

T  
621.815  
R.D



## ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción

“Diseño De Una Maquina Formadora Y Llenadora De Fundas  
Para Azúcar”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:



INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

José Francisco Rodríguez Pesantes



D-32682

GUAYAQUIL – ECUADOR

## AGRADECIMIENTO



A todos mis maestros, colegas, familiares y amigos que de alguna u otra manera han colaborado en mi formación y en la realización de este trabajo. Y sobre todo le agradezco a Dios por todas las Bendiciones que ha derramado sobre Mi y mi Familia.

## DEDICATORIA

A las cuatro personas más importantes de mi vida mis dos Madres, mi Padre y mi Novia, quienes con mucho amor me han perdonado en silencio todo el tiempo que les he quitado para poder culminar este trabajo.

## TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



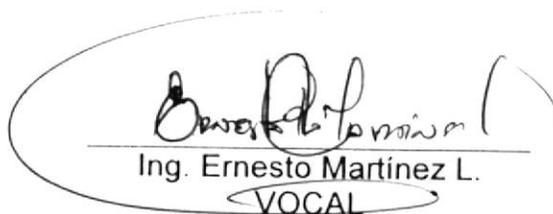
Ing. Eduardo Rivadeneira P.  
DECANO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE



Ing. Manuel Helguero G.  
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Federico Camacho B.  
VOCAL



Ing. Ernesto Martínez L.  
VOCAL

## DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



José Francisco Rodríguez P.

## RESUMEN

El presente trabajo desarrolla el diseño de una Máquina Formadora y Llenadora de Fundas de Azúcar, tratando de ajustar el diseño de ésta a las condiciones locales y a las necesidades de nuestro país, teniendo como finalidad satisfacer el requerimiento de la industria por maquinaria eficiente, de buena calidad y a un precio competitivo.

En su primera parte se revisan las diferentes posibilidades de diseño que son capaces de intervenir en este proceso productivo, enfrentándolas a un problema que se define de acuerdo con los requerimiento del medio. Al final de esta parte se escogen las mejores posibilidades de diseño en base a un método sistemático, en el cual se evalúa cada posibilidad de acuerdo a los mismos parámetros, los cuales son valorizados para luego simplemente escoger el de mayor calificación.

Ya en su segunda parte se hace un análisis concienzudo de los elementos externos que intervienen en este proceso (El Producto y el material de Empaque), alrededor de los cuales gira en su totalidad el proceso de diseño.

Al final de acuerdo a los sistemas seleccionados y al análisis realizado en esta parte se propone un diseño de forma que será pulido y mejorado a lo largo de esta tesis de grado.

Por último se diseñan meticulosamente todos los sistemas del equipo, de acuerdo a los mejores métodos adquiridos tanto en la vida académica como profesional. Este proceso de diseño permitirá valorizar a detalle el equipo, lo cual a su vez ayudará a realizar un análisis económico confiable que permita evaluar la factibilidad del proyecto.



## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y ALTERNATIVAS.....	3
1.1. Definición del Problema.....	3
1.2. Descripción del Proceso de Llenado.....	4
1.3. Alternativas de Diseños.....	7
1.4. Toma de Decisión.....	18

## CAPITULO 2

2. TEORIA DEL PROCESO Y DISEÑO DE FORMA.....	24
2.1. Características del Azúcar.....	24
2.2. Características del Polietileno y Polipropileno como Materiales de Empaque.....	30
2.3. Tipos de Costura de Sellado.....	41
2.4. Descripción General de la Máquina.....	49



CIB-ESPOL

## CAPITULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SISTEMAS.....	58
3.1. Sistema Neumático de Dosificación del Producto.....	58
3.1.1. Diseño de la Tolva, Plato y los Dados Dosificadores.....	58
3.1.2. Diseño del Sistema Neumático de Dosificación .....	75
3.2. Sistema de Tracción y Formado del Material de Empaque.....	82
3.2.1. Diseño del Freno Mecánico del Papel y del Porta Bobina..	82
3.2.2. Diseño Tubo Formador.....	103
3.2.3. Diseño y Selección del Tren de Poleas y Bandas de Tracción.....	107
3.2.4. Cálculo de Potencia y Diseño del Sistema de Transmisión.....	120
3.2.5. Selección del Motor-Reductor-Embrague.....	134

3.3. Sistema de Sellado y Corte del Material de Empaque.....	138
3.3.1. Diseño del Dispositivo Neumático de Accionamiento de las Mordazas y Cuchillas de Corte.....	138
3.3.2. Diseño de las Mordazas.....	177
3.3.3. Cálculo de Potencia Eléctrica para las Resistencias, de la Temperatura y Demanda del Agua de Refrigeración.....	179
CAPITULO 4	
4. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	190
CAPITULO 5	
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	199
APÉNDICE	
BIBLIOGRAFÍA	

## ABREVIATURAS

Etc.	Etcétera
HFFS	Máquinas de Envasado Horizontal
VFFS	Máquinas de Envasado Vertical
%HR	% Humedad Relativa
Kg/m <sup>3</sup>	Kilogramo sobre metro cúbico
Máx.	Máxima o Máximo
PE	Polietileno
PEBD	Polietileno de Baja Densidad
PEHD	Polietileno de Alta Densidad
PP	Polipropileno
ULDPE	Polietileno de Ultra Alta Densidad
LLDPE	Polietileno lineal de baja densidad)
MDPE	Polietileno de media densidad
HMWPE	Polietileno de Alto Peso Molecular
UHMWPE	Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular
UV	Ultra Violeta
UHF	Ultra Frecuencia

Atm	Atmósfera
Kg/cm <sup>2</sup>	Kilogramo sobre centímetro cuadrado
μm	Micrómetro
mm	Milímetro
psi	Libras sobre pulgadas cuadradas
Pa	Pascales
PLC	Control Lógico Programable
t	Tiempo
g	Gravedad
H'	Altura
Seg	Segundos
min	Minutos
V	Volumen / Velocidad
W	Peso
N	Newtons / Factor de Seguridad
m	Masa
L	Longitud
F	Fuerza
ASTM	American Society for Testing and Materials
SAE	Society of Automotive Engineers
C	Índice del Resorte
ASME	American Society of Mechanical Engineers



d	Diámetro Menor
K	Constante
S <sub>UT</sub>	Resistencia Ultima de Tensión
S <sub>YS</sub>	Límite Elástico de Tensión
A	Área
G	Módulo de Rigidez
N <sub>AT</sub>	Número de Espiras activas o totales de un Resorte
Rad	Radianes
T	Torque
r	radio
M	Momento
I	Momento de inercia
HP	Caballos de Fuerza
KW	KiloVatios
RPM	Revoluciones por minuto
P	Presión



## SIMBOLOGÍA

%	Porcentaje
<	Menor que
>	Mayor que
	Polietileno de Baja Densidad reciclable
	Polietileno de Alta Densidad reciclable
	Polipropileno reciclable
$\mu$	Coefficiente de Fricción
$\phi$	Diámetro
$\rho$	Densidad
$^{\circ}\text{C}$	Grados Centígrados
$\pi$	PI
$\gamma$	Peso Específico
$\tau$	Esfuerzo Cortante
$\alpha$	Ángulo / Aceleración angular
$\omega$	Velocidad angular
#	Números

## ÍNDICE DE FIGURAS

			Pág.
Figura	1.3.1	Llenadora vertical	9
Figura	1.3.2	Dados Dosificadores	12
Figura	1.3.3	Dosificación por Tronillos sin	13
Figura	1.3.4	Arrastre de Papel por Mordazas	14
Figura	1.3.5	Arrastre de Papel por Correas	15
Figura	1.3.6	Formado de Bolsa con Película Tubular	16
Figura	1.3.7	Formado de Bolsa con Película Plana	17
Figura	1.3.8	Formado de Bolsas Dobles	17
Figura	2.1.1	Tipos de Azúcar	25
Figura	2.1.2	Composición de la Sacarosa	26
Figura	2.1.3	Características Higroscópicas	27
Figura	2.2.1	Estructura del PEAD	34
Figura	2.2.2	Estructura del PEBD	37
Figura	2.2.3	Bobinas de PEBD	39
Figura	2.3.1	Rollos de Tejido de Fibra de Vidrio con Teflón	43
Figura	2.4.1	Secuencia de Funcionamiento de la Máquina	56

Figura	3.1.1.1	Esquema de la Tolva		59
Figura	3.1.1.2	Despiece de la Tolva		60
Figura	3.1.1.3	Dados Dosificadores		64
Figura	3.1.1.4	Sistema de Dosificación		67
Figura	3.1.2.1	Despiece de Plato Dosificador		76
Figura	3.1.2.2	Módulo Neumático		78
Figura	3.2.1.1	Eje Porta Bobina		85
Figura	3.2.1.2	Sistema Porta Bobina		85
Figura	3.2.1.3	Diagramas de Momento y Cortante del Eje Porta B.		94
Figura	3.2.1.4	Conos de Ajuste de la Bobina		99
Figura	3.2.1.5	Soporte del Eje		100
Figura	3.2.1.6	Cargas sobre los Rodamientos Porta Bobina		100
Figura	3.2.1.7	Carga sobre Rodillos		102
Figura	3.2.2.1	Funda		105
Figura	3.2.3.1	Dimensiones de Polea Arrastre		112
Figura	3.2.3.2	Cilindro Neumático Arrastre del Papel		114
Figura	3.2.3.3	Diagrama Momento y Cortante Eje Tren de Poleas		115
Figura	3.2.4.1	Fuerzas de Resistencia de el Murciélago Formador		121
Figura	3.2.4.2	Bandas de Arrastre		122
Figura	3.2.4.3	Sistema de Transmisión		124
Figura	3.2.4.4	Cargas en Sprocket D40B22		133
Figura	3.2.5.1	Moto-Reductor DK740E/178		135



Figura	3.2.5.2	Típica Aplicación Embrague-Freno	136
Figura	3.2.5.3	EM XXX 20/30 B	137
Figura	3.3.1.1	Sistema Horizontal de Sellado	139
Figura	3.3.1.2	Cargas Sistema A	142
Figura	3.3.1.3	Cargas Sistema B	143
Figura	3.3.1.4	Cargas Axiales Sistema A	147
Figura	3.3.1.5	Impacto de dos Cuerpos	147
Figura	3.3.1.6	Cilindro Neumático del Sellado Horizontal	155
Figura	3.3.1.7	Accesorios del Cilindro Sellado Horizontal	156
Figura	3.3.1.8	Cilindro Neumático de la Cuchilla de Corte	158
Figura	3.3.1.9	Extensión y recogimiento del Resorte	159
Figura	3.3.1.10	Rodamiento Lineal SKF	168
Figura	3.3.1.11	Sistema de Sellado Vertical	173
Figura	3.3.1.12	Cilindro Neumático del Sellado Vertical	176
Figura	3.3.1.13	Accesorios del Cilindro Sellado Vertical	176
Figura	3.3.3.1	Transformador de 110 V a 12 V	180
Figura	3.3.3.2	Conexión de las Resistencias	181
Figura	3.3.3.3	Dimensiones involucradas en el Sellado	182
Figura	3.3.3.4	Balance de energía entre PEBD y las Resistencias	182
Figura	3.3.3.5	Transferencia de Calor en las Mordazas	188

## ÍNDICE DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1 Disposición de la Máquina (Matriz de decisión)	19
Tabla 2 Arrastre del Material de Empaque (M. de decisión)	20
Tabla 3 Conformación Material de Empaque (M. de decisión)	22
Tabla 4 Propiedades de diferentes tipos de Azúcar	29
Tabla 5 Características de las Películas Plásticas	41
Tabla 6 Dimensiones de los elementos de los Dados	65
Tabla 7 Capacidad de los Dados dosificadores	66
Tabla 8 Resultados de calculo de Resorte de Platos	74
Tabla 9 Inercia y Peso Sistema Dosificador	77
Tabla 10 Rangos de HP Cadena de Hilera Sencilla No.25	80
Tabla 11 Cálculos de Bobina	84
Tabla 12 Propiedades de Materiales para Frenos	86
Tabla 13 Cálculos del Resorte del Freno	92
Tabla 14 Coeficientes para la Ecuación de Factor superficial	96
Tabla 15 Factores de Confiabilidad	96
Tabla 16 Cálculos del Eje Porta Bobina	97

Tabla 17	Rosca Acme	98
Tabla 18	Dimensiones de la Funda y Bobina	107
Tabla 19	Factores de Servicio Adicionales	108
Tabla 20	Diámetro Mínimo de Polea	109
Tabla 21	Selección de Ancho de Banda HTS 8 mm	111
Tabla 22	Cálculos del Eje Tren de Poleas	117
Tabla 23	Cálculo de Fuerza de Impacto	148
Tabla 24	Cálculo de Factor de Seguridad Sistema A (Fatiga)	150
Tabla 25	Valores de Longitud Efectiva	152
Tabla 26	Cálculo de la Carga Crítica para el Pandeo	153
Tabla 27	Cálculo de Resorte del Sistema de Sellado Horizontal	167
Tabla 28	Presiones de Apoyo radiales para diferentes Cables	171
Tabla 29	Valores de $\rho'Y$ y $\rho'X$ , para voltajes de 0 a 12 V	185
Tabla 30	Cálculos de la Demanda de Agua de Enfriamiento	189
Tabla 31	Costo del Equipo	192
Tabla 32	Análisis Económico	196

## ÍNDICE DE PLANOS

	<b>Pág.</b>
Plano 1    Diseño de Forma	Apéndice A
Plano 2    Carcasa y Estructura	Apéndice B
Plano 3    Sistema de Dosificación	Apéndice C
Plano 4    Tolva	Apéndice D
Plano 5    Platos Dosificadores	Apéndice E
Plano 6    Balancín	Apéndice L
Plano 7    Eje Porta Bobina	Apéndice O
Plano 8    Conos de Ajuste	Apéndice P
Plano 9    Murciélago / Tubo Formador	Apéndice S
Plano 10   Sistema de Tracción	Apéndice X
Plano 11   Base del Tren de Poleas	Apéndice Y
Plano 12   Sistema de Sellado Horizontal	Apéndice AM
Plano 13   Porta Cilindro de Corte	Apéndice AN
Plano 14   Base de Mordaza Horizontal	Apéndice AO
Plano 15   Barra Soporte de Mordaza Horizontal	Apéndice AP
Plano 16   Eje Hueco – Cuchilla	Apéndice AQ

Plano 17	Sistema de Sellado Vertical	Apéndice AV
Plano 18	Barra Soporte de Mordaza Vertical	Apéndice AW
Plano 19	Cuchilla	Apéndice AY
Plano 20	Mordaza Horizontal Interior	Apéndice AZ
Plano 21	Mordaza Horizontal Exterior	Apéndice BA
Plano 22	Mordaza Vertical	Apéndice BB
Plano 23	Sistema Neumático	Apéndice BD



## INTRODUCCIÓN

En los últimos dos años la incursión del dólar en nuestra economía junto con la relativa estabilidad política que hemos experimentado, le ha permitido a nuestros empresarios el volver a invertir, aunque sea de una manera modesta, en el sector productivo del país. Esta inversión muchas veces está dirigida hacia la adquisición de maquinaria tanto nueva como usada que les permita incrementar su producción volviéndose más eficientes.

Un sector claramente diferenciado del resto es el de la producción y distribución de ciertos productos de consumo masivo, tales como: azúcar, arroz, sal y avena. De entre los cuales el azúcar sobresale del resto por los altos niveles de producción que los diferentes Ingenios en nuestro país han logrado alcanzar.

Estos altos niveles de producción, les exige a los Ingenios mayor capacidad para empaquetar su producto sin dejar de garantizar inocuidad y buena presentación en el mismo. Esto los llevará a querer adquirir máquinas formadoras - llenadoras de fundas, las cuales aunque resulte difícil de entender (por el hecho de que a pesar de la gran gama de productos al granel que se pueden empaquetar) no se fabrican en el país.

Pero la adquisición de estas máquinas, tanto aquí como en el extranjero, resulta muy costosa aún tratándose de maquinas usadas. Es por eso que el objetivo de esta tesis será el poder diseñar una máquina formadora - llenadora de fundas, que trabaje eficientemente a un costo más competitivo a la de las maquinas usadas que se pueden encontrar en el mercado.

Para poder lograr esto se va a ajustar el diseño a las condiciones locales y a las necesidades de nuestros posibles clientes, aprovechando al máximo los recursos disponibles y simplificando en lo posible los sistemas sin dejar a un lado los beneficios de la tecnología actual.

Se espera cumplir con un diseño eficiente sin dejar de utilizar materiales y equipos de buena calidad que garanticen el buen funcionamiento del equipo en el tiempo esperado.





CIB-ESPOL

# CAPITULO 1

## 1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y ALTERNATIVAS.

### 1.1 Definición del Problema

Para el diseño de una máquina envasadora se debe tener en cuenta que la máquina no define por sí sola una operación de envasamiento, sino que, en realidad existen un sin número de detalles que rodean a la máquina y que fundamentan dicha operación.



CIB-ESPOL

Ahí se representan las operaciones y elementos que llegan a la envasadora, como por ejemplo: el producto, el material de envoltura, los sistemas de carga, etc., y los que salen de la envasadora, como: los sobres individuales, la banda transportadora, el agrupador y finalmente las cajas que

contienen determinado número de unidades, dependiendo del formato.

Vale recalcar que el objetivo de este trabajo es el diseño de la máquina en sí y no de los demás elementos que junto a ella definen la operación de envasado. Para eso vamos a concentrarnos en el Diseño y / o selección de sus partes constitutivas, basándonos en las siguientes premisas:

- El material a envasar será Azúcar Blanca
- Los formatos serán dos, de 1000 y 750 gr.
- Y se deberá lograr una producción de no menos de 25 golpes por minuto

## **1.2 Descripción del Proceso de Llenado.**

El proceso de llenado es una operación que depende de cierto número de variables que hay que analizar, para poder realizar un diseño óptimo. De entre estas variables se puede nombrar: el producto, el material de empaque, la forma final de la bolsa, el tipo de sellado y de costura, los formatos y la producción requerida

Los pasos que se pueden diferenciar en el tipo de máquina que se desea diseñar, se pueden resumir en:

1. Tomar una bobina de material de empaque con o sin impresión
2. Formar la bolsa
3. Llenarla con la cantidad de producto deseado
4. Cerrarla (Form-Fill-Seal)
5. Repetir el proceso



La bobina debe ser formada por una película delgada, hecha de un material que asegure ser una barrera entre el producto y el ambiente. Esta barrera debe garantizar la inocuidad del producto, tanto en el momento del envasado como en las perchas. El material de empaque debe ser des-embobinado de tal manera que no produzca problemas en el formado y sellado de la bolsa.

- Debe tener propiedades de barrera al oxígeno, vapor de agua, vapores orgánicos para evitar que alteren física y químicamente al producto.

- Debe presentar una resistencia mecánica adecuada, que resista todas las etapas por las que atraviesa el proceso desde la fabricación, almacenamiento, transporte y distribución.
- Debe dar integridad para asegurar el contenido del producto, impedir la contaminación microbiológica o de cualquier naturaleza y disminuir el intercambio gaseoso con el ambiente.

El sistema formador de la bolsa debe ser diseñado tal manera, que garantice una envoltura sin variación de forma entre una y otra bolsa y que a su vez permita un suave deslizamiento del material de empaque.

Para llenar las bolsas es necesario un sistema que, de acuerdo al tipo de producto, permita realizar una dosificación que se encuentre dentro de los rangos permisibles de variación de peso impuestos por la Ley.

Y para cerrarla, es necesario utilizar un método que de acuerdo al material de empaque y a las costuras deseadas, garantice al

igual que el mismo material de empaque la inocuidad del producto.

### **1.3 Alternativas de Diseños.**

La función de una máquina de envasar es combinar, en una unidad simple, el material de envase y el producto a envasar. Esto debe ser realizado de un modo eficiente con un mínimo de desperdicio de producto y de material de envase y crear un conjunto final que complete las propiedades útiles del material de envase para proteger y presentar el producto.

En esta oportunidad no se procederá a definir diferentes equipos que brinden una solución, sino que para ser más flexible se definirán diferentes sistemas que a su vez formen un equipo, que brinde este si una solución optima de acuerdo al problema planteado.

- Posibles Disposiciones de la Máquina (Vertical / Horizontal)
- Tipos de Dosificador
- Tipos de Arrastre de Material de Empaque
- Tipos de Conformación del Material de Empaque

## **POSIBLES DISPOSICIONES DE LA MÁQUINA (1)**

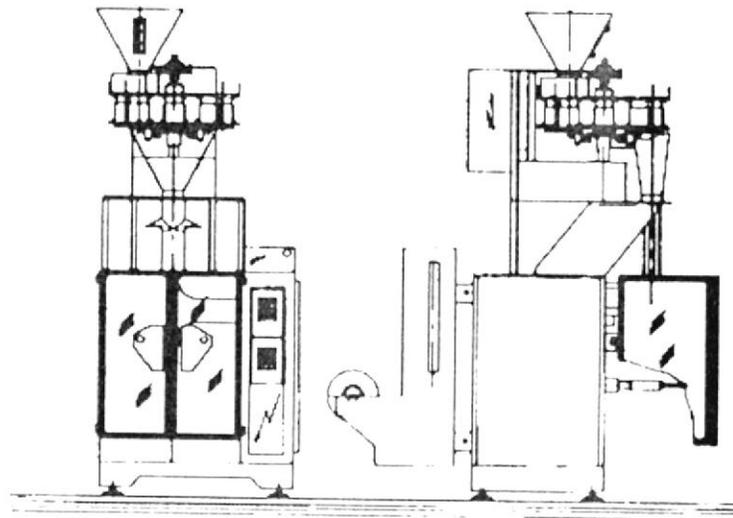
Existen muchos tipos de máquinas de llenado-ensado, de las cuales algunas han sido desarrolladas para un solo tipo de producto, pero en general podemos considerar los siguientes tipos: Verticales, Horizontales, Flowpack, Termo-conformación, Sobre-envolturas (Wrapping), Twist wrapping, etcétera.

De todos estos tipos, las máquinas de tipo Verticales y Horizontales son las que vamos a considerar como posibles alternativas de diseño ya que son estas las que pueden funcionar para el empaque de productos al granel como es el caso del azúcar.

### **Máquinas de Envasado Vertical (VFFS)**

El término vertical indica la dirección principal de avance del material durante la confección del envase. El material de empaque se alimenta desde la bobina a partir de la cual se da forma, llena y sucesivamente se cierra por termosellado (por arriba y por abajo). El material se desenrolla de la bobina y es conducido por diferentes rodillos guía hacia un conformador. El

material flexible se enrolla alrededor del conducto de alimentación del producto, formando un tubo continuo en el que se suelda un pliegue longitudinalmente (parte posterior de la bolsa). El tubo ya formado, es arrastrado hasta las mordazas transversales en donde se produce el sellado transversal y corte de las bolsas. Mientras se está sellando (fondo de la bolsa) se introduce el producto a envasar y una vez hecha la dosificación, la máquina vuelve a arrastrar el material para formar otro paquete.



**Fig. 1.3.1 Llenadora Vertical**

En el momento que se para el arrastre, las mordazas transversales vuelven a ejercer presión para sellar y cortar. Es decir, cierra la bolsa ya formada (parte superior) y con el

producto al mismo tiempo que se sella la parte inferior de la siguiente. Las bolsas son evacuadas bien por gravedad o por una banda de arrastre.

Los tipos de bolsas que pueden formarse son muy diferentes y están en función de las características de la máquina:

- Conducto de formación redondo para formar bolsas tipo "pillow" (almohadilla) y cuadrado para bolsas paralelepípedas.
- Formación de pliegues en la base para obtener bolsas que se mantengan su posición vertical (DoyPack).

### **Máquinas de Envasado Horizontal (HFFS)**

Al igual que la VFFS el término horizontal indica la dirección principal de avance del material durante la confección del envase. Se usan principalmente en el empaque de productos de que se tengan que empaquetar unitariamente o en cantidades definidas. La carga del producto es manual, la variación y ajuste del tamaño del empaque se obtienen por la acción de variadores de la velocidad del motor del mecanismo de arrastre

del empaque. Por lo general trabajan el Polipropileno y laminados como material de empaque.

Dos rodillos de arrastre laterales desenvuelven el material de empaque y lo hacen pasar por un dispositivo formador del tubo continuo. Simultáneamente otro par de rodillos efectúan el sello longitudinal de la bolsa. El producto que se ha cargado manualmente en un transportador de cadena es introducido a la bolsa formada a la altura de la caja formadora, otro par de rodillos tractores jalan el producto y el tubo continuo hasta un par de mordazas giratorias que realizan simultáneamente el sello del fondo de una bolsa, la boca de la siguiente y el corte de ellas. La bolsa terminada con el producto empacado es evacuada por un transportador de banda plana.

### TIPOS DE DOSIFICADOR



CIB-ESPOL

Los tipos de dosificadores que se consideran en el diseño de este tipo de sistemas dependen además del tipo de producto que se va a envasar, también del costo de sus elementos. Para nuestro caso existen dos métodos que podemos tomar en cuenta dentro de nuestro diseño:

### Dosificadores de Dados basculantes

Los dosificadores de Dados basculantes son del tipo volumétricos y representan la solución más económica para dosificar por medio del volumen la cantidad de producto a confeccionar. Con este tipo de dosificador se pueden tratar todo tipo de productos de fácil deslizamiento como sal, arroz, legumbres secas, azúcar, entre otros diferentes granos.

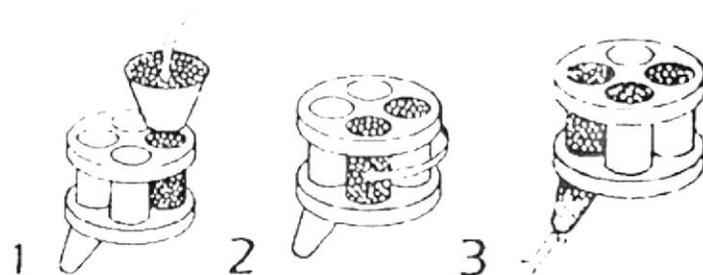


Fig. 1.3.2 Dados Dosificadores

Con el mismo dosificador se pueden confeccionar más productos y más formatos variando el volumen de los dados. Los dosificadores volumétricos con dados basculantes son acoplables con todas las llenadoras verticales, y pueden ser utilizados tanto singularmente como acoplados con otros sistemas de confeccionamiento.

### Dosificador con Tornillo sin fin

Método utilizado para envasar productos de difícil deslizamiento como son los polvos y granulados finos, dentro de los que podemos encontrar: la cocoa, la azúcar pulverizada o fina, la leche en polvo, las harinas, las especias molidas y el café.

Puede construirse con distintos tipos de dosificadores helicoidales de acuerdo al tipo del producto según su granulometría, grado de humedad, contenido graso u otras características. Dentro de tu tolva de recepción suele contar con un sistema de paletas agitadoras para garantizar un llenado parejo del tornillo dosificador.

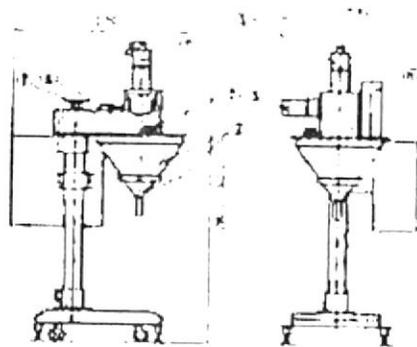


Fig. 1.3.3 Dosificación por Tornillos sin Fin

## TIPOS DE ARRASTRE DE MATERIAL DE EMPAQUE



CIB-ESPOL

Existen tres sistemas de arrastre del material de empaque en este tipo de máquinas de envasar:

### Tracción del material y soldadura transversal por las mordazas de sellado

Mientras se está produciendo el sellado transversal las mordazas se desplazan hacia abajo arrastrando el material y en este tiempo, con las mordazas en presión se produce la dosificación del producto. Cuando se abren cae el paquete y a continuación las mordazas vuelven a subir para reiniciar la formación de la siguiente bolsa.



CIB-ESPOL

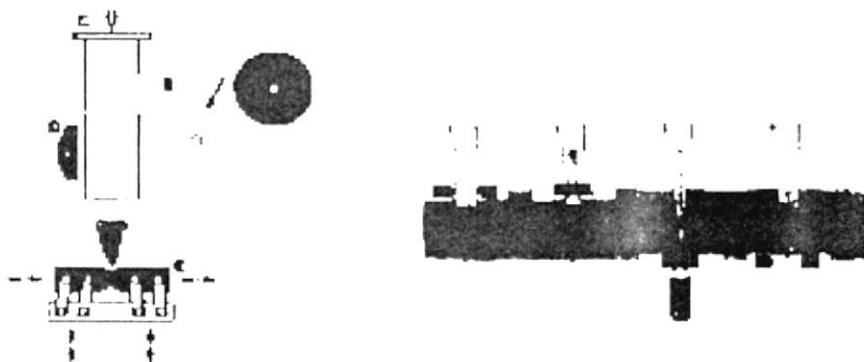
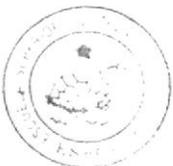
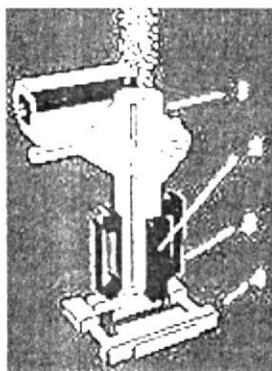


Fig. 1.3.4 Arrastre de Papel por Mordazas



CIB-ESPOL

Tracción del material realizada por rodillos o correas de deslizamiento y sellado por mordazas.



**Fig. 1.3.5 Arrastre de Papel por Correas**

Sistema en el cual la tracción del material de empaque se realiza por medio de una correa de arrastre accionadas simultáneamente por un sistema de tracción. El principio físico en el cual se fundamenta este sistema consiste en la diferencia de entre los coeficientes de fricción que se encuentran entre el contacto del interior del material de empaque y el tubo formador (Bajo) y del exterior del material de empaque con las bandas de arrastre en si (Alto).

## TIPOS DE CONFORMACIÓN DEL MATERIAL DE EMPAQUE



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

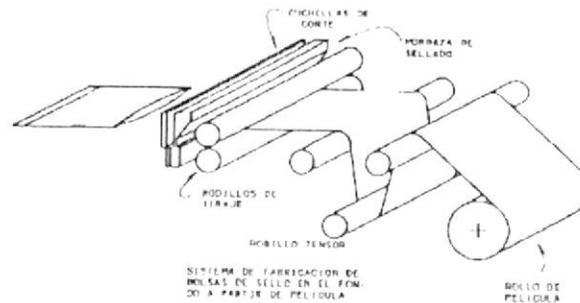


CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Existen varios métodos o procedimientos para la elaboración de bolsas, uno de los más usados y conocidos es el de sellado doble transversal de la película donde primero se hace el estirado de la lamina "tubular" a través de rodillos de tiraje hasta situar la película en la parte de la máquina, donde se hará el sellado, una vez sellada la bolsa será cortada mediante cuchillas.



**Fig. 1.3.6 Formado de Bolsa con Película Tubular**

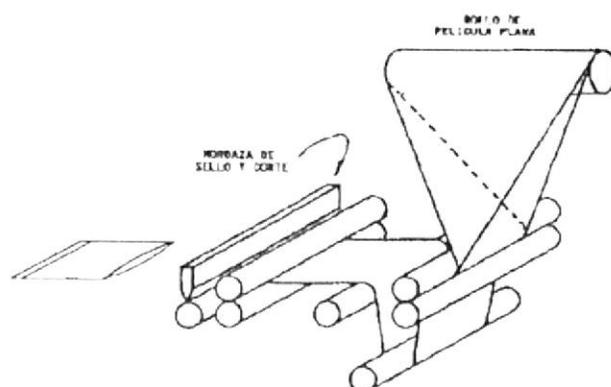


CIB-ESPOL

Existe otro tipo de bolsa usada continuamente y que difiere de la anterior porque tiene adicionalmente un sellado longitudinal y además su elaboración parte de una película plana, la cual es doblada por la mitad por medio de un formador y sellada transversalmente al mismo tiempo que es cortada y separada.

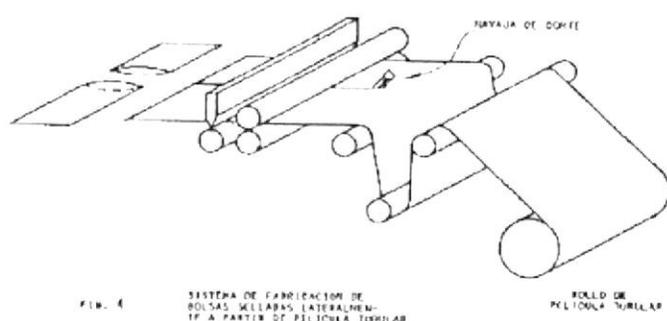


CIB-ESPOL



**Fig. 1.3.7 Formado de Bolsa con Película Plana**

El sistema de sellado lateral puede usar película tubular en rollo, el que es cortado en el mismo proceso para obtener dos bolsas simultáneamente en cada ciclo. Por lo general este tipo de aplicación se utiliza para formatos pequeños.



**Fig. 1.3.8 Formado de Bolsas Dobles**

En cualquiera de los procesos descritos la impresión de la bolsa se hará en el rollo del material antes de iniciar este.



Si se utiliza película tubular se requerirán de dos pasos de impresión, uno por cada cara del rollo para obtener bolsas impresas por los dos lados. Al utilizar película plana solo se necesitara un solo paso de impresión ya que esta es doblada quedando la impresión en ambos lados; esto reduce el costo de la bolsa si se fabrica por el método de sellado lateral.

#### 1.4 Toma de Decisión (2).

Cuando el análisis técnico indica que hay algunos diseños potencialmente viables, el óptimo o mejor disponible debe ser seleccionado para el diseño detallado, la prototipificación y las pruebas. En el proceso de selección generalmente se incluye un análisis comparativo de las soluciones de diseño disponibles. Una matriz de decisión ayuda algunas veces a identificar la mejor solución, y obliga a considerar la variedad de factores en forma sistemática. Las columnas corresponden a categorías asignadas según las cuales los diseños han de ser juzgados. A cada categoría se le asigna luego un factor de ponderación, que

mide su importancia relativa. El cuerpo de la matriz se llena entonces con números que jerarquizan cada diseño según una escala conveniente. Se deben examinar los diseños y decidir una calificación para cada uno. Las calificaciones se multiplican luego por los factores ponderales, y los productos se suman para cada diseño.

#### POSIBLES DISPOSICIONES DE LA MÁQUINA (VERTICAL / HORIZONTAL)

Tabla 1	Aprovechamiento del Espacio		Complejidad		COSTO		RANGO
Factor	0.3		0.3		0.4		1
Vertical	9	2.7	8	2.4	7	2.8	<b>7.9</b>
Horizontal	7	2.1	5	1.5	4	1.6	5.2

**Aprovechamiento de Espacio:** Se refiere al espacio necesario para el montaje e instalación del equipo. Por razones evidentes las llenadoras verticales son capaces de aprovechar mucho más el espacio requerido para realizar sus operaciones.

**Complejidad:** Se toma en cuenta el número de elementos y sistemas necesarios para el funcionamiento de cada equipo, considerando que a mayor número de elementos o sistemas,

más compleja se vuelve una máquina. Por la manipulación material de empaque las llenadoras horizontales son más complejas que las verticales.

**COSTO:** La necesidad de elementos extras como variadores de frecuencia y la cantidad de elementos hace de la llenadora horizontal un equipo que por lo general es más caro que una llenadora vertical.

#### TIPOS DE ARRASTRE DE MATERIAL DE EMPAQUE

Tabla 2	Funcionalidad		Complejidad		COSTO		RANGO
Factor	0.4		0.3		0.3		1
Mordazas	4	1.6	5	1.5	7	2.1	5.6
Correas	7	2.8	4	1.2	6	1.8	5.8

**Funcionalidad:** Este punto es incluido para tomar en cuenta los posibles problemas que pueden aparecer por el uso de cada uno de estos dos sistemas. Por un lado el arrastre de mordazas es un sistema totalmente mecánico que puede llegar a desgajar el material de empaque mientras es halado hacia abajo, ya que mientras se realiza el arrastre se está sellando la costura inferior de la funda, debilitando por instantes al papel por acción del calor. Por otro lado si bien es cierto el arrastre por medio de

correas puede maltratar también el papel mientras trabaja, esto se puede remediar bajando la presión de contacto entre las correas y el tubo formador ya que estos sistemas suelen usar la neumática para este fin.

**Complejidad:** Se toma en cuenta el número de elementos y sistemas necesarios para el funcionamiento de cada equipo, considerando que a mayor número de elementos o sistemas, más compleja se vuelve una máquina. Por la sincronización de las dos correas y la necesidad de embrague el arrastre por medio de correas es un poco más complejo que el de mordazas.

**COSTO:** La necesidad de elementos extras como el freno - embrague y el resto de elementos necesarios para su funcionamiento, hace del arrastre por medio de correas un sistema que por lo general es más caro que el arrastre por mordazas. Aunque esto se ve compensado por el aumento de piezas necesarias para el accionamiento de las mordazas mientras se mueve verticalmente.



## TIPOS DE CONFORMACIÓN DEL MATERIAL DE EMPAQUE

Factor	Formatos		Complejidad		COSTO		RANGO
	0.2	0.4	0.4	0.5	0.5	1	
Lámina Tubular	8	1.6	8	3.2	4	2.0	6.8
Película Plana	9	1.8	5	2.0	7	3.5	<b>7.3</b>
Tubular Doble	2	0.4	4	1.6	4	2.0	4

**Formatos:** Este punto es incluido para tomar en cuenta los diferentes rangos de formatos a los que pueden trabajar los tres sistemas. Por ejemplo el sistema de lámina tubular doble está pensado y trabaja por lo general con formatos pequeños que obviamente son muy inferiores a los que necesitamos. Y el sistema de película plana nos brinda una mejor opción para diversificar el equipo al tratarse de una opción abierta a casi cualquier formato en contraste del sistema de lámina tubular.

**Complejidad:** Se toma en cuenta el número de elementos y sistemas necesarios para el funcionamiento de cada equipo, considerando que a mayor número de elementos o sistemas, más compleja se vuelve una máquina. De las tres el sistema de película tubular doble se vuelve más complejo que los otros dos ya que manejaría el doble de elementos y se le adiciona la cuchilla para cortar el papel. Por otro lado el sistema de

película plana es más complejo que el de lámina tubular ya que necesita un sistema formador para confeccionar la funda.

**COSTO:** Simplemente la confección de bobinas con material de empaque tubular hace que este tenga un valor superior al una bobina con material de empaque plano o simple. Lo que hace que sea un justificativo el confeccionar una sistema un poco más caro frente al costo permanente de un material de empaque más caro.

# CAPITULO 2

## 2. TEORIA DEL PROCESO Y DISEÑO DE FORMA.

### 2.1 Características del Azúcar.

#### Definición y fabricación (3)

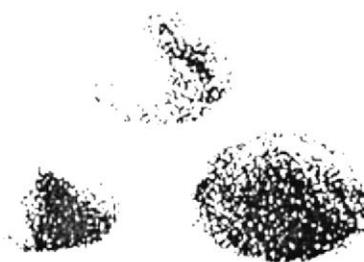
El azúcar es un endulzante de origen natural, sólido, cristalizado, constituido esencialmente por cristales sueltos de sacarosa, obtenidos a partir de la caña de azúcar (*Saccharum officinarum L*) o de la remolacha azucarera (*Beta vulgaris L*) mediante procedimientos industriales apropiados.

La caña de azúcar contiene entre 8 y 15% de sacarosa. El jugo obtenido de la molienda de la caña se concentra y cristaliza al evaporarse el agua por calentamiento. Los cristales formados son el azúcar crudo o, de ser lavados, el azúcar blanco. En las

refinerías el azúcar crudo es disuelto y limpiado y cristalizado de nuevo para producir el azúcar refinado.

### Composición

El azúcar es sacarosa, un carbohidrato de origen natural compuesto por carbono, oxígeno e hidrógeno. Los azúcares *blancos* son alimentos muy puros con más del 99% de sacarosa. Los azúcares *crudos* poseen un contenido algo menor de sacarosa (> 94%) pues conservan aún parte de la miel a partir de la cual fueron fabricados.



