado para varias condiciones superficiales.

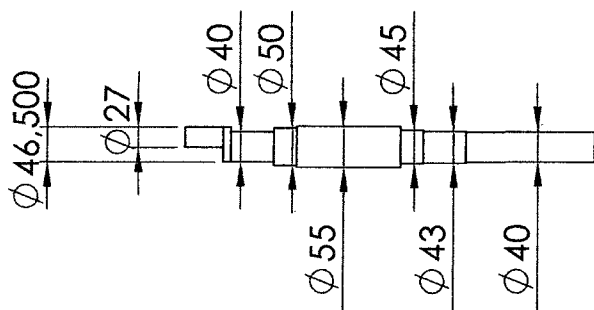
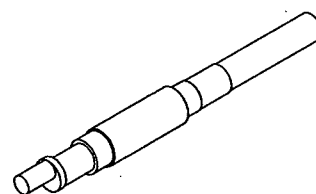
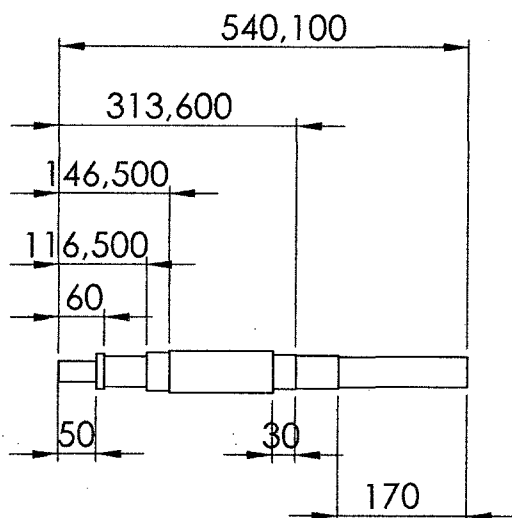


APENDICE E

TAMAÑO DE CUÑA CONTRA TAMAÑO DE FLECHA

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, <i>W</i>	Altura, <i>H</i>	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	
9/16	7/8	3/16	3/16	
7/8	1 1/4	1/4	1/4	
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	
3 3/4	4 1/2	1	1	
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York)



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Plano N°

01

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DISEÑO:	J. A. Morales Ortiz		2/3/2011
DIBUJO:	J. A. Morales Ortiz		9/3/2011
REV.			

MATERIAL: Acero F-125

TÍTULO:

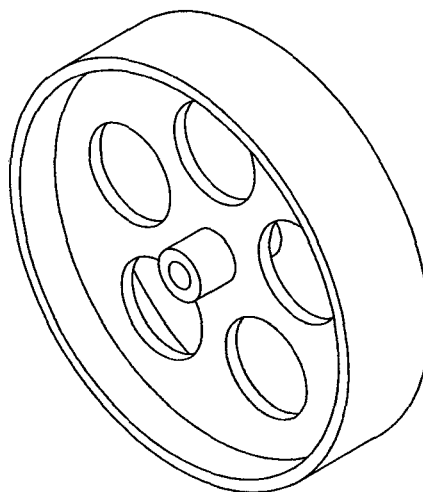
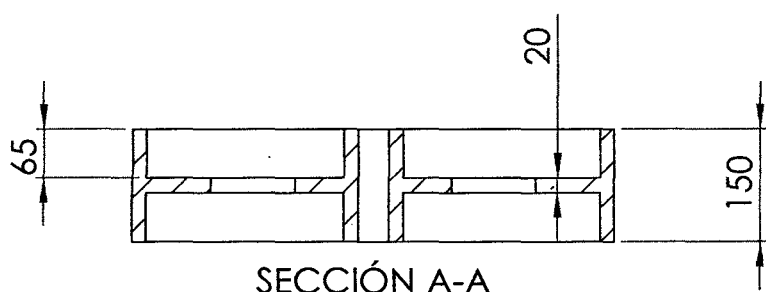
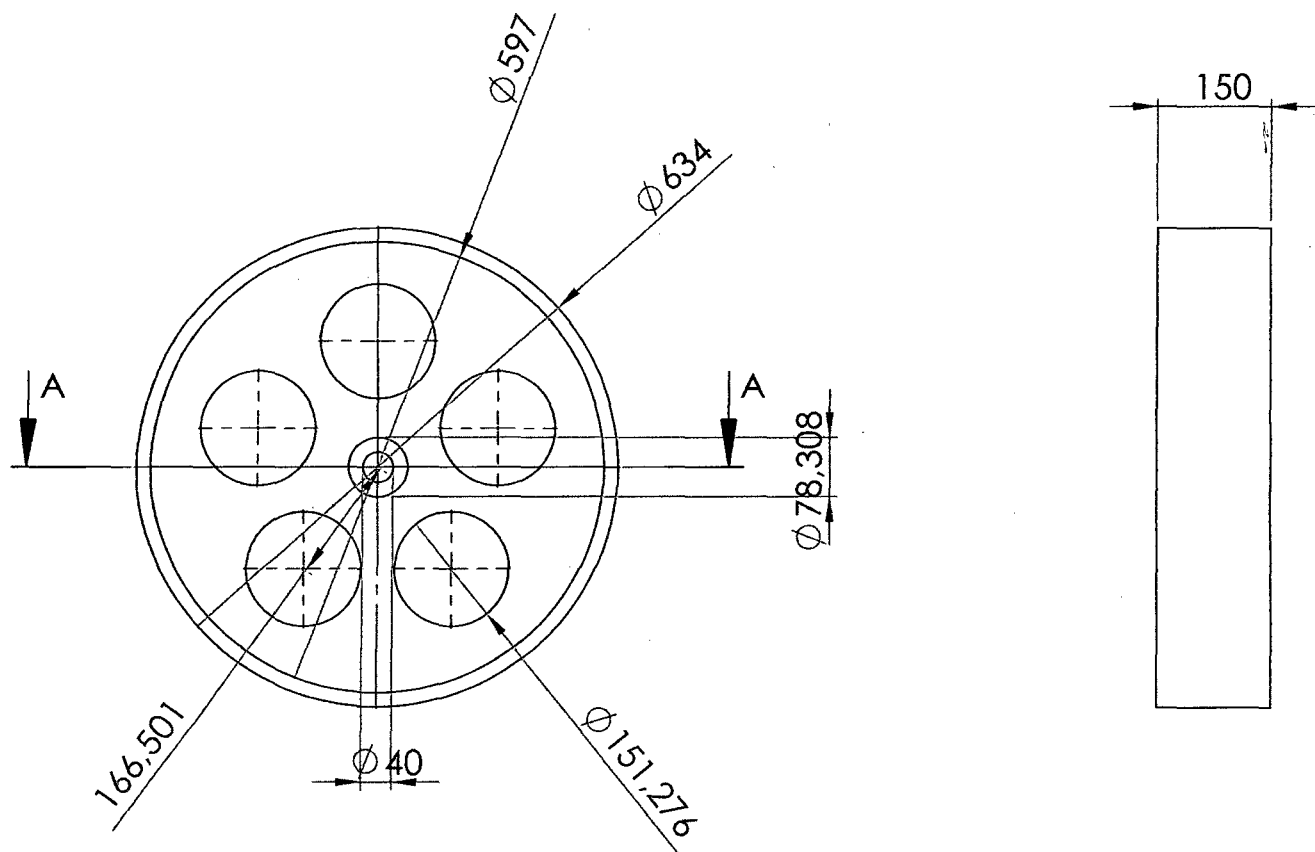
Eje Principal

ASESOR: Ing. Wilson Silva

OBS:

ESCALA: 1:10

HOJA 1 DE 5



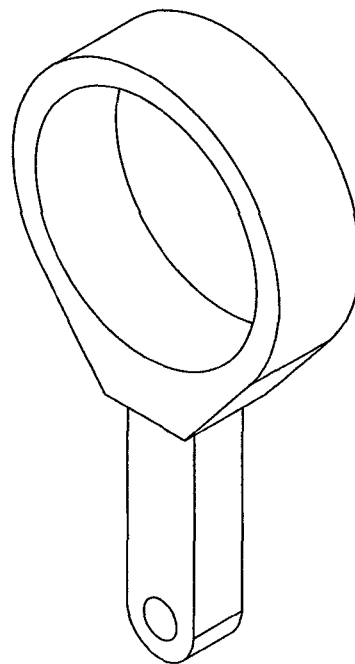
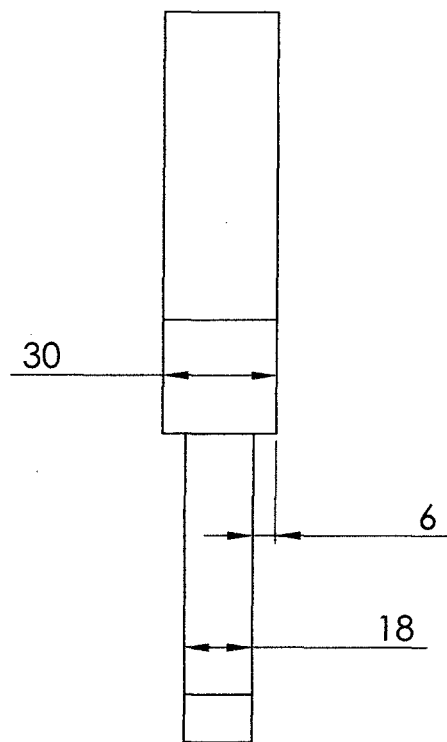
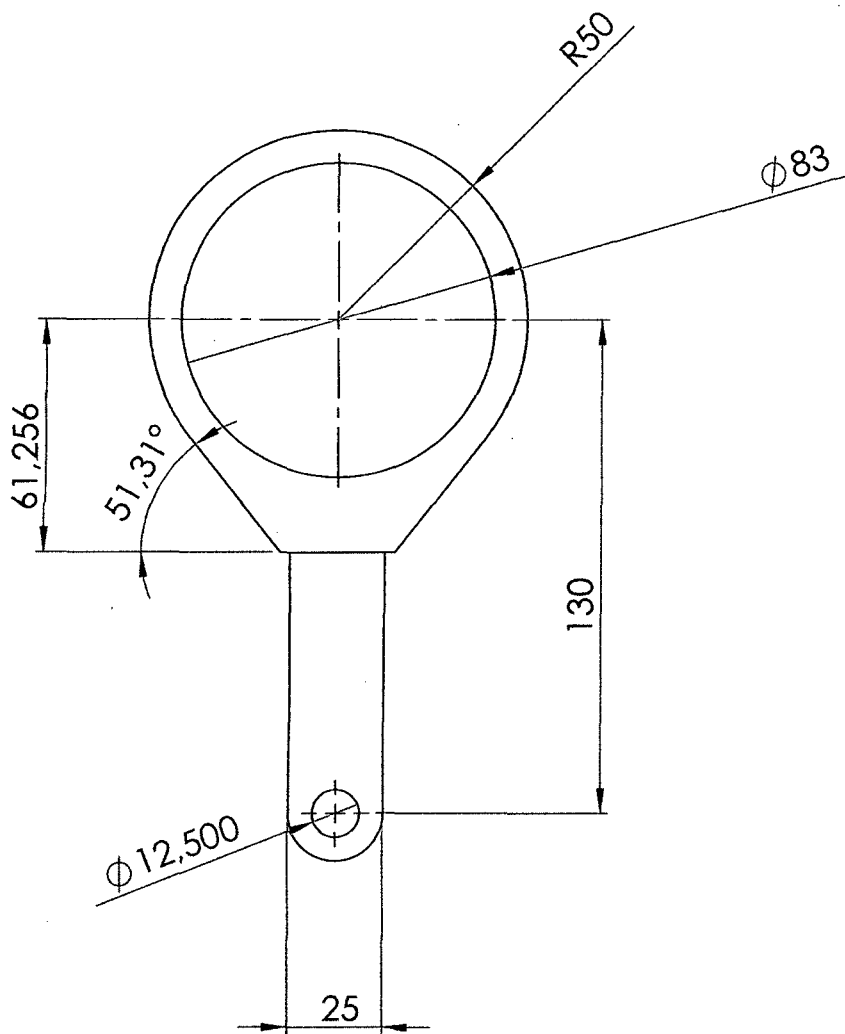
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Plano N°

02

				TÍTULO:
NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DISEÑO: J. A. Morales Ortiz		2/3/2011		
DIBUJO: J. A. Morales Ortiz		9/3/2011		Volante
REV.			MATERIAL: Hierro Gris A48-83 clase 30	
ASESOR: Ing. Wilson Silva			OBS:	ESCALA 1:10
				HOJA 2 DE 5