**Fig. 2.1.1 Tipos de Azúcar**

### Sacarosa

La sacarosa es la forma básica de la energía en el reino vegetal. Las plantas convierten el agua y el dióxido de carbono



(que es un contaminante del aire) en sacarosa, utilizando la energía del sol en el proceso de fotosíntesis. La sacarosa de la caña de azúcar es un *disacárido* natural formado por el enlace bioquímico de los *monosacáridos* glucosa (azúcar de uvas o dextrosa) y fructosa (azúcar de frutas o levulosa).

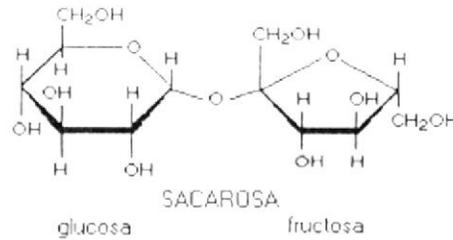


Fig. 2.1.2 Composición de la Sacarosa



### Alimentación

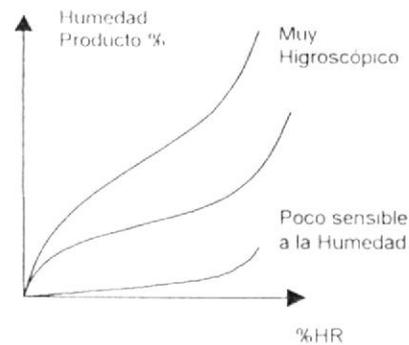
El azúcar que se consume es exactamente la misma que existe en la caña de azúcar, las frutas y vegetales. Es una fuente de energía eficiente, económica, pura y a la vez un alimento muy útil. Pocas veces se consume en forma directa siendo lo usual adicionarlo a otros alimentos para mejorar su sabor, textura y cuerpo (bebidas, jugos, helados), utilizarlo como preservante (leche, frutas, jamones) y como mejorador de la apariencia (panadería, pastelería). Ningún otro edulcorante puede realizar



todas las funciones del azúcar con su costo y facilidad, características que lo hacen indispensable para muchos de nuestros alimentos más populares.

Cuando se consume azúcar, la enzima *invertasa*, presente en la saliva y en el tracto digestivo, descompone la sacarosa en sus dos moléculas constituyentes glucosa y fructosa haciendo muy rápida su asimilación por el organismo. A esta descomposición se llama *hidrólisis* o *inversión* de la sacarosa.

#### Azúcar como un producto Sensible a la humedad (1)



**Fig. 2.1.3 Características Higroscópicas**

La curva corresponde a un producto, que al igual que el azúcar su humedad aumenta a medida que aumenta la del ambiente; tal producto es claramente higroscópico. Por lo general la

humedad relativa será mucho mayor que la humedad relativa de equilibrio en el producto deshidratado. Esto da lugar a un gradiente de humedad entre el exterior y el interior del envase. Cuando se conoce la humedad relativa media del ambiente se puede determinar la sensibilidad del producto, que viene indicada por la relación del incremento de peso permisible y la diferencia en abscisas entre la humedad relativa del ambiente y la humedad relativa en equilibrio media en el producto. Cuando el cociente tiene un valor elevado, el envase debe ser impermeable al vapor de agua.

El azúcar y la sal pueden apelmazar adquiriendo la dureza de un ladrillo si antes de su envasado no han sido secados intensamente o si no han sido envasados en materiales muy impermeables al agua y su vapor.

#### **Tipos y características del azúcar (4)**

El azúcar es un producto que varía de acuerdo a su finura (si es molida, pulverizada o no) y a su contenido de agua ya que se trata de un producto altamente higroscópico (Sensible a la

humedad). A continuación se presenta en la tabla 4 los datos obtenidos de diferentes fuentes bibliográficas.



Tabla 4 (4)	% Humedad Max.	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
<b>Cruda</b>	100	1110
<b>Blanca</b>	7.5	800 – 960
<b>Refinada</b>	5	800 – 960

Se sabe que el azúcar blanca o la refinada al final de su producción presenta una densidad de alrededor de 850 Kg/m<sup>3</sup>, y que gracias a que nuestro clima mantiene niveles de humedad que van desde el 60 al 90 %HR la densidad de la azúcar producida puede llegar, si no se mantiene un estricto control de calidad, hasta 1000 Kg/m<sup>3</sup> (1). Parte de este estricto control de Calidad es el mantener una atmósfera controlada dentro del lugar donde se envasará el azúcar, en este cuarto el ambiente más que frío debe estar seco con un promedio < 50 %HR, así aseguraremos no tener una variación en la densidad del azúcar y cumplir con las regulaciones locales. Con este tipo de control se espera poder mantener la densidad del azúcar blanca por encima de 900 Kg/m<sup>3</sup>.



Por otro lado siempre que la humedad relativa no sea superior al 80% no se requieren envases impermeables al vapor de agua

(Dato válido para tiempos de conservación considerados como normas, 1) ya que arriba del 80%HR el gradiente de humedad con el interior del envase se vuelve crítico afectando considerablemente al producto; cuanto más fina es la granulación del azúcar, más baja deberá ser la permeabilidad del vapor de agua y mayor la estabilidad de los olores del material de envase.



CIB-ESPOL

## 2.2 Características del Polietileno y Polipropileno como Materiales de Empaque.

Hoy en día los empaques de materiales plásticos han sustituido casi por completo a los empaques que tradicionalmente se venían usando, como las bolsas de papel y las cajas de cartón. El objetivo del envasado de los productos agrícolas consiste en la presentarlos al consumidor en las mejores condiciones posibles protegiendo al contenido de las acciones mecánicas durante su comercialización y aumentando su aceptación al mejorar su presentación. El envase debe ser de fácil utilización y de resistencia suficiente para que soporte su manejo. La bolsa de plástico, es sin lugar a dudas, el empaque más usado en la actualidad debido a su versatilidad y economía. La industria del



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

embalaje la ha convertido en la panacea: las hay de diferentes tamaños, formas y materiales, transparentes, de colores, impresas, embobinadas y en muchas otras variantes. Pero de todos los materiales hay tres que satisfacen realmente los requerimientos que necesita el azúcar para se empacada (1 y 5), estos son:

- Polietileno de Alta Densidad
- Polietileno de Baja Densidad
- Polipropileno

## **POLIETILENO**

**Información general sobre los Polietilenos:** Familia de termoplásticos comerciales muy similares fabricados en cantidades industriales y en calidades muy variadas. Suelen diferenciarse por su densidad (una buena medida de la cristalinidad), pero desde un punto de vista científico la mejor distinción es el grado de ramificación de las cadenas. El primer polietileno, más tarde llamado PEBD, era y sigue siendo fabricado por un proceso de alta presión que utiliza un iniciador

/ catalizador de radical libre y es un polímero con un alto grado de ramificación de las cadenas.

Con posterioridad, se desarrollaron procesos de baja presión utilizando catalizadores relacionados o Ziegler - Natta que permiten obtener una molécula mucho más lineal y cristalinidades generalmente superiores. Estos son los polietilenos de alta densidad (PEHD); esta tecnología se utiliza hoy día para fabricar una familia de Polietilenos (químicamente) conexos y todos son lineales - ULDPE (PE de ultra alta densidad), LLDPE (PE lineal de baja densidad), MDPE (PE de media densidad), HMWPE (PE de alto peso molecular) y UHMWPE (PE de ultra alto peso molecular). Por otra parte, copolímeros de PE (p.ej. con acetato de vinilo o acrilatos) son normalmente polímeros ramificados.

Se definen dos tipos de films:

- Mono-Orientado: es aquel cuyas cadenas moleculares quedan alineadas en una sola dirección, por lo cual pierde algunas propiedades mecánicas en sentido transversal.

- Bi-Orientado: Es aquel film que está sometido a tensiones en más de una dirección durante el proceso de extrusión, esto trae como consecuencia retracciones y propiedades mecánicas más equilibradas.



## POLIETILENO DE ALTA DENSIDAD



### Descripción general :

Termoplástico comercial semicristalino (un 70-80% típicamente) blanquecino, semiopaco con propiedades similares a las del PEBD pero mucho más sólido y rígido con una resistencia química superior. Su resistencia al impacto es bastante alta y se mantiene a temperaturas bajas, aunque la del PEBD es mucho más alta. Sus propiedades eléctricas, particularmente en frecuencias elevadas son muy buenas pero las del PEBD son aún mejores. Sus propiedades de protección, aunque indiferentes, son mejores que las del PEBD. Su densidad es por lo general  $960 \text{ Kg/m}^3$ .

Sus aplicaciones incluyen una amplia gama de contenedores, botellas sopladas para uso alimenticio, toberas y películas de embalaje.

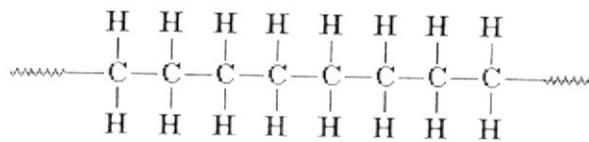


Fig. 2.2.1 Estructura del PEAD

#### Características:

El Polietileno de Alta Densidad es un termoplástico fabricado a partir del Etileno (elaborado a partir del etano, uno de los componentes del gas natural). Es muy versátil y se lo puede transformar de diversas formas:

- Inyección
- Soplado
- Extrusión
- Rotomoldeo

**Usos y Aplicaciones:**

Envases para: detergentes, lavandina, aceites automotor, shampoo, lácteos - Bolsas para supermercados - Bazar y menaje - Cajones para pescados, gaseosas, cervezas - Baldes para pintura, helados, aceites, - Tambores - Caños para gas, telefonía, agua potable, minería, drenaje y uso sanitario - Macetas - Bolsas tejidas.

**Ventajas y Beneficios:**

- Resistente a las bajas temperaturas
- Irrompible
- Liviano
- Impermeable
- Inerte (al contenido)
- No tóxico



## POLIETILENO DE BAJA DENSIDAD



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

### Descripción general:

Termoplástico comercial, semicristalino (un 50% típicamente), blanquecino, blando, flexible y tenaz - incluso a temperaturas bajas - con excelentes propiedades eléctricas pero una resistencia a las temperaturas débil. Su resistencia química también es muy buena pero es propenso al agrietamiento bajo carga ambiental, su resistencia a los rayos UV es mediocre y tiene propiedades de protección débiles, salvo con el agua. Su densidad es por lo general  $920 \text{ Kg/m}^3$ .



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Sus aplicaciones incluyen contenedores, recubrimientos químicamente resistentes, películas (transparentes cuando son delgadas) para el embalaje etc. así como aislamientos de cables eléctricos y núcleos de cables UHF.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

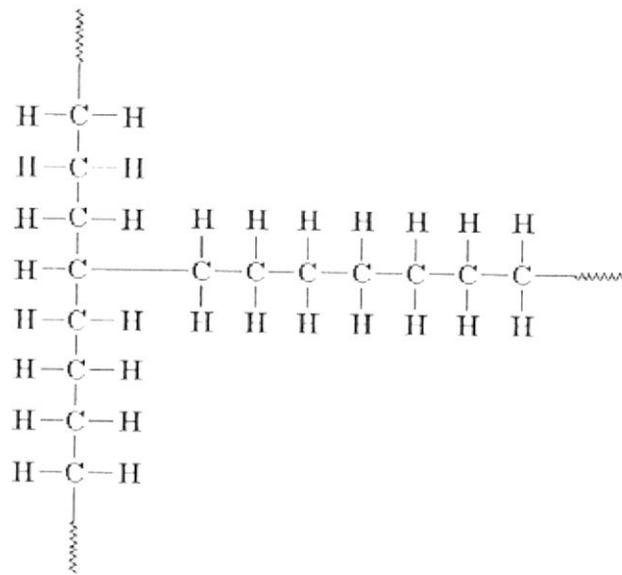


Fig. 2.2.2 Estructura del PEBD

**Características:**

Se produce a partir del gas natural. Al igual que el PEAD, es de gran versatilidad y se procesa de diversas formas:

- Inyección
- Extrusión
- Soplado
- Rotomoldeo

**Usos y Aplicaciones:**

Bolsas de todo tipo: supermercados, boutiques, panificación, congelados, industriales, etc. - Películas para: Agro - Recubrimiento de acequias - Envasamiento automático de alimentos y productos industriales (leche, agua, plásticos, etc.), stretch film, base para pañales descartables - Bolsas para suero - Contenedores herméticos domésticos - Bazar - Tubos y Pomos (cosméticos, medicamentos y alimentos) - Tuberías para riego.

**Ventajas y Beneficios:**

- No tóxico
- Flexible
- Liviano
- Transparente
- Inerte (al contenido)
- Impermeable
- Económico
- Facilidad para cerrarse térmicamente ( $k = 0.33 \text{ W/m}^{\circ}\text{K @ } 23^{\circ}\text{C}$ )



Fig. 2.2.3 Bobinas de PEBD



## POLIPROPILENO



### Características:

El PP es un termoplástico que se obtiene por polimerización del propileno. Los co-polímeros se forman agregando Etileno durante el proceso. El PP es el termoplástico de más baja densidad. Es un plástico de elevada rigidez, alta cristalinidad, elevado punto de fusión y excelente resistencia química. Al adicionarle distintas cargas (talco, caucho, fibra de vidrio, etc.) se potencian sus propiedades hasta transformarlo en un polímero de ingeniería. El PP es transformado en la industria



por los procesos de inyección, soplado, extrusión y termo formado.

### **Usos y Aplicaciones:**

Película / Film (para alimentos, snacks, cigarrillos, chicles, golosinas, indumentaria) - Bolsas de rafia tejidas (para papas, cereales) - Envases industriales (Big Bag) - Hilos, cabos, cordelería - Caños para agua fría y caliente - Jeringas descartables - Tapas en general, envases - Bazar y menaje - Cajones para bebidas - Baldes para pintura, helados - Potes para margarina - Fibras para tapicería, cubrecamas, etc. - Telas no tejidas (pañales descartables) - Alfombras - Cajas de baterías para golpes y auto partes.

### **Ventajas y Beneficios:**

- Inerte (al contenido)
- Resistente a la temperatura (hasta 135°C)
- Barrera a los aromas
- Impermeable
- Irrompible

- Brillo
- Liviano
- Transparente en películas
- No tóxico
- Alta resistencia química

**TABLA 5 CARACTERÍSTICAS DE PELÍCULAS PLÁSTICAS**

	PERMEABILIDAD (1)				Resistencia a la Tensión (Kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura de Sellado (°C)
	g/m <sup>2</sup> /d (25um, 37°C, 90%HR) Vapor H <sub>2</sub> O	cm <sup>3</sup> NPT/m <sup>2</sup> d Atm (25um, 23°C)				
		O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	N		
PEBD	20	6000 - 7000	30000 - 35000	2000 - 2500	110 - 165	150 - 200
PEAD	10	1600 - 2000	8000 - 10000	550 - 700	280	155 - 200
PP	4 - 6	2000 - 2500	7500 - 8500	450 - 550	1550 - 1830	175 - 200

### 2.3 Tipos de Costura de Sellado (1 y 5).

Con el advenimiento de las películas termoplásticas los sistemas de cierre por soldadura y en superficie se han vuelto muy importantes en la economía del envasado. La principal ventaja de las uniones y cierres consiste en que poseen, aproximadamente, la misma impermeabilidad que el propio del material de envasado. El envasado especialmente cuando se trata de alimentos, debe ser por razones de higiene y control de calidad, impermeable al polvo, a los microorganismos, a los

líquidos, al vapor de agua y al oxígeno. En todos estos casos, los tipos de cierres mencionados son los más satisfactorios para la confección y el cierre de envases.

El sellado de películas termoplásticas es realmente el acto de fundir dos superficies de este material por el efecto del calor y si es preciso también por la presión. Inmediatamente después del proceso de soldadura los cierres son blandos y sin ninguna resistencia mecánica, pero recuperan sus resistencia original después de su enfriamiento hasta la temperatura ambiente.

A continuación se expondrán tan sólo dos de los métodos más corrientemente empleados por la industria del envasado.

### **Sistema de cierre por Impulso Térmico**

Mediante este sistema ambas hojas plásticas se mantienen sujetas por presión entre dos barras de metal frías, fundiéndose a continuación por efecto de un corto impulso térmico y enfriándose seguidamente bajo presión. El calor es suministrado por delgadas tiras de metal de una gran resistencia eléctrica, que se calientan por un impulso eléctrico

de corta duración y que se hallan sujetas a las barras que efectúan el cierre, pero aisladas de ellas eléctricamente. Al disiparse el impulso eléctrico, las resistencias y la soldadura se enfrían rápidamente debido a la buena conductividad térmica de las barras metálicas frías. Seguidamente, las mordazas se abren lo que permite retirar el cierre que ya se ha enfriado adecuadamente. Este sistema de sellado se aplica casi en exclusiva a materiales tipo monofilm (polietileno). Para evitar que la película se pegue a las mordazas que efectúan la soldadura estas suelen recubrirse con una lámina adecuada (tejido de fibra de vidrio impregnadas con teflón). En algunas cerradoras por impulso térmico tan sólo uno de los labios de la mordaza se halla equipado con la resistencia de calentamiento y el otro se queda cubierto con una tira de material elástico (goma de silicona por ejemplo). Este tipo de mordazas suelen ser suficientes para soldar láminas plásticas de hasta 2 mm de espesor, pero no para soldar películas más gruesas.



**Fig. 2.3.1 Rollos de Tejido de Fibra de Vidrio con Teflón**

El control de la temperatura de la mordazas de impulso se logra regulando el período de impulso de la corriente por medio de un temporizador (timer) electrónico y regulando el voltaje suministrado a la resistencia.

Las soldaduras efectuadas por este sistema son de excelente calidad, tanto por lo que se refiere a su impermeabilidad, como por su resistencia mecánica. El sellado por impulso permite remover el calor rápidamente después de que el sello se ha producido teniendo presiones mayores sin flujo de material fundido produciendo una unión más resistente y una apariencia más homogénea.

### **Soldadura por barra caliente o Calor Constante**

Este tipo de soldadura es la más corriente, pues es muy sencillo y no ofrece ningún tipo de problemas. El material de envasado se mantiene unido entre dos mordazas de metal permanentemente calientes. En estas condiciones la soldadura se efectúa con gran rapidez. Este tipo de sistema de sellado se aplica casi en exclusiva a materiales como polipropileno y además a materiales complejos (aluminio, papel, etc).

No debe esperarse que cierre de este tipo sean impermeables al vapor de agua o al gas. Pero para corregir este problema se recurre a materiales de empaque multi-capas. La soldadura por este procedimiento es mucho más crítica, cuando se halla todavía caliente, que una soldadura por fusión completa, ya que la estructura del material de soporte no varía. Por lo tanto no es necesario enfriar la soldadura bajo presión.

### **Temperatura de Soldadura**

En los sistemas corriente de cierre por soldadura el calor necesario para la fusión se transmite a través del material de envasado hasta las capas termoplásticas de la interfase. El tiempo preciso para que aquella se efectúe depende de la elevación de temperaturas que se precisa en la capa interna, del coeficiente de conductividad térmica del material de envasado y de la temperatura del dispositivo de soldadura. Este último procedimiento se halla limitado por el hecho que las capas externas del material, que se hallan expuestas a temperatura más elevada, pueden únicamente ser sometidas a ella sin sufrir deterioro alguno durante un tiempo limitado sin que sufran alteraciones tales como, por ejemplo, la

descomposición o el chamuscamiento de la cara externa por la pérdida de adherencia entre las capas. Por lo tanto existe un límite superior de temperatura para la manipulación de cualquier material de envasado.

Existe también un límite inferior, tanto para la temperatura como para el tiempo requerido para la soldadura, y si este no se observa, la calidad de la soldadura empeora. Se recomienda controlar constantemente la temperatura. Esto es muy importante en aquellos casos en que la diferencia entre la temperatura de soldadura y aquella a la que se descompone la capa termoplástica es muy escasa. Por último es también muy importante asegurar que la temperatura sea homogénea a todo el largo de la superficie de cierre.

### **Tiempo de Soldadura**

Cada vez que se produzca un cambio de espesor de la película empleada, o en la calidad del material de envasado que se maneja, o en el número de capas que lo constituyen, o incluso cuando se emplea un material de diferente marca y del mismo tipo, es aconsejable reconsiderar las normas expuestas en el

apartado anterior sobre el tiempo requerido para el calentamiento.

Si la soldadura se va a enfriar bajo presión, operación que además de ser corriente en este tipo de cierre es necesaria, es preciso conceder a la soldadura el tiempo suficiente para que el material recupere su resistencia original, hasta un grado que le permita soportar las demás operaciones de la elaboración.

### **Presión de Soldadura**

La presión es necesaria para la mayor parte de sistemas de soldadura, con objeto de conseguir buen contacto entre las láminas que se van a unir por fusión. Las presiones requeridas varían entre 2 y 6 Kg/cm<sup>2</sup> (30 – 85 psi). No deben utilizarse presiones superiores, ya que pueden dañar el material de envasado. Es importante que la presión sea la misma en toda la zona de soldadura y hay que cuidar que las zonas de contacto de los dispositivos de soldadura se encuentren adecuadamente alineados. Este es indispensable en la fase de calentamiento, es especial por el riesgo de distorsión provocado por el calor. Si se utilizan mordazas de perfiles especiales (longitudinal,



CIB-ESPOL

transversal, o con relieves de aspecto cruzado o aserrado), tales perfiles no deben presentar aristas vivas. Es igualmente necesario que los perfiles de ambos elementos se adapten perfectamente. Las fugas más difíciles de controlar son las producidas por arrugas, en especial en la soldadura del fondo o de la boca del envase de las bolsas, después del llenado.



CIB-ESPOL

### Consideraciones Básicas para la Fabricación de Bolsas Herméticas (1)

La importancia de las fugas de una bolsa depende de la permeabilidad del material envasado, de la estanqueidad del cierre y de la presencia de pequeñas grietas y poros. Si un producto requiere de un bolsa sin fugas, impermeable a los gases y al vapor de agua, no tendría sentido elegir un material que reuniera estas condiciones y deteriorarlo luego en la fabricación del envase o no efectuar su cierre hermético con el máximo cuidado.



CIB-ESPOL

Los accidentes durante la fabricación de bolsas tienen lugar principalmente al doblar los materiales compuestos por varias hojas o al arrugarlos excesivamente. Otro de los accidentes



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

consiste en la presencia de fugas en la costuras laterales y en los cierres. La impermeabilidad absoluta únicamente se consigue haciendo que contacten ambas capas de material termoplástico, lo cual es posible en los casos planos. Cuando una bolsa plana tiene una costura longitudinal, es mayor el número de capas que se hallan afectadas en el lugar de cruce que cuando se trata de una costura simple. Durante la operación de cerrado térmico la presión se distribuirá desigualmente a lo largo de esta costura. El punto de cruce tiene que ser cuidadosamente diseñado.

#### **2.4 Descripción General de la Máquina.**

Esta envasadora va a ser de accionamiento mecánico – neumático, la cual podrá ser controlada mediante comandos íntegramente electro neumáticos, lo que brindaría una gran flexibilidad a través de un Controlador Lógico Programable (PLC). Si bien es cierto la aplicación para la cual va a ser diseñada es para envasar azúcar, la misma tendrá la flexibilidad de envasar casi cualquier tipo de grano que tenga un fácil deslizamiento.

El sistema será realmente muy sencillo, partiendo de una bobina de material de envoltura, que se ubicará en la parte posterior del equipo y que se instala en un eje porta bobinas en donde esta es centrada y ajustada con respecto al tubo formador. Este eje porta bobina consta con una rosca cuadrada de ambos lados que le permita fijar el material de empaque mediante dos conos que corren por la rosca hasta ajustar a la bobina, además en uno de sus extremos se encuentra una especie de volante que sirve de pista para que un freno pare al material de empaque cada vez que un balancín lo accione. Este eje se encuentra simplemente sobre puesto de cada lado sobre dos pares de rodamientos. El material de empaque es llenado de azúcar por un sistema de volumétrico de dados basculantes, accionado neumáticamente mediante un módulo giratorio. El material de empaque pasará por un formador, el cual constará del tubo y del formador en sí, al que llamaremos murciélago (gracias a su forma).

El papel podrá pasar por el formador gracias a la tracción ejercida por un sistema de rodillos o correas de deslizamiento. Este tipo de sistema impone las mejores propiedades de deslizamiento de la cara interna del material ( $\mu=0,20$ ), que

también se puede mejorar pegando tiras de teflón a los lados del tubo formador para disminuir así su coeficiente de fricción; puesto que las fuerzas de fricción entre las correas transportadoras y el material deben ser siempre mayores que las existentes entre el material y el tubo de llenado. En contraste con ese punto, esa misma superficie debe moverse libremente sobre el formador sin generar cargas de fricción. En estas máquinas se encuentran siempre los dos tipos de deslizamiento:

- En frío: sobre el formador y el tubo de llenado en su parte frontal.
- En caliente: se produce sobre la parte posterior del tubo de llenado: en la zona en donde se aplica presión y calor para producir el sellado longitudinal.

En las primeras el sellado longitudinal se produce por una mordaza, que ejerce presión sobre el material apoyándose contra el tubo o conducto de alimentación, mientras el material está parado (momento utilizado para la introducción del producto en el envase), además esta mordaza es siempre más larga que la longitud vertical del paquete que se forma, es decir

hay zonas de soldadura que reciben dos veces la acción de la mordaza, esto debe tenerse en cuenta y por lo tanto hay que regular la temperatura de forma que esa área de sellado por dos veces no sufra y se quemé.

La fuerza con la que se ejercerá presión al material de empaque contra el tubo formador será siempre la mínima que permita a las bandas de arrastre poder realizar la tracción del papel sin dañarlo.

El sistema de tracción será accionado por una transmisión por cadenas que tendrá una relación de velocidad que junto a un moto reductor correctamente seleccionado, permitirá producir una cantidad no menor de 25 fundas por minuto. Este sistema de transmisión deberá contar por un freno-embrague de accionamiento electromagnético, que le permita arrastrar el papel y pararlo suavemente y así no dañarlo.

Por otra parte cómo ya fue indicado el azúcar es un material muy higroscópico que en nuestro clima tiende a absorber mucha humedad del ambiente, por lo tanto es necesario un material de empaque que sea impermeable más que a los

gases al vapor de agua, cosa que cumplen los tres materiales de empaque que hemos citado en este capítulo.

Aunque de entre los tres hay dos que dentro de sus aplicaciones más comunes se encuentra el empaquetamiento de alimentos por medio películas o films, que son el PEBD (1) y el PP de los cuales el PP es muy superior al PEBD en sus características de impermeabilidad, además de ser también impermeable a los olores. Pero estas características extras y su proceso de fabricación lo hacen también menos económico que PEBD. Y es justamente la parte económica, el hecho de que sigue teniendo buenas características de impermeabilidad al vapor de agua (aunque mucho menores a las de PP) y la facilidad para sellarse térmicamente la que hacen del PEBD un material extremadamente adecuado y económico para el envasado de todos los alimentos deshidratados o que deben mantenerse secos como el azúcar y la sal, entre otros. El espesor de la película de polietileno depende del tamaño de la bolsa y del peso de su contenido, para bolsas de formatos pequeños (<2Kg) varía entre 0.03 y 0.1 mm. Además como dato importante el PEBD no contiene plastificante o estabilizante alguno por lo que es filosóficamente inocuo.

Es muy importante tener en cuenta la calidad del bobinado en lo que se refiere a la tensión pareja en ambos lados de film, para evitar corrimientos o posibilidades de aflojamiento en una de las caras de la costura respecto de la otra en el momento de enfrentarse sobre las mordazas.

Es necesario el poder utilizar bobinas con grandes diámetros para darle al equipo una gran autonomía, reduciendo con ello el número de paradas por cambio de la misma, mejorando en consecuencia el rendimiento final de la envasadora.

Ya sabiendo el material de empaque se ve a utilizar, ya es posible seleccionar el sistema de sellado con el cual se va a trabajar. Como ya fue mencionado las películas monofilm de polietileno trabajan siempre con sistemas de cierre por impulsos, siendo este más conveniente que las mordazas a calor constante.

Este sistema de sellado se utilizará para realizar fundas "tipo almohadas", las cuales constan de tres costuras: la inferior y la superior son realizadas por las mordazas horizontales y la última realizada por la mordaza longitudinal.



CIB-ESP



CIB-ESP



CIB-ESP

Las mordazas horizontales a parte de realizar los sellados superior e inferior, también sirven como portadoras de la cuchilla de corte, que es accionada por un cilindro independiente al que permite el movimiento sincronizado de las mordazas horizontales. Al igual que las mordazas horizontales la mordaza longitudinal le debe su movimiento a un cilindro neumático. Estos dos cilindros deben contar con amortiguadores de final de carrera que les permita tener movimientos de aceleración y desaceleración progresivos que les permita atacar al material con baja velocidad de aproximación y elevado valor de presión, mejorando las condiciones de sellado y suavizando el movimiento sensiblemente. Si los reguladores de amortiguación no son suficientes se debería instalar reguladores de caudal a la entrada y salida de cada cilindro.

Con todas las consideraciones establecidas y consideradas hasta el momento, se propone un diseño de forma que se lo puede encontrar en el Apéndice A. Y la siguiente secuencia de funcionamiento de la máquina para la cual se debe calcular el

tiempo por golpe que disponemos a una razón de 25 golpes/min:

$$t_{\text{TOTAL}} = \frac{60 \text{ seg/min}}{25 \text{ golpes/min}} = 2.4 \text{ seg}$$

$$t_{\text{TOTAL}} = t_{\text{LLENADO}} + t_{\text{ARRASTRE}} + t_{\text{ABERTUTA MORDAZA}} + t_{\text{SELLADO}} + t_{\text{CIERRE MORDAZA}}$$

$$t_{\text{LLENADO}} = \sqrt{2gH'}, \text{ Si } H' = 1.05 \text{ m (Diseño de Forma)}$$

⇒

$$t_{\text{LLENADO}} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 1.05} = 0.463 \text{ seg} \approx 0.5 \text{ seg}$$

$$t_{\text{SELLADO}} = 0.4 \text{ seg (pues no se necesita mucho tiempo)}$$

$$t_{\text{ABERTUTA MORDAZA}} = t_{\text{CIERRE MORDAZA}} = t_{\text{ARRASTRE}} = 0.5 \text{ seg (ciclo uniforme)}$$

$$N, t_{\text{ACCIONAMIENTO DADOS DOSIFICADORES}} = 0.5 \text{ a } 1 \text{ seg}$$

(pues no está restringido como los demás tiempos)

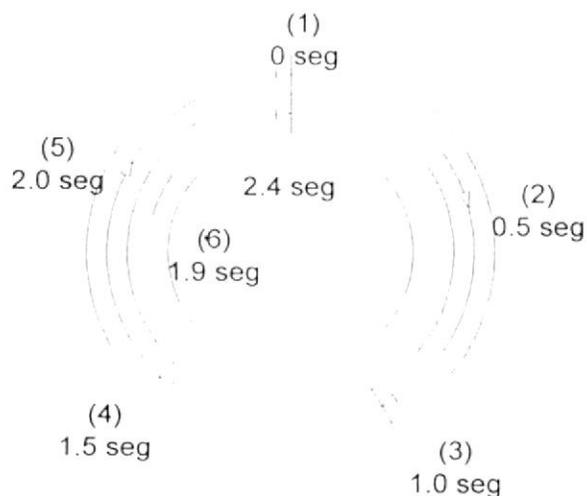


Fig. 2.4.1 Secuencia de Funcionamiento de la Máquina

Donde:

- 1 – 2                    Cae el Azúcar
- 2 – 3                    Se abren las Mordazas
- 2 – 3 Regresa Actuador Neumático Plato
- 3 – 4                    Arrastre del Papel
- 4 – 5                    Se Cierran las Mordazas
- 5 – 1                    Sellado y Corte del Papel
- 6 - 1                    Gira Plato Dosificador

De igual manera que el diseño de forma, el circuito Neumático que debe funcionar de acuerdo a la secuencia de funcionamiento se lo puede encontrar también en el apéndice BD

## **CAPITULO 3**

### **3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SISTEMAS.**

#### **3.1 Sistema Neumático de Dosificación del Producto.**

##### **3.1.1 Diseño de la Tolva, Plato y los Dados Dosificadores.**

###### **TOLVA**

Primero que nada se debe considerar que la Tolva como tal no debe diseñarse con una capacidad que le permita hacer las veces de un contenedor o reservorio de producto. Más bien debe diseñarse con una capacidad

que acorde con la producción esperada (25 golpes/min para el formato de 1Kg), le sirva al producto simplemente como una estancia de recepción antes de ser empacado.



CIB-ESPOL

Tomando en cuenta esta consideración se propone una geometría (ver el Plano con sus dimensiones en el Apéndice C y D) que en su volumen sea capaz de almacenar por lo menos 3 minutos de producción.



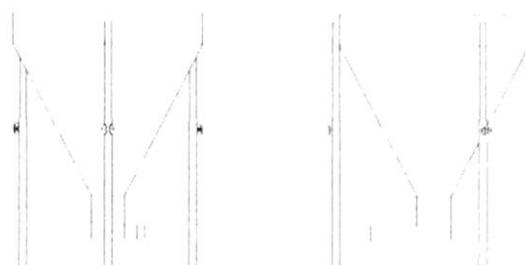
CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



**Fig. 3.1.1.1 Esquema de la Tolva**

Como se mencionó al comienzo de este trabajo se debe tener en cuenta que la máquina no define por sí sola una operación de envasamiento, sino que, en realidad existen



CIB-ESPOL

un sin número de detalles que rodean a la máquina y que fundamentan dicha operación. Y una de esas operaciones es por ejemplo el sistema de carga. Este sistema tendrá en el fondo un canal curvo que estará en contacto con el plato con los dados basculantes, y que servirá para la distribución uniforme del producto en cada vaso. El volumen aproximado que tendrá la tolva será el siguiente:



**Fig. 3.1.1.2 Despiece de la Tolva**

$$\begin{aligned}
 V &= V_1 + V_2 + V_3 \\
 V &= \frac{\pi D_1^2 H_1}{4} + \frac{\pi D_1^2 H_2}{12} \left[ 1 + \frac{D_2}{D_1} + \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] + \frac{\pi D_3^2 H_3}{4} \\
 V &= \left[ \frac{\pi \times 0.6^2 \times 0.1}{4} + \frac{\pi \times 0.6^2 \times 0.5}{12} \left[ 1 + \frac{0.107}{0.6} + \left( \frac{0.107}{0.6} \right)^2 \right] + \frac{\pi \times 0.107^2 \times 0.1}{4} \right] \\
 V &= 0.0862 \text{ m}^3 \\
 V &= 86.2 \text{ Kg, con una } \rho_{\text{AZUCAR}} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

Para diseñar el espesor de las paredes de la tolva, se va a considerar que está llena de agua y por ende es evidente el darnos cuenta que el punto más crítico de la tolva se encuentra en el fondo de  $V_3$ . Si se considera a  $V_3$  como un cilindro de paredes delgadas (6) y seleccionando como material un acero inoxidable 304 L (soldable, 7), se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{aligned}
 S_y &= 215.6 \text{ MPa} \\
 n &= \frac{S_y}{\sigma} \xrightarrow{\text{asumo}} n = 10 \\
 \sigma_r &= \frac{Pr}{t} \xrightarrow{P = \rho gh} \sigma_r = \frac{\rho gh r}{2t} \\
 \text{usando } \sigma_r & \\
 \frac{215.6 \text{ E}6 \text{ Pa}}{10} &= \frac{1000 \text{ Kg/m}^3 \times 0.7 \text{ m} \times 9.8 \text{ m/seg}^2 \times 0.107 \text{ m}}{2t} \\
 t &= 1.7 \text{ E}^{-5} \text{ m} \approx 0.02 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Por lo tanto se utilizará una plancha de 1mm de espesor que es un de las más finas del mercado. Por las cargas envueltas no se considerará los cálculos por los cambios de forma de la tolva, ya que estas son muy pequeñas y no representarán inconvenientes.

Las bases de la tolva serán tres patas colocadas a  $120^\circ$  la una de la otra de tal manera que se repartan equitativamente todo el peso del producto y la tolva, el cual es el siguiente:

$$W = \gamma_{ACERO} \left\{ \begin{aligned} & W_T + W_P, \text{ con } \gamma_{ACERO} = 76440 \text{ N/m}^3 \\ & \left[ \frac{\pi(\phi_{e1}^2 - \phi_{i1}^2)H_1}{4} + \frac{\pi\phi_1^2 H_2}{12} \left[ \frac{(\phi_{e1}^2 + \phi_{e3}\phi_{e1} + \phi_{e3}^2)}{-(\phi_{i1}^2 + \phi_{i3}\phi_{i1} + \phi_{i3}^2)} \right] \right] \\ & + \frac{\pi(\phi_{e3}^2 - \phi_{i3}^2)H_3}{4} \end{aligned} \right\} + m_{azucar} \times g$$

$$\phi_{e1} = 60.14 \text{ cm}, \phi_{e3} = 10.84 \text{ cm}, \phi_{i1} = 60 \text{ cm}, \phi_{i3} = 10.7 \text{ cm}$$

$$W = 76440 \text{ N/m}^3 \{ 0.0005446 \text{ m}^3 \} + 86.2 \text{ Kg} \times 9.8 \text{ m/seg}$$

$$W = 41.63 \text{ N} + 844.76 \text{ N} = 886.39 \text{ N}$$

$$W_{PATA} = \frac{W}{3} = 295.46 \text{ N}, \text{ que es Pequeño}$$

Por lo tanto se puede utilizar 3 patas de 2 cm de diámetro sin ningún problema. Estas patas estarán dispuestas de tal manera (como muestra el gráfico) que pueden hacer

subir o bajar la tolva y tendrán en cada eje de la parte superior marcada una escala que le permitirá al operador mantenerla nivelada.



CIB-ESPOL

## DADOS DOSIFICADORES

El concepto básico de la utilización de dados basculantes es que nos permiten a bajo costo dosificar productos con características granulares y regular su volumen para adaptarnos así a cualquier variación esperada en su densidad o peso específico. Para el diseño de estos dados es necesario considerar en primer lugar el formato que se desea trabajar, los rangos de densidad o peso específico en que se podría encontrar el producto y la geometría deseada para el equipo.



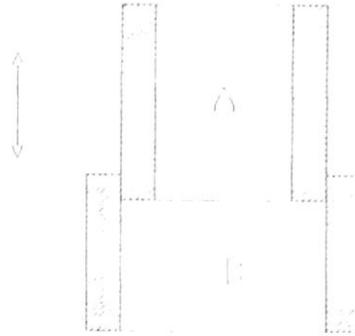
CIB-ESPOL

Para poder dosificar 1 Kg. de azúcar blanca, la cual para este caso se encontrará con densidades que van desde 900 a 1000 Kg/m<sup>3</sup>, se tiene que confeccionar los dados de un material resistente a la corrosión y debidamente pulido (para este caso Acero Inoxidable 304). Estos dados estarán conformados cada uno a su vez por dos



CIB-ESPOL

piezas que interactuarán la una con la otra para obtener el volumen que nos da el peso deseado.



**Fig. 3.1.1.3 Dados Dosificadores**

Estas piezas se podrían obtener de dos maneras, torneándolas ya sea de un eje macizo como de uno hueco, o a partir de un tubo inoxidable con un espesor de pared tal que permita llegar a las medidas necesarias para las dos piezas.

Se escoge utilizar la segunda opción que resultaría por el costo del material la más económica, entonces se asume como primera opción el utilizar una tubo cédula 40 de 4" de diámetro nominal, con las siguientes dimensiones (8):

- Diámetro Exterior      4.5" = 114.3 mm

- Diámetro interior      4.026" = 102 mm
- Espesor de pared      0.237" = 6.02 mm

A este tubo se lo cilindrará en el torno hasta llegar a las siguientes medidas en las dos piezas:

<b>Tabla 6</b>	<b>A (mm)</b>	<b>B (mm)</b>
<b>Diámetro Exterior</b>	107	112
<b>Diámetro Interior</b>	103	108
<b>Espesor de Pared</b>	2	2

Para poder calcular el alto de cada elemento se debe primero asumir que el elemento A es más alto que el B, de tal manera que con A completamente a bajo sea capaz de dosificar casi en su totalidad el formato más pequeño (por ejemplo 700 gr. para el formato de 750 gr.) y que al interactuar con B pueda no sólo completar el peso del formato menor sino también el del formato mayor (350 gr. para completar 1000 gr.) además de poder corregir cualquier variación de densidad que sufra el producto, para este cálculo asumiré  $\rho_{\text{azucar}}=960$  Kg/cm<sup>3</sup>. Ya con estos datos se utilizará la siguiente fórmula para determinar el alto de los elementos del vaso basculante:

$$V = H \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \Rightarrow H = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \phi^2}$$

$$H_A = \frac{4 \cdot \frac{0.7 \text{Kg}}{960 \text{Kg/m}^3}}{\pi \cdot (0.103 \text{m})^2} = 8.75 \times 10^{-2} \text{m} \approx 9 \text{cm}$$

$$H_B = \frac{4 \cdot \frac{0.35 \text{Kg}}{960 \text{Kg/m}^3}}{\pi \cdot (0.108 \text{m})^2} = 3.98 \times 10^{-2} \text{m} \approx 4 \text{cm}$$



CIB-ESPOL

Ahora se procede a verificar que con los diámetros asumidos y las alturas calculadas, los dados sean capaces de dosificar los formatos requeridos a diferentes densidades del azúcar.



CIB-ESPOL

Tabla 7 (1)

$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	900,0	<b>960,0</b>	1000,0
V <sub>A</sub> (gr.)	674,9	719,9	749,9
V <sub>B</sub> (gr.)	329,8	351,8	366,4
V <sub>T</sub> (gr.)	1004,7	1071,7	1116,3

Se debe resaltar que el alto del elemento B será de 5 cm puesto que dejamos 1 cm para que mantenga contacto con el elemento A.

## PLATO

Las dimensiones del plato se las determina exclusivamente de la geometría propuesta en el diseño de forma. En este sistema de dosificación se contará con dos platos que servirán de alma a los elementos A y a los B que formarán los dados dosificadores. El número total de dados será de 6 y la sujeción entre estos platos se realizará mediante un Perno, una tuerca y un resorte que también servirán para regular la altura final de los dados. La forma propuesta de los platos es la siguiente:

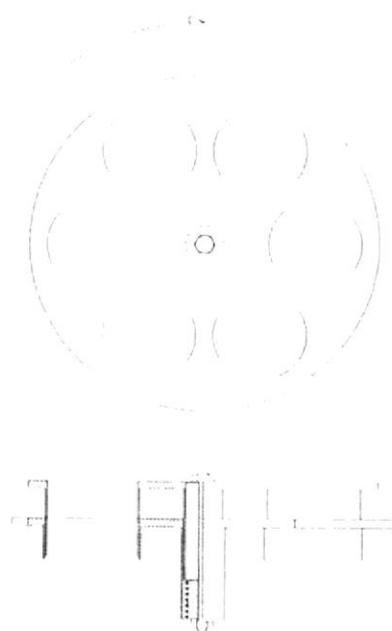


Fig. 3.1.1.4 Sistema de Dosificación

(Ver el Plano con sus dimensiones en el Apéndice E)

El diámetro exterior de los platos será de 40 cm. Con respecto al espesor del plato se puede verificar por simple inspección que en el caso del plato superior, éste se encuentra soportando solamente su propio peso (5.82 Kg, sección 3.1.2) aparte la fuerza de compresión que experimentará gracias a la acción del resorte y el perno de sujeción, esta fuerza de compresión se encuentra prácticamente en el mismo punto eliminando cualquier momento flector o cortante significativo. Por otro lado, también se puede verificar por simple inspección que el plato inferior sólo soporta la fuerza del resorte en donde ya estaría incluido el peso del plato superior. Con estas consideraciones se puede deducir que el plato no necesitará mayor espesor para soportar estas cargas siendo el material de éste una plancha de acero inoxidable 304. Por lo tanto se asumirá que el espesor de ambos platos de acero inoxidable 304 serán de 5mm (o de ¼" aproximadamente).

## RESORTE DEL PLATO (9)

Para el diseño del resorte de los platos, se hará referencia al capítulo 13 de "Diseño de Máquinas" de Robert L. Norton. Tomando en cuenta de que se trata de un resorte sujeto a compresión y sin peligro de sufrir pandeo gracias a la disposición a la que será instalado, además de que se puede considerar que está sujeto a cargas estáticas. A continuación se procederá a establecer los pasos del diseño de un resorte a compresión estática y las fórmulas a utilizarse:

1. De acuerdo al diseño propuesto del plato, se procede a determinar las restricciones geométricas del resorte.
  - Por el diámetro interior y exterior de la guía del plato superior se sabe el diámetro exterior del resorte debe ir de 40 a 43 mm.
  - Por la altura que debe subir o bajar el plato superior y el espacio dejado entre las guías de los platos, se sabe que el largo del resorte precargado será de  $L_i = 80$  mm y que la

deflexión del resorte a partir de la precarga será de  $y = 40 \text{ mm}$ .



2. Se calcula el peso del plato superior y sus vasos (sabemos que  $\gamma_{\text{INOX}} = 7900 \text{ Kg/m}^3$ ), para determinar la precarga del resorte:



$$F_o = W = \gamma \times V = 7900 \text{ Kg/m}^3 \times 9.8 \text{ m/s}^2 \times V$$

$$V = \frac{\pi}{4} \left\{ \begin{array}{l} [\phi_{\text{PLATO}}^2 - 6 \times \phi_{\text{IVASO}}^2 - \phi_{\text{GUIA}}^2] \times e_{\text{PLATO}} \\ + 6 \times [\phi_{\text{EVASO}}^2 - \phi_{\text{IVASO}}^2] \times H_{\text{VASO}} \\ + (\phi_{\text{EGUIA}}^2 - \phi_{\text{IGUIA}}^2) \times H_{\text{GUIA}} \end{array} \right\}$$

$$V = \frac{\pi}{4} \left\{ \begin{array}{l} [0.4^2 - 6 \times 0.103^2 - 0.039^2] \times 0.01 \\ + 6 \times [0.107^2 - 0.103^2] \times 0.08 \\ + (0.044^2 - 0.039^2) \times 0.11 \end{array} \right\}$$

$$V = 1.0973 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$\Rightarrow$

$$F_o = 84.95 \text{ N (Asumido)}$$

$$F_i = F_o + F(x) = 150 \text{ N}$$



3. Se asume la  $F_{\text{max}} = 500 \text{ N}$

4. Se seleccionamos alguno de los tipo de resortes que encontramos en el Apéndice F:



5. Se asume un valor para el diámetro del alambre (el cual debo verificar que se fabrique) y otro para el índice del resorte entre  $4 < C < 12$ , pues por debajo de 4 es muy difícil de fabricar y por encima de 12 se vuelve propenso al pandeo.
6. Se calcula el valor del diámetro de la espira  $\phi = C \times d$ , y  $\phi_{EXT} = \phi + d$ ,  $\phi_{EXT}$  debe estar entre 40 y 43 mm.
7. Se calcula el Esfuerzo Cortante máximo del resorte  $\tau_{MAX}$ :

$$\tau_{MAX} = K_S \times \frac{8 \times FD}{\pi \times d^3}$$

$$K_S = 1 + \frac{0.5}{C}$$

8. Se encuentran los valores de la Resistencia del Alambre en función del diámetro ( $S_{UT}$ , Apéndice G) y del límite elástico a la tensión ( $S_{YS} = 0.65 \times S_{UT}$ ):

$$S_{UT} = A \times d^b$$

9. Se calcula el primer factor de seguridad, en este caso

el estático

$$N_s = \frac{S_{YS}}{t}$$

10. Se calcula la constante del resorte, y con este valor

encuentro el # de espiras activas  $N_a$  para lo que necesitamos también saber el módulo de rigidez, en este caso del acero al carbono ( $G = 80.8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ), si el valor de  $N_a$  no es entero se lo redondea.

$$k = \frac{NF}{F_{MAX} - F_{MIN}} = \frac{Y}{d^4 \times G} = \frac{8 \times \phi^3 \times k}{Y}$$

11. Con  $N_a$ , se calcula el número total de espiras  $N_t$ , que para un resorte de extremos cuadrados es igual a  $N_t = N_a + 2$ .

12. El valor de  $N_t$  permite encontrar la longitud del resorte cerrado,  $L_s = d \times N_t$ , este valor se debe comparar con la distancia que sabemos que debe tener el resorte al tener los platos completamente cerrados ( $L_s < 40 \text{ mm}$ ).

13. Ahora se encuentra la deflexión producida por la precarga,  $y_i = F_i / k$ .
14. Para encontrar la longitud de golpeteo se asume que esta es igual al 15% de la deflexión de trabajo  $y$ .
15. Por último se encuentra la longitud libre del resorte  $L_f = L_s + y_g + y_i + y$ , que debe ser mayor que la longitud de operación máxima 9cm.
16. Con este procedimiento se realizan los cálculos que dan los siguiente resultados (se hicieron dos aproximaciones, siendo la segunda la correcta):

Tabla 8

## Datos

Alambre A229 Alambre Revenido en Aceite sin Agranallar

A 1831,20 Tabla 9

b -0,1833

G 8,0800E+10

## 1ra Aproximación

C	7,50	(4<C<12)
D	0,005	m
Fi	150,00	N
Fmax	500,00	N
Lo	0,09	m
Li	0,08	m
Lop	0,04	m
Y	0,04	m

## 2da Aproximación

C	9,00	
d	0,004	m
Fi	150,00	N
Fmax	500,00	N
Lo	0,09	m
Li	0,08	m
Lop	0,04	m
y	0,04	m

## Cálculos

D	0,038	m
d ext	0,043	m
Ks	1,067	
$\tau_s$	407436654,3	Pa
Sut	1363372651,0	Pa
Sys	886192223,1	Pa
Ns	2,175	
K	8750,000	N/m
Na	13,68	vueltas
Na Entero	14,00	vueltas
Nt	16,00	vueltas
Ls	0,080	m < Lop
Yi	0,017	m
ygolpe	0,006	m
Lf	0,143	m

## Cálculos

D	0,036	m
d ext	0,040	m
Ks	1,056	
$\tau_s$	755985979,7	Pa
Sut	1420293773,9	Pa
Sys	923190953,1	Pa
Ns	1,221	
k	8750,00	N/m
Na	6,33	vueltas
Na Entero	7,00	vueltas
Nt	9,00	vueltas
Ls	0,036	m < Lop
yi	0,017	m
ygolpe	0,006	m
Lf	0,099	m
Lf Entero	0,100	m > Lo

### 3.1.2 Diseño del Sistema Neumático de Dosificación.

#### MODULO NEUMÁTICO (10)

Para la selección del cilindro neumático que realizará el arrastre de los platos con los dados dosificadores es necesario determinar la carga que tiene que vencer el cilindro. Además se utilizará, no un actuador lineal sino uno giratorio.

Ahora se procederá a realizar el cálculo de la aceleración angular ( $\alpha$ ) de los platos en el momento de su desplazamiento recordando que cada plato tiene 6 dados y que la máquina está siendo diseñada para una producción de 25 golpes por minuto. Para realizar el cálculo se asume que el tiempo de giro del módulo neumático de dosificación es de 0.5 segundos. Por lo tanto:

$$\bar{w}_{\text{delGOLPE}} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{60^\circ - 0}{t_{\text{GIRO}} - 0} = \frac{60}{0.5} \times \frac{\pi}{180} = 2.1 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\bar{w} = \frac{w_{\text{MAX}} + w_{\text{MIN}}}{2} = \frac{w_{\text{MAX}} - 0}{2} \Rightarrow w_{\text{MAX}} = 2 \times \bar{w} = 4.2 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

además,

$$\alpha = \frac{\Delta w}{\Delta t} = \frac{4.2 - 0}{0 - 0.5} = -8.4 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Fig. 3.1.2.1 Despiece de Plato Dosificador

$$T_c = M_N + M_D$$

$$M_D = \mu \times M_N > M_N \quad l_{OT} < \alpha$$

$$m_{TOT} = m_{CUBO} + m_{CIN}$$

$$I_{TOT} = I_{CUBO} + I_{CIN}$$

$$I_{CUBO} = I_{CIN} = I_D + I_{CANASTA} + 4 \times I_{D1} + 2 \times I_{D2}$$

$$Si \rightarrow I_c = I_p + m \times (x^2 + y^2) \wedge I = \frac{m \times (r_a^2 + r_b^2)}{2}$$

$$m = \rho \times V \times g = \rho \times \pi \times (r_b^2 - r_a^2) \cdot h \times g$$

$$T_c = \alpha \times l_c \times (1 + \mu), \text{ donde } \mu = \text{Coef Fricción}$$

Con estas fórmulas y con los datos del diseño de forma se procede a hacer los cálculos individuales de la inercia (10) de cada elemento para que en su conjunto obtener la inercia total del sistema y así poder determinar las dimensiones finales del cilindro neumático.

**Tabla 9**  
**Plato Superior e Inferior**

$\gamma_{Acero}$	7800	Kg/m <sup>3</sup>	<b>Plato Superior</b>		<b>Plato Inferior</b>	
$\mu_{Ac-Ac}$	0,74	Marks	$R_a$ Canasta (m)	0,0195	$R_a$ Canasta (m)	0,0225
$R_{Acción}$	0,21	m	$R_b$ Canasta (m)	0,022	$R_b$ Canasta (m)	0,025
$\alpha$	-8,4	rad/seg <sup>2</sup>	$R_a$ Dado (m)	0,0515	$R_a$ Dado (m)	0,054
$X_{d1}$	0,06325	m	$R_b$ Dado (m)	0,0535	$R_b$ Dado (m)	0,056
$Y_{d1}$	0,10955	m	$H_{Dado}$ (m)	0,09	$H_{Dado}$ (m)	0,05
$X_{d2}$	0,1265	m	$m_{plato}$ (kg)	2,74	$m_{plato}$ (kg)	2,54
$Y_{d2}$	0	m	$m_{dado1}$ (kg)	0,46	$m_{dado1}$ (kg)	0,27
$R_a$	0,022	m	$m_{canasta}$ (kg)	0,31	$m_{canasta}$ (kg)	0,35
$R_b$	0,2	m	$m_{Superior}$	5,82	$m_{Inferior}$	4,50
$H_{canasta}$	0,12	m	$I_{plato}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0593	$I_{plato}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0551
$E$	0,005	m	$I_{dado1}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0100	$I_{dado1}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0059
$m_{TOTAL}$	10,32	Kg	$I_{dado2}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0087	$I_{dado2}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0051
$I_{TOTAL}$	0,206	kg m <sup>2</sup>	$I_{canasta}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0001	$I_{canasta}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0002
Torque	-3,011	N m	$I_{sup}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,1167	$I_{inferior}$ (kg m <sup>2</sup> )	0,0893

Gráficamente se verifica la necesidad de un cilindro con una carrera angular de  $60^\circ$ . Por lo tanto del Catálogo Virtual de FESTO 2003 (11), se selecciona un módulo giratorio DSM-25-270-P-CC (Apéndice H), que a 6 bar utiliza genera un Torque de 5 Nm y tiene un diámetro en el eje de 12mm con un giro regulable de hasta  $270^\circ$ , este módulo es de efecto doble y con amortiguación regulable de ambos lados.



**Fig. 3.1.2.2 Módulo Neumático (11)**

El tipo e transmisión que se va a seleccionar para esta aplicación será por medio de cadena – sprocket y no por medio de banda – polea, pues se necesita una transmisión que garantice que no haya deslizamiento entre sus elementos, para que la dosificación sea exacta,

y que no requiera ser muy templado. A parte la transmisión por medio de poleas sirve para aplicaciones con velocidades mucho mayores a la que se trata en el presente trabajo. Para seleccionar la transmisión de cadena (12) entre el módulo neumático giratorio y los platos dosificadores es necesario conocer la potencia teórica que existirá en el mecanismo. Por lo tanto:

$$Pot_{MAX} = T_{MAX} \times \omega_{MAX}$$

$$Pot_{MAX} = 5Nm \times 4.2rad / seg = 21W = 0.03HP$$

En la siguiente Tabla 10, sacada del catálogo Martín (12), se puede observar que para un sistema que utiliza una cadena N°25 (¼" de paso) con un sprocket de 11 dientes a 100 RPM, puede manejar hasta 0.05 HP de potencia en la transmisión. Lo que nos demuestra que siendo esta la cadena más pequeña del mercado con un sprocket con medidas muy por debajo del requerimiento del proyecto puede manejar fácilmente esta aplicación, por lo tanto cualquier combinación que seleccione va a funcionar satisfactoriamente en este sistema.

Tabla 10 (12)

HP	RPM - Sprocket Menor Cadena N°25						
	100	200	300	350	400	500	
# DIENTES del Sprocket Menor	11	0,050	0,095	0,140	0,163	0,185	0,230
	12	0,060	0,108	0,155	0,179	0,203	0,250
	13	0,060	0,113	0,165	0,191	0,218	0,270
	14	0,070	0,128	0,185	0,214	0,243	0,300
	15	0,070	0,133	0,195	0,226	0,258	0,320
	16	0,080	0,145	0,210	0,243	0,275	0,340
	17	0,080	0,153	0,225	0,261	0,298	0,370
	18	0,090	0,165	0,240	0,278	0,315	0,390
	19	0,090	0,170	0,250	0,290	0,330	0,410
	20	0,100	0,185	0,270	0,313	0,355	0,440

Por eso para seleccionar el sprocket y la cadena que se necesita se hará referencia al diámetro de la masa del sprocket, ya que el elemento que se va a instalar en el plato inferior del sistema de dosificación va a ser soldado en su canasta guía (con 50mm de diámetro) y como dimensión mínima a respetar va a ser el diámetro de la masa.

Revisando las tablas de dimensiones de los sprockets para diferentes #'s de cadenas, se puede ver que para la cadena 25 los sprockets con 2" de diámetro de masa es muy grande (Apéndice I) y tiene ya muchos dientes (3.327" y 40 dientes), lo que la hace costa. Y que por otro lado con una cadena N°40 se tiene un sprocket más

pequeño (Apéndice J) y con menos dientes (2.81" y 16 dientes), lo que permite que aunque sea más resistente sea menos costoso

Por lo tanto se seleccionan dos sprockets 40B16. Para determinar la distancia entre los centros de los ejes (la que gráficamente se ve que no sería recomendable que sea menos a 30 cm), se hace referencia a la siguiente fórmula y Apéndice K:

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + 0.1013 \times \frac{(N - n)^2}{4C}$$

donde,

L, es la longitud de la cadena en pasos

C, la distancia entre los ejes en pasos

N, el número de dientes del Sprocket mayor

n, el número de dientes del Sprocket mayor

$$\text{Si } C = 30\text{cm} = 0.984" \approx 1" \rightarrow 24\text{pasos}$$

$$\text{Si además } N = n = 16$$

⇒

$$L = 2 \times 24 + \frac{16 + 16}{2} = 64\text{pasos} = 2.6667' \approx 81.3\text{cm}$$

## **3.2 Sistema de Tracción y Formado del Material de Empaque.**

### **3.2.1 Diseño del Freno Mecánico del Papel y del Porta Bobina.**

Del diseño de forma propuesto hay elementos del sistema que hay que diseñar y otros a los que se les puede asumir ciertas medidas debido a las pequeñas cargas presentes en la máquina (ver Apéndices C y L).

Por ejemplo es necesario determinar las medidas de la bobina y su peso para poder diseñar el eje de la bobina y los rodamientos que lo soportan. A su vez hay que determinar la inercia de la bobina para determinar la tensión del papel (PEBD) y diseñar los dos sistemas de balancín para mantener uniforme la tensión del papel. Por lo tanto:

#### **BOBINA**

Para determinar las medidas finales de la bobina, se hace referencia a la sección 3.2.2 para enunciar el ancho

de la bobina y con el largo del papel, asumimos un largo total de la bobina en metros y el diámetro interior de esta para determinar su diámetro exterior. También se calculará la aceleración angular, el peso y la inercia de la bobina para diseñar el resto de elementos del porta bobinas.

$$V_{\text{PAPEL}} = \frac{L_{\text{PAPEL}}}{t_{\text{ARRASTRE}}}$$

$$\bar{\omega} = \frac{V_{\text{PAPEL}}}{R_{\text{EXT}}} = \frac{\omega_f + \omega_o}{2} \rightarrow \omega_o = 0$$

$$\Rightarrow \omega_f = 2 \times \bar{\omega}$$

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t_f - t_o} = \frac{\omega_f}{t_{\text{ARRASTRE}}}$$

$$\phi_{\text{EXT}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times L_{\text{TOTAL}} \times e + D_{\text{INT}}^2}$$

$$W = \rho \times V \times g$$

$$W = \rho \times \pi \times (r_b^2 - r_a^2) \times h \times g$$

$$I = \frac{m \times (r_a^2 + r_b^2)}{2}$$

$$H = \frac{L_{\text{PAPEL}}}{(L_{\text{FUNDA}} \times n \times 60)}; \text{Horas}$$



CIB-ESPOL

Tabla 11  
DATOS

## ASUMIDOS

Espesor papel (mm)	0,10	
Dint Bobina (mm)		3"
Golpes por minuto	25,00	
T <sub>Arrastre</sub> (seg)	0,50	
L <sub>papel 750 gr</sub> (m)	2000,00	
L <sub>papel 1000 gr</sub> (m)	2000,00	
D <sub>PEBD</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	920,00	

## CALCULOS

D <sub>ext Bobina</sub> (mm)	
W <sub>Bobina</sub> (N)	631,76
I <sub>Bobina</sub> (Kg*m <sup>2</sup> )	2,14

8000 fundas

9091 fundas

## CALCULADOS 1000 gr Ver 3.2.2

Largo Funda (mm)	260,00
Ancho Bobina (mm)	350,00
Vel Papel (mm/seg)	520,00
$\omega_{prom}$ (rad/seg)	2,04
$\omega_f$ Papel (rad/seg)	4,08
$\alpha_{Papel}$ (rad/seg <sup>2</sup> )	8,15
H <sub>Bobina 1000 gr</sub> (h)	5,13

## CALCULADOS 750 gr Ver 3.2.2

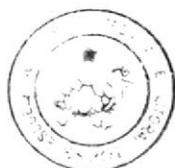
Largo Funda (mm)	230,00
Ancho Bobina (mm)	350,00
Vel Papel (mm/seg)	460,00
$\omega_{prom}$ (rad/seg)	1,80
$\omega_f$ Papel (rad/seg)	3,61
$\alpha_{Papel}$ (rad/seg <sup>2</sup> )	7,21
H <sub>Bobina 750 gr</sub> (h)	5,80

## FRENO

Analizando las cargas a las que está expuesto el eje se puede notar fácilmente que el torque debido al freno ( $T_f$ ) en el diseño de forma es igual a la suma del torque por la tensión de la lámina de PEBD ( $T_t$ ) y el torque generado por la inercia de la bobina entera ( $T_i$ ). De aquí se puede deducir la siguiente fórmula:



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

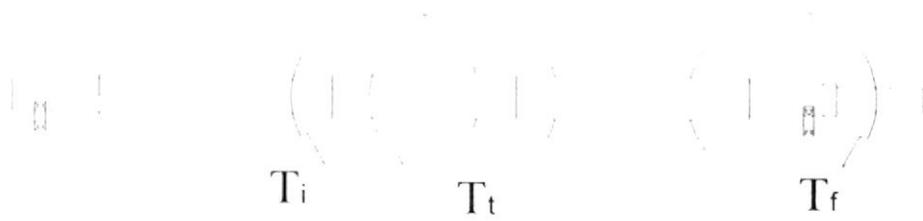


Fig. 3.2.1.1 Eje Porta Bobina

$$T_t = T_i + T_t$$

$$F_R \times \frac{D_V}{2} = \alpha \times I_B + T \times \frac{D_{EXT}}{2}$$

Para que pueda haber movimiento  
al querer vencer la inercia después de un paro :

$$T_{MIN} \times \frac{\phi_{EXT}}{2} > \alpha \times I_B$$

$$T_{MIN} > \frac{2 \times \alpha \times I_B}{\phi_{EXT}}$$

entonces,  $T_{MIN} > 68,44N \approx 70N$



Fig. 3.2.1.2 Sistema Porta Bobina

$$\text{Como, } F_R \times \frac{\phi_V}{2} = \alpha \times l_B + T \times \frac{\phi_{EXT}}{2}$$

$$\rightarrow F_R = \frac{2 \cdot \left( \alpha \cdot l_B + T \cdot \frac{D_{EXT}}{2} \right)}{\phi_V}; \text{ y se asume } \phi_V = 30\text{cm}$$

$$\therefore F_R = 235\text{N}$$

Ahora como material para el freno del sistema porta bobina, con referencia de la Tabla 12 (T8.2.38 del "Manual del Ingeniero Mecánico", 8), de la cual se va a presentar un extracto.

Tabla 12 (8)	$\mu$	Kpa máximo	°C máximo
Asbesto Tejido	0.3 – 0.6	350 – 700	204 – 260
Asbesto Moldeado	0.2 – 0.5	350 – 1000	204 – 260

De esta tabla se selecciona el asbesto Tejido, se asume un coeficiente de fricción medio  $\mu=0.45$  y una presión máxima  $P = 450$  Kpa. Con estos datos se puede calcular la fuerza mínima del resorte del freno (asumiendo en el diseño de forma que la palanca del freno se encuentra pivoteada justo en el centro) y el ancho del freno, por lo tanto:

$$F_R = R \times \mu$$

$$> R_{MIN} = \frac{235}{0.45} = 522.22N \approx 525N$$

Ahora como,

$$P \frac{F}{A} > A_{FRENO} = \frac{525N}{450KPa} = 1.17 \times 10^{-3} m^2$$

Si se asume que  $X = Y$ , entonces,

$$X = \sqrt{A_{FRENO}} = \sqrt{11.7 cm^2} = 3.42 cm$$

Ahora si  $X = 3 cm$   $Y$  será igual a:

$$Y = \frac{11.7}{3} = 3.9 cm \approx 4 cm, \text{ entonces } A = 12 cm^2$$

Para concluir,

$$R_{MAX} = P_{MAX} \times A_{FRENO} = 700KPa \times 0.0012 m^2 = 840N$$

$$F_{RMAX} = R_{MAX} \times \mu_{MIN} = 840N \times 0.3 = 252N$$

$$T_{MAX} = \frac{2 \times \left( F_{RMAX} \times \frac{\phi_V}{2} + \alpha \cdot I_B \right)}{\phi_{EXT}} = 79.7N \approx 80N \text{ Para no dañar el freno}$$

### RESORTE DEL FRENO (9)

Al igual que para el diseño del resorte del plato en la sección 3.1.1 me referiré al capítulo 13 de "Diseño de Máquinas" de Robert L. Norton. Tomando en cuenta de que se trata de un resorte sujeto a compresión y sin peligro de sufrir pandeo gracias a la disposición a la que será instalado, pero si está expuesto a cargas repetitivas o de fatiga. El diseño estático del resorte es igual al que se encuentran en la sección 3.1.1 de los cuales se

enunciarán solo los datos y asunciones necesarias para cada punto para realizar los cálculos, mientras que para los cálculos de fatiga procederé a establecer los pasos del diseño y las fórmulas a utilizarse:

Consideraciones para el diseño estático:

1. De los cálculos realizados para el diseño del freno se puede ver que la  $F_{\max} = 840\text{N}$  y la  $F_{\min} = 525\text{N}$ .
2. Se escoge como material para el resorte alguno que tenga buen comportamiento a la fatiga con diámetros pequeños.
3. Del diseño de forma se puede determinar ciertas medidas de referencia con respecto a la longitud de operación, inicial y la deflexión relativa.

Pasos del diseño y las fórmulas a utilizarse en los cálculos de fatiga:

1. Se calcula los valores de fuerza alternante y medio y se verifica que su relación se encuentre dentro del rango recomendado.

$$F_A = \frac{F_{MAX} - F_{MIN}}{2} \quad F_M = \frac{F_{MAX} + F_{MIN}}{2}$$

$$0 \leq \left( R_F = \frac{F_{MIN}}{F_{MAX}} \right) \leq 0.8$$

2. Con el factor  $K_S$  ya encontrado en los cálculos Estáticos, se determinan los esfuerzos cortantes en la espira causados por la carga más baja en la deflexión inicial y el esfuerzo medio.

$$\tau_i = K_S \times \frac{8F_i \times \phi}{\pi \times d^2}$$

$$\tau_M = K_S \times \frac{8F_M \times \phi}{\pi \times d^2}$$

3. Ahora se encuentra el factor Wahl  $K_W$  y se lo utiliza para calcular el esfuerzo cortante alternante en la espira.

$$K_W = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$\tau_A = K_W \cdot \frac{8F_A \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

4. con la resistencia máxima a la tensión ya calculada en la parte estática del diseño se encuentra la resistencia máxima al cortante y el límite elástico a la torsión, asumiendo que se ha eliminado el asentamiento.

$$S_{US} = 0.67 \cdot S_{UT}$$

$$S_{YS} = 0.6 \cdot S_{UT}$$

5. Para el cálculo de resortes expuestos a una fatiga por compresión, es necesario determinar el valor de la resistencia a la fatiga del alambre de resorte granallado o sin granallar, para después determinar el límite de resistencia a la fatiga totalmente alternante. Hay que tomar en cuenta de que el granallado se realiza para aumentar la resistencia a la fatiga, proceso que no se utilizará.

7. Con este procedimiento se realizarán los cálculos que dan los siguiente resultados:

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - t_l)}{S_{es}(t_m - t_l) + S_{us}t_a} < 1$$

6. Ya con estos valores se determinará el factor de seguridad para fatiga.

$$S_{fs} = 310 \text{ MPa para resortes sin granallar}$$

$$S_{fw} = 465 \text{ MPa para resortes granallados}$$

$$S_{us} = 0.707 \cdot S_{ow}$$

$$S_{ss} = 0.707 S_{ow}$$

Tabla 13

## Datos

Alambre A228 Alambre de Piano

A	2153,5	Tabla 9
b	-0,1625	
G	8,08E+10	Pa
Sew	310300000	Pa

C	4,04	$4 < C < 12$
D	0,0040	m
Fi	520,0	N
Fmax	840,0	N
Li	0,120	m
Lop	0,110	m
Y	0,010	m

## Cálculos

## Estática

D	0,016	m
d ext	0,020	m
Ks	1,125	
$\tau_s$	601605684,88	Pa
Sut	1719135575,02	Pa
Sys	1117438123,76	Pa factor 65%
Ns	1,857	
K	32000,0	N/m
Na	19,73	vueltas
Na Ent	20,0	vueltas
Nt	22,0	vueltas
Ls	0,088	m < Lop
Yi	0,016	m
Ygolpe	0,002	m
Lf	0,116	m
Lf Ent	0,120	

## Fatiga

Fa	160,0000	N
Fm	680,0000	N
Rf	0,2353	
$\tau_l$	372422566,8350	Pa
$\tau_m$	487014125,8612	Pa
Kw	1,4038	
$\tau_a$	142984800,8738	Pa
Sus	1151820835,2628	Pa factor 67%
Sys fatig	1031481345,0114	Pa factor 60%
Ses	270997829,7850	Pa
Nfs	1,079	



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

## EJE PORTA BOBINA

El cálculo del eje porta bobina se va a realizar mediante el Método de Flexión totalmente Alternante con Torsión Uniforme establecido por el ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, 9). Y que establece lo siguiente:



CIB-ESPOL

$$\left(\frac{\sigma_A}{S_E}\right)^2 + \left(\frac{\tau_M}{S_{VS}}\right)^2 = \left(\frac{1}{N_F}\right)^2; ASME$$

$$\phi = \left\{ \frac{32 \times N_F}{\pi} \left[ \left( k_F \times \frac{M_A}{S_I} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_M}{S_Y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$



CIB-ESPOL

Donde:

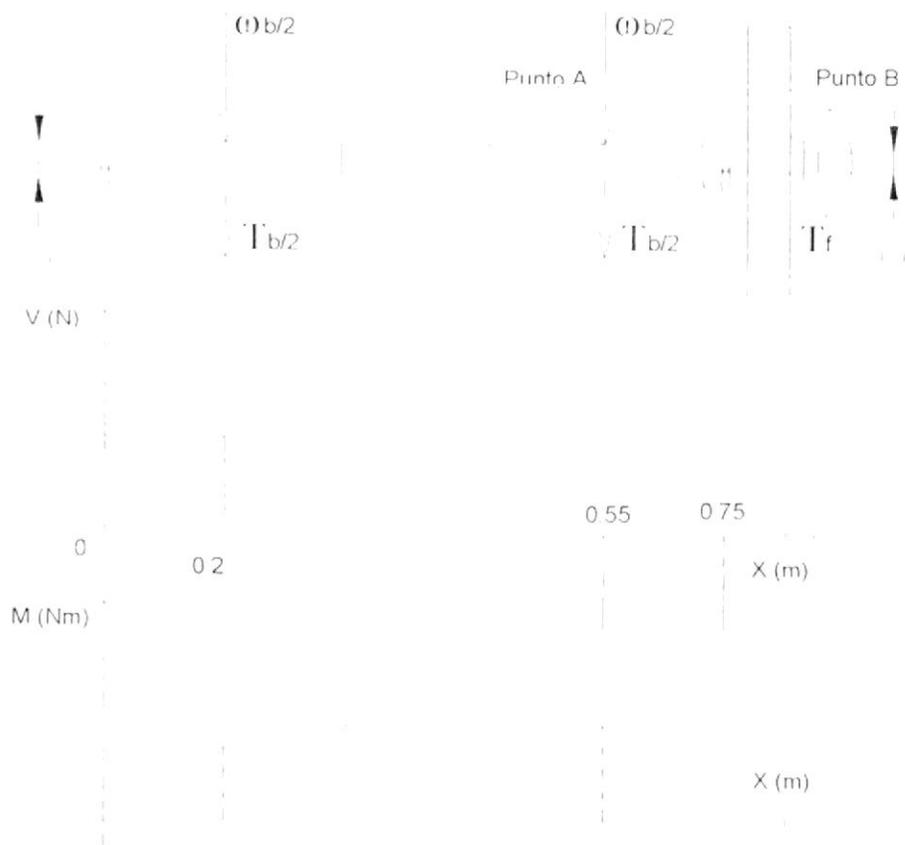
$\phi$	Diámetro de la Flecha
$N_F$	Factor de Seguridad
$k_F$	Factor de Concentración de Esfuerzos
$M_A$	Momento Flector Alternante en el Punto Analizado
$T_M$	Torsión Media Uniforme en el Punto Analizado
$S_Y$	Límite Elástico a la Tensión
$S_F$	Límite de Resistencia a la Fatiga Corregida (Ver 3.1.1)



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



**Fig. 3.2.1.3 Diagrama de Momento y Cortante**

Para el cálculo de  $S_F$ , sólo hay que considerar que se debe realizar el cálculo dos veces, en el segundo haciendo una corrección en el C tamaño al ya conocer el un diámetro aproximado del eje. Para flechas con diámetros  $< 3''$  (que es lo que se espera) se usan aceros rolados en frío dentro de los escojo un acero 1020 (9).  $S_{UT}$  es el límite último de tensión y  $S_n$  es el límite de



CIB-ESPOL

resistencia a la fatiga corregida,  $S_n = S_f$  en un material con una curva S-N (Resistencia-Ciclos) sin codo para un número particular de ciclos o en un material con codo pero con un número de ciclos menor a  $10^6$ , si este material tuviese igual o más de  $10^6$  ciclos  $S_n = S_e$ .