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Plano N°

03

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DISEÑO:	J. A. Morales Ortiz		2/3/2011
DIBUJO:	J. A. Morales Ortiz		9/3/2011
REV.			
ASESOR:	Ing. Wilson Silva		

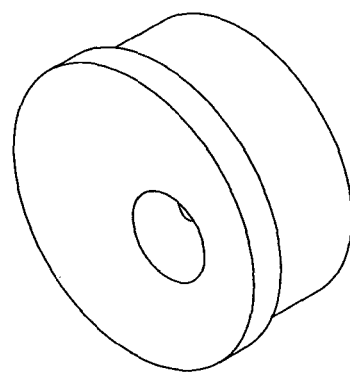
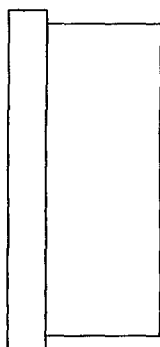
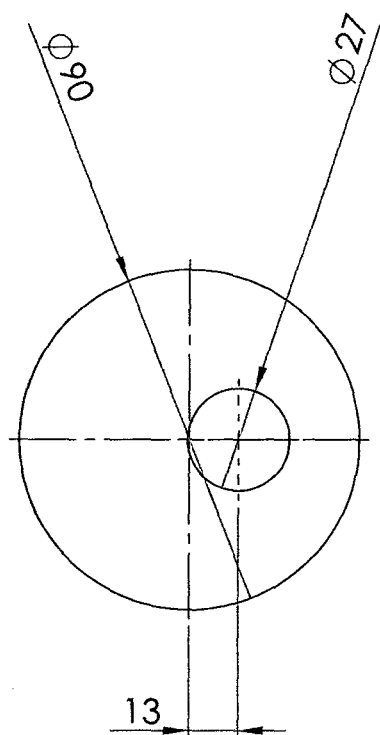
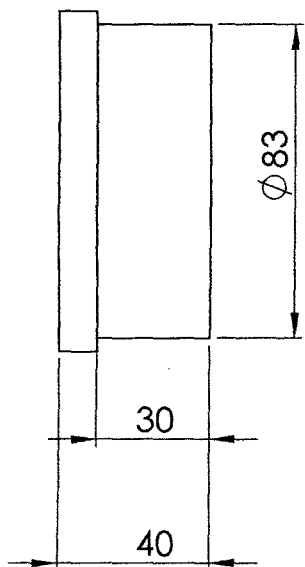
MATERIAL:	
ORS:	

TÍTULO:

Biela

ESCALA: 1:2

HOJA 3 DE 5



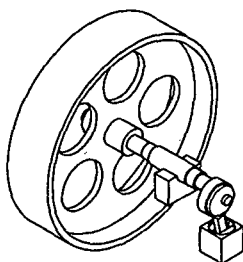
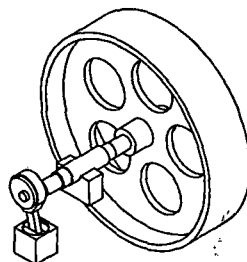
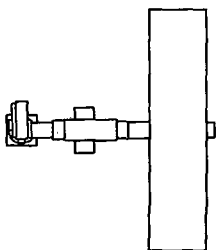
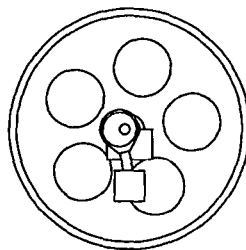
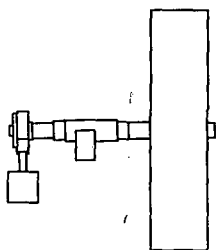
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Plano N°

04

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO:
DISEÑO:	J. A. Morales Ortiz		2/3/2011		Excéntrica
DIBUJO:	J. A. Morales Ortiz		9/3/2011		
REV.				MATERIAL:	
APROBADO:	Ing. Wilson Silva			OBS:	
				ESCALA:	1:2
					HOJA 4 DE 5



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Plano N°

05

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO:
DISEÑO:	J. A. Morales Ortiz		2/3/2011		Ensamble del Sistema
DIBUJO:	J. A. Morales Ortiz		9/3/2011		
REV.				MATERIAL:	