Donde:

$$S_f = C_{CARGA} \times C_{TAMAÑO} \times C_{SUPERFICIE} \times C_{TEMPERATURA} \times C_{CONFIABILIDAD} \times S_f'$$

$$S_f' = 0.5 \times S_{UT} \rightarrow S_{UT} < 1400 \text{MPa}$$

$$S_f' = 700 \text{MPa} \rightarrow S_{UT} \geq 1400 \text{MPa}$$



CIB-ESPOL

$$C_{CARGA} = 1 \rightarrow \text{FLEXION}$$

$$C_{CARGA} = 0.7 \rightarrow \text{AXIAL}$$

$$C_{TAMAÑO} = 1 \rightarrow d \leq 8 \text{mm}$$

$$C_{TAMAÑO} = 1.189 \times d^{0.097} \rightarrow 8 \text{mm} < d \leq 250 \text{mm}$$

$$C_{TAMAÑO} = 0.6 \rightarrow d > 250 \text{mm}$$

$$A = \text{RECTANGULO}$$

$$\Rightarrow d_{EQ} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}, \text{ donde } \rightarrow A_{95} = 0.05 \times L \times e$$



CIB-ESPOL

$$C_{SUPERFICIE} = A \times S_{UT}^b \rightarrow \text{ver Tabla}$$

Tabla 14

Coeficientes para la Ecuación de Factor superficial (9)		
Acabado Superficial	$S_{ut}$ (Mpa)	
	A	B
Rectificado	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51*	-0.265*
Rolado en Caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

$$C_{TEMPERATURA} = 1, T \leq 450^{\circ}\text{C}$$

$$C_{CONFIABILIDAD} \text{ ver Tabla}$$

Tabla 15 FACTORES DE CONFIABILIDAD (9)	
CONFIABILIDAD %	$C_{CONFIABILIDAD}$
50	1.000
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Para el diseño de la flecha en el punto A es necesario hacer el cálculo de factor de concentración de esfuerzos (9) por la presencia de la rosca cuadrada, este cálculo se lo realiza de la siguiente manera:

$$k_F = 1 + q \times (k_T - 1)$$

Donde:

- q Factor de Sensibilidad a las muescas, ver Apéndice M  
 $k_T$  Factor de Concentración de Esfuerzos Geométrico, ver Apéndice N

Para el uso de la figura en el Apéndice N, cálculo de  $k_T$ , se debe asumir un valor para  $\phi/d = 1.2$  y uno para  $r/d = 0.1$  (cómo una buena primera aproximación). De igual manera se hace lo mismo en el uso de la figura del Apéndice M, donde se debe asumir un valor de  $r = 2.5$  mm (radio de la muesca). Por lo tanto:

$$k_T = 1.45 \wedge q = 0.78$$

$$k_F = 1 + 0.78 \cdot (1.45 - 1)$$

$$k_F = 1.351$$

Tabla 16

$V_{max}$	355,88 N	$S'e$	2,35E+08 Pa
$M_a A$	71,2 Nm	$C_{carga}$	0.7
$M_a B$	0 Nm	$C_{tam1}$	1
$T_m$	35,25 Nm	$C_{tam2}$	0.86
q	0,78	$C_{sup}$	0,884
$k_t$	1,45	$C_{temp}$	1
kf	1,351	$C_{cont}$	0,753 99.9%
n	2,5	$S_e1$	1,09E+08 Pa
$S_y$	3,93E+08 Pa	$S_e2$	9,39E+07 Pa
$S_{ut}$	4,69E+08 Pa		

$d_1 A$	2.82 cm
$d_2 A$	2.97 cm
d B	1.26 cm

Por lo tanto se puede asemejar este diseño a medidas de un eje con roscas ACME American Standard (9), el cual sería uno de un diámetro exterior de  $1\frac{1}{4}$ "(3.17cm), con la diferencia que en uno de sus extremos tendría una prolongación para el volante (punto B) con  $\frac{1}{2}$ " de diámetro (Peso aprox. 5 Kg). Las medidas de dicha rosca son las siguientes (Apéndice O):

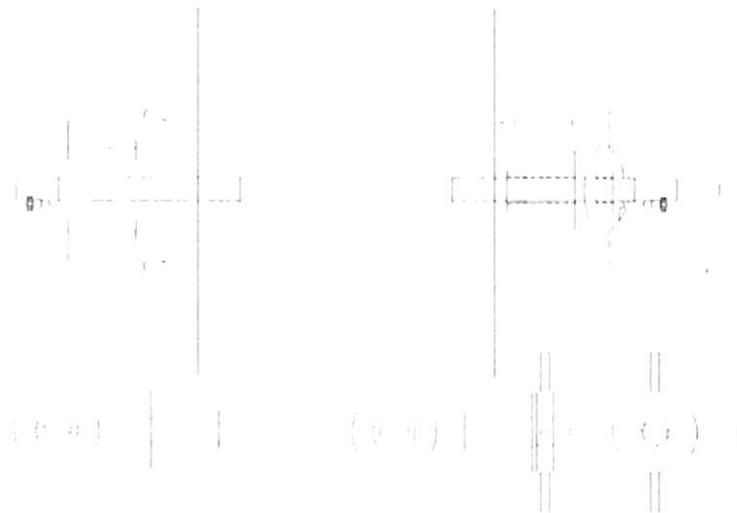
**Tabla 17 Rosca ACME American Standard (9)**

$\phi_E$ (in)	Hilos/in	Paso (in)	$\phi_P$ (in)	$\phi_i$ (in)	$A_{ESF}$ (in <sup>2</sup> )
1,25	5	0,2	1,15	1,05	0,95

### CONOS DE AJUSTE

Para el diseño de los conos de ajuste de la bobina en el eje, se utilizan datos de la rosca Acme ya que estos van a actuar como tuercas que actúan con la rosca externa del eje, además se utilizará como material de construcción un Acero de transmisión 1020. Uno de los dados consta de dos mitades idénticas, con rosca interna, que servirán para colocarlo en la posición

deseada y el otro dado es una sola pieza pero sin rosca para que pueda deslizarse por el eje sin problemas y es ajustada mediante una torta con rosca interna (lo más parecida una tuerca, Apéndice P). La manera como funciona este sistema se puede apreciar mejor en el siguiente gráfico:



**Fig. 3.2.1.4 Conos de Ajuste de la Bobina**

### **RODAMIENTOS PARA ASENTAR EL EJE PORTA BOBINA**

El número de rodamientos que soportan el eje y la bobina son 4, de los cuales dos soportan aparte una fuerza

directa por acción del resorte del freno, se asume que la tensión del papel es la máxima permisible. Entonces la carga que aguantarán estos rodamientos será:

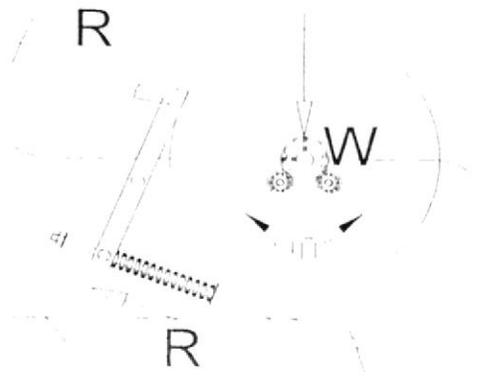


Fig.3.2.1.5 Soporte del Eje

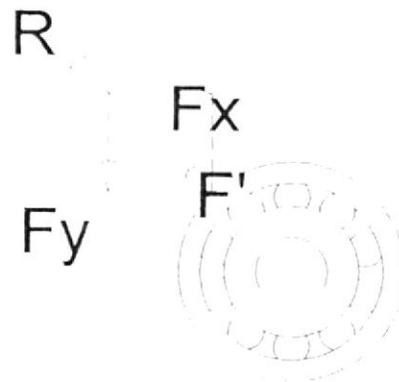
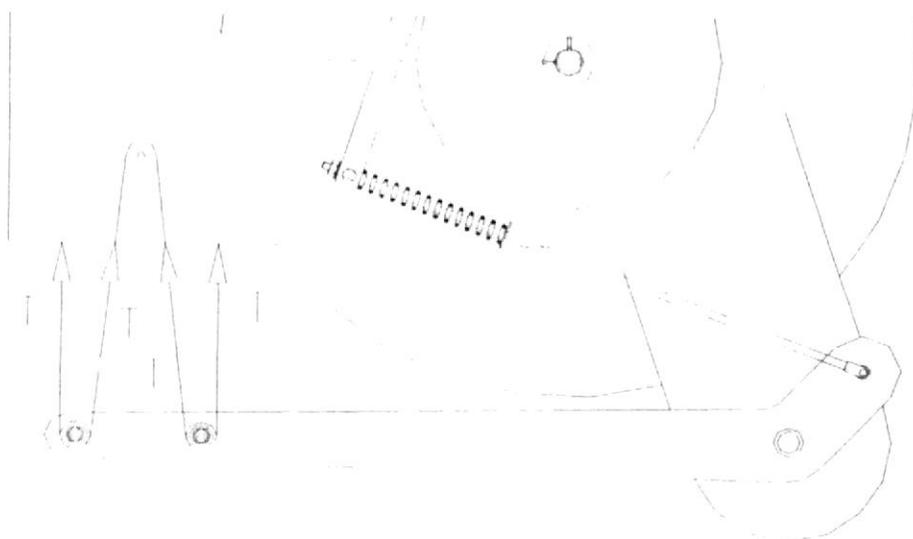


Fig. 3.2.1.6 Cargas sobre los Rodamientos Porta Bobina

## RODILLOS Y SUS RODAMIENTOS

Todos los rodillos constarán de dos rodamientos, uno en cada extremo, y serán construidos de aluminio y su diámetro dependerá del rodamiento seleccionado. Se asume que la tensión del papel es la máxima permisible. Entonces la carga que aguantarán estos rodamientos será:



**Fig.3.2.1.7 Carga sobre Rodillos**

Para la selección de los rodamientos para las poleas se utilizará el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo de rodamiento que se usará es de bolas. Para lo

$$F = R_{MAX} + F', \text{ si } F_x = F_y = \frac{W}{4}$$

$$F' = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \frac{W}{2\sqrt{2}} = \frac{631.76}{4} = 241.4N$$

$$F = 840 + 241.4 = 1081.4N$$

Para la selección de los rodamientos se utilizará el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo de rodamiento que se usará es de bolas. Para lo que se utilizará la carga dinámica básica (C) como parámetro de selección, por lo tanto:

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \cdot L_{10}\right)}$$

$$n = \frac{VelPapel}{radioAsumido} = \frac{52cm / seg}{10cm} \times \frac{60}{2\pi}$$

$$n = 496.6 \approx 500RPM$$

$$L_{10} = 500hr, \text{ Aparatos de interrupción poco importante (14)}$$

$$\therefore$$

$$C = 2667N$$

Por lo tanto se selecciona un rodamiento de bolas del tipo 627 (Bibliografía Q).

que se utilizará la carga dinámica básica (C) como parámetro de selección, por lo tanto:

$$C = F \times \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \times L_{10}\right)}$$

$$F = T_{\text{máx}} = 80N$$

$$n = \frac{\text{VelPapel}}{\text{radioAsumido}} = \frac{52\text{cm/seg}}{10\text{cm}} \times \frac{60}{2\pi}$$

$$n = 496.6 \approx 500\text{RPM}$$

$$L_{10} = 500\text{hr, Aparatos de interrupción poco importante (14)}$$

$$\therefore$$

$$C = 197.3N \approx 200N$$

Por lo tanto se selecciona un rodamiento de bolas del tipo 625 (Apéndice R)

### 3.2.2 Diseño Tubo Formador.

Primero que nada para determinar el diámetro que tendrá el tubo formador hay que definir las dimensiones de la funda con diferentes diámetros de tubo para los dos formatos. Con estos resultados se escoge el diámetro del tubo que le permita a la máquina formar fundas estéticamente adecuadas para ambos formatos.

Para estos cálculos se deben hacer algunas consideraciones:

1. Como sabemos al acostar una funda de azúcar esta llena totalmente la capacidad de la misma, mientras que cuando se encuentra parada se aprecia siempre un espacio vacío en su parte superior. Esto se debe a que las fundas son empacadas acostadas y de esta manera se aprovecha mejor su espacio. Partiendo de esta consideración se puede decir que el volumen de la funda acostada, que sería igual al volumen de producto empacado en la funda, es igual a dos veces el área del sector formado por un ángulo  $\alpha$  multiplicado por el ancho de la funda  $w'$ .

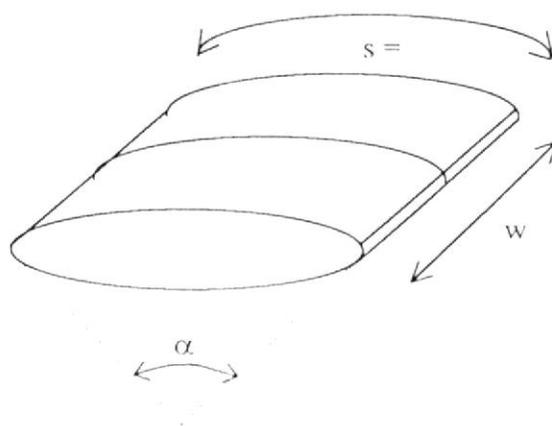


Fig. 3.2.2.1 Funda

$$\begin{aligned} V &= A \times w' = 2 \times A_{SECT} \times w' \\ A_{SECT} &= \frac{1}{2} r^2 (\alpha_{RAD} - \text{SEN} \alpha) \\ &\Rightarrow \\ r &= \sqrt{\frac{2 \times A_{SECT}}{\alpha_{RAD} - \text{Sen} \alpha}} = \sqrt{\frac{V / w'}{\alpha_{RAD} - \text{Sen} \alpha}} \\ &\quad \wedge \\ &\quad s = r \times \alpha + 2 \end{aligned}$$

2. A simple vista se puede ver que el ancho de la bobina (w) es dos veces el ancho de la funda. Pero también se debe considerar un espacio suficiente para el traslape de la costura longitudinal. Este espacio será de 1 cm de tal manera que traslapados nos dejan 5 mm para realizar la costura longitudinal. Ahora para encontrar el diámetro del tubo formador, se debe considerar que el ancho de la bobina (w) también

debe ser igual a la circunferencia del tubo formador con una holgura de un 10%, para no ajustar el papel al tubo y facilitar su deslizamiento. Y a este valor de  $w$  se le debe sumar también 1 cm para la costura longitudinal. Con estas consideraciones se pueden definir las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned}
 w &= 2 \times w' + 1 \\
 \Rightarrow \\
 w' &= \frac{w - 1}{2} \\
 \wedge \\
 W &= 1.1 \times \phi_{TUBO} \times \pi + 1
 \end{aligned}$$

3. Ahora se asumen diferentes diámetros de tubo formador para encontrar  $w$ , con el que a su vez se encuentra  $w'$ . Asumimos un  $\alpha=40^\circ$  y se encuentra el volumen del producto para los dos formatos y a diferentes densidades del azúcar, y usando el  $w'$  se encuentra el  $s$  requerido, del que se escoge el mayor y lo se lo redondea al igual que con  $w$  y  $w'$ . Por último de los diámetros asumidos se escoge el que más convienen desde el punto de vista estético (Apéndice S).

**Tabla 18**

Peso (Kg.)	Volumen cm <sup>3</sup>					
	Densidad Azúcar (Kg/m <sup>3</sup> y Lb/pie <sup>3</sup> )					
	900,0	56,1	960,0	59,9	1000,0	62,3
1	1111,1		1041,7		1000,0	
0,750	833,3		781,3		750,0	

	(°)	(Rad.)
ángulo ( $\alpha$ )	40,000	0,698

$\varphi - 3''$

	w (cm)	w' (cm)	1000 grs = L (cm)	750 grs = L (cm)	Redondeado
	26,136	12,568	29,903	28,017	26
			27,471	24,397	13
			23,925		30
					26

$\varphi - 4''$

	w (cm)	w' (cm)	1000 grs = L (cm)	750 grs = L (cm)	Redondeado
	34,515	16,757	26,165	24,397	35
			23,925	21,263	17
			20,853		26
					23

$\varphi - 5''$

	w (cm)	w' (cm)	1000 grs = L (cm)	750 grs = L (cm)	Redondeado
	42,893	20,947	23,613	21,927	43
			21,504	19,123	21
			18,757		24
					21



### 3.2.3 Diseño y Selección del Tren de Poleas y Bandas de tracción.

#### POLEA DE ARRASTRE

Para poder seguir con los cálculos es necesario seleccionar una polea para conocer el valor de "d". Para

esto se necesita una polea que trabaje con bandas sincronizadas del tipo HTS (12), a la cual se le aplicará una capa de 8mm de caucho para realizar el arrastre del papel. Para seleccionar las poleas, se asume que manejarán una Potencia de 0.5 HP @ 120 RPM y se utilizará el procedimiento de selección de transmisiones HTS (12):

1. Utilizando las Tablas en los Apéndices T y U, además de la Tabla 19 se calcula el factor de servicio de la polea de arrastre y se lo multiplica por la potencia del motor asumida.

**TABLA 19 (12)**

<b>Factores de Servicio Adicionales</b>	
<b>Sume por cada rueda Loca</b>	0,2
<b>Sume por 10 - 16 Horas de Servicio</b>	0,2
<b>Sume por 16 - 24 Horas de Servicio</b>	0,3

Se utilizará un motor según la norma Nema de 0.5 HP, por lo que podemos ver en el Apéndice T se trata de un motor Clase II. La carga es lo más parecido a un transportador de carga ligera, entonces en el Apéndice U podemos ver que  $f_1=1.2$  y como cuenta con una polea loca y trabajará de 8 a 24 horas

(dependiendo de la demanda) se sabe que  $f_2=0.2$  y  $f_3= 0.3$ . Entonces:



CIB-ESPOL

$$f = f_1 + \sum f_x$$

$$f = 1.2 + 0.2 + 0.3 = 1.7$$

$$\Rightarrow$$

$$\text{Pot} = f \times \text{HP} = 1.7 \times 0.5 = .85$$



CIB-ESPOL

Por lo tanto con 0.85 HP a 120 RPM, se puede ver la figura del Apéndice V y determinar que la banda tendrá un paso de 8mm.

2. Se procede a determinar el tipo de polea a utilizar y el largo de la banda, para lo que se necesita calcular el diámetro mínimo de la polea. Con la Tabla 27, fácilmente podemos ver que el diámetro mínimo es de 2".



CIB-ESPOL

TABLA 20 (12)

HP Motor	Diám. Mín. Pulg.		
	575	695	870
1/2	2	2	2
3/4	2,4	2	2
1	2,4	2,4	2
1 1/2	2,4	2,4	2,4
2	3	2,4	2,4



CIB-ESPOL

Entonces como se sabe que el largo total de un tren de poleas de arrastre es de más o menos 250 mm (del Diseño de Forma), por lo tanto la distancia entre los ejes no es menor a:

$$L_{\text{MINENTRE EJES}} = L_{\text{TOTAL}} - D_{\text{POLEA}} - 2 \times e_{\text{BANDA}}$$

$$L_{\text{MINENTRE EJES}} = 250\text{mm} - 2" \times 25.4\text{mm/pulg}$$

$$- 2 \cdot 8\text{mm}$$

$$L_{\text{MINENTRE EJES}} = 183.2\text{mm}$$

Y con la Tabla en el Apéndice W que es un extracto de la tabla de bandas HTS 8 mm que incluye relaciones de velocidad igual a 1 (que este caso), se encuentra el # de dientes, el diámetro de la polea y el largo de la banda.

3. Para el cálculo del ancho de la polea y por ende de la banda de arrastre, se necesita conocer el valor de la potencia corregida con el factor de longitud. Se ingresa a la Tabla 21 (la cual corresponde al ancho de banda adecuado para esta aplicación) con el número de dientes seleccionado y las RPM requeridas en la polea de arrastre, con estos datos se encuentra un

valor de potencia (HP) que debe ser mayor que la potencia corregida con el factor de longitud de la banda. En el manual de Martín (12) se encuentra una tabla para cada ancho de banda, razón por la cual directamente se hace referencia al extracto de la tabla que aplica para esta necesidad (Apéndices X y Y).

$$HP_{CORREGIDO} = \frac{0.5}{0.9} = 0.625HP$$

Tabla 21 (12)

Ancho de Banda 50 mm				
Rango de HP ( 8M-50 )				
# Dientes		28	30	32
D.P. mm		71,3	76,39	81,49
RPM Sprocket Menor	10	0,1	0,11	0,13
	20	0,19	0,23	0,26
	40	0,39	0,45	0,53
	60	0,58	0,68	0,79
	<b>100</b>	<b>0,97</b>	1,14	1,31
	<b>200</b>	<b>1,94</b>	2,27	2,63
	300	2,81	3,28	3,79

120 RPM  $\rightarrow$  1.164 HP

$\div$

1.164 HP  $\sim$  0.625 HP

$\rightarrow$

La banda es de 50 mm de Ancho y código

600 - 8M - 50

y la Polea es del Tipo

P28 - 8M - 50 - MPB

donde MPB = con cejas laterales

4. En total son 4 poleas P28-8M-50-MPB (2 motrices y 2 locas). Y aparte para cada tren de poleas se maquina adicionalmente 3 rodillos de choque con un diámetro exterior 30 mm y 11 dientes siguiendo el mismo paso y perfil de las motrices. Las dimensiones de las poleas seleccionadas y el perfil estas son:



Fig. 3.2.3.1 Dimensiones de Polea Arrastre (12)

## **CILINDROS NEUMÁTICOS PARA TRACCIÓN DEL PAPEL**

Gráficamente se realiza una verificación que determina la necesidad de un cilindro con una carrera no mayor a 1 cm y un diámetro del émbolo de alrededor de 20mm. Por lo tanto del Catálogo Virtual de FESTO 2003 (11), se selecciona un cilindro haciendo una búsqueda de propiedades, las cuales incluyen las limitantes geométricas y las siguientes características:

- Cilindro de Doble Efecto
- Sin posibilidad de detección
- Amortiguación no regulable
- Sin seguridad antigiro

Del resultado de esta búsqueda se encuentran 4 posibilidades de selección, dos cilindros de carrera corta uno redondo y un normalizado. Se selecciona el cilindro redondo ESEU-40-10-P-A (Apéndice Z), que satisface mejor las limitantes de espacio aparte de la normalización favorece la utilización de accesorios de los

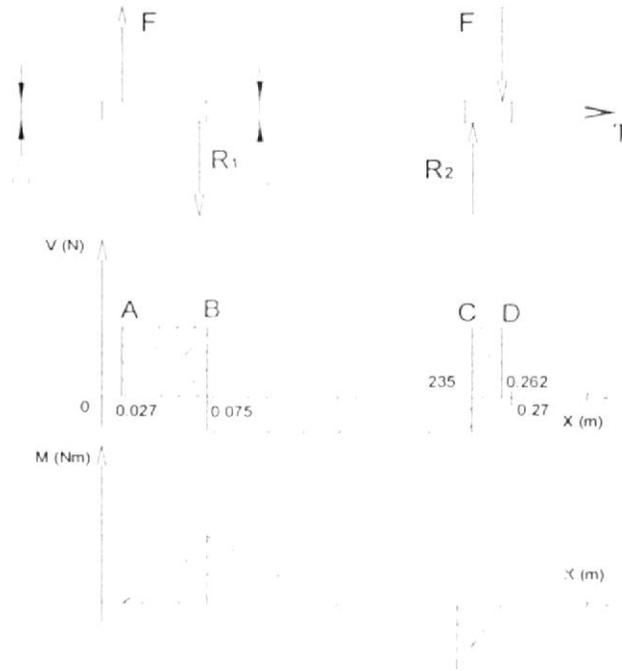
demás elementos neumáticos de este equipo. Este cilindro tiene un diámetro en el vástago de 16 mm.



**Fig. 3.2.3.2 Cilindro Neumático Arrastre del Papel (11)**

#### **EJE PRINCIPAL DEL TREN DE POLEAS**

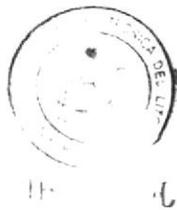
El cálculo del eje principal del tren de poleas se va a realizar igual a como se diseñó el eje del porta bobina en la Sección 3.2.1 (9). Por lo tanto:



**Fig. 3.2.3.3 Diagrama de Momento y Cortante**



Las cargas que afectan al eje son la torsión ejercida por la cadena del paso tres de transmisión y las cargas dadas por la tensión de las cadenas como se calculó en la sección 3.2.4 para los sprockets dobles (516.18N). Ahora se procede al cálculo del Torque, el momento flector mayor y de las resultantes en los rodamientos:



$$\text{Torque} = \frac{\text{Pot}}{\omega} = \frac{0.25\text{HP}}{116\text{RPM}} = 27.58\text{Nm}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F - F - R_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 = R_2$$

$$\sum M_B = 0$$

$$516.18 \times (0.075 - 0.027) + 516.18 \times (.27 - .0076 - .075)$$

$$- R_2 \times (.27 - .075 - .035) = 0$$

$$R_2 = R_1 = 759.43\text{N}$$

$$V_{0A} = 0 \rightarrow V_{AB} = V_{CD} = 516.18\text{N} \rightarrow V_{BC} = -243.25\text{N}$$

$$M_{0A} = M_D = 0$$

$$M_B = 516.18\text{N} \times (0.075 - 0.027)\text{m} = 24.78\text{Nm}$$

$$M_C = 516.18 \times (0.0076 - 0.035) = -14.14\text{Nm}$$

Para el uso de la figura del Apéndice N para el cálculo de  $k_T$ , se debe asumir un valor para  $\phi/d = 1.1$  y uno para  $r/d = 0.05$  (cómo una buena primera aproximación). De igual manera se hace lo misma en el uso de la figura del Apéndice M, donde se debe asumir un valor de  $r = 1\text{ mm}$  (radio de la muesca). Por lo tanto:

$$k_T = 1.17 \wedge q = 0.65$$

$$k_F = 1 + 0.65 \times (1.17 - 1)$$

$$k_F = 1.1156$$

$$D_A = D_B - 2r \wedge r = 1\text{mm}$$

Tabla 22

$V_{\max}$	516,18 N	$S'_e$	2,35E+08 Pa
$M_a B$	24,78 Nm	$C_{\text{carga}}$	1
$T_m$	27,59 Nm	$C_{\text{tam1}}$	1
$q$	0,68	$C_{\text{tam2}}$	0,90
$k_t$	1,17	$C_{\text{sup}}$	0,833
$k_f$	1,1156	$C_{\text{temp}}$	1
$n$	3	$C_{\text{conf}}$	0,753
$S_y$	3,93E+08 Pa	$S_e1$	1,47E+08 Pa
$S_{ut}$	4,69E+08 Pa	$S_e2$	1,32E+08 Pa

$d_1 B$	1,82 cm
$d_2 B$	1,88 cm
$d A$	1,68 cm

### RODAMIENTO DEL TREN DE POLEAS (13)

En el sistema de arrastre existen tres elementos que necesitan utilizar rodamientos. Estos son el eje principal la polea superior y los tres rodillos de contacto. Todos estos elemento necesitarán dos rodamientos cada uno, dada su geometría.

- El eje principal del tren de poleas, tiene dos puntos definidos donde necesita rodamientos y resisten la misma carga dadas por las reacciones ya calculas. Por otro lado se necesita también que el rodamiento

tenga por lo menos un diámetro interior de 17mm. Para la selección de los rodamientos se utilizará el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo de rodamiento que se usará es el de bolas. Se usará la carga dinámica básica (C) como parámetro de selección, por lo tanto:

$$C = F \times \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \times L_{10}\right)}$$

$$L_{10} = 11000hr,$$

Maquinaria de Trabajo intermitente  
de operación confiable de  
mucha confianza (14)

∴

$$C = 3224.69N$$

Por lo tanto se seleccionan dos rodamiento de bolas del tipo 61903 (Apéndice AA).

- La polea superior necesita dos rodamiento que simplemente resistan la fuerza tangencial que generará el Torque. Para la selección de los rodamientos se utilizará el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo de rodamiento que se

usará es de bolas. Se usará la carga dinámica básica (C) como parámetro de selección, por lo tanto:

$$F = \frac{F'}{2} = \frac{T}{2 \cdot R_{PASO}} = \frac{27.58Nm}{0.0713m} \approx 387N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \cdot L_{10}\right)}$$

$$L_{10} = 11000hr,$$

Maquinaria de Trabajo intermitente  
de operación confiable de  
mucho confianza (14)

∴

$$C = 1643.16N$$

Por lo tanto se seleccionan dos rodamiento de bolas del tipo 61900 (Apéndice AB)

- Los rodillos de contacto deberán tener un tipo de rodamiento que no tenga un diámetro exterior mayor a 17 mm y se repartirán entre los 6 rodamientos la fuerza máxima que puede generar el cilindro neumático DSN-20-10-P (188.5 N), más la fuerza tangencial que generará el Torque que está a 90°. Para la selección de los rodamientos se utilizará el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo

de rodamiento que se usará es de bolas. Se usará la carga dinámica básica (C) como parámetro de selección, por lo tanto:

$$F = \frac{\sqrt{F_1^2 + F_2^2}}{6} = \frac{\sqrt{774^2 + 188.5^2}}{6} = 132.77N$$

$$\omega = n = 116RPM \cdot \frac{D_{PSUP}}{D_{PCONT}} = 116 \cdot \frac{7.13}{3.14}$$

$$n = 263.6RPM$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \cdot L_{10}\right)}$$

$$L_{10} = 11000hr,$$

Maquinaria de Trabajo intermitente  
de operación confiable de  
mucha confianza (14)

$$C = 175.41N$$

Por lo tanto se seleccionan dos rodamiento de bolas del tipo 618/8 (Apéndice AC).

### 3.2.4 Cálculo de Potencia y Diseño del Sistema de Transmisión.

Cómo la forma final del murciélago formador, para los formatos deseados, se determina haciendo diferentes

modelos hasta encontrar la forma más adecuada. Entonces se puede considerar el caso más extremo al que sería expuesto el sistema de tracción. Por lo tanto:

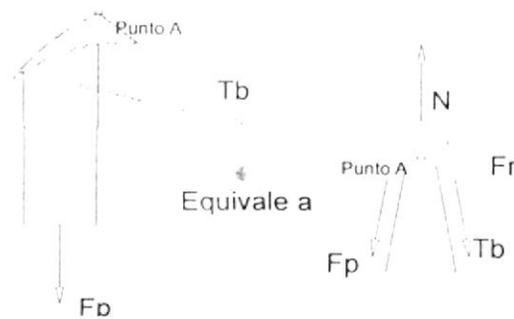


Fig. 3.2.4.1 Fuerzas de Resistencia de el Murciélago Formador

$$\sum F_y (\text{Punto A}) = 0$$

$$N - F_p - T_b = 0$$

$$N = F_p + T_b$$

$$\sum F_x (\text{Punto A}) = 0$$

$$T_b + F_r - F_p = 0$$

$$F_p = T_b + F_r$$

$$\text{Si } F_r = \mu \times N = \mu \times (F_p + T_b)$$

$$\Rightarrow F_p = T_b + \mu \times (F_p + T_b)$$

$$F_p = \frac{(1 + \mu)}{(1 - \mu)} \times T_b$$

$$\text{Como } T_{b\text{MIN}} = 70$$

$$\mu = 0.8 \text{ (para pasar por el murciélago)}$$

$$\Rightarrow F_p = \frac{1.8}{0.2} \times 70 = 630N$$

Conociendo la fuerza necesaria para vencer la inercia de la bobina de PEBD a través del murciélago formador, se puede determinar el torque necesario que las bandas de arrastre deben tener para poder ejercer esa fuerza sobre el material de empaque. Tomando como base un solo lado del siguiente modelo, se puede plantear las fórmulas necesarias para los cálculos:

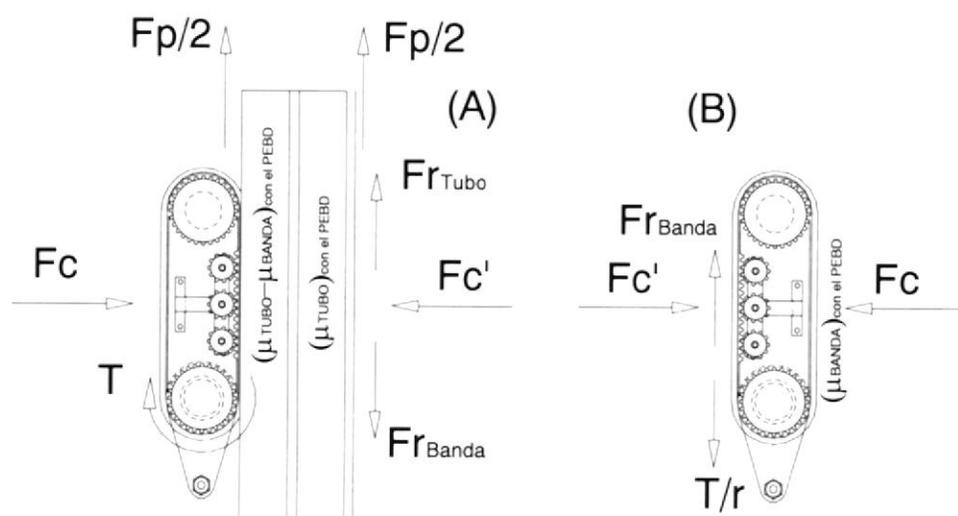


Fig. 3.2.4.2 Bandas de Arrastre

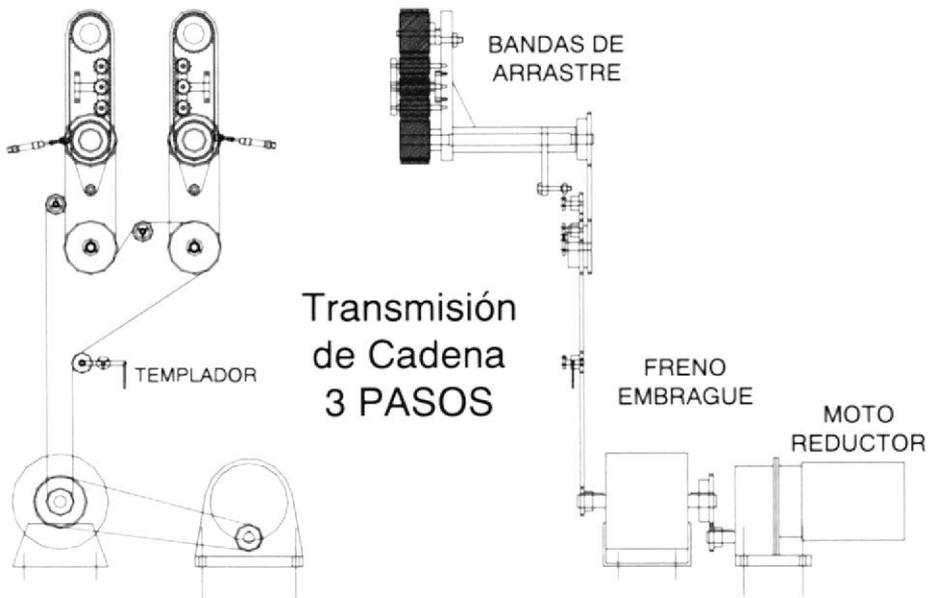
$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \text{ (A)} \\ F_p / 2 + (\mu_{TUBO} - \mu_{BANDA}) \times F_C &= 0 \\ \mu_{TUBO} &< \mu_{BANDA} < 1 \\ \mu_{TUBO} &= 0.05 \text{ (8)}; \mu_{BANDA} = 0.5 > \mu_{TUBO} \\ F_C &= \frac{F_p / 2}{(\mu_{BANDA} - \mu_{TUBO})} = \frac{315}{0.5 - 0.05} = 700N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \text{ (B)} \\ \frac{T}{r_{EXTPOLEA}} &= \mu_{BANDA} \times F_C = 350N \end{aligned}$$

## POTENCIA

Para continuar con los cálculos de la Potencia del sistema de tracción, se procede a determinar el valor de los RPM requeridos en la polea de arrastre, por lo tanto:

$$\begin{aligned} V_{MATEMPAQUE} &= 52 \text{ cm/seg (Ver 3.2.1)} \\ \phi_{EXTPOLEA} &= 6.992 \text{ cm} + 0.8 \text{ cm} \times 2 = 8.592 \text{ cm} \\ \omega &= \frac{V_{MATEMPAQUE}}{r_{EXTPOLEA}} = \frac{52}{8.592 / 2} = 12.1 \text{ rad/seg} \equiv 115.6 \text{ RPM} \\ &\Rightarrow 120 \text{ RPM estuvo bien asumido} \\ T &= \left( \frac{T}{r_{EXTPOLEA}} \right) \times \frac{\phi_{EXTPOLEA}}{2} = 350N \times \frac{0.08592m}{2} = 15.036Nm \\ Pot &= T \times \omega = 15.036Nm \times 12.1 \text{ rad / seg} \\ Pot &= 181.94W \text{ (Por banda)} \\ Pot_{ARRASTRE} &= 2 \times Pot = 2 \times 181.94W \times \frac{1HP}{746W} = 0.487HP \end{aligned}$$



**Fig. 3.2.4.3 Sistema de Transmisión**

$$Pot_{TOTAL} = \frac{Pot_{ARRASTRE}}{\eta^n}; \eta = 0.99 \text{ (9)}$$

$\eta$  es la eficiencia de la transmisión  
 $n$  es el número de pasos

$$Pot_{TOTAL} = \frac{0.487}{0.99^3} = 0.502HP \approx 0.5HP$$

Por lo tanto asumimos bien 0.5 HP para el cálculo de la Polea de Arrastre

### SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para realizar un diseño óptimo del sistema de transmisión para el arrastre del material de empaque, se



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

debe primero plantear algunas consideraciones. Estas consideraciones servirán de guía para poder tomar las mejores decisiones que se presenten en el proceso en si, por lo tanto:

- Se utilizará un Moto Reductor y no un Motor simple para inducir el movimiento al sistema de transmisión. Ya que al requerir 116 RPM, aproximadamente, en la polea de arrastre significa que para un motor de 0.5 HP hará falta que el sistema de tracción tenga una relación de reducción de velocidad  $> 7$ , lo que no es recomendable (12).
- No se utilizará un Moto Reductor @ 116 RPM, ya que limitaría al sistema a no poder aumentar su velocidad cuando exista la alternativa de envasar formatos más pequeños. Lo cual se podría lograr cambiando los sprockets simplemente.
- Se realizará la reducción de la velocidad angular en dos pasos, los cuales tendrán la misma relación de reducción de velocidad. Lo cual permitirá estandarizar

los sprockets. Por lo tanto el Moto Reductor será aproximadamente de 464 RPM

- Los dos trenes de poleas, como se ve en el diseño de forma, deben poder abrirse para permitir pasar el material de empaque antes del arranque de la máquina, y al cerrarse deben aplicar solo la suficiente presión para el arrastre del papel. Por lo que se añadirá un tercer paso de transmisión pero con una relación de velocidad igual a 1.

El tipo e transmisión que se va a seleccionar para esta aplicación será por medio de cadena – sprocket. Para hacer una selección rápida aproximada del paso de la cadena se utiliza la tabla del Apéndice AD (12), la cual nos dará una idea clara de hacia donde se debe concentrar el diseño.

Para utilizar la tabla del Apéndice AD hay que conocer la Potencia de diseño en HP y el número de Revoluciones del sprockets motriz.

Como ya se dedujo que la reducción se hará en dos pasos se conoce entonces que la revoluciones encontradas en el sistema son 116, 232 y 464 RPM aproximadamente. Por otro lado la potencia de diseño para este sistema de transmisión no será 0.5 HP, sino que debe ser corregida utilizando el factor de diseño seleccionado de acuerdo a la tabla del Apéndice AE, por lo tanto:

$$\begin{aligned} &\text{Como la Carga es Uniforme y se utiliza} \\ &\text{un motor Eléctrico, entonces } f = 1, \\ &\text{además en el diseño de Forma} \\ &\text{identificamos 4 ejes adicionales} \\ &\Rightarrow f = 1 + 4 \times 0.2 = 1.8 \\ &\therefore \text{Pot}_{\text{DISEÑO}} = f \times \text{Pot} = 1.8 \times 0.5 = 0.9 \end{aligned}$$

Ahora con una Potencia de Diseño de 1 HP y 116 RPM, se observa que en el Apéndice AD el paso más recomendado para la cadena de transmisión es N°40 (1/2").

En la tabla del Apéndice AF, sacada del catálogo Martín (12), se puede observar que para un sistema que utiliza una cadena N°40 (1/2") con un sprocket de 20 dientes a

116 RPM, puede manejar hasta 0.934 HP de potencia en la transmisión, estas condiciones de trabajo son las mismas que se encuentran en el tercer paso de transmisión de este sistema (con una relación de velocidad de 1).

Para el segundo paso de transmisión, la relación de reducción de velocidad es igual a 2 y el sprocket menor tendría por lo tanto 10 dientes @ 232 RPM. En el Apéndice AF aunque no consta el sprocket de 10 dientes, se puede ver que probablemente no pudiera manejar los 0.9 HP de diseño. Por lo tanto al seleccionar un sprocket de 11 dientes (@ 232 RPM soporta 0.912 HP) automáticamente se debe cambiar el sprocket de 20 dientes del tercer paso de transmisión por uno de 22 dientes el cual @ 116 RPM puede manejar 1.036 HP. Para el primer paso de transmisión sabemos que el sprocket menor girará @ 464 RPM y tendrá 11 dientes (Apéndice AF; 1,711HP).

Por lo tanto se seleccionan dos sprockets D40B22H del Apéndice AG, los cuales son sprockets de dos filas y

servirán de conexión entre el segundo y tercer paso de transmisión. Además se seleccionará también dos sprockets 40B11, tres sprockets 40B22 y tres sprockets 40B8 como templadores del Apéndice J.

Para determinar el largo de las cadenas de este sistema, se hace referencia al Apéndice K y a la fórmula para calcular el largo de la cadena que se encuentra en la sección 3.1.2 (12). Entonces:

- Para determinar el largo de la cadena del primer paso de transmisión (entre el moto reductor y el embrague), se debe asumir una distancia  $C$  entre los centros. Para este caso asumo  $C = 27$  pasos de cadena N° 40 (1,125' ó 34cm aproximadamente), ya que se intenta hacer una mejor distribución de las cargas del equipo. Por lo tanto:

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + 0.1013 \cdot \frac{(N-n)^2}{4C}$$

$$L = 2 \cdot 27 + \frac{22+11}{2} + 0.1013 \cdot \frac{(22-11)^2}{4 \cdot 27}$$

$$L = 70.61 \approx 71 \text{pasos} = 2.96' = 901.72 \text{mm}$$

La medición gráfica realizada en AutoCad dio como resultado

$$L = 889.98 \text{mm} \approx 901.72 \text{mm}$$

Lo cual es correcto pues la cadena no debe quedar templada

- Dada la complejidad del segundo paso de transmisión, no es posible aplicar la fórmula para realizar el cálculo del largo de la cadena. Pero haciendo la medición gráfica en AutoCad, que permite saber el largo aproximado de una cadena si estuviera templada, se podría determinar el largo de la cadena usando esta medición como base dándole cierta holgura. Por lo tanto:

$$L = 1800.57 \text{mm} = 5.907' \approx 142 \text{pasos}$$

⇒

$$L = 145 \text{pasos}$$

- Por último para determinar el largo de la cadena del tercer paso de transmisión (con una relación de

velocidad de 1), debo asumir una distancia C entre los centros. Para este caso asumo  $C = 1.5 \times \phi_{EXTPOLEA}$ . Por lo tanto, como las poleas son de 22 dientes:

$$C = 1.5 \times D_{EXTPOLEA} = 1.5 \times 3,778'' \times \frac{1}{12 \text{ pulg}}$$

$$C \approx 0.5' = 12 \text{ pasos}$$

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + 0.1013 \times \frac{(N - n)^2}{4C}$$

$$L = 2 \times 12 + \frac{22 + 22}{2} + 0.1013 \times \frac{(22 - 22)^2}{4 \times 27}$$

$$L = 46 \text{ pasos} = 1.9167' = 584.36 \text{ mm}$$

La medición gráfica realizada en AutoCad dio como resultado

$$L = 580.3249 \text{ mm} < 584.36 \text{ mm}$$

Lo cual es correcto pues la cadena no debe quedar templada

### RODAMIENTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN (13)

En el sistema de transmisión existen dos tipos de sprockets que giran libremente y que necesitan utilizar rodamientos. Estos sprockets son específicamente los tres templadores 40B8 y los dos de doble cadena D40B22H. Para los dos tipos de sprockets se va a

considerar el caso que soporta mayor esfuerzos para seleccionar el tipo de rodamiento que satisfaga este requerimiento

- Los tres sprockets 40B8 son locos y giran libremente sin experimentar ningún tipo de resistencia en su funcionamiento. Por lo tanto se seleccionará un rodamiento que satisfaga las limitantes geométricas del sistema, que son el ancho del sprocket  $< 7.2$  mm y un diámetro exterior  $\geq 13$  mm.

Por lo tanto se seleccionan tres rodamiento de bolas del tipo 638/6-2Z (Apéndice AH).

- El número de rodamientos que soportan la tensión de la tracción son 4. Entonces la carga que aguantarán estos rodamientos será.



Fig.3.2.4.4 Cargas en Sprocket D40B22

$$F = 1.5 \times F' (15)$$

$$Pot = T \times \omega$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0.25HP \times \frac{0.746KW}{1HP} \\ \times \frac{1000J/seg}{1KW} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} T \times 116RPM \\ \times \frac{2\pi}{rad} \times \frac{1min}{60seg} \end{array} \right]$$

$$T = 15.35Nm = F' \times \frac{D_{D40B22}}{2}$$

$$\Rightarrow$$

$$F = 15.35Nm \times \frac{2}{0.08923m}$$

$$F' = 344.12N$$

$$F = 1.5 \times 334.12N = 516.18N$$

Para la selección de los rodamientos utilizaré el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo de rodamiento que se usará es de bolas. Usaré la carga dinámica básica (C) como parámetro de selección, por lo tanto:

- 220/440 V @ 60 Hz

Por lo tanto haciendo uso de la tabla del Apéndice AJ del Catálogo de "Moto-reductores trifásicos de engranajes cónicos" de BAUER (16), de la que selecciono escojo el Moto-reductor que más se adapte a los requerimientos del diseño. Entonces se selecciona un Moto-reductor de 0.5 HP (0.37 KW) @ 465 RPM, tipo DK740E/178.

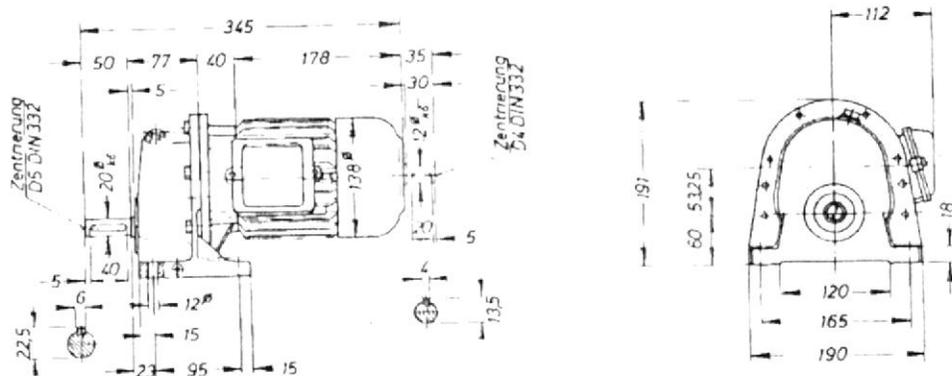


Figura 3.2.5.1 Moto-Reductor DK740E/178 (16)

### EMBRAGUE (17)

Para esta aplicación es necesario seleccionar un embrague electromagnético y compacto que tenga incorporado a su vez un freno. Este tipo de requerimiento

$$C = F \times \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \times L_{10}\right)}$$

$$L_{10} = 11000hr,$$

Maquinaria de Trabajo intermitente  
de operación confiable de  
mucha confianza (14)

∴

$$C = 2191.8N$$

Por lo tanto se seleccionan cuatro rodamiento de bolas del tipo 61801 (Apéndice A1).

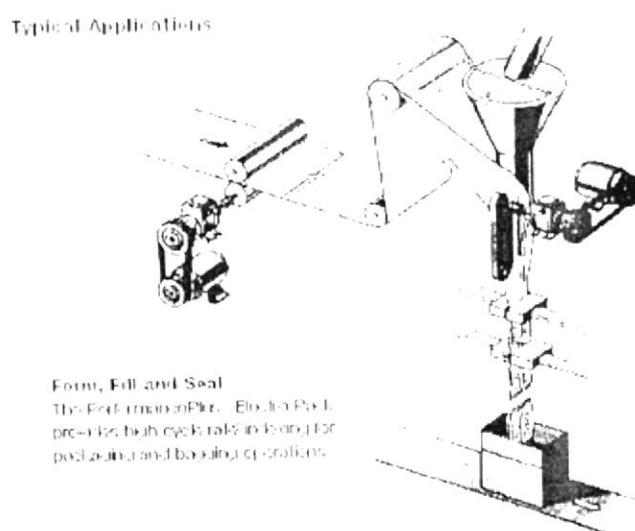
### 3.2.5 Selección del Motor-Reductor-Embrague.

#### MOTOR-REDUCTOR (16)

Haciendo referencia a la sección 3.2.4, donde se hicieron los cálculos de la potencia y la velocidad angular nominal del motor para el arrastre del material de empaque, se procede a seleccionar un moto-reductor que cumpla con las siguientes características:

- 0.5 HP de Potencia
- No menos de 464 RPM

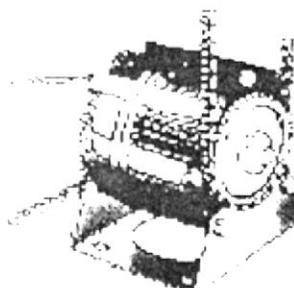
es necesario, ya que si bien es cierto al utilizar un embrague la necesidad de parar y arrancar un motor es eliminada (lo cual alarga su vida considerablemente), nada además de un freno va a garantizar que se detenga el arrastre de papel precisamente cuando se haya recorrido el largo mecánico seleccionado, como se ve en la siguiente figura:



**Figura 3.2.5.2 Típica Aplicación Embrague-Freno (17)**

Ahora de uno de los catálogos virtuales de embragues de la marca Warner Electric Inc. (17), se encuentra que el tipo de embrague-freno que se necesita son los EM XXX 20/30 B (con base).

### Base Mounting



**Figura 3.2.5.3 EM XXX 20/30 B (17)**

Además de la tabla del Apéndice AK se selecciona el tamaño del Embrague-Freno EM XXX 20/30 B. Por lo tanto con  $\frac{1}{2}$  HP @ 232.5 RPM, ya que según el diseño propuesto del Moto-reductor al embrague ya hay una reducción de velocidad, por lo tanto se selecciona el tamaño EM-180 (ver el Apéndice AL).

### **3.3 Sistema de Sellado y Corte del Material de Empaque.**

#### **3.3.1 Diseño del Dispositivo Neumático de Accionamiento de las Mordazas y Cuchillas de Corte.**

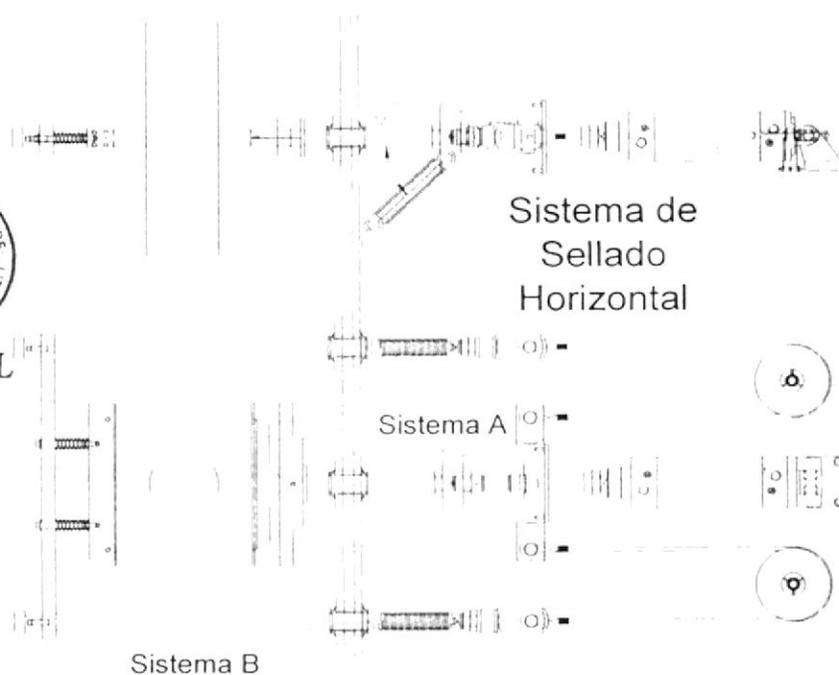
##### **SISTEMA DE SELLADO HORIZONTAL**

El sistema de sellado horizontal del material de empaque consta de dos sistemas que interactúan el uno con el otro (Sistema A y Sistema B) y que son accionados por un mismo dispositivo neumático. Estos dos sistemas como se indica en la sección 2.4 a parte de realizar el sellado inferior, también sirven como portadoras de la cuchilla de corte (Sistema A), que es accionada por un cilindro independiente al que permite el movimiento sincronizado de las mordazas horizontales. El material para los ejes de los dos sistemas debe ser Acero inoxidable 304, ya que estarán en un área circundante con el producto y se debe prevenir cualquier fuente de contaminación cruzada. El cilindro neumático debe constar de amortiguadores de final de carrera que les permita tener movimientos de aceleración y desaceleración progresivos que les permita

atacar al material con baja velocidad de aproximación y elevado valor de presión, mejorando las condiciones de sellado y suavizando el movimiento sensiblemente. Si los reguladores de amortiguación no son suficientes se debería instalar reguladores de caudal a la entrada y salida de cada cilindro (Apéndice AM).



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

**Figura 3.3.1.1 Sistema de Sellado Horizontal**



CIB-ESPOL

El sistema A consta principalmente de cilindro neumático, el cual estará conectado a una cámara de acero maquinada, que sirve para instalar un pequeño cilindro

neumático para el accionamiento de la cuchilla de corte (Apéndice AN), además de que tiene dos agarraderas de las cuales se sujetarán los cables que unen este sistema con el sistema B. Esta cámara se unirá por otro lado a una base que sostendrá la mordaza interior horizontal (Apéndice AO) por medio de un eje hueco. Por dentro de este eje hueco pasará también el vástago alargado del cilindro para la cuchilla de corte.

El sistema B a su vez consta de dos ejes laterales, que sujetan los cables que se unen a la cámara del sistema A a través de dos poleas, y de la mordaza exterior horizontal con su base a la cual está unida por dos pequeñas guías con resortes para amortiguar el impacto entre las dos mordazas (Apéndice AP).

Para poder seleccionar el cilindro neumático adecuado para esta aplicación, es necesario conocer por lo menos tres datos, la carrera del cilindro, la fuerza que debe poder vencer y la presión necesaria para poder realizar un sellado de buena calidad. Por el diseño de forma propuesto, se sabe ya la carrera que debe tener el

cilindro (10 cm y cerrar en 0.5 seg) y las dimensiones de los elementos que no resisten grandes esfuerzos y que por lo tanto es necesario diseñarlos. Por otro lado de la sección 2.3 se conoce que la presión recomendada para un buen sellado en PEBD va de 2 a 6 Bar.

Entonces el dato que se debe encontrar para poder seleccionar con éxito el cilindro neumático para el sistema horizontal de sellado es la fuerza que este debe vencer, para lo cual es necesario determinar el peso del sistema, aparte de dimensionar los ejes tomando en cuenta la fatiga y un posible pandeo. Por lo tanto, considerando las dimensiones de las mordazas en la sección 3.3.2, las demás dimensiones del diseño de forma, asumiendo un diámetro para el vástago para el cilindro neumático (2.5 cm, el cual se confirmará más tarde con los cálculos permanentes) y con todas las cargas en los centros geométricos de cada elemento, se determina de la siguiente manera parte de la carga que debe vencer el cilindro:



**Figura 3.3.1.2 Cargas Sistema A**

$$W_1 = W_{MORDAZA} + W_{BASE} = \gamma_{ACERO} \times (X \times Y \times Z)$$

$$W_1 = 76440 \text{ N/m}^3 \times \left[ \begin{array}{l} 0.25 \times 0.04 \times 0.035 \\ + 0.25 \times 0.035 \times 0.06 \end{array} \right]$$

$$W_1 \approx 67 \text{ N}$$

$$W_2 = W_{EJEHUECO} + W_{EJECUCHILLA}$$

$$W_2 = \gamma_{ACERO} \times \frac{\pi}{4} \times \left[ \begin{array}{l} (D_{EXT}^2 - D_{INT}^2) \times L_{EJEHUECO} \\ + D_{CUCHILLA}^2 \times L_{EJECUCHILLA} \end{array} \right]$$

$$W_2 = 76440 \times \frac{\pi}{4} \times \left[ \begin{array}{l} (0.025^2 - 0.016^2) \times 0.206 \\ + 0.08^2 \times 0.206 \end{array} \right]$$

$$W_2 = 5.35 \text{ N}$$

$$W_3 = W_{TAPA} + W_{CURPO}$$

$$W_3 = \gamma_{ACERO} \times \frac{\pi}{4} \times \left[ \begin{array}{l} D_{TAPA}^2 \times e_{TAPA} + (D_{EXT1}^2 - D_{INT1}^2) \times L_1 \\ + (D_{EXT2}^2 - D_{INT2}^2) \times L_2 \end{array} \right]$$

$$W_3 = 76440 \times \frac{\pi}{4} \times \left[ \begin{array}{l} 0.12^2 \times 0.006 + (0.12^2 - 0.025^2) \\ \times 0.03 + (0.12^2 - 0.09^2) \times 0.12 \end{array} \right]$$

$$W_3 = 75.83 \text{ N}$$

$$W_4 = \gamma_{ACERO} \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L$$

$$W_4 = 76440 \times \frac{\pi}{4} \times 0.025^2 \times 0.187 = 7.02N$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = R_1 - R_2$$

$$R_1 - R_2 = 155.18N$$

$$\sum M_{R_2} = 0$$

$$0.62W_1 + 0.48W_2 + 0.3W_3 + 0.13W_4 = 0.42R_1$$

$$R_1 = 161.33N$$

$$R_2 = 6.15N$$

$$Fr_A = N \times \mu = R_1 \times \mu$$

Si no hay rodamiento lineal,  $\mu = 0.34$  entre el eje de Acero Inox y un bocin de Bronce Fosforado (8)

$$Fr_A = 161.33 \times 0.34$$

$$Fr_A = 58.85N$$

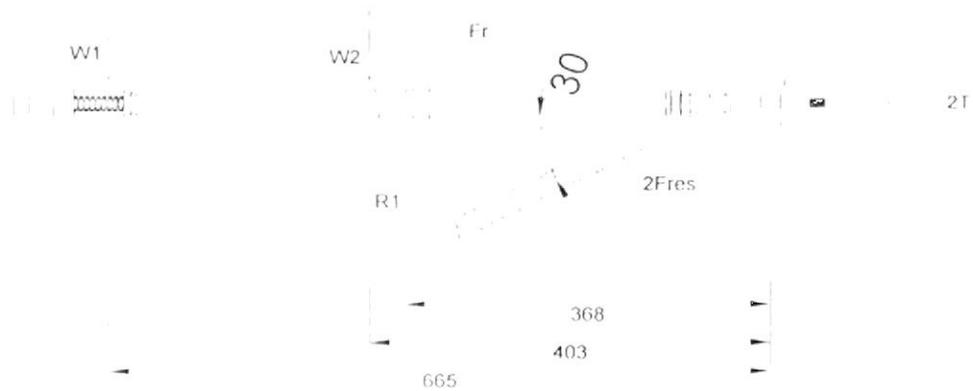


Figura 3.3.1.3 Cargas Sistema B

$$W_1 = W_{MORDAZA} + W_{BASE} = \gamma_{ACERO} \times (X \times Y \times Z)$$

$$W_1 = 76440 \text{ N/m}^3 \times [0.25 \times 0.04 \times 0.035 + 0.47 \times 0.035 \times 0.02]$$

$$W_1 = 51.9 \text{ N}$$

$$W_2 = 2 \times \gamma_{ACERO} \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L$$

$$W_2 = 2 \times 76440 \times \frac{\pi}{4} \times 0.025^2 \times 0.7 = 52.5 \text{ N}$$

$$\sum M_{21} = 0$$

$$0.665W_1 + 0.403W_2 = 0.368R_1$$

$$R_1 = 151.24 \text{ N}$$

$$Fr_B = N \times \mu = R_1 \times \mu$$

Si no hay rodamiento lineal,  $\mu = 0.34$  entre el eje de Acero y un bocín de Bronce Fosforado (8)

$$Fr_B = 151.24 \times 0.34$$

$$Fr_B = 51.42 \text{ N} \wedge \frac{Fr_B}{2} = 25.71 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$W_1 + W_2 + 2F_{RESY} - R_1 = 0$$

$$F_{RESY} = \frac{151.24 - 51.9 - 52.5}{2} = 23.42 \text{ N}$$

$$\tan 30^\circ = \frac{F_{RESY}}{F_{RESX}} \Rightarrow F_{RESX} = 40.6 \text{ N} > \frac{Fr_B}{2}$$

$$F_{RES} = \sqrt{F_{RESX}^2 + F_{RESY}^2} = 46.7 \text{ N} \approx 50 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$2T - 2F_{RESX} - Fr = 0$$

$$T = \frac{2 \times 40.6 + 51.42}{2} = 66.31 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza que debe tener el cilindro Neumático es :

$$F_{CILINDRO} MAX = 2 \cdot T + Fr_A + P_{MAX} \cdot A_{SELLADO}$$

$$F_{CILINDRO} MIN = 2 \cdot T + Fr_A + P_{MIN} \cdot A_{SELLADO}$$

Si el  $A_{SELLADO}$  es igual a ancho de la mordaza (25 cm) por el ancho de las 2 resistencias (4.67 mm Sección 3.3.3),

$$F_{CILINDRO} MAX = \left[ 2 \cdot 66.31N + 58.85N + 6 \cdot 10^5 N/m^2 \cdot (0.25 \cdot 2 \cdot 0.00467)m^2 \right]$$

$$F_{CILINDRO} MAX = 132.62N + 58.85N + 1401N = 1592.47N$$

$$F_{CILINDRO} MIN = \left[ 2 \cdot 66.31N + 58.85N + 2 \cdot 10^5 N/m^2 \cdot (0.25 \cdot 2 \cdot 0.00467)m^2 \right]$$

$$F_{CILINDRO} MIN = 132.62N + 58.85N + 467N = 658.47N$$

- DISEÑO DE LOS EJES

Para dimensionar los ejes de los sistemas A y B para el sellado horizontal, se va a tomar en cuenta solamente los dos segmentos que conforman el eje principal del sistema A. La razón por la cual se diseñan solamente estos dos segmentos, es porque a parte de tener que resistir una posible carga multiplicada a causa de un eventual impacto seco entre las mordazas, también se

encuentran en compresión presentándose una posibilidad de falla por pandeo si estos elementos no se encuentran correctamente diseñados. A partir de este punto de vista se asume el mismo diámetro para los dos ejes del sistema B, los cuales soportan cargas en tensión. Esto permite estandarizar ciertos elementos de la máquina.

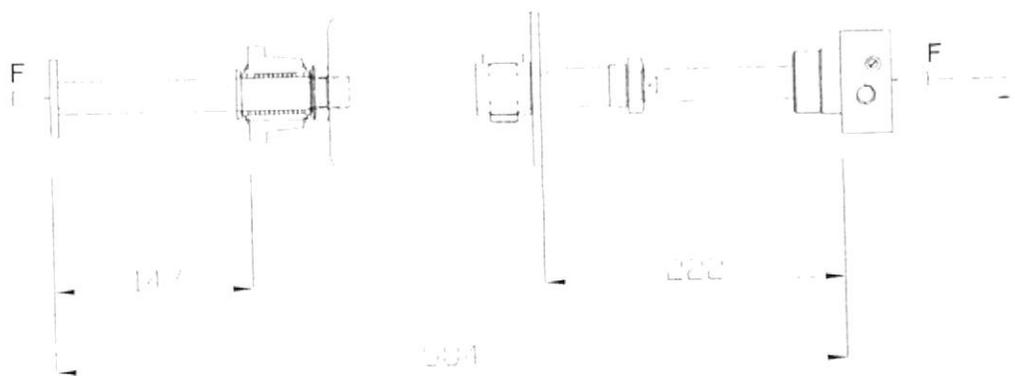


Figura 3.3.1.4 Cargas Axiales Sistema A

### Cálculo de la Sensibilidad de la Fuerza de Impacto

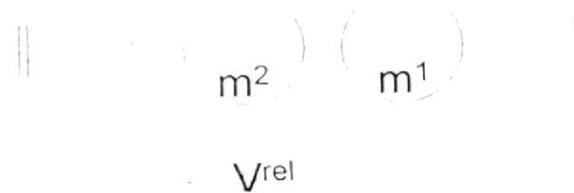


Figura 3.3.1.5 Impacto de dos Cuerpos

Cuando dos elementos de masas  $m_1$  y  $m_2$  se aproximan el uno al otro a cierta velocidad relativa ( $V_1$ ), se produce un impacto que se lo puede determinar mediante las siguientes fórmulas (9):

$$F_i = W \times v_{rel} \times \sqrt{\frac{\eta}{g \times \delta_{st}}}$$

$$W = \text{Peso de la masa que impacta} = W_1 + W_2$$

$$v_{rel} = \text{Entre los dos cuerpos} = 2V_{\text{MORDAZA}} = 2 \times \frac{d}{t}$$

$$\eta = \text{Factor de Corrección}$$

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{m_1 + m_2}{3m_2}}$$

$$\delta_{st} = \text{Deflexión del eje para este caso}$$

$$\delta_{st} = \frac{WL}{AE}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{ó} \quad A = \frac{\pi \times (\phi_{ext}^2 - \phi_{int}^2)}{4}$$

Por lo tanto:

**Tabla 23**

**DATOS**

E Inox 304	189,60	GPa
$W_1$	104,40	N
$W_2$	155,18	N
d	0,10	m
t	0,50	seg
$\eta$	0,83	
V	0,20	m/seg
$V_{rel}$	0,40	m/seg

**EJE HUECO**

$D_{ext}$	2,50	cm
$D_{int}$	1,60	cm
L	14,70	cm
A	2,90	cm <sup>2</sup>
$\delta_{st}$	6,94E-07	m
$F_i$	36326,30	N

**EJE MACIZO**

$D_{ext}$	2,50	cm
L	22,20	cm
A	4,91	cm <sup>2</sup>
$\delta_{st}$	6,19E-07	m
$F_i$	38470,70	N

## Fatiga

El presente cálculo de Fatiga se lo realiza de manera diferente a los ya realizados en las secciones 3.2.1 y 3.2.3 (Eje porta Bobinas y Eje Principal del tren de Poleas respectivamente), ya que para este caso no se procederá a diseñar al elemento en cuestión mediante la Línea de Goodman Modificada, sino que se la analizará mediante la Línea de Soderberg, método con el que se encontrarán los factores de seguridad de las dos secciones del eje del sistema A. Para este análisis se considerarán las condiciones de sensibilidad al impacto a una razón de 25 golpes por minuto. Ya que se va a tratar de un análisis riguroso, en el cual se utilizará una teoría poco conservadora, si encuentran factores de seguridad  $> 1.2$ ; se puede considerar como satisfactoria la geometría asumida para este caso ( $\phi_{ext}=2.50$  cm). De igual manera se utilizará el procedimiento y las fórmulas encontradas en la sección 3.2.1. Por lo tanto si:

Linea de Soderberg

$$\frac{\sigma_m}{S_Y} + \frac{\sigma_a}{S_E} = \frac{1}{n}$$

$$\Rightarrow$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_Y} + \frac{\sigma_a}{S_E}}$$

Como el esfuerzo es Repetido

$$\Rightarrow$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_i}{A}$$

Por lo tanto :

Tabla 24

$\sigma_a$ Hueco	62672192	N/m <sup>2</sup>
$\sigma_a$ Macizo	39185937	N/m <sup>2</sup>
$S_y$	2,41E+08	Pa
$S_{ut}$	5,86E+08	Pa
$S'_e$	2,93E+08	Pa
$C_{carga}$	0,7	Axial
$C_{tam}$	0,87	
$C_{sup}$	0,833	
$C_{temp}$	1	
$C_{conf}$	0,814	99%
$S_e$	1,21E+08	Pa
$n =$	1,29	<b>Hueco</b>
$n =$	2,06	<b>Macizo</b>

## Pandeo

Para terminar con el diseño de los ejes es necesario confirmar que los dos segmentos del sistema A pueden resistir una posible falla por pandeo, la cual se puede dar con la presencia eventual de un impacto entre las mordazas. Por lo que mediante el siguiente procedimiento (9) se confirmará la resistencia de los elementos del sistema A al pandeo:

- a) Se calcula el valor de I (Inercia) tanto del eje hueco como del macizo, y junto a los valores de A (área) obtenidos para el cálculo de la sensibilidad del impacto, se calcula el valor de k (radio de giro de una columna) para cada segmento del sistema A. Por lo tanto:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad \text{ó} \quad I = \frac{\pi \times (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64}$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

- b) Utilizando la tabla 25 para determinar el valor del largo efectivo de cada columna o segmento del sistema A, se calcula la razón de esbeltez. Entonces:

$$S_r = \frac{L_{eff}}{k} > 10$$

Entonces es una columna larga (Puede haber Pandeo)  
Sino es una columna Corta (no se presentará Pandeo)

Cond. Terminales	Valores de Longitud Efectiva	
	Teórico	AISC
Redonda-Redonda	$L_{eff} = L$	$L_{eff} = L$
Articulada-Articulada	$L_{eff} = L$	$L_{eff} = L$
Fija-Libre	$L_{eff} = 2L$	$L_{eff} = 2.1L$
Fija-Articulada	$L_{eff} = 0.707L$	$L_{eff} = 0.80L$
Fija-Fija	$L_{eff} = 0.5L$	$L_{eff} = 0.65L$

Se utiliza la condición Fija-Fija y el valor recomendado por AISC

- c) Si se trata de una columna corta ( $S_r < 10$ ) entonces no es necesario seguir con los cálculos. Pero si se trata de una columna larga, entonces hay que calcular  $(S_r)_D$  para compararlo con el valor de esbeltez y utilizar la fórmula correcta para el cálculo de la carga crítica de la columna, por lo tanto:

$$(S_r)_D = \pi \times \sqrt{\frac{2E}{S_Y}}$$

Si es  $> S_r$ , entonces

$$\frac{P_{CR}}{A} = S_Y - \frac{1}{E} \left( \frac{S_Y S_r}{2\pi} \right)^2$$

Y si es  $< S_r$ , se utiliza en cambio

$$\frac{P_{CR}}{A} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2}$$

d) Por lo tanto, con todo lo expuesto se puede concluir que (Apéndice AQ):

**Tabla 26**

**DATOS**

E	189,6	Gpa Inox 304
$S_Y$	241	Mpa Inox 304

**EJE HUECO**

$D_{ext}$	2,5	Cm
$D_{int}$	1,6	Cm
L	14,7	cm
A	2,90	cm <sup>2</sup>
I	1,60	cm <sup>4</sup>
k	0,74	cm
$L_{eff}$	9,56	cm
$S_r$	12,88	larga > 10
$(S_r)_D$	124,62	> $S_r$
$P_{CR}$	69471,80	N

**EJE MACIZO**

$D_{ext}$	2,5	cm
L	22,2	cm
A	4,91	cm <sup>2</sup>
I	1,92	cm <sup>4</sup>
k	0,63	cm
$L_{eff}$	14,43	cm
$S_r$	23,09	larga > 10
$P_{CR}$	116270,21	N

**Para ambos ejes  $P_{CR} > F_i$**

- **SELECCIÓN DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS**

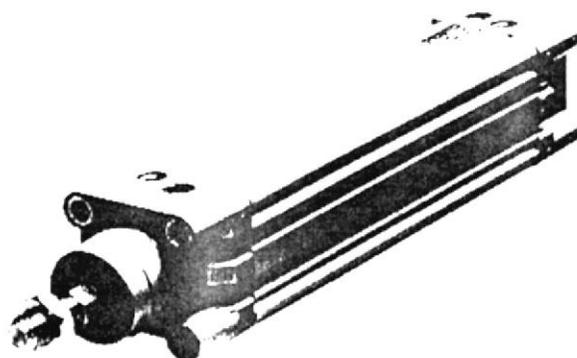
### **Sellado Horizontal**

Como ya se dijo al comienzo de esta sección la carrera que debe tener el cilindro neumático es de 10 cm, después se calculó que debe poder vencer una resistencia no menor a  $F_{CIL} = 1600N$  y por último el diámetro del vástago debe ser de 2.5cm. Por lo tanto del Catálogo Virtual de FESTO 2003 (11), se selecciona un cilindro haciendo una búsqueda de propiedades, las cuales incluyen las limitantes geométricas, de carga y además las siguientes características:

- Cilindro de Doble Efecto
- Sin posibilidad de detección
- Amortiguación regulable
- Sin seguridad antigiro

Del resultado de esta búsqueda se encontró 1 sola solución, el cilindro normalizado DSN-80-100

(Apéndice AR), que satisface todas las limitantes expuestas anteriormente, aparte la normalización favorece la utilización de accesorios de los demás elementos neumáticos de este equipo. Este cilindro a 6 bar genera una Fuerza de 3016 N, por lo tanto para el peor de los casos no va a ver necesario utilizar una presión muy alta de trabajo.



**Fig. 3.3.1.6 Cilindro Neumático del Sellado Horizontal (11)**

Aparte se seleccionan los accesorios:

- Una base SNCB-80, montada al cilindro
- Una base LN-80, montada al bastidor

- Un terminal SGS-M20x1.5 que será cortado para ser soldado a la tapa de la cámara maquinada para el cilindro neumático de la cuchilla



**Fig. 3.3.1.7 Accesorios del Cilindro Sellado Horizontal**

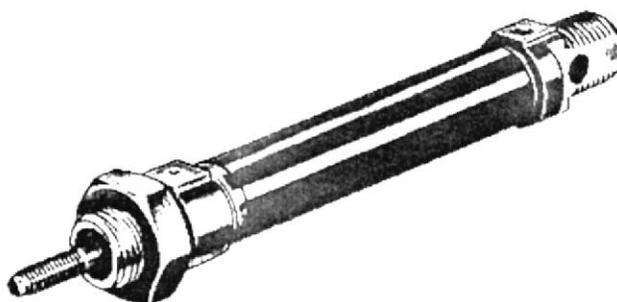
#### **Corte de Papel**

La carrera que debe tener este cilindro neumático según el diseño de forma no es necesario que sea de más de 1 cm, además de que se necesita que el diámetro total del cilindro sea menor a 5 cm por las dimensiones de la cámara donde se va a instalar el cilindro neumático. Por lo tanto del Catálogo Virtual de FESTO 2003 (11), se selecciona un cilindro haciendo una búsqueda de propiedades, las cuales

incluyen las limitantes geométricas, y además las siguientes características:

- Cilindro de Simple Efecto
- Sin posibilidad de detección
- Amortiguación no regulable
- Sin seguridad antigiro

Del resultado de esta búsqueda se encontraron 3 posibilidades de selección, dos cilindros de carrera corta y un normalizado. Se selecciona el cilindro normalizado ESN-25-10-P (Apéndice AS), que satisface mejor las limitantes de espacio aparte de la normalización favorece la utilización de accesorios de los demás elementos neumáticos de este equipo. Este cilindro a 6 bar genera una Fuerza de 271 N, que se estima que es más que suficiente para la aplicación deseada y tiene un diámetro en el vástago de 10mm que al ser extendido pasa libremente por el eje hueco del sistema A.



**Fig. 3.3.1.8 Cilindro Neumático de la Cuchilla de Corte (11)**

- **DISEÑO DE LOS RESORTES DE RETROCESO DEL SISTEMA DE SELLADO**

El diseño de estos resortes varían con respecto a los resortes ya diseñados en las secciones anteriores, ya que para esta aplicación estos están expuestos a cargas de tensión repetitivas y no a compresión como fue en los casos ya resueltos. Por los tanto, si bien es cierto la mayoría de los cálculos a realizar son prácticamente los mismos, ahora hay que establecer los pasos y las fórmulas complementarias a las ya expuestas en las secciones 3.1.1 y 3.2.1. Al igual que para el diseño de los resortes anteriores se hará referencia al capítulo 13 de "Diseño de Máquinas" de Robert L. Norton (9), por lo tanto:

1. De los cálculos realizados para el diseño del sistema B se puede ver que la  $F_{\max} = 50\text{N}$  y la  $F_{\min} = 15\text{N}$  (asumida).
2. Se escoge como material para el resorte alguno que tenga buen comportamiento a la fatiga con diámetros pequeños (Apéndice F). A228 Alambre de piano.
3. Del diseño de forma se pueden determinar ciertas medidas de referencia con respecto a la longitud de operación, inicial y la deflexión relativa.

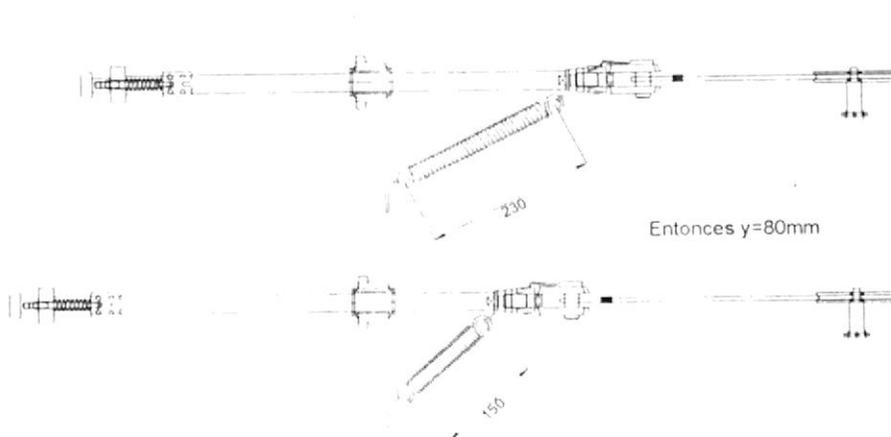


Fig. 3.3.1.9 Extensión y recogimiento del Resorte

4. Se asume un valor para el diámetro del alambre (el cual debo verificar que se fabrique) y otro para el índice del resorte entre  $4 < C < 12$ , pues por debajo de 4 es muy difícil de fabricar y por encima de 12 se vuelve propenso al pandeo.
5. Se calcula el valor del diámetro de la espira  $\phi = C \times d$ , y  $\phi_{EXT} = \phi + d$ .
6. Se calcula el Esfuerzo Inicial de la Espira  $\tau_i$ , a partir del promedio de las dos siguientes fórmulas (Valores en psi):

$$\tau_{i1} \cong -4.231 \times C^3 + 181.5 \times C^2 - 3387 \times C + 28640$$

$$\tau_{i2} \cong -2.987 \times C^3 + 139.7 \times C^2 - 3427 \times C + 38404$$

$$\tau_i = \frac{\tau_{i1} + \tau_{i2}}{2}$$

7. Se calcula el Esfuerzo Cortante máximo del resorte  $\tau_{S_{MAX}}$  y  $\tau_{S_{MIN}}$ :

$$\tau_{SMAX} = K_S \times \frac{8 \times F_{MAX} D}{\pi \times d^2}$$

$$\tau_{SMIN} = K_S \times \frac{8 \times F_{MIN} D}{\pi \times d^2}$$

$$K_S = 1 + \frac{0.5}{C}$$

8. Se determina el valor de  $F_i$  (Fuerza de precarga):

$$F_i = \frac{\pi \times d^3 \times \tau_i}{8 \times K_S \times D}$$

9. Ahora con estos valores se calcula la constante del resorte, usando la fórmula ya conocida:

$$k = \frac{\Delta F}{y} = \frac{F_{MAX} - F_i}{y}$$

10. Se calcula los valores de fuerza alternante y medio y se verifica que su relación se encuentre dentro del rango recomendado.

$$F_A = \frac{F_{MAX} - F_{MIN}}{2} \wedge F_M = \frac{F_{MAX} + F_{MIN}}{2}$$

$$0 < \left( R_F = \frac{F_{MIN}}{F_{MAX}} \right) < 0.8$$

11. Con el factor  $K_S$  ya encontrado en los cálculos Estáticos, se determinan los esfuerzos cortantes en la espira causados por la carga más baja en la deflexión inicial y el esfuerzo medio.

$$\tau_I = K_S \times \frac{8F_I \times D}{\pi \times d^2}$$

$$\tau_M = K_S \times \frac{8F_M \times D}{\pi \times d^2}$$

12. Ahora se encuentra el factor Wahl  $K_W$  y se lo utiliza para calcular el esfuerzo cortante alternante en la espira.

$$K_W = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$\tau_A = K_W \times \frac{8F_A \times D}{\pi \times d^2}$$

13. Se encuentran los valores de la Resistencia del Alambre en función del diámetro ( $S_{UT}$ ) y del límite elástico a la tensión ( $S_{YS}=0.65 \times S_{UT}$ ), Apéndice G:

$$S_{UT} = A \times d^b$$

14. Con la resistencia máxima a la tensión ya calculada en la parte estática del diseño se encuentra la resistencia máxima al cortante y el límite elástico a la torsión, asumiendo que se ha eliminado el asentamiento.

$$S_{US} = 0.67 \times S_{UT}$$

$$S_{YS} = 0.45 \times S_{UT}$$

15. Se calculo el primer factor de seguridad, en este caso el estático.

$$N_s = \frac{S_{YS}}{\tau}$$

16. Para el cálculo de resortes expuestos a fatiga, es necesario determinar el valor de la resistencia a la fatiga del alambre de resorte granallado o sin granallar, para después determinar el límite de resistencia a la fatiga totalmente alternante. Hay que tomar en cuenta de que el granallado se

realiza para aumentar la resistencia a la fatiga, proceso que no utilizaremos.

$$S_{ew}^* = 310 \text{ MPa para resortes sin granallar}$$

$$S_{ew}^* = 465 \text{ MPa para resortes granallados}$$

$$S_{es} = 0.707 \times \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} + 0.707 S_{ew}}$$

17. Ya con estos valores se determina el factor de seguridad para fatiga, para las espiras a torsión:

$$N_{fs} = \frac{S_{es} (S_{us} - \tau_i)}{S_{es} (\tau_m - \tau_i) + S_{us} \tau_a} > 1$$

18. Ahora es necesario determinar el Esfuerzo de Flexión en los ganchos extremos:

$$C_1 = \frac{2R_1}{d} = \frac{\phi}{d} = C$$

$$K_b = \frac{4C_1 - C_1 - 1}{4C_1 \times (C_1 - 1)}$$

$$\sigma_{A(a,m,mm)} = K_b \times \frac{16 \times F_{(a,m,mm)} \times \phi}{\pi \times d^3} + \frac{4 \times F_{(a,m,mm)}}{\pi \times d^2}$$



19. Se convierte la resistencia a la fatiga por torsión a una resistencia a la fatiga por tensión según la razón de Von Mises y aplíquela junto con la resistencia máxima a la tensión en la siguiente ecuación, para encontrar un factor de seguridad a la fatiga para el gancho a flexión:



$$S_e = \frac{S_{m, \text{VonMises}}}{0.577}$$

$$N_m = \frac{S_e (S_{UT} - \sigma_{\min})}{S_e (\sigma_m - \sigma_{\min}) + S_{UT} \sigma_a} > 1$$

20. Ahora es necesario determinar el Esfuerzo a la torsión en los ganchos extremos, para lo que se sabe que  $C_2 > 4$ :



$$R_2 = \frac{C_2 \cdot d}{2}$$

$$K_{w2} = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4}$$

$$\tau_{B(a,m,\min)} = K_{w2} \times \frac{8 \times F_{(a,m,\min)} \times D}{\pi \times d^3}$$



21. El factor de seguridad a la fatiga para el gancho a la torsión, se calcula de acuerdo a:

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{Bmin})}{S_{es}(\tau_{Bm} - \tau_{Bmin}) + S_{us}\tau_{Ba}} > 1$$

22. Finalmente se debe verificar que todos los factores de seguridad sean  $>1$ . Si esta condición no se da se deben repetir los cálculos haciendo cambios ya sea en los valores de C, C<sub>1</sub> o d.

23. Los resultados son los siguientes:

Tabla 27

## Datos

Alambre A228 Alambre de Piano

A 2153.5 Tabla 9

b -0,1625

Sew 310300000

C	10	$4 < C < 12$
C1	10	
C2	5	$> 4$
d	0,002	m
Fmin	15	N
Fmax	50	N
y	0,08	m

## Cálculos

D	0,02	m
d ext	0,022	m
$\tau_i 1$	8689	psi
$\tau_i 2$	15117	psi
$\tau_i \text{ prom}$	82068804,4	Pa
Ks	1,05	
$\tau_s \text{ max}$	334225380,5	Pa
$\tau_s \text{ min}$	100267614,1	Pa
Fi	12,28	$N < F_{\text{min}}$
k	437,5	N/m
Fa	17,5	N
Fm	32,5	N
$\tau_m$	217246497,3	Pa
Kw	1,14	
$\tau_a$	127544118,8	Pa

Sut	1924099390	Pa
Sus	1283374293	Pa factor 66,7%
Sys	865844725	Pa factor 45%
Ns	3,99	Estático
Ses	264615990	Pa
Nfs	1,61	Espiras Torsión
Kb	1,08	
$\sigma_{\Lambda a}$	258266061	Pa
$\sigma_{\Lambda m}$	479636971	Pa
$\sigma_{\Lambda \text{ min}}$	221370910	Pa
Se	458606568	Pa
Nfb	1,27	Gancho Flexion
R2	0,005	m
Kw2	1,1875	
$\tau_{\beta a}$	132297546	
$\tau_{\beta m}$	245695443	
$\tau_{\beta \text{ min}}$	113397897	
Nfs	1,56	Gancho Torsión

- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS LINEALES (18)

Como mejora al diseño original de los sistemas de sellado, en vez de utilizar un bocín de bronce para el

deslizamiento de los ejes se utilizarán rodamientos lineales.

LVCR flanged linear bearing units  
with LVCR...A Linear ball bearings  
L<sub>1</sub> 12 80 mm

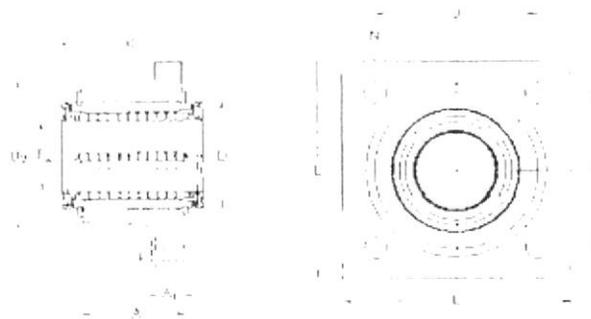


Fig. 3.3.1.10 Rodamiento Lineal SKF (18)

Estos rodamientos serán seleccionados utilizando la tabla del Apéndice AT (18), para lo cual se va a tomar en cuenta simplemente el diámetro de los ejes (2.5cm) ya que las cargas que soportan estos accesorios son mucho mayores a las encontradas en las reacciones  $R_1$ , de los los sistemas A y B (161.33 N y 151.24N, respectivamente). Por lo tanto se utilizarán en total 5 rodamientos lineales SKF del tipo LVCR-25-2LS (incluyendo los dos para el Sistema de Sellado Vertical)

- SELECCIÓN DE CABLE, POLEA Y RODAMIENTO

### CABLE

Para seleccionar el cable más adecuado para unir los sistemas A y B, se hace referencia al Manual del Ingeniero Mecánico de Marks (8), donde a partir de la siguiente fórmula y la tabla del Apéndice AU se puede encontrar la solución más adecuada:

$$\begin{aligned}
 &CEE = \text{Carga Estática Exigida} \\
 &K_f = \text{Factor por pasar por una Polea} \\
 &K_{fs} = \text{Factor de Seguridad} \\
 &CEE = 3016 \text{ N (F. del Cilindro @ 6 Bar)} \\
 &K_f = 0.9 \text{ (Dato de Diseño)} \\
 &K_{fs} = 5 \text{ (Funcionamiento Promedio)} \\
 &RN(\text{Resistencia Nominal}) = ??
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 RN &= \frac{(CEE)K_{fs}}{K_f} = \frac{3016 \text{ N} \times 5}{0.9} \times \frac{1 \text{ Ton}}{9810 \text{ N}} \\
 RN &= 1.71 \text{ Ton}
 \end{aligned}$$

Se selecciona un Cable 8x19 con núcleo de fibra y en sus extremos se remata el cable con un ajuste mecánico, lazo o guardacabo como se puede apreciar en el diseño de forma.

## POLEA

Ahora sabiendo el tipo de cable que se va a utilizar (8x19) se debe seleccionar las poleas más adecuadas para completar la unión entre los sistemas A y B, de igual manera se hace referencia al Manual del Ingeniero Mecánico de Marks (8), donde a partir de la siguiente fórmula y la Tabla 28 se puede encontrar la solución más adecuada:

$p$  = Presión radial Unitaria

$p$  = Tabla 45 (lb/plg<sup>2</sup>)

$T$  = Tensión del Cable

$T = 3016 \text{ N}$  (Fuerza del Cilindro @ 6 Bar)

$\phi$  (Diámetro del Cable) = 1/4 plg

$D$  (Diámetro de la Polea) = ??

$$D = \frac{2 \times T}{p \times \phi} = \frac{2 \times 3016 \text{ N}}{1260 \text{ lb / plg}^2 \times 1/4 \text{ plg}} \times \frac{2.2 \text{ lb}}{9.81 \text{ N}}$$

$$D = 4.3" \approx 11 \text{ cm}$$

Tabla 28 (8)

**Presiones de Apoyo radiales para diferentes Cables  
Cable Torcido Regular lb/plg<sup>2</sup>**

<b>Material</b>	<b>6x7</b>	<b>6x19</b>	<b>6x37</b>	<b>8x19</b>
Madera	150	250	300	350
Fundición de Hierro	300	480	585	680
<b>Fundición de Acero al C</b>	550	900	1075	<b>1260</b>
Fundición de Hierro Templada Superficialmente	650	1100	1325	1550

### RODAMIENTO

Para la selección de los rodamientos para las poleas se utilizará el catálogo virtual de los rodamientos SKF (13), el tipo de rodamiento que se usará es de bolas. Para lo que se utilizará la carga dinámica básica (C) y la geometría de la polea (7 mm espesor) como parámetros de selección, por lo tanto:

$$C = F \times \sqrt[3]{\left(\frac{60n}{10^6} \times L_{10}\right)}$$

$$F = 2 \times F_{MAXCIL} = 2 \times 1592.47N$$

$$F = 3184.94$$

$$n = \frac{VelCierre}{radioPolea} = \frac{0.1m / 0.5seg}{0.055m} \times \frac{60}{2\pi}$$

$$n = 34.73 \approx 35RPM$$

$L_{10} = 1000hr$ , Aparatos de  
interrupción importante (14)

∴

$$C = 2039.28N \approx 2040N$$

Por lo tanto se selecciona un rodamiento de bolas del tipo 627 (Apéndice Q).

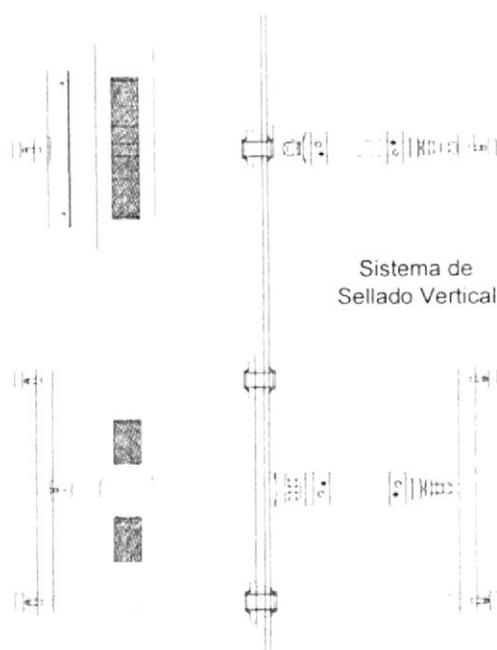
### SISTEMA DE SELLADO VERTICAL

Se van a considerar ciertos resultados del diseño del sistema de sellado horizontal para ser utilizados en el sistema de sellado vertical. Entre los cuales se va a considerar los siguientes:

- Se utilizarán ejes para el desplazamiento del sistema de 2.5 cm de diámetro, ya que ayuda a la estética de la máquina y a simple vista se

puede verificar que los esfuerzos envueltos en el sistema de sellado vertical son menores que en el de sellado horizontal. Con lo que se puede garantizar que los ejes no van a fallar.

- Se utilizará el mismo tipo de rodamientos lineales SKF. Por lo tanto se usarán dos LVCR-25-2LS.
- El resto de medidas se mantendrán fieles a las propuestas en el diseño de forma (Apéndice AV y AW).



**Figura 3.3.1.11 Sistema de Sellado Vertical**

Por lo tanto la fuerza que debe tener el cilindro Neumático es :

$$F_{\text{CILINDRO}} \text{ MAX} = P_{\text{MAX}} \times A_{\text{SELLADO}}$$

$$F_{\text{CILINDRO}} \text{ MIN} = P_{\text{MIN}} \times A_{\text{SELLADO}}$$

Si el  $A_{\text{SELLADO}}$  es igual a ancho de la mordaza (30 cm) por el ancho de la resistencia (4.67 mm Sección 3.3.3),

$$F_{\text{CILINDRO}} \text{ MAX} = 6 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times (0.30 \times 0.00467) \text{ m}^2$$

$$F_{\text{CILINDRO}} \text{ MAX} = 840.6 \text{ N}$$

$$F_{\text{CILINDRO}} \text{ MIN} = 2 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times (0.30 \times 0.00467) \text{ m}^2$$

$$F_{\text{CILINDRO}} \text{ MIN} = 280.2 \text{ N}$$

### Cilindro Neumático

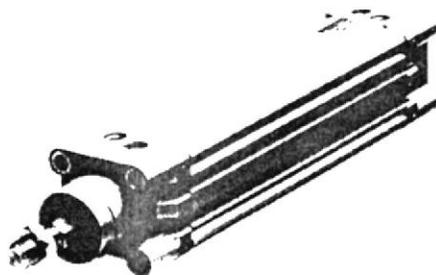
A diferencia del sistema de sellado horizontal que consta de dos mordazas que se desplazan, el sistema de sellado vertical tiene solo una mordaza que debe por lo tanto recorrer una carrera de 5 cm y debe poder vencer una resistencia no menor a  $F_{\text{CIL}} = 840.6 \text{ N}$ . Por lo tanto del Catálogo Virtual de FESTO 2003 (11), se selecciona un cilindro haciendo una búsqueda de propiedades, las cuales incluyen las



limitantes geométricas, de carga y además las siguientes características:

- Cilindro de Doble Efecto
- Sin posibilidad de detección
- Amortiguación regulable
- Sin seguridad antigiro

Del resultado de esta búsqueda se encontraron 9 posibilidades de selección, tres cilindros redondos y seis normalizados. Se selecciona el cilindro normalizado DNC-63-50-PPV (Apéndice AX), que satisface todas las limitantes expuestas anteriormente, aparte la normalización favorece la utilización de accesorios de los demás elementos neumáticos de este equipo. Este cilindro a 6 bar genera una Fuerza de 1870 N, por lo tanto para el peor de los casos no va a ser necesario utilizar una presión muy alta de trabajo. Y por último tiene un diámetro de vástago de 2 cm.



**Fig. 3.3.1.12 Cilindro Neumático del Sellado Vertical (11)**

Aparte se seleccionan los accesorios:

- Una base SNCB-63, montada al cilindro
- Una base LN-63, montada al bastidor
- Un terminal SGS-M16x1.5 que será cortado para ser soldado a la tapa de la cámara maquinada para el cilindro neumático de la cuchilla



**Fig. 3.3.1.13 Accesorios del Cilindro Sellado Vertical (11)**

### **Cuchilla de Corte**

Esta cuchilla tendrá un espesor de al menos 2 mm y tendrá un filo biselado por ambas caras. Además de que una de las caras se fresará hasta lograr un perfil con forma aserrada, la cual con sus dientes ayudará en una primera instancia perforar el material de empaque mientras es cortado por el filo de la cuchilla (Apéndice AY).

### **3.3.2 Diseño de las Mordazas.**

Cómo se vio en la sección 2.3 es necesario diseñar unas mordazas que sean capaces de sujetar ambas láminas del material de empaque mediante una presión uniforme. Estas mordazas deben también poder trabajar con las resistencias para sellado por impulso térmico, seleccionadas en la sección 3.3.3. Como el calor para el sellado es suministrado por estas tiras metálicas de gran resistencia eléctrica, estas deben estar totalmente aisladas de las mordazas eléctricamente, para evitar un corto circuito; lo cual se logra mediante unas piezas de

teflón, que a los lados de las mordazas sujetan a las resistencias, además de que estas deben posarse sobre una tira de caucho que debe encajar en un canal frontal. Al disiparse el impulso eléctrico, las resistencias y la soldadura deberán enfriarse rápidamente debido a la buena conductividad térmica de las barras metálicas frías, pero para mantener frías a estas mordazas es necesario implementar en las mordazas un circuito de agua fría que ayude a este propósito.

Por otro lado como se vio en la sección 2.4 el sellado longitudinal (Vertical) se produce por una mordaza, que ejerce presión sobre el material apoyándose contra el conducto de alimentación, esta mordaza es siempre más larga que la longitud vertical del paquete que se forma.

Las mordazas horizontales a parte de realizar los sellados superior e inferior, también sirven como portadoras de la cuchilla de corte, por lo que el sistema de sellado horizontal debe tener a parte de las dos mordazas una base que a parte de sujetar la mordaza

interior, que por cierto no tendrá resistencias, servirá de compartimiento y guía de la cuchilla de corte.

El material utilizado para la fabricación de tanto las mordazas como la cuchilla de corte será de Acero Inoxidable 304, ya que las condiciones de trabajo y la naturaleza del material a empacar (Alimento de consumo humano) justifican la utilización de un material que garantice la inocuidad del proceso. Los detalles del diseño se los puede encontrar en los apéndices AZ, BA y BB.

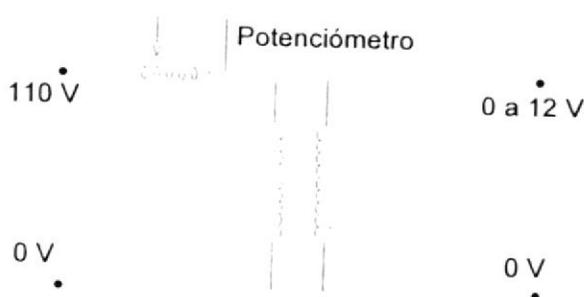
### **3.3.3 Cálculo de Potencia Eléctrica para las Resistencias, de la Temperatura y Demanda del Agua de Refrigeración.**

#### **RESISTENCIAS**

Para el cálculo de la potencia eléctrica necesaria para sellar el material de empaque, es necesario analizar las dos mordazas por separado tomando en cuenta que la mordaza horizontal realiza dos costuras al mismo tiempo

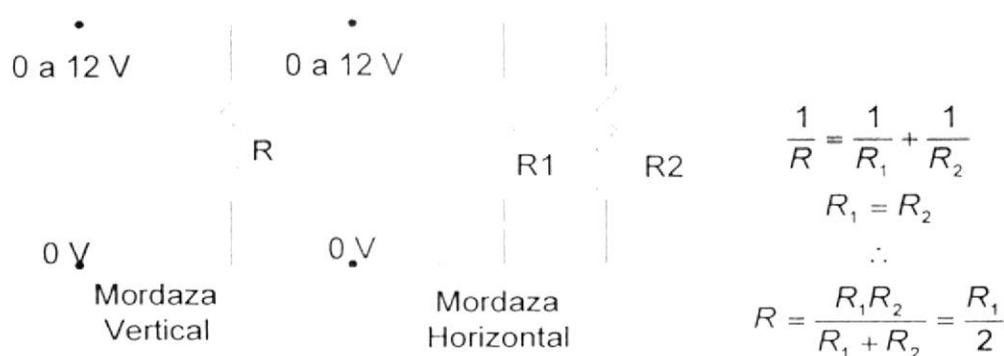
(la superior y la inferior). En esta sección no solo se va a calcular la potencia necesaria para cada resistencia sino también el voltaje que a su vez cada resistencia necesitará y seleccionará por lo tanto las dimensiones y el tipo de resistencias adecuadas para el sistema. Por otro lado antes de cualquier cálculo es también necesario determinar ciertas consideraciones:

- La alimentación de energía para ambas mordazas será a través de transformador con un voltaje de entrada de 110 V y un máximo de 12 V de salida. Este sistema estará equipado con un potenciómetro que le permitirá al operador regular el voltaje de salida del transformador y así regular cualquier variación del sellado que puede estar dada por el estado del material de empaque o de las resistencias.



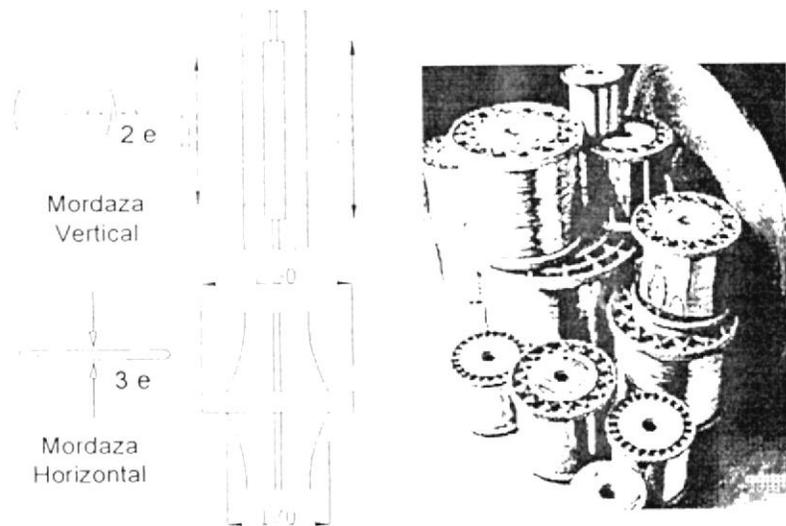
**Fig. 3.3.3.1 Transformador de 110 V a 12 V**

- El circuito de ambas mordazas estarán conectadas la una con la otra en paralelo, recibiendo el mismo voltaje. Y su vez las dos resistencias de la mordaza horizontal estarán también conectadas en paralelo la uno con la otra.



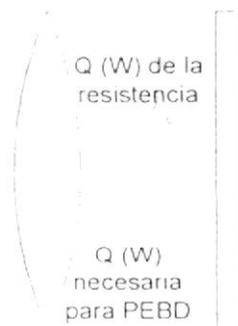
**Fig. 3.3.3.2 Conexión de las Resistencias**

- Para el cálculo de la potencia y voltaje de las resistencias como para la selección de las mismas es necesario conocer: el largo de las resistencias (que son iguales al largo de las mordazas), el largo y el ancho de la funda y el número de capas máximo que cada resistencia debe sellar.



**Fig. 3.3.3.3 Dimensiones involucradas en el Sellado**

Ahora para seleccionar los dos tipos de resistencias que se necesitan y con eso determinar el voltaje necesario a la salida del transformador, se realiza el siguiente balance de energía (8 y 19):



**Fig. 3.3.3.4 Balance de energía entre PEBD y las Resistencias**

$$Q_{PEBD} = Q_{RESISTENCIA}$$

$$Q_{PEBD} = k_{PEBD} \times \frac{A_{H,V}}{I_{H,V}} \times \Delta T$$

$$k_{PEBD} = \left( \begin{array}{l} \text{Coeficiente de} \\ \text{Conductividad del PEBD} \end{array} \right)$$

$$A_H = \left( \begin{array}{l} \text{Area de Sellado de} \\ \text{una Costura Horizontal} \end{array} \right)$$

$$A_H = \left( \begin{array}{l} \text{Ancho de la funda} \\ \times \text{Ancho de la resistencia Horizontal} \end{array} \right)$$

$$A_H = B_f \times Y$$

$$A_V = \left( \begin{array}{l} \text{Area de Sellado de} \\ \text{una Costura Vertical} \end{array} \right)$$

$$A_V = \left( \begin{array}{l} \text{Ancho de la funda} \\ \times \text{Ancho de la resistencia Vertical} \end{array} \right)$$

$$A_V = L_f \times X$$

$$I_{H,V} = \text{Espesor total de la funda}$$

$$I_H = 3 \times e$$

$$I_V = 2 \times e$$

$$\Delta T = T_{SELLADO\ MAX} - T_{amb}$$

$$Q_{RESISTENCIA} = Pot = EI = I^2 R = \frac{E^2}{R}$$

E = Voltaje en la resistencia 0 a 12 V

I = Corriente (Amp)

R = Resistencia ( $\Omega$ )

$$\text{Si } R = \rho \frac{L}{A} = \rho' \times L$$

$\rho$  = Resistividad del Material ( $\Omega\text{m}$ )

$$\rho' = \left[ \begin{array}{l} \text{Resistividad del Material por} \\ \text{unidad de longitud } (\Omega / \text{m}) \end{array} \right]$$

$L_{H,V}$  = Longitud del Conductor (m)

$L_{H,V}$  = Largo de las mordazas

$\Rightarrow$

$$Q_{\text{RESISTENCIA}} = \frac{E^2}{\rho' \times L}$$

$\therefore$

$$k_{PEBD} \times \frac{A_{H,V}}{I_{H,V}} \times \Delta T = \frac{E^2}{\rho' \times L}$$

$\Rightarrow$

$$\rho' Y = \frac{E^2 \times 3 \times e}{B_f \times k_{PEBD} \times (T_{\text{SELLADO}} - T_{\text{AMB}}) \times L_H} [\Omega\text{m} / \text{m}]$$

$$\rho' X = \frac{E^2 \times 2 \times e}{L_f \times k_{PEBD} \times (T_{\text{SELLADO}} - T_{\text{AMB}}) \times L_V} [\Omega\text{m} / \text{m}]$$

Con estas fórmulas y con los siguientes datos podemos calcular los valores de  $\rho'Y$  y  $\rho'X$ , para voltajes de 0 a 12 V.

Tabla 29

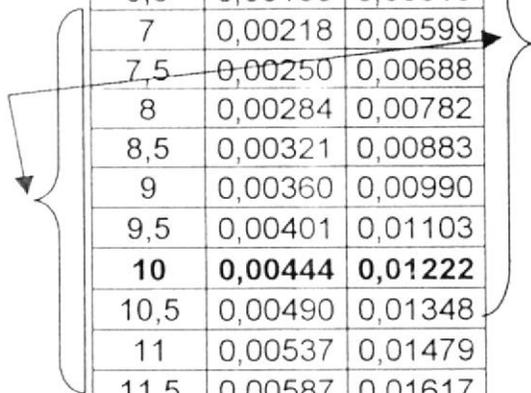
## Datos

$k_{PEBD}$	0,33 W/m <sup>2</sup> K Sec. 2.2
$e_{PEBD}$	0,1 mm Sec. 2.4
$L_{PAPEL}$	0,26 m
$B_{PAPEL}$	0,17 m
$L_{MHOR}$	0,25 m
$L_{MVER}$	0,3 m
$T_{RESIST}$	200°C Tabla 5
$T_{AMB}$	25°C

## Cálculos

Volt	$\rho'x$ Vert	$\rho'y$ Hor
0	0,00000	0,00000
0,5	0,00001	0,00003
1	0,00004	0,00012
1,5	0,00010	0,00028
2	0,00018	0,00049
2,5	0,00028	0,00076
3	0,00040	0,00110
3,5	0,00054	0,00150
4	0,00071	0,00196
4,5	0,00090	0,00248
5	0,00111	0,00306
5,5	0,00134	0,00370
6	0,00160	0,00440
6,5	0,00188	0,00516
7	0,00218	0,00599
7,5	0,00250	0,00688
8	0,00284	0,00782
8,5	0,00321	0,00883
9	0,00360	0,00990
9,5	0,00401	0,01103
<b>10</b>	<b>0,00444</b>	<b>0,01222</b>
10,5	0,00490	0,01348
11	0,00537	0,01479
11,5	0,00587	0,01617
12	0,00639	0,01760

Para  
Resistenci  
as 3/16"



Con los valores calculados en la Tabla 29 y con la premisa de que tanto X como Y (que representan el ancho de las resistencias) no pueden ser > 5 mm, nos dirigimos a al Apéndice BC (20) donde fácilmente se puede determinar que se puede utilizar cinta de 3/16" (4.76mm) para ambas mordazas, perc de Calibre 39 para las dos resistencias de la mordaza horizontal y de Calibre 30 para la resistencia de la mordaza Vertical. Ambos Calibres fueron escogidos pues utilizarán alrededor de 10 V, valor que permite en ambas mordazas regular el potenciómetro para ajustar cualquier variación en el sellado.

$$\begin{aligned}
 Q_{PEBD} \text{ Horizontal} &= k_{PEBD} \times \frac{B_f \times Y}{3 \times e} \times \Delta T \\
 &= 0.33 \frac{W}{m^{\circ}K} \times \frac{0.17m \times 4.67mm}{3 \times 0.1mm} \times (200 - 25)^{\circ}K \\
 &= 155.77W
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{PEBD} \text{ Horizontal TOTAL} &= 2 \times 155.77W \\
 &= 311.54w
 \end{aligned}$$



CIB-ESPOL

$$Q_{PEBD} \text{ Vertical} = k_{PEBD} \times \frac{L_f \times X}{2 \times e} \times \Delta T$$

$$= 0.33 \frac{W}{m^{\circ}K} \times \frac{0.26m \times 4.67mm}{2 \times 0.1mm} \times (200 - 25)^{\circ}K$$

$$Q_{PEBD} \text{ Vertical} = 357.54W$$

$$E = \sqrt{Q_{RESISTENCIA} \rho' \times L}$$

$$\rho' = \text{Tabla 47}$$



CIB-ESPOL

$$E_{HORIZONTAL} = \sqrt{\frac{155.77W \times 0.7771 \frac{\Omega}{pie}}{\times \frac{3.28pie}{1m} \times 0.25m}} = 9.97V$$



CIB-ESPOL

$$E_{VERTICAL} = \sqrt{\frac{357.54W \times 0.272 \frac{\Omega}{pie}}{\times \frac{3.28pie}{1m} \times 0.3m}} = 9.78V$$



CIB-ESPOL

## AGUA DE REFRIGERACIÓN

Para determinar la cantidad de agua que se necesitará para enfriar las mordazas, es necesario hacer un análisis de la transferencia de Calor presente en la resistencia (19), las mordazas con sus elementos y el agua en si.

Por los tanto:



CIB-ESPOL

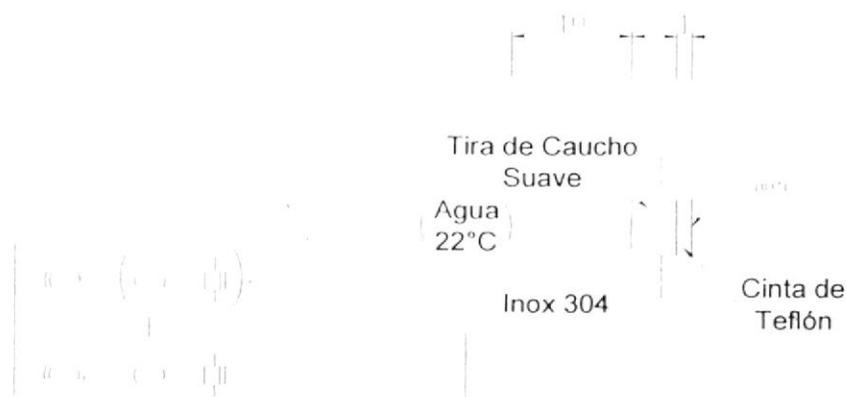


Fig. 3.3.3.5 Transferencia de Calor en las Mordazas

$$Q_{AGUA} = Q_{MORDAZA}$$

$$Q_{AGUA} = m' \times C_p \times \Delta T_{AGUA}$$

$m'$  = Gasto del Agua (Kg/seg)

$C_p$  = Calor Específico del Agua

$$C_p = 4.18 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{AGUA} = T_{SALIDA} - T_{ENTRADA}$$

$$Q_{MORDAZA} = U \times A \times \Delta T_M$$

$U$  = Coeficiente Global de Transferencia de Calor ( $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ )

$$U = \frac{1}{\sum \left( \frac{l}{k} \right)}$$

$l$  = Espesor del Material de Transferencia de Calor

$k$  = Coeficiente de Conductividad Térmica

( $\text{W/m}^\circ\text{K}$ ) (19)

A = Area de Transferencia de Calor (m<sup>2</sup>)

$$\Delta T_M = T_{RESISTENCIA} - \bar{T}_{AGUA}$$

$$T_{AGUA} = \frac{T_{SALIDA} + T_{ENTRADA}}{2}$$

⇒

$$m' \times C_p \times \Delta T_{AGUA} = U \times A \times \Delta T_M$$

$$m' = \frac{U \times A \times \Delta T_M}{C_p \times \Delta T_{AGUA}}$$

Si

$$U = \frac{1}{\frac{l}{k}_{TEFLON} + \frac{l}{k}_{CAUCHO} + \frac{l}{k}_{INOX304}}$$

**Tabla 30**

**Datos**

C <sub>p</sub> H <sub>2</sub> O	4,18 J/Kg°C
T <sub>EntMord</sub>	22°C
T <sub>SalMord</sub>	60°C
k <sub>Teflon</sub>	0,35 W/m°K
k <sub>Caucho</sub>	0,13 W/m°K
k <sub>AcInox304</sub>	14,9 W/m°K
L <sub>Teflon</sub>	0,001 m
L <sub>Caucho</sub>	0,003 m
L <sub>Inox304</sub>	0,010 M

**Cálculos**

A <sub>VERT</sub>	0,00143 m <sup>2</sup>
A <sub>HORIZ</sub>	0,00238 m <sup>2</sup>
U	37,59 W/m <sup>2</sup> °K
m' <sub>Vert</sub>	0,0538 Kg/seg
m' <sub>Horiz</sub>	0,0896 Kg/seg
m' <sub>Total</sub>	0,1433 Kg/seg
m' <sub>Total</sub>	0,5161 m <sup>3</sup> /hr
m' <sub>Total</sub>	2,32 GPM

# CAPITULO 4

## 4. ANÁLISIS ECONÓMICO.

Normalmente se puede pensar que un proyecto de ingeniería culmina cuando se han diseñado satisfactoriamente todos sus elementos. Pero en la realidad el mejor diseño de todos no es aquel que es dimensionado a la perfección o es construido con los mejores materiales y la mano de obra más calificada, sino que el mejor diseño de todos es aquel que logra mantener un equilibrio entre la calidad del producto diseñado y el costo que se puede alcanzar al construir y/o adquirir este diseño.

Por otro lado no hay que olvidar que no solo es fundamental poder tener un equipo que sea de buena calidad y de bajo costo sino que también debe lograr una producción eficiente y competitiva que le permita al industrial mantener un buen porcentaje de utilidad mientras paga la inversión de adquirir el equipo en el menor tiempo posible.

Para verificar si el presente trabajo cumple con estos requerimientos, se procede de la siguiente manera:

1. Valorar el costo de construir el equipo, incluyendo a su vez el porcentaje de utilidad del constructor y la dirección técnica.
2. Determinar la producción anual del equipo, considerando que no trabajará a su máxima capacidad diaria (3 turnos), pero si a su velocidad nominal (25 golpes/min). El cálculo se realizará en base al formato de 1 Kg.
3. Calcular los ingresos esperados de la venta de dicha producción separando un 28% de utilidad.
4. Estimar todos los costos financieros que pueden intervenir no solo en la producción del envasado del azúcar sino también en su comercialización.
5. Totalizar estos costos y restarlos de los ingresos provenientes de las ventas (ya sin las utilidades). Si este valor es negativo, significa que el porcentaje de utilidad es muy alto y habría que revisarlo para poder absorber el costo del equipo en el menos tiempo posible.

Por otro lado si este valor es positivo se lo divide para el valor del equipo para determinar el "Pay Back time".

Por lo tanto:

**Tabla 31**

	Descripción	#	Material	M.O.	Costo	Sub-Total	TOTAL
1	<b>Carcasa y Estructura</b>	1	1500	3000		4500	4500
2	<b>Plancha frontal de Acero 1020 de 60x60x2 cm</b>	1	200	300		500	500
3	<b>Módulo Neumático giratorio Festo DSM-25-270-P-CC</b>	1			450	450	450
4	<b>Tolva</b>						
	Plancha Inox 304 de 1 mm	1	400	300		700	
	Tubos Inox 304 de 1"	1	300	400		700	1400
5	<b>Platos dosificadores</b>						
	Plancha Inox 304 de 1 cm	2	600	500		2200	
	Tubos Inox 304 de 4" Ced. 40	2	800	500		2600	4800
6	<b>Resorte de Plato Dosificador</b>						
	1 metro de alambre 229	1	100	150		250	250
7	<b>Sprockets 40B16</b>	2			80	160	160
8	<b>Balancín plancha de Acero 1020 1cm espesor</b>	2	100	250		700	700
9	<b>Freno</b>						
	Barra Cuadrada de 5x5x20 cm	1	70	100		170	
	0,5 m de varilla 5 mm (metros)	1	60	30		90	260
10	<b>Resorte del Freno</b>						
	1,5 m de alambre 228 (metro)	1	150	30		180	180
11	<b>Volante</b>						
	Torta de Fundición de $\phi=25$ cm x 5 cm	1	80	100		180	180
12	<b>Eje Porta Bobina</b>						
	1 m de eje de Acero 1020 $\phi=3$ cm Rolado en Frío	1	200	300		500	500
13	<b>Conos de Ajuste de bobinas</b>						
	0,5 m de eje Acero 1020 de $\phi=15$ cm Rolado en Frío	3	150	400		1650	1650

14	Rodamientos SKF 627 para el Asentar Eje Bobina	4			40	160	160
15	Rodillos Guías 1 m de tubo grueso de Aluminio $\phi=2$ cm	7	100	150		1750	1750
16	Rodamientos SKF 625 para Rodillos Guías	14			50	700	700
17	Tubo Formador 1 m de tubería Inox 304 de $\phi=4$ " Cono con plancha inox de 6" a 4" de 10 cm de alto	1	200	100		300	
		1	100	100		200	500
18	Murciélago	1			500	500	500
19	Bandas de Arrastre 600-8M-50	2	150	100		500	500
20	Poleas de Arrastre P28-8M-50-MPB	4			95	380	380
21	Rodamientos SKF 61900 para las Poleas de Arrastre	4			150	600	600
22	Rodillos de Contacto	6	30	50		480	480
23	Rodamientos SKF 618/8 para los Rodillos de Contacto	12			30	360	360
24	Cilindros Neumático de arrastre Festo DSN-20-10-P	2			120	240	240
25	Base de Tren de Poleas 0,25 m de eje de Acero 1020 $\phi=5$ cm Barras de Acero 1020 de 2x8x30 cm	2	100	120		440	
		2	150	150		600	1040
26	Eje Principal del Tren de Poleas 0,4 m de eje de Acero 1020 $\phi=2,5$ cm Rolado en Frío	1	70	120		190	190
27	Rodamientos SKF 61903 para Eje Tren de Poleas	2			150	300	300
28	Sprockets D40B22H	2			150	300	300
29	Sprockets 40B11	2			60	120	120
30	Sprockets 40B22	3			120	360	360
31	Sprockets 40B8	3			40	120	120
32	Cadenas N°40 Total para todo el sistema de 350 pasos	1			250	250	250
33	Rodamientos SKF 638/6-2Z	3			40	120	120

	para Sprocket 40B8						
34	Rodamientos SKF 61801 para Sprocket D40B22H	4			50	200	200
35	Embrague EM-180-20/30 B	1			800	800	800
36	Moto-reductor de 0.5 HP @ 465 RPM, tipo DK740E/178.	1			1500	1500	1500
37	Ejes de Mordaza Vertical 1 m de eje Acero Inox 304 de $\phi=2,5$ cm	2	300	250		1100	1100
38	Barras de la Mordaza Vertical Barras de Acero 1020 de 5x5x50 cm	2	90	150		480	480
39	Ejes de las Mordazas Horizontales 1 m de eje Acero Inox 304 de $\phi=2,5$ cm	2	300	250		1100	1100
40	Barras de las Mordazas Horizontales Barras de Acero 1020 de 5x5x50 cm	1	90	150		240	240
41	Cilindro Neumático de la Mordaza Vertical Cilindro Neumático Festo DNC-63-50-PPV Una base SNCB-63, montada al cilindro Una base LN-63, montada al bastidor Un terminal SGS-M16x1.5	1 1 1 1			400 150 150 80	400 150 150 80	780
42	Cilindro Neumático de las Mordazas Horizontal Cilindro Neumático Festo DSN-80-100-PPV Una base SNCB-80, montada al cilindro Una base LN-80, montada al bastidor Un terminal SGS-M20x1.5	1 1 1 1			600 150 150 80	600 150 150 80	980
43	Cilindro Neumático Cuchilla de Corte Festo ESN-25-10-P	1			230	230	230
44	Compartimiento de Cilindro						

	<b>de Cuchilla de Corte</b> 0,2 m de eje Acero 1020 de $\phi=15$ cm	1	250	320		570	570
45	<b>3 m de Cable 8x19</b>	1			150	150	150
46	<b>Poleas para Cable 8x19 de Fundición de Acero al C</b>	2			60	120	120
47	<b>Rodamientos SKF 627 para las poleas 8x19</b>	2			60	120	120
48	<b>Resortes del Sistema de Mordazas Horizontales</b> 1 m de alambre 228 de $\phi=3$ mm	2	30	20		100	100
49	<b>Rodamientos Lineales LVCR-25-2LS</b>	3			150	450	450
50	<b>Mordaza Vertical</b> Barras de Acero Inox 304 de 5x5x30 cm	1	200	300		500	500
51	<b>Mordaza Horizontal Interior</b> Barras de Acero Inox 304 de 5x5x30 cm	1	200	200		400	400
52	<b>Base de la Mordaza Horizontal Interior</b> Barras de Acero 1020 de 4x6x30 cm	1	80	250		330	330
53	<b>Mordaza Horizontal Exterior</b> Barras de Acero Inox 304 de 4x5x30 cm	1	200	450		650	650
54	<b>Cuchilla de Corte</b> Plancha de Acero Inox 304 Templada de 25x10 cm e=2 mm	1	50	100		150	150
55	<b>Resistencias</b> 1 m Cinta 80%Ni - 20%Cr calibre 30 de 3/16"	1			100	100	
	1 m Cinta 80%Ni - 20%Cr calibre 39 de 3/16"	1			100	100	200
56	<b>Unidades de Mantenimiento</b>	6			85	510	510
57	<b>Válvulas 5/2</b>	4			150	600	600
58	<b>Válvulas 3/2</b>	1			100	100	100
59	<b>Silenciadores</b>	10			5	50	50
60	<b>Reguladores de Flujo</b>	10			35	350	350
61	<b>Racores</b>	50			5	250	250
62	<b>15 m de Manguera de Aire</b>	1			100	100	100

63	Ensamblaje	1	800	2500		3300	3300
64	Control y Electricidad	1	600	3000	8000	11600	11600
	SUB-TOTAL						52510
	30 % de Utilidad sobre SUB-TOTAL						15753
	10 % de Dirección Técnica sobre SUB-TOTAL						5251
	TOTAL						73514

Tabla 32

## DATOS

Formato	1,00	Kg
Vel. Nominal	25,00	golpes/min
Días Laborales	360,00	días/año
(X) # Turnos/día	2,00	de 8 horas
HORAS Produc	5760,00	h/año en X Turnos
Utilización (Y)	75%	Performance Medio en una Planta
P.V.P. \$	0,50	/Kg
Utilidad (Z)	28%	Como Objetivo

## PRODUCCIÓN

Target 100%	12960000,00	Kg/año	3 Turnos
Objetivo 100%	8640000,00	Kg/año	X Turnos
Efectiva	6480000,00	Kg/año	Al Y% Utilizac.
Ingreso Bruto \$	3240000,00	Por Ventas	
Utilidad \$	907200,00	Z%	
Ingreso Neto \$	2332800,00	disponible	

## COSTOS

## Electricidad

Pot Motor	0,37	KW
Pot Resist Hor	0,31	KW
Pot Resist Vert	0,36	KW
Pot TOTAL	1,04	KW
Energia	5990,40	KWh
Costo	0,08	\$/KWh
Sub-Total 1 \$	479,23	Annual

**Agua**

G@22°C	0,52	m3/hr
Volumen	2995,20	m3
Costo	1,00	\$/m3
Sub-Total 2 \$	2995,20	Anual

**Aire**

Q ModulGirat	0,58	litros/golpe
Q CilindHor	6,69	litros/golpe
Q CilindVert	2,07	litros/golpe
Q CilindCuch	0,04	litros/golpe
Q TOTAL	9,37	litros/golpe
Q TOTAL	80985312,00	litros/1año
Costo	0,000015	\$/litros
Sub-Total 3 \$	1214,78	Anual

**Personal**

Oper/Mec	1,00	/Turno
Ayudante	1,00	/Turno
Total Personal	4,00	
Sueldo \$	3500,00	Anual
Sub-Total 4 \$	14000,00	Anual

**Depreciación a 10 Años**

Sub-Total 5 \$	7351,40	Anual
----------------	---------	-------

**Fabricación/Administración/Marketing**

Producción	6480000,00	Kg/anual Efectiva
Barredura	5%	
Retrabajo	3%	
Produc. Neta	6998400,00	
Costo \$	0,30	/Kg
Sub-Total 6 \$	2099520,00	Anual

**Material de Embalaje**

Producción	6480000,00	Kg/anual Efectiva
Golpes/Bobina	8000,00	
Peso de Bobina	65,00	Kg
# Bobinas	810,00	anual
Desperdicio	10%	
# Bob. Netas	891,00	anual
Costo \$	3,00	/Kg PEBD
Sub-Total 7 \$	173745,00	Anual

**Costo TOTAL \$ 2299305,61 Anual**

**Diferencia \$ 33494,39**

**Pay Back 2,19 años**

# CAPITULO 5

## 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

### CONCLUSIONES

1. Los dos sistemas de sellados constituyen las partes más importantes del proceso, ya que son las que garantizan la hermeticidad y la inocuidad del azúcar a largo plazo.
2. Hay que tener especial atención en la alineación de las mordazas para garantizar costuras uniformes sin la presencia de pliegues ni deformaciones.
3. El éxito o el fracaso del sistema de tracción, radica en la correcta calibración y mantenimiento del embrague.

4. El monto final, que se calculó como precio de la "Formadora y Llenadora de fundas de Azúcar" (\$73.514,00 que no incluye el I.V.A.), es mucho menor al precio de un equipo de similares características que se puede encontrar en el extranjero (entre 100.000,00 y 150.000,00), sin impuestos ni costos de transportación y embarque. Cumpliéndose el objetivo principal de esta Tesis de Grado.
  
5. A pesar de que en los cálculos efectuados en el análisis económico no se consideró la utilización plena del equipo, el tiempo de recuperación de la inversión se da en un lapso sumamente razonable (poco más de 2 años).
  
6. Si se tiene un buen estudio de mercadeo que garantice la venta de dicha producción, la adquisición de esta "Formadora y Llenadora de Fundas de Azúcar" será una decisión conveniente desde el punto de vista económico.
  
7. Se puede comprobar fácilmente que el costo de utilización y operación del equipo es un valor muy pequeño comparado con el costo de la producción (la materia prima más valor agregado) y del material de embalaje. Con lo que se puede concluir que hay

muchas oportunidades de ahorro ajenas al equipo que pueden ayudar a disminuir el "Pay Back time".

## RECOMENDACIONES

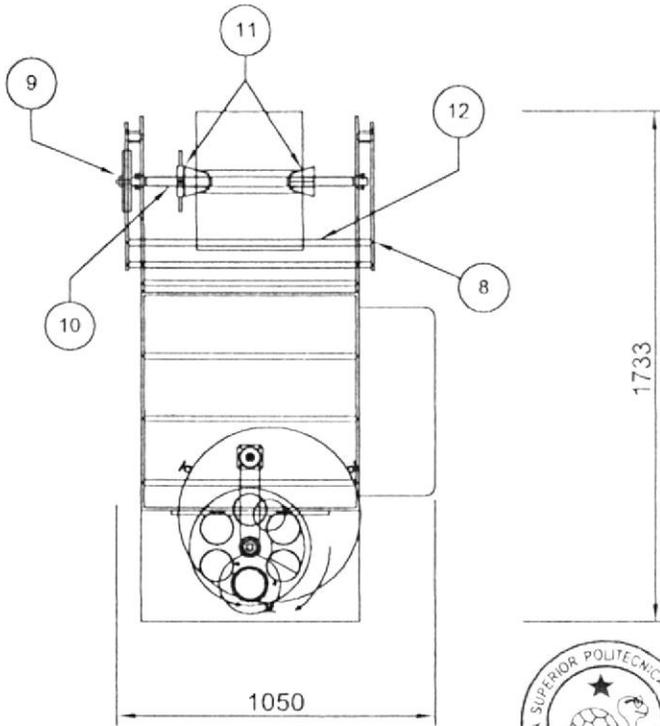


1. Cómo se puede constatar, en el análisis de costos de este trabajo se considera que el agua que se utiliza como medio de enfriamiento de las mordazas de sellado, es desechada en su totalidad. Lo cual va en contra de cualquier política ambiental tanto local como internacional. Por lo tanto se recomienda que la instalación de este equipo debe de estar acompañada de la instalación de un sistema de recirculación y enfriamiento del agua de las mordazas. Con lo que aprovecharíamos mejor este precioso recurso y disminuiríamos también el costo anual de producción.
2. Cómo se constató en el capítulo 2 el azúcar es altamente higroscópico, lo que puede perjudicar no solo sus propiedades de conservación sino también su peso específico, lo cual puede acarrear un problema de dosificación que puede llegar a incumplir varias normas legales referentes al peso neto de un producto. Es por eso que se recomienda instalar el equipo en mención en un

área aclimatada que permita mantener niveles bajos de HR (<50%, aproximadamente).

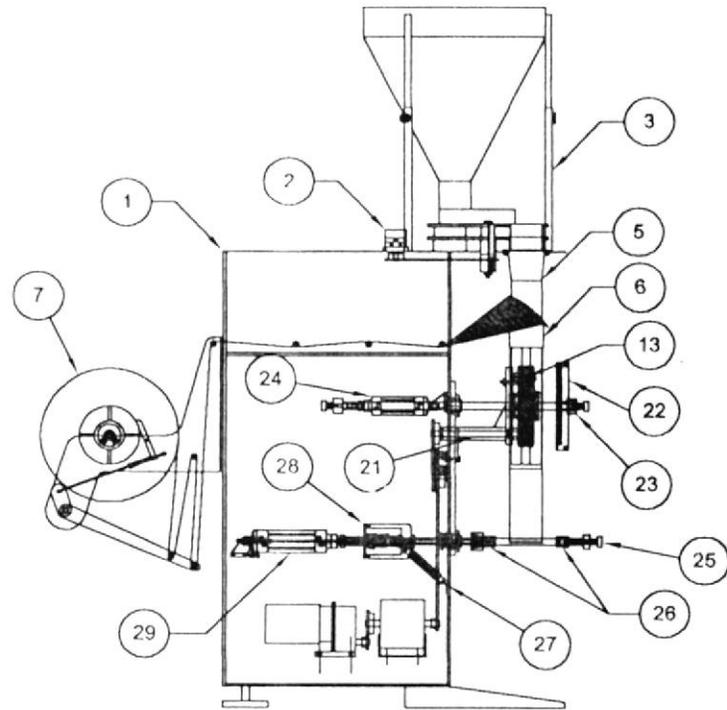
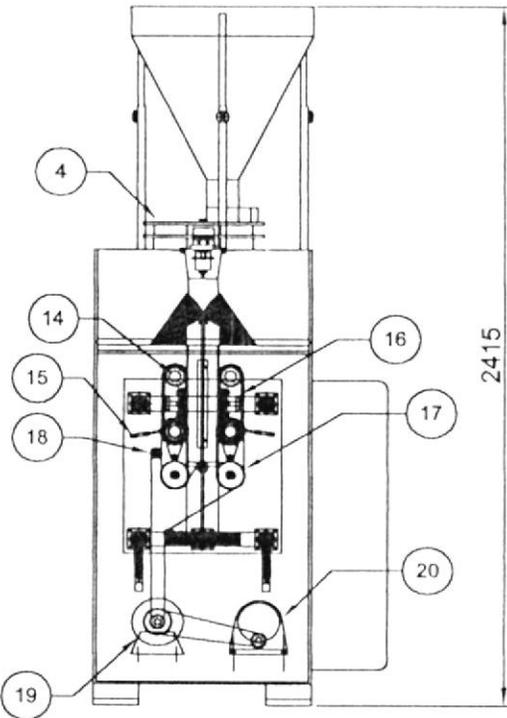
3. Se recomienda proponer a la FIEC (Facultad de ingeniería Eléctrica y Computación), el diseño del sistema de control y la selección de los sensores y equipos más apropiados como un tema de tesis que complemente este trabajo.

APÉNDICE A



CIB-ESPOL

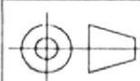
N°	DESCRIPCIÓN
1	Carcasa y Estructura
2	Módulo Neumático giratorio
3	Tolva
4	Platos Dosificadores
5	Tubo Formador
6	Murciélago
7	Bobina de PEBD
8	Balancín y Freno
9	Volante
10	Eje Porta Bobinas
11	Conos de Ajuste de la Bobina
12	Rodillos Guías del PEBD
13	Banda de Arrastre
14	Tren de Poleas de Arrastre
15	Cilindros Neumáticos para Correas de Arrastre
16	Base del Tren de Poleas
17	Sprocket Fijo para Sistema de Tracción
18	Sprocket templador para Sistema de Tracción
19	Embrague
20	Motor
21	Eje principal del Tren de Poleas
22	Mordaza Vertical
23	Eje y Barras de Mordaza Vertical
24	Cilindro Neumático de Mordaza Vertical
25	Eje y Barras de Mordaza Horizontal
26	Mordazas Horizontales
27	Resortes de Mordazas Horizontales
28	Compartimento y cilindro neumático para cuchilla de Corte
29	Cilindro Neumático de Mordaza Horizontal



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:

**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



Escala:  
1:25

Contiene:  
DISEÑO DE FORMA

Fecha

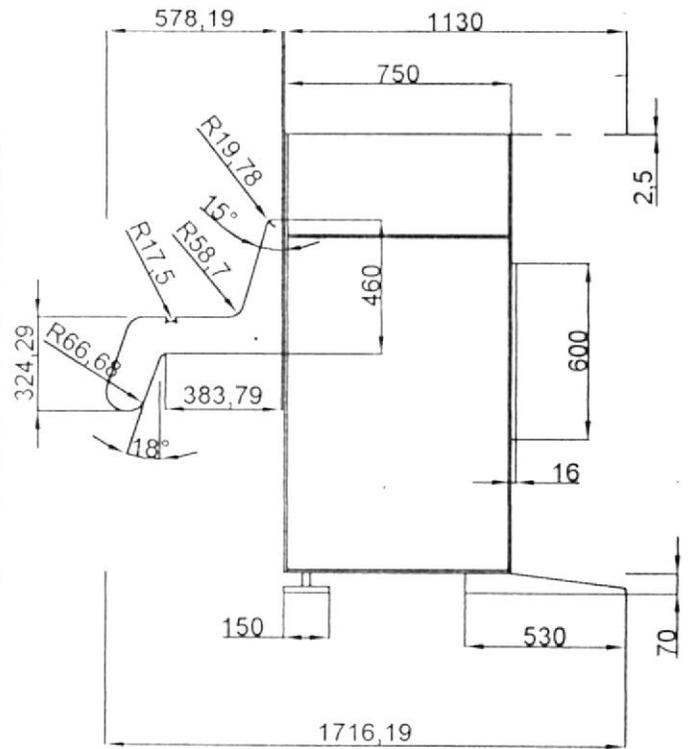
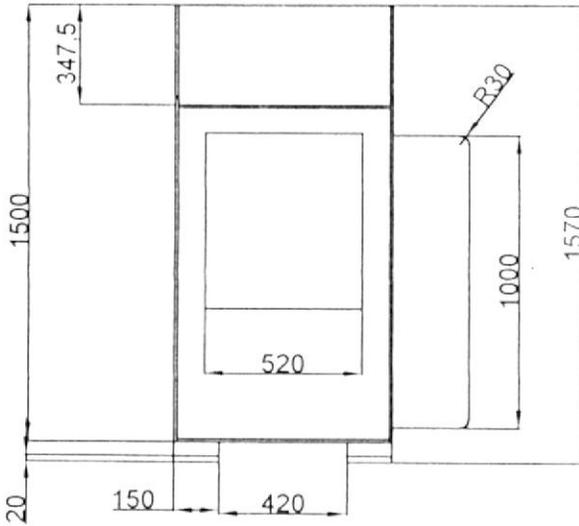
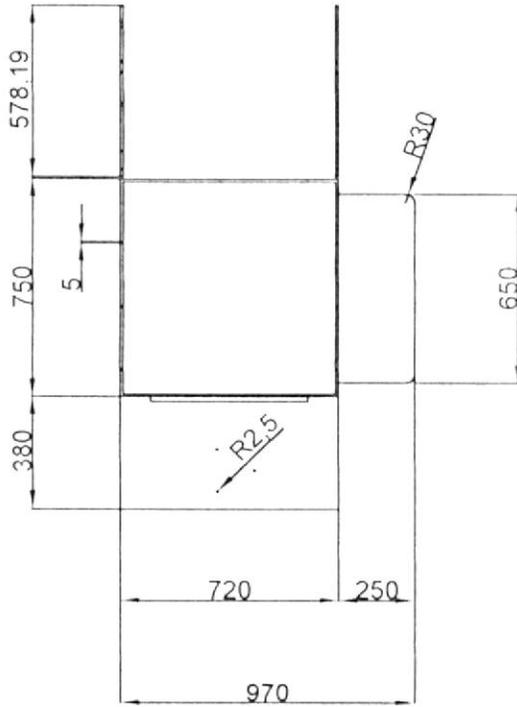
Dibujó: 10/10/03 JRodríguez

Revisó: 25/01/04 MHeiguer

Plano N°:

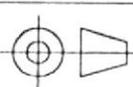
**1**

APÉNDICE B



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



Escala:  
**1:25**

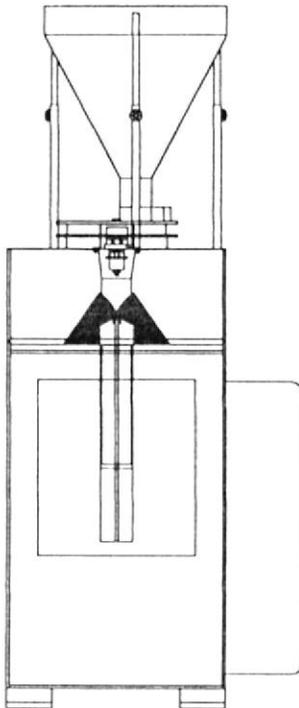
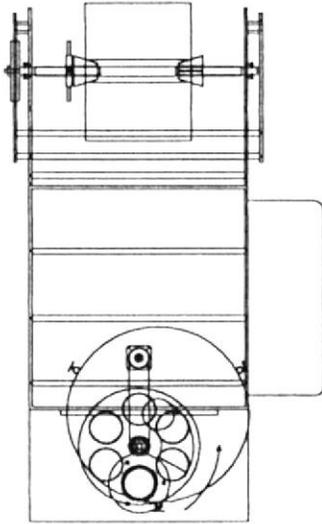
Contiene:  
**CARCASA Y ESTRUCTURA**

	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/10/03	JRodriguez
Revisó:	25/01/04	MHelguero

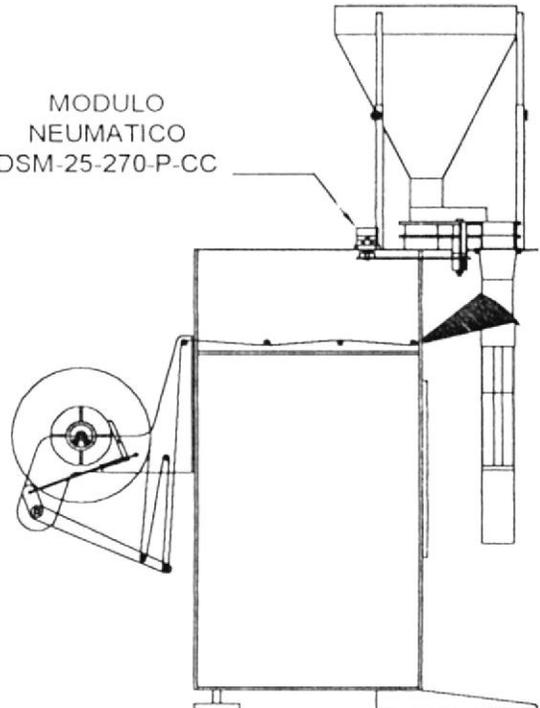
Plano N°:

**2**

APÉNDICE C

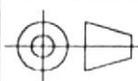


MODULO  
NEUMATICO  
DSM-25-270-P-CC



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



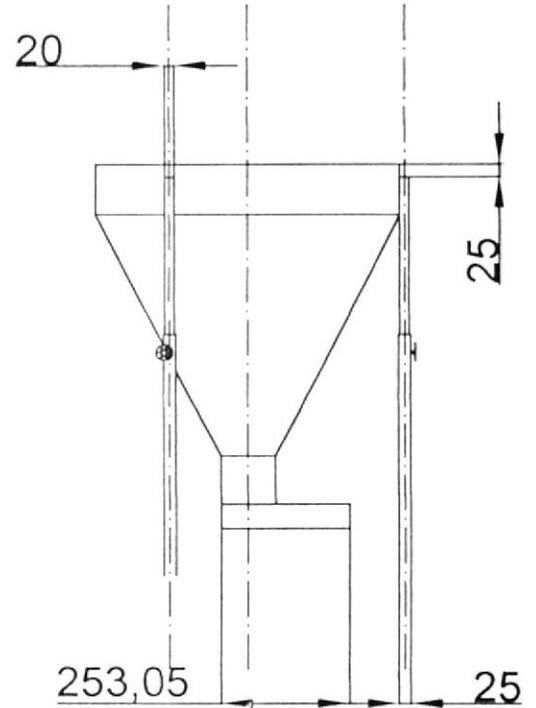
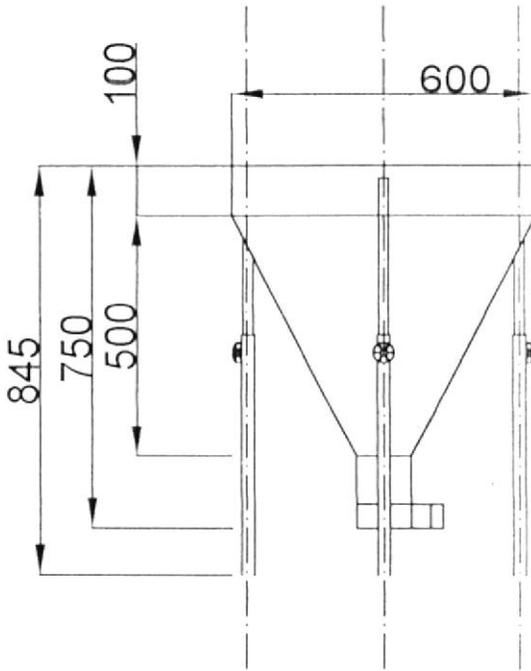
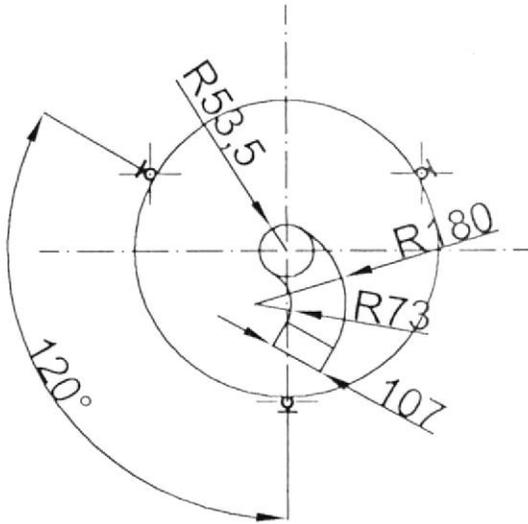
Escala:  
1:25

Contiene:  
**SISTEMA DE DOSIFICACIÓN**

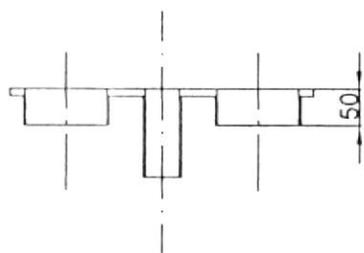
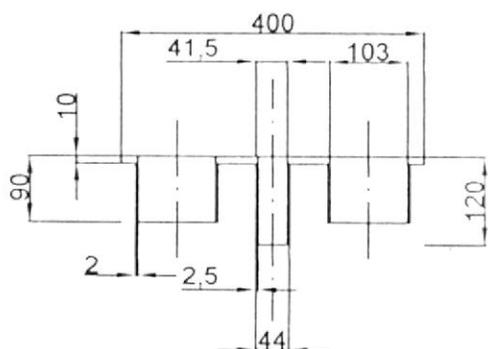
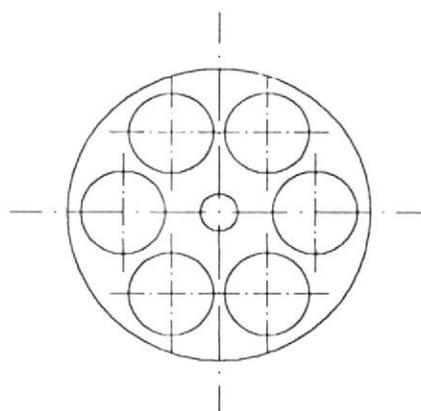
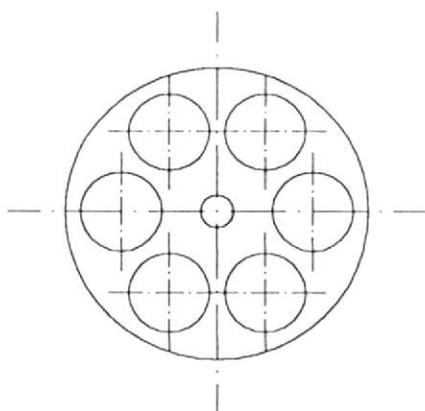
	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/10/03	JRodríguez
Revisó:	25/01/04	MHeiguer

Plano N°:

**3**



<b>FIMCP - ESPOL</b>		Fecha	Nombre
		Dibujó:	10/10/03 JRodríguez
Proyecto:		Revisó:	25/01/04 MHeiguen
MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS 		Plano N°:	
		<b>4</b>	
Escala:	Contiene:		
1:15	TOLVA		



PLATOS INFERIOR

PLATOS SUPERIOR

# FIMCP - ESPOL

Fecha	Nomb
Dibujó: 10/10/03	JRodrigo
Revisó: 25/01/04	MHelgue

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**

Plano N°:



Escala:  
**1:10**

Contiene:  
**PLATOS DOSIFICADORES**

**5**

## APÉNDICE F

<b>Materiales Comunes para alambre de resortes (9)</b>			
ASTM #	Material	SAE #	Descripción
A227	Alambre estriado en frío (duro)	1066	Alambre para resorte para uso general de menor costo. Adecuado para cargas estáticas pero no es bueno para fatiga o impacto. Rango de temperatura 0 a 120°C.
A228	Alambre de piano	1085	Material muy tenaz de muy amplio uso para resortes de pequeñas espiras. Tiene resistencia más elevada a la tensión y a la fatiga de todos los alambres para resorte. Rango de temperatura 0 a 120°C.
A229	Alambre revenido en aceite	1065	Acero para resorte de uso general. Menos costoso y disponible en tamaños mayores del alambre para piano. Adecuado para cargas estáticas pero no para la fatiga o el impacto. Rango de temperatura 0 a 180°C.
A230	Alambre revenido en aceite	1070	Calidad de resorte de válvula. Adecuado para la carga a la fatiga.
A232	Cromo Vanadio	6150	Acero para resorte de aleación de mayor popularidad. Calidad de resorte de válvulas. Adecuado para cargas a la fatiga. También es bueno para cargas de impacto y de golpe. Rango de temperatura hasta 220°C. Disponible recocido y revenido.
A313 (302)	Acero Inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones a la fatiga.
A401	Al cromo silicio	9254	Calidad de resorte de válvula: adecuada para cargas a la fatiga. Resistencia apenas inferior a la del alambre de piano y tiene una más elevada resistencia a la temperatura hasta 220°C.
B134, #260	Latón para resorte	CA-260	Baja resistencia, pero resistente a la corrosión.
B159	Bronce fosforado	CA-510	Resistencia superior al latón, mejor resistencia a la fatiga. Resistente a la corrosión. No debe tratarse térmicamente ni doblarse a lo largo del grano.
B197	Cobre al Berilio	CA-172	Resistencia superior al latón. Mejor resistencia a la fatiga. Bastante resistente a la corrosión.

## APÉNDICE G

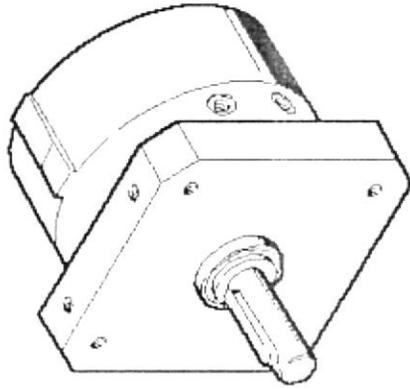
**Coeficientes y exponentes para la ecuación  $S_{UT}$  (9)**

ASTM #	Material	Rango		Exponente	Coeficiente A		Factor de Correlación
		mm	in	b	MPa	Psi	
A227	Estriado en frío	0.5-16	0.020-0.625	-0.1822	1753.3	141040	0.998
A228	Alambre de piano	0.3-6	0.010-0.250	-0.1625	2153.5	184649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5-16	0.020-0.625	-0.1833	1831.2	146649	0.999
A232	Cromo Vanadio	0.5-12	0.020-0.500	-0.1453	1909.9	173128	0.998
A401	Cromo silicio	0.8-11	0.031-0.437	-0.0934	2059.2	200779	0.991

### Módulo giratorio

#### DSM-25-270-P-CC

Movimiento de giro regulable de 0° a 270°



Núm. pieza	Nombre	Denominación	Tipo
163001	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-16-270-P-CR
157653	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-16-270-P-FW
170082	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-16-270-P-FW-CC
170083	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-16-270-P-FW-CL
170084	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-16-270-P-FW-CR
161184	Rotac Plus	Soporte de amortiguador	DSM-16-CL
161185	Rotac Plus	Soporte de amortiguador	DSM-16-CR
158959	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P
<b>161747</b>	<b>Rotac Plus</b>	<b>Módulo giratorio</b>	<b>DSM-25-270-P-CC</b>
163002	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P-CL
163003	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P-CR
157659	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P-FW
170085	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P-FW-CC
170086	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P-FW-CL
170087	Rotac Plus	Módulo giratorio	DSM-25-270-P-FW-CR
161186	Rotac Plus	Soporte de amortiguador	DSM-25-CL

Descripción del producto

Hoja de datos

Sinopsis de accesorios

Mostrar imagen producto

Vista 2D/3D

Dibujos técnicos

## APÉNDICE I (12)

**No. 25**  
**Paso 1/4"**

**Sprockets en**  
**Existencia de Acero**

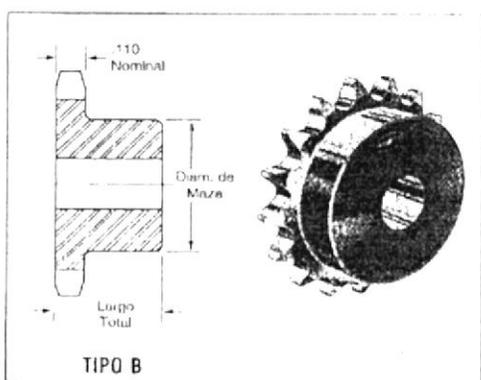
*Martin*

### Sencillo-Tipo B

### Sencillo-Tipo A

No de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (pul)		Maza (pul)		Peso Lib. (Aprox.)	Tipo	Número de Parte	Barreno de Piloto	Peso Lib. (Aprox.)
				Piloto	Máx. Rec.	Diámetro	Largo Total					
9	25B1	.837	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.03				
10	25B10	.919	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.03				
11	25B11	1.002	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.04				
12	25B12	1.083	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.06				
13	25B13	1.167	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.07				
14	25B14	1.246	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.08				
15	25B15	1.326	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.10				
16	25B16	1.407	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.12				
17	25B17	1.487	B	3/8	3/8	3/8	3/8	.14				
18	25A18	1.568	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.16	A	25A18	3/8	.04
19	25B19	1.648	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.19	A	25A19	3/8	.04
20	25B20	1.729	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.25	A	25A20	3/8	.04
21	25B21	1.809	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.28	A	25A21	3/8	.04
22	25B22	1.889	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.31	A	25A22	3/8	.06
23	25B23	1.969	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.32	A	25A23	3/8	.06
24	25B24	2.049	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.33	A	25A24	3/8	.06
25	25B25	2.129	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.34	A	25A25	3/8	.06
26	25B26	2.209	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.35	A	25A26	3/8	.08
28	25B28	2.369	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.36	A	25A28	3/8	.10
30	25B30	2.529	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.38	A	25A30	3/8	.12
32	25B32	2.688	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.40	A	25A32	3/8	.14
35									A	25A35	3/8	.16
36	25B36	3.008	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.50	A	25A36	3/8	.18
40	25B40	3.327	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.53	A	25A40	3/8	.20
42									A	25A42	3/8	.24
45	25B45	3.725	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.56	A	25A45	3/8	.25
48	25B48	3.964	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.56	A	25A48	3/8	.32
54	25B54	4.442	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	1.00	A	25A54	3/8	.38
60	25B60	4.920	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	1.10	A	25A60	3/8	.54
70	25B70	5.717	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	1.25	A			
72	25B72	5.876	B	3/8	3/8	1 1/8	3/8	1.30	A	25A72	3/8	.74

Los barrenos máximos mostrados se adecúan al cuñero estándar y al aprensor sobre el cuñero. Los barrenos ligeramente más grandes están disponibles sin cuñero, con el aprensor en ángulo con el cuñero.



#### Cargos por Alteración

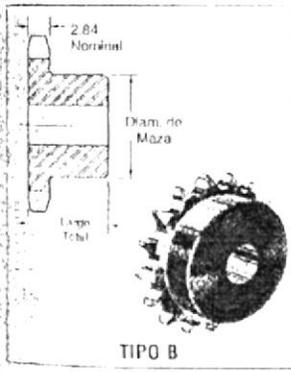
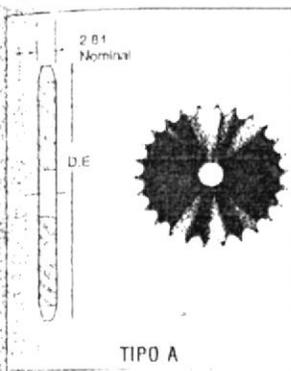
Ver la lista de descuentos Actual para cargos por alteración.

## APÉNDICE J (12)



### Sprockets en Existencia de Acero

**No. 40**  
**Paso 1/2"**



#### Sencillo-Tipo B

#### Sencillo-Tipo A

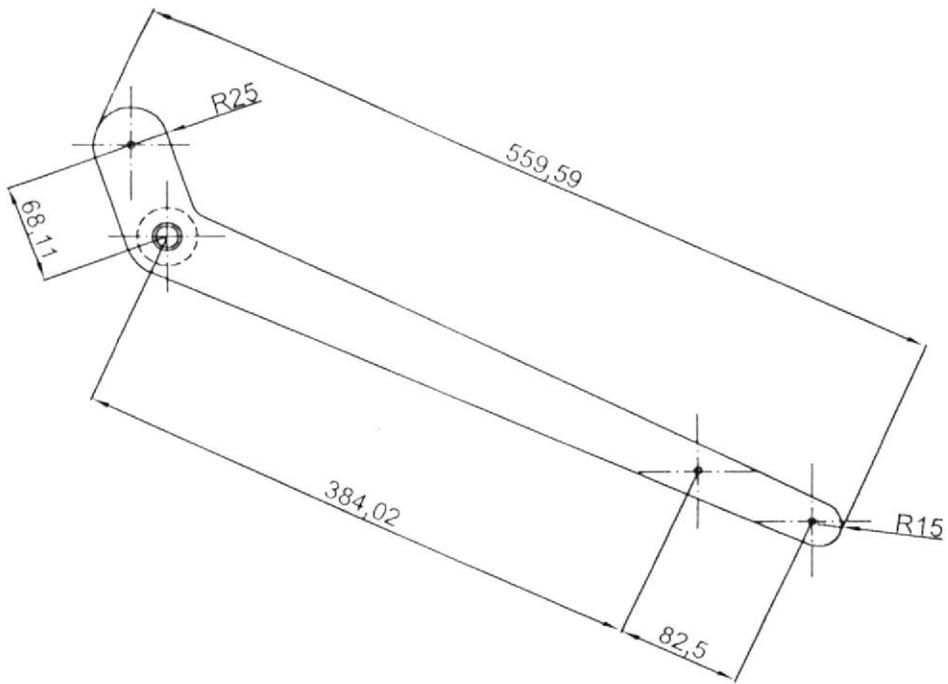
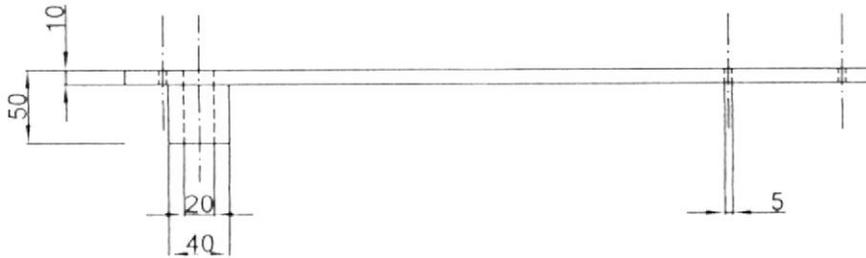
No. de Dientes	Número de Partes	Diámetro Exterior	Barreno (pul)			Maza (pul)		Peso Lin. (Aprox.)	Tipo	Número de Partes	Barreno Piloto	Peso (Lb. Aprox.)
			Plata	Máx. Rec.		DMm	Largo Total					
8	40B5	1.500	B	5	4	1/2	1/2	18				
9	40B6	1.670	B	5	5	1/2	1/2	20				
10	40B7	1.840	B	5	5	1/2	1/2	22				
11	40B8	2.000	B	5	5	1/2	1/2	25				
12	40B9	2.170	B	5	1	1/2	1/2	45	A	40A12	5	18
13	40B10	2.330	B	5	1	1/2	1/2	50	A	40A13	5	22
14	40B11	2.490	B	5	1/2	1/2	1/2	55	A	40A14	5	26
15	40B12	2.650	B	5	1/2	1/2	1/2	70	A	40A15	5	30
16	40B16	2.810	B	5	1/2	2	1/2	79	A	40A16	5	34
17	40B17	2.980	B	5	1/2	2 1/2	1	1.04	A	40A17	5	36
18	40B18	3.140	B	5	1/2	2 1/2	1	1.22	A	40A18	5	44
19	40B19	3.300	B	5	1/2	2 1/2	1	1.43	A	40A19	5	46
20	40B20	3.460	B	5	1/2	2 1/2	1	1.56	A	40A20	5	56
21	40B21	3.620	B	5	1/2	2 1/2	1	1.73	A	40A21	5	58
22	40B22	3.780	B	5	1/2	2 1/2	1	1.98	A	40A22	5	68
23	40B23	3.940	B	5	2	3	1	2.13	A	40A23	5	72
24	40B24	4.100	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.41	A	40A24	5	82
25	40B25	4.260	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.54	A	40A25	5	86
26	40B26	4.420	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.58	A	40A26	5	94
27	40B27	4.580	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.68	A	40A27	5	98
28	40B28	4.740	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.73	A	40A28	5	110
29	40B29	4.900	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.80	A	40A29	5	122
30	40B30	5.060	B	5	2 1/2	3 1/2	1	2.98	A	40A30	5	126
31	40B31	5.220	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.10	A	40A31	5	140
32	40B32	5.380	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.16	A	40A32	5	148
33	40B33	5.540	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.22	A	40A33	5	156
34	40B34	5.700	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.30	A	40A34	5	164
35	40B35	5.860	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.48	A	40A35	5	170
36	40B36	6.020	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.58	A	40A36	5	184
37	40B37	6.180	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.62	A	40A37	5	192
38	40B38	6.330	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.70	A	40A38	5	2.00
39	40B39	6.490	B	5	2 1/2	3 1/2	1	3.76	A	40A39	5	2.02
40	40B40	6.650	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	4.69	A	40A40	5	2.22
41	40B41	6.810	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	4.76	A	40A41	5	2.42
42	40B42	6.970	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	4.82	A	40A42	5	2.50
43	40B43	7.130	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.12	A	40A43	5	2.80
44	40B44	7.290	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.15	A	40A44	5	2.85
45	40B45	7.450	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.30	A	40A45	5	3.15
46	40B46	7.610	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.57	A	40A46	5	3.28
47	40B47	7.770	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.44	A	40A47	5	3.32
48	40B48	7.930	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.84	A	40A48	5	3.22
49	40B49	8.090	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.90	A	40A49	5	3.44
50	40B50	8.250	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.96	A	40A50	5	3.62
51	40B51	8.410	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.08	A	40A51	5	3.94
52	40B52	8.570	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.28	A	40A52	5	4.08
53	40B53	8.730	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.33	A	40A53	5	4.04
54	40B54	8.890	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.42	A	40A54	5	4.44
55	40B55	9.050	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.46	A	40A55	5	4.54
56	40B56	9.210	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.89	A	40A56	5	4.84
57	40B57	9.370	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	7.02	A	40A57	5	5.00
58	40B58	9.520	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	7.36	A	40A58	5	5.12
59	40B59	9.680	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	7.45	A	40A59	5	5.30
60	40B60	9.840	B	5	2 1/2	3 1/2	1 1/2	7.86	A	40A60	5	5.48
70	40B70	11.430	B	5	2 1/2	4	1 1/2	11.00	A	40A70	5	7.24
72	40B72	11.750	B	5	2 1/2	4	1 1/2	11.50	A	40A72	5	7.74
80	40B80	13.030	B	5	2 1/2	4	1 1/2	13.40	A	40A80	5	10.20
84	40B84	13.670	B	5	2 1/2	4	1 1/2	14.04	A	40A84	5	10.07
96	40B96	15.570	B	5	2 1/2	4	1 1/2	17.56	A	40A96	5	12.15
112	40B112	18.120	B	5	2 1/2	4	1 1/2	22.56	A	40A112	5	20.00

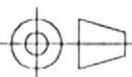
**Cargos por Alteración**  
 \* Véase lista de descripciones y sus respectivos pesos por alteración.

\* Cuenta con una ranura en la maza para que libere la cadena.  
 Los barrenos máximos mostrados se adecúan al cuñero estándar y al ensacar sobre el cuñero. Los barrenos ligeramente más grandes están disponibles sin cuñero, cuñero plano, o con cuñeros en ángulo con el cuñero.

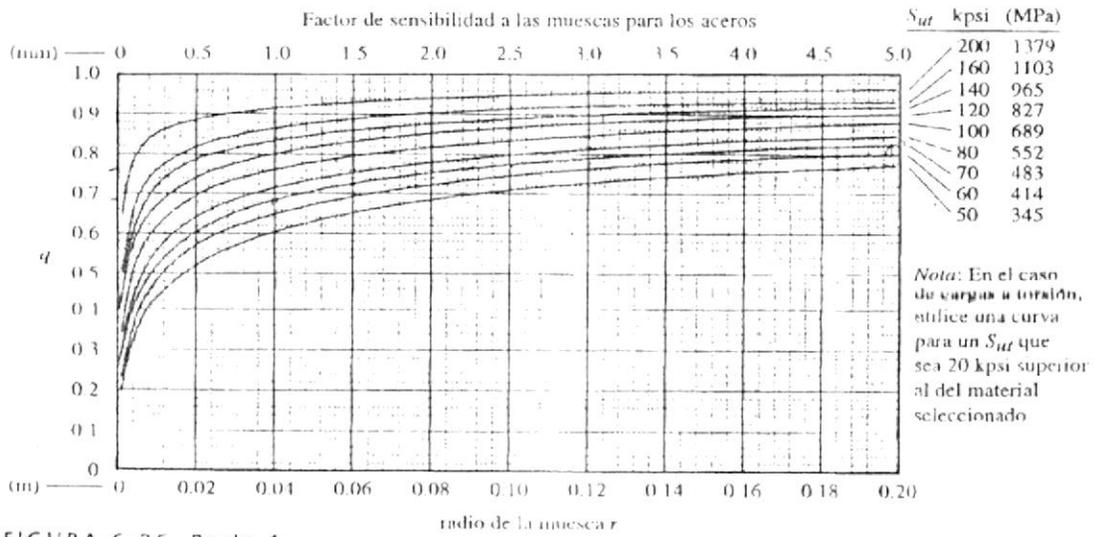
### APÉNDICE K (12)

<b>Largo de Cadena de Rodillos</b>			
<b>Número de Pasos</b>	<b>Paso de Cadena – Pulgadas</b>		
	<b>3/8</b>	<b>1/2</b>	<b>5/8</b>
<b>Largo de Cadena – Pies</b>			
1	0.0313	0.0417	0.0521
10	0.3125	0.4167	0.5208
12	0.3750	0.5000	0.6250
20	0.6250	0.8333	1.0417
24	0.7500	1.0000	1.2500
27	0.8438	1.1250	1.4062
30	0.9375	1.2500	1.5625
40	1.2500	1.6667	2.0833
46	1.4375	1.9167	2.3958
50	1.5625	2.0833	2.6042
60	1.8750	2.5000	3.1250
64	2.0000	2.6667	3.3333
71	2.2188	2.9584	3.6979
142	4.4446	5.9168	7.3982



<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nomb
		Dibujó:	10/10/03 JRodrigo
		Revisó:	25/01/04 MHeigue
Proyecto:		<h1>Plano N°:</h1> <h1>6</h1>	
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>			
	Escala:	Contiene:	
	1:5	BALANCIN	

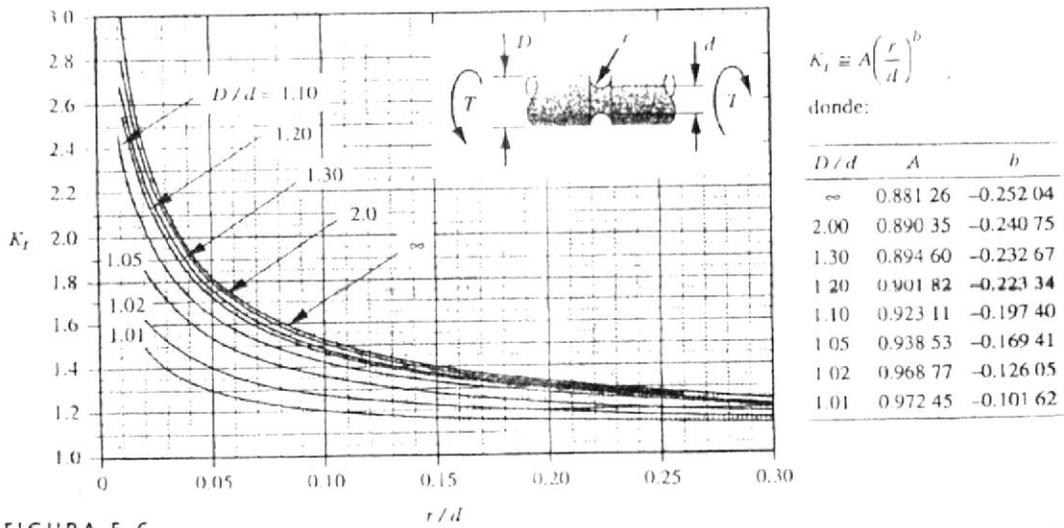
## APÉNDICE M



**FIGURA 6-36 Parte 1**

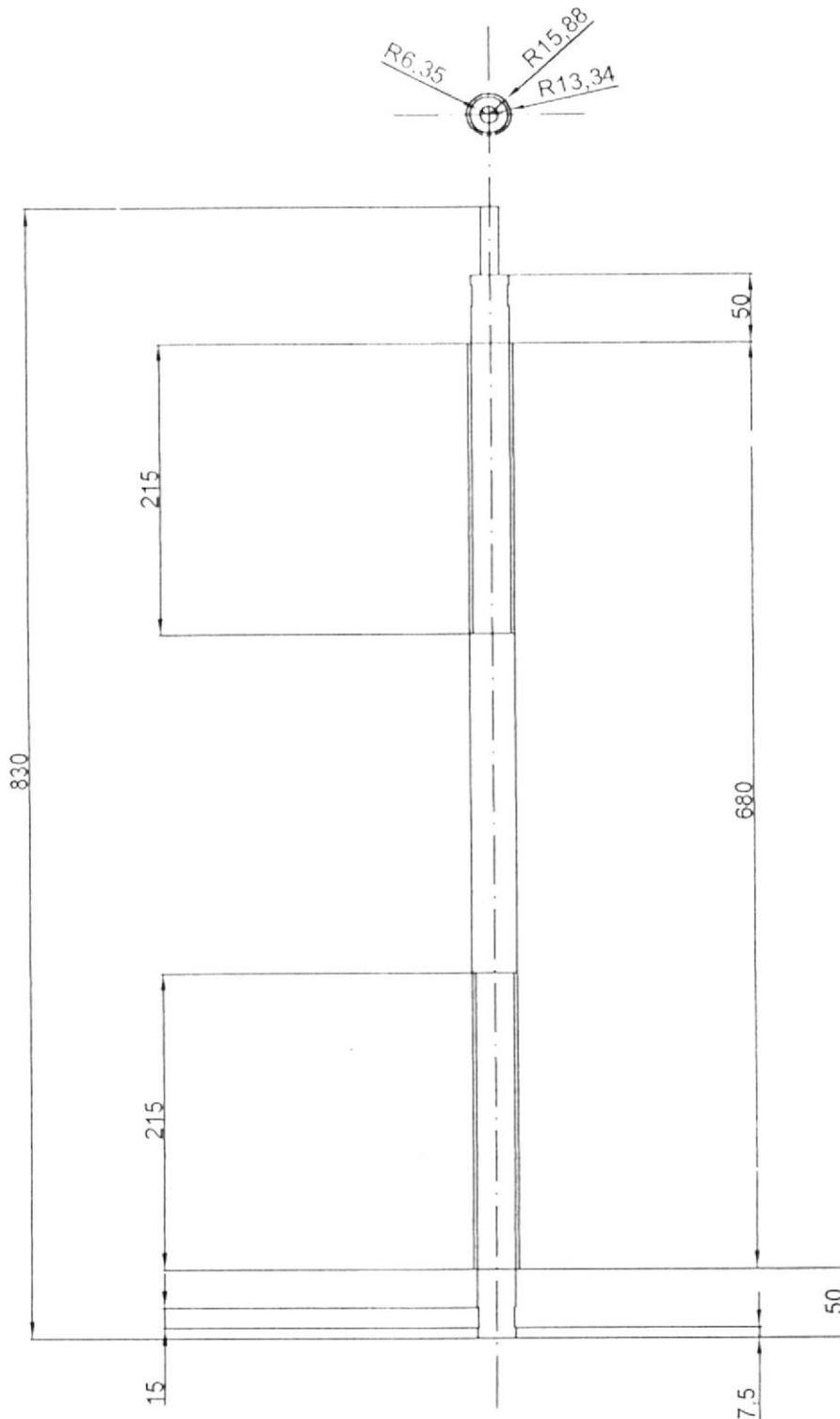
Curvas de sensibilidad a las muescas de aceros, calculados a partir de la ecuación 6-13, de acuerdo con los datos de la Figura 6-35, según propuesto originalmente por R. E. Peterson en "Notch Sensitivity", capítulo 13, en *Metal Fatigue* por G. Sines y J. Waisman McGraw-Hill, Nueva York, 1959.

## APÉNDICE N



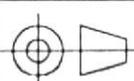
**FIGURA E-6**

Factor de concentración de esfuerzos geométrico  $K_t$  para una flecha ranurada a torsión



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



Escala:  
**1:5**

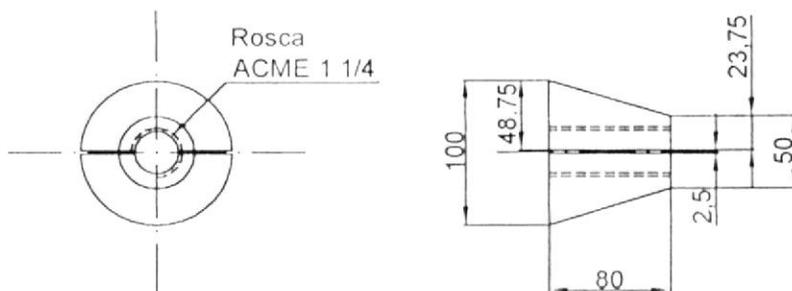
Contiene:  
**EJE PORTA BOBINA**

	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/10/03	J.Rodríguez
Revisó:	25/01/04	M.Helguero

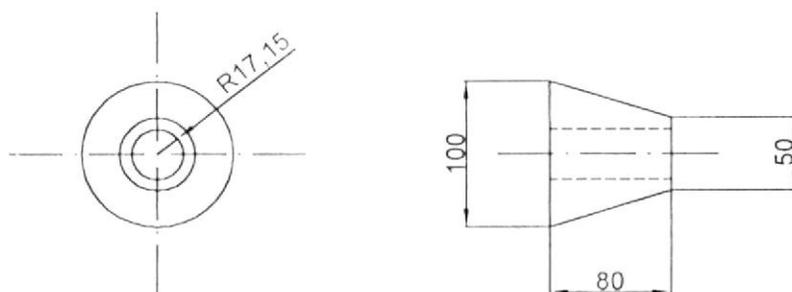
Plano N°:

**7**

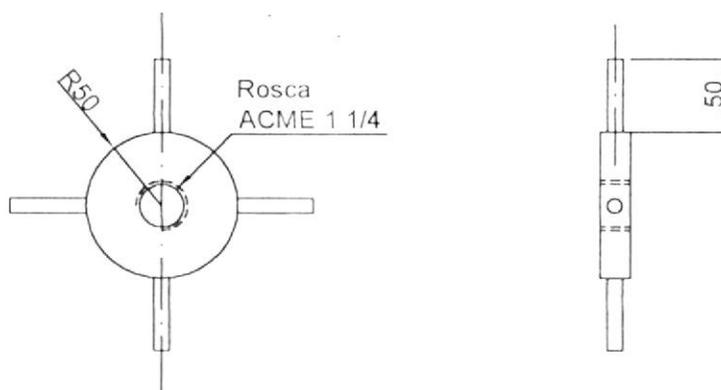
CONO ROSCADO



CONOS LOCO

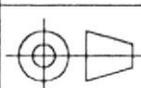


CONTRA TUERCA



**FIMCP - ESPOL**

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



Escala:  
**1:5**

Contiene:  
**CONOS DE AJUSTE**

Fecha	Nomb
Dibujó: 10/10/03	JRodrigo
Revisó: 25/01/04	MHelgu

Plano N°:

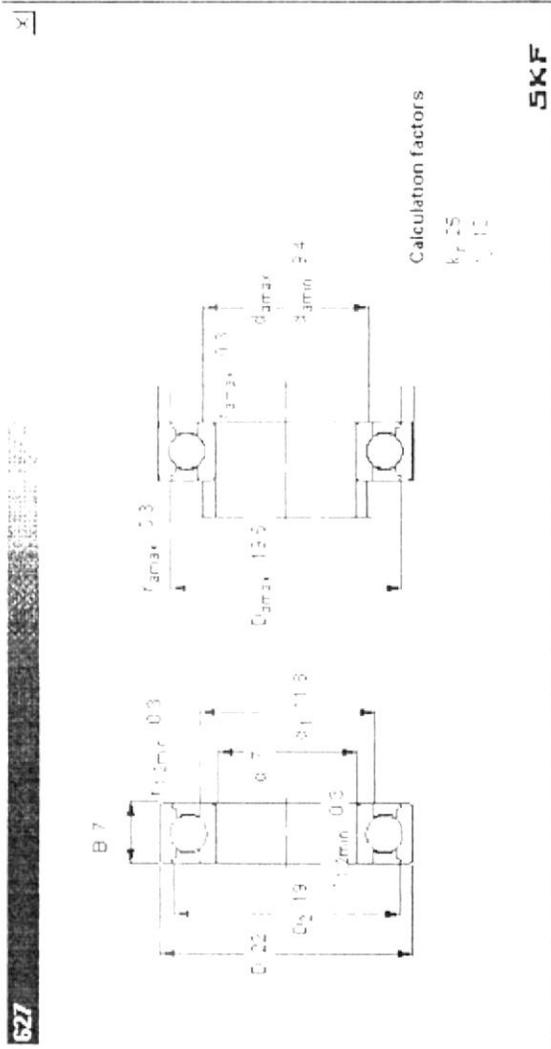
**8**

APÉNDICE Q

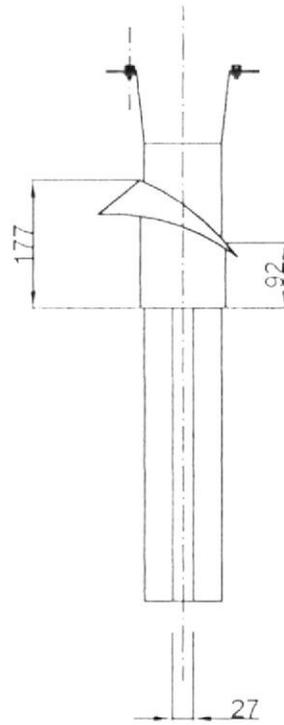
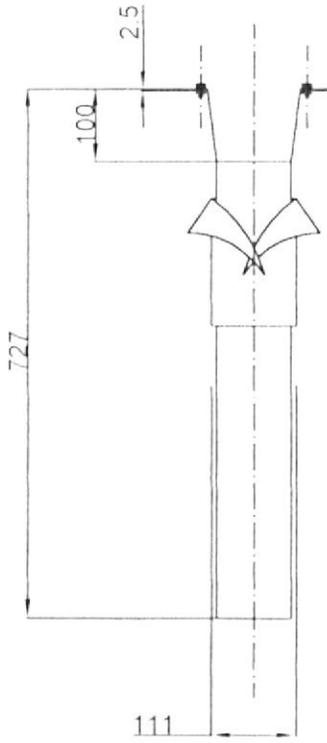
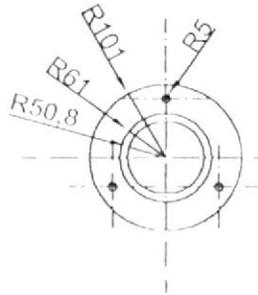
SKF product table

Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions	B	C	C <sub>0</sub>	Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designation			
	mm	mm	mm	$F_L$	Lubrication grease	kg				
	7	22	7	3250	1370	57	32000	38000	0,013	627







# FIMCP - ESPOL

MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS

Contiene:  
MURCIELAGO / TUBO FORMADOR

	Fecha	Nombre
Dibujó	10/10/03	JRodriguez
Revisó	25/01/04	MHielguera

Plano N°:

**9**

**APÉNDICE T (12)**

<b>Clase de unidad Motriz</b>	<b>Clase I</b>	<b>Clase II</b>	<b>Clase III</b>
<b>Carga momentaria de pico % de carga clasificada</b>	149%	150 - 249%	250 - 400%
<b>Motores Eléctricos A/C Fase Sencilla</b>			Todos
<b>Jaula de Ardilla</b> Nema Diseño A			1 - 3 HP
3450 rpm	40 HP o más	1,5 - 30 HP	
1750 rpm	100 HP o más	5 - 75 HP	
1160 rpm	15 HP o más	3/4 - 10 HP	
870 rpm	5 HP o más	0,5 - 3 HP	
Nema Diseño B			
3450 rpm		5 HP o más	1,5 - 3 HP
1750 rpm		5 HP o más	1 - 3 HP
1160 rpm		5 HP o más	3/4 - 3 HP
870 rpm		2 HP o más	0,5 - 1,5 HP
Nema Diseño B			
1750 rpm		15 HP o más	5 - 10 HP
1160 rpm		7,5 HP o más	3 y 5 HP
870 rpm		Todos	

### APÉNDICE U (12)

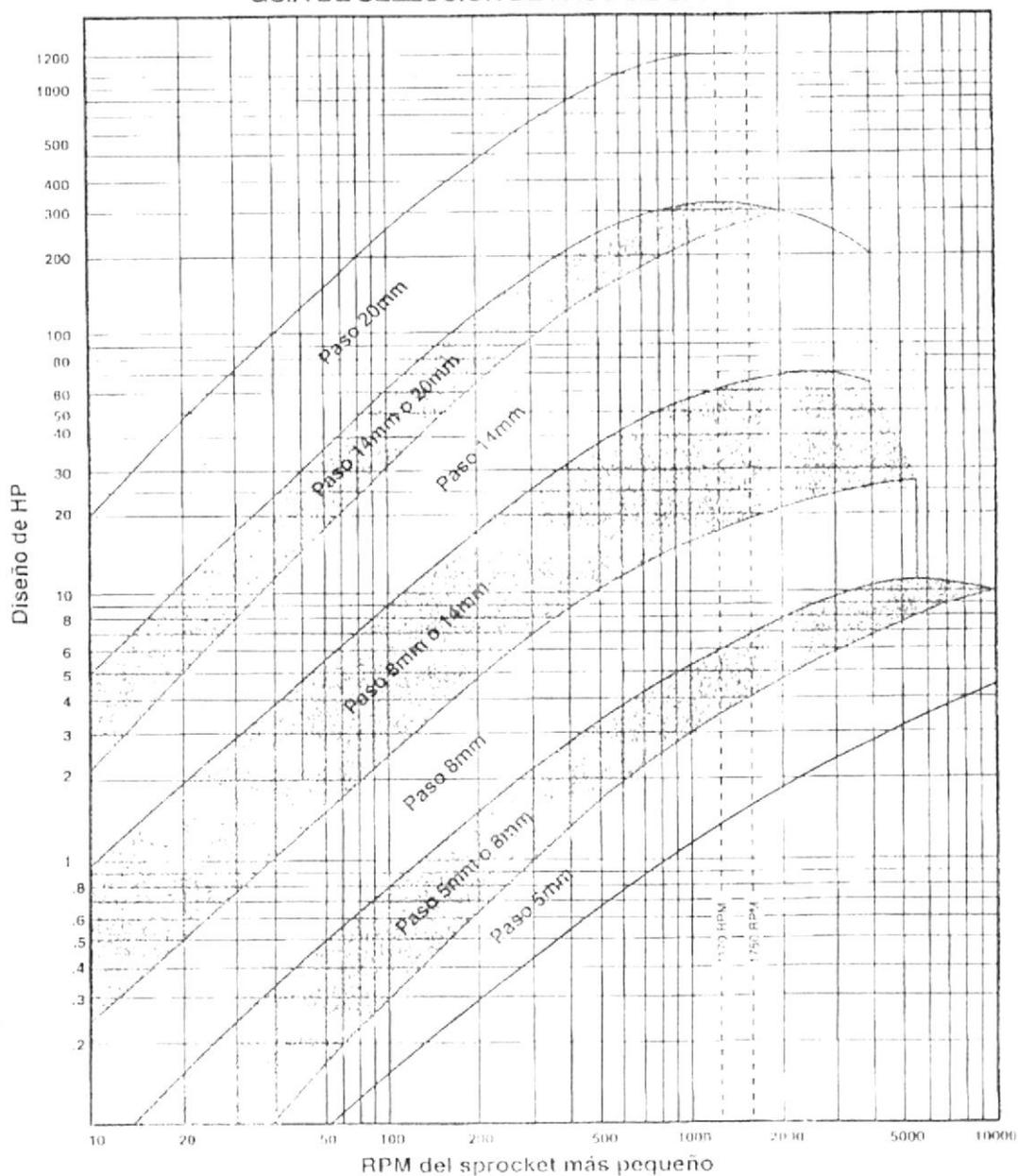
Máquinas Impulsadas		Clase I	Clase II	Clase III
<b>Agitadores, Batidores</b> (pala o propulsor)	Líquidos:	1,2	1,4	1,6
	Semi-Líquidos:	1,3	1,5	1,7
<b>Maq. de Panadería</b>		1,2	1,4	1,6
<b>Maq. para Ladrillos</b>	Granaduladores:	1,4	1,6	1,8
	Amasaderos:	1,6	1,8	2,0
<b>Centrifugos</b>		1,5	1,7	-
<b>Compresores</b>	Reciproco:	1,6	1,8	2,0
	Centrifugo:	1,4	1,5	1,6
<b>Transportadores de Banda</b>	Carga Ligera:	1,1	1,2	1,3
	Minero:	1,2	1,4	1,6
	Cangilón:	1,4	1,6	1,8
	Espiral:	1,4	1,6	1,8

## APÉNDICE V (12)



## Selección de Sprocket HTS

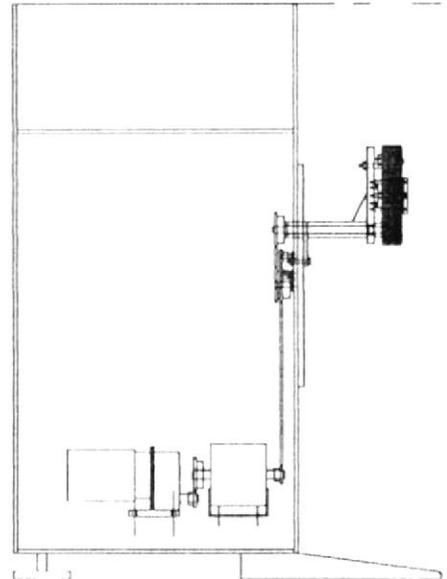
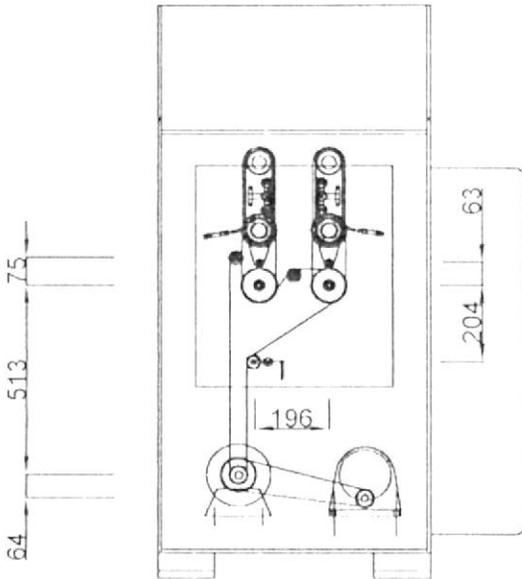
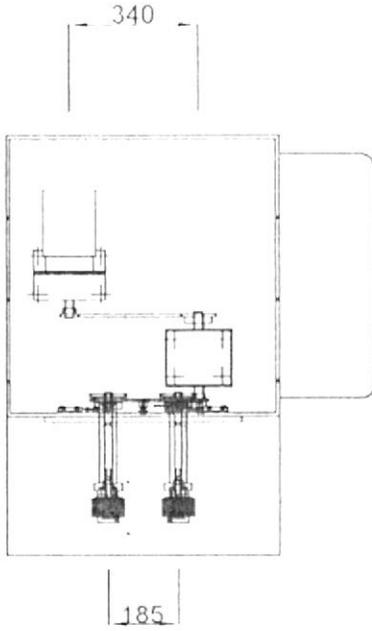
### GUIA DE SELECCION DE PASO DE BANDA



APÉNDICE W

Selección de Transmisión HTS 8 mm (12)

DISTANCIA DE CENTROS NOMINALES, mm										
COMBINACION DE SPROCKETS					Designación del código de Largo de Banda, mm					
Rel Vel.	Motriz, mm		Impulsado, mm		480	560	<b>600</b>	640	720	800 880
	# Dien	Diá. Paso	# Dien	Diá. Paso						
1,00	64	162,97	64	162,97						184
	56	142,60	56	142,60						176 216
	48	122,23	48	122,23					168 208	248
	44	112,05	44	112,05			124	144	184 224	264
	40	101,86	40	101,86		120 140		160 200	240 280	
	38	96,77	38	96,77		128 148		168 208	248 288	
	36	91,67	36	91,67		136 156		176 216	256 296	
	34	86,58	34	86,58	104	144 164		184 224	264 304	
	32	81,49	32	81,49	112	152 172		192 232	272 312	
	30	76,39	30	76,39	120	160 180		200 240	280 320	
	<b>28</b>	71,30	28	71,30	128	168 <b>188</b>		208 248	288 328	
	26	66,21	36	66,21	136	176 196		216 256	296 336	
24	61,12	34	61,12	144	184 204		224 264	304 344		
22	56,02	22	56,02	152	192 212		232 272	312 352		
Factor de Longitud (Ancho de Banda)					<b>0,8</b>			0,9		



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:

MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS



Escala:  
1:20

Contiene

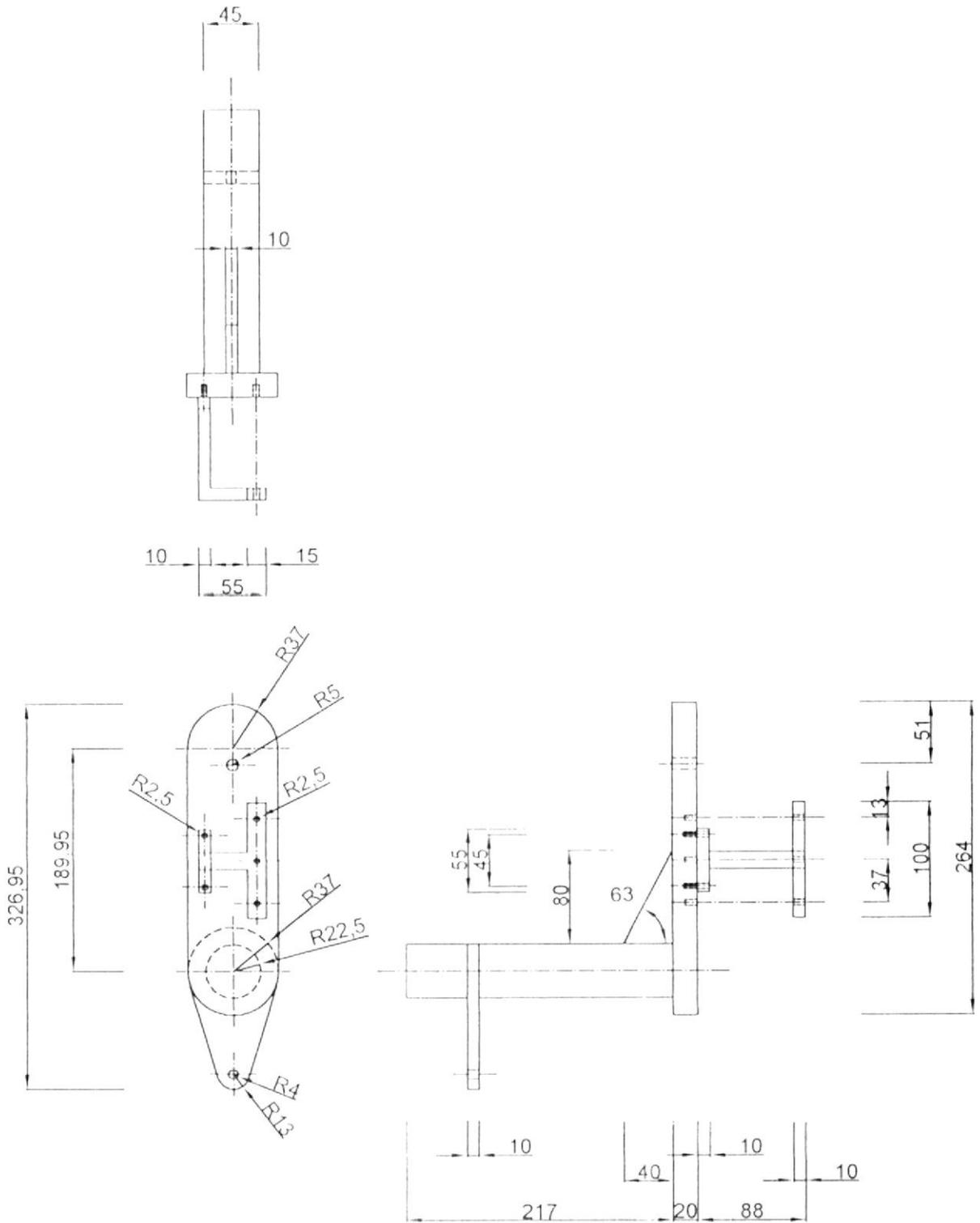
SISTEMA DE TRACCION

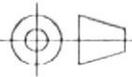
	Fecha	Nombre
Dibujó	19/10/03	Alfredo
Revisó	25/01/04	Mitelguer

Plano N°:

**10**

APÉNDICE Y



<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nombr
		Dibujó	10/10/03 JRodrigo
		Revisó	25/01/04 MHeiguo
Proyecto:		Plano N°: <h1>11</h1>	
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>			
	Escala <b>1:5</b>	Contiene: <b>BASE DEL TREN DE POLEAS</b>	

## APÉNDICE Z

El Catálogo de Neumática - Versión 2002/2003 - Resultado búsqueda

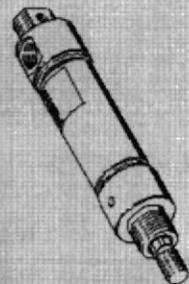
Archivo Editar Clasificar Pedidos Buscar Ayuda

Atás ← Pedido → Propiedades: Selección imagen Info... Ayuda ?



**Cilindros redondos**  
**ESEU-40-10-P-A**

Tapa de cierre con tornillo prisionero con tuerca y pivote con cojinete giratorio.



- Descripción del producto
- Hoja de datos
- Sinopsis de accesorios
- Mostrar imagen producto
- Vista 2D/3D
- Dibujos técnicos
- Transferir a lista de pedido
- Configurar y Pedir

Núm. pieza	Tipo	Nombre	Denominación
191150	ESEU-16-50-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191151	ESEU-20-10-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191154	ESEU-20-10-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191152	ESEU-20-25-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191155	ESEU-20-25-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191153	ESEU-20-50-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191156	ESEU-20-50-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191157	ESEU-25-10-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191158	ESEU-25-25-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191161	ESEU-25-25-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191159	ESEU-25-50-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191162	ESEU-25-50-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191163	ESEU-32-10-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191166	ESEU-32-10-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191164	ESEU-32-25-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191167	ESEU-32-25-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191165	ESEU-32-50-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191168	ESEU-32-50-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191168	ESEU-40-10-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191172	ESEU-40-10-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191170	ESEU-40-25-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191173	ESEU-40-25-P-A-MA	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos
191171	ESEU-40-50-P-A	Cilindro redondo ECO	Cilindros redondos

(c) 1997-2002 Festo AG & Co.

TESISI Escuela de Grises - Microsoft Word

Cilindro Neumático Arrastre del Papel (11)





Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions	Basic load ratings		Fatigue load limit $P_0$	Speed ratings lubricated oil grease	Mass	Designation			
	dynamic	static							
$d$	$C$	$C_0$							
8	16	4	1330	570	24	40000	48000	0,0030	618/8

**618/8**

Calculation factors  
 $f_T$  15  
 $f_D$  11

**SKF**

APÉNDICE AC

## APÉNDICE AD (12)

**Table de  
H.P.**

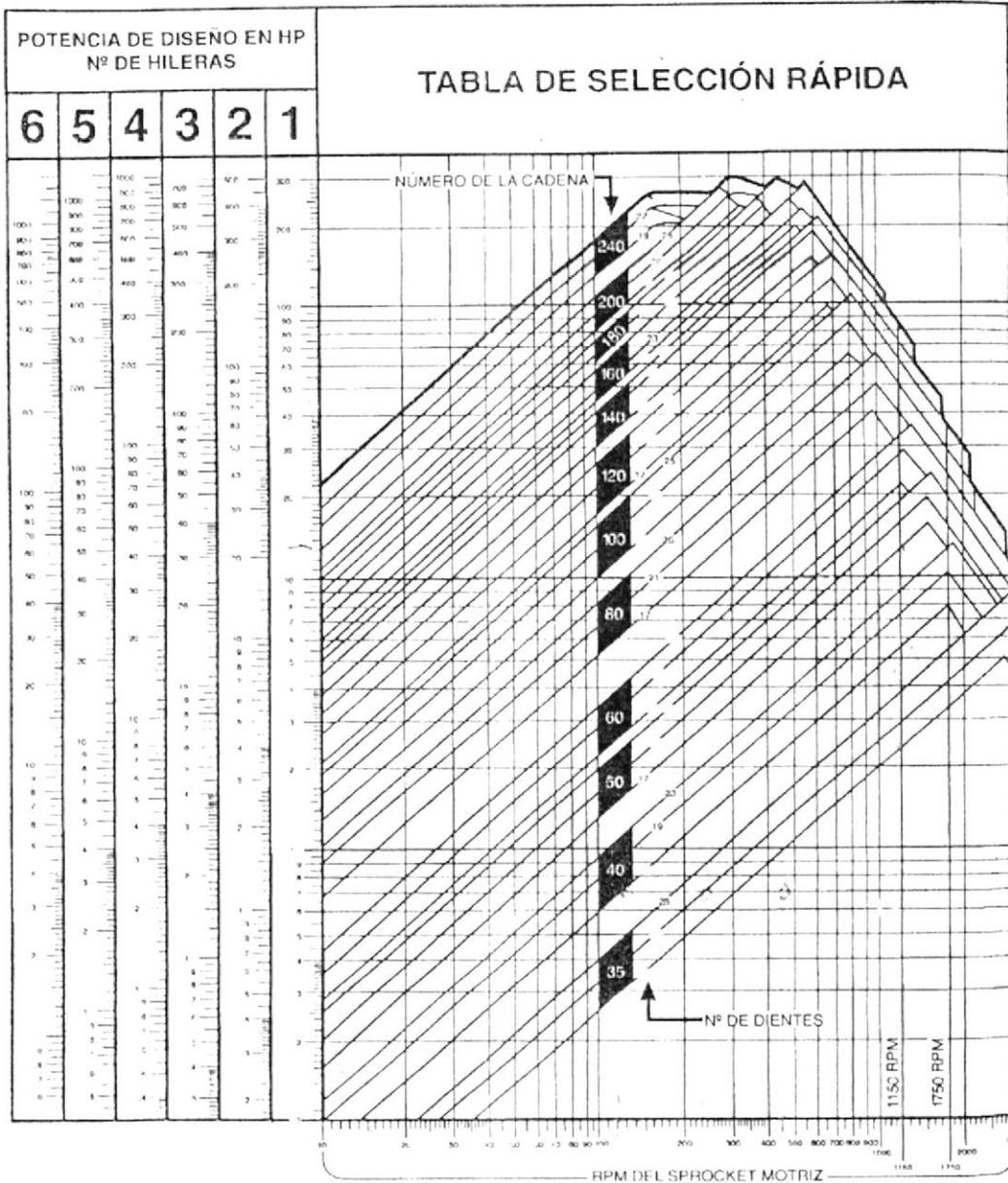



TABLA AE (12)

CLASIFICACIÓN DE TRANSMISIÓN	TIPO DE PODER DE ENTRADA		
	Motor de Combustión Interna con Transmisión Hidráulica	Motor Eléctrico o Turbina	Motor de Combustión Interna con Transmisión Mecánica
Carga Uniforme	1	1	1,2
Carga de Shock Moderado	1,2	1,3	1,4
Carga de Shock Pesando	1,4	1,5	1,7

**Condiciones Desfavorables de Operación** que puedan presentarse deben compensarse añadiendo 0,2 al Factor de Servicio por cada condición desfavorable. Algunas de estas condiciones se enlistan a continuación:

- 1.- Ejes Múltiples - añada 0,2 por cada eje adicional
- 2.- Rangos excesivos de velocidad - excediendo 7 a 1
- 3.- Cargas pesadas de arranque con paros constantes
- 4.- Condiciones de Altas Temperaturas

TABLA AF (12)

HP	RPM - Sproket Menor Cadena N°40									
	50	90	100	116	200	232	400	464	500	
# DIENTES del Sproket Menor	11	0,230	0,390	0,430	0,489	0,800	<b>0,912</b>	1,500	<b>1,711</b>	1,830
	12	0,250	0,426	0,470	0,536	0,880	1,003	1,650	1,880	2,010
	13	0,280	0,472	0,520	0,590	0,960	1,094	1,800	2,056	2,200
	14	0,300	0,508	0,560	0,637	1,040	1,186	1,950	2,225	2,380
	15	0,320	0,544	0,600	0,683	1,120	1,277	2,100	2,394	2,560
	16	0,350	0,590	0,650	0,738	1,200	1,368	2,250	2,570	2,750
	17	0,370	0,626	0,690	0,786	1,290	1,468	2,400	2,739	2,930
	18	0,390	0,662	0,730	0,832	1,370	1,559	2,550	2,915	3,120
	19	0,420	0,708	0,780	0,887	1,450	1,652	2,710	3,094	3,310
	20	0,440	0,744	0,820	<b>0,934</b>	1,530	1,743	2,860	3,270	3,500
	21	0,460	0,788	0,870	0,990	1,620	1,844	3,020	<b>3,449</b>	3,690
	22	0,490	0,826	0,910	<b>1,036</b>	1,700	1,935	3,170	3,624	3,880
	23	0,510	0,870	0,960	1,091	1,780	2,028	3,330	3,804	4,070
	24	0,540	0,908	1,000	1,139	1,870	2,128	3,480	3,979	4,260
	25	0,560	0,952	1,050	1,194	1,950	2,220	3,640	4,158	4,450
	26	0,580	0,988	1,090	1,242	2,040	2,322	3,800	4,338	4,640
	28	0,630	1,070	1,180	1,343	2,200	2,506	4,110	4,699	5,030
	30	0,680	1,152	1,270	1,448	2,380	2,708	4,430	5,064	5,420
	32	0,730	1,234	1,360	1,550	2,550	2,902	4,750	5,428	5,810
35	0,810	1,362	1,500	1,710	2,810	3,199	5,240	5,982	6,400	
40	0,930	1,578	1,740	1,980	3,240	3,690	6,050	6,908	7,390	
45	1,060	1,788	1,970	2,244	3,680	4,190	6,870	7,849	8,400	

## APÉNDICE AG (12)

No. 40-2  
Paso 1/2"

Sprockets en  
Existencia de Acero

*Martin*

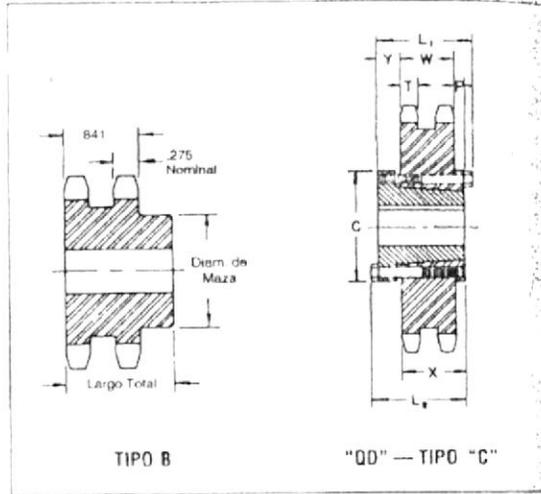
### Doble-Tipo B

No de Dientes	Número de Partes	Diámetro Exterior	Tipo	Barreras (pul)		Maza (pul)		Peso Lbs. (Aprox.)
				Mín.	Máx.	Diám.	Largo Total	
11	D40B11H	2 000	B	3/8	3/8	1 1/4	1 1/4	62
12	D40B12H	2 170	B	3/8	7/8	1 1/4	1 1/4	76
13	D40B13H	2 330	B	3/8	1	1 1/4	1 1/4	86
14	D40B14H	2 490	B	3/8	1 1/8	1 1/4	1 1/4	1 08
15	D40B15H	2 550	B	3/8	1 1/8	1 1/4	1 1/4	1 24
16	D40B16H	2 810	B	3/8	1 1/8	2	1 1/4	1 42
17	D40B17H	2 980	B	3/8	1 1/8	2 1/4	1 1/4	1 64
18	D40B18H	3 140	B	3/8	1 1/8	2 1/4	1 1/4	1 92
19	D40B19H	3 300	B	3/8	1 1/8	2 1/4	1 1/4	2 22
20	D40B20H	3 460	B	3/8	1 1/8	2 1/4	1 1/4	2 64
21	D40B21H	3 620	B	3/8	1 1/8	2 1/4	1 1/4	2 94
22	D40B22H	3 780	B	3/8	1 1/8	2 1/4	1 1/4	3 18
23	D40B23H	3 940	B	3/8	2	3	1 1/4	3 52
24	D40B24H	4 100	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	4 04
25	D40B25H	4 260	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	4 26
28	D40B28H	4 420	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	4 48
30	D40B30H	5 060	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	5 34
35	D40B35H	5 860	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	6 90
36	D40B36H	6 020	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	7 20
40	D40B40H	6 850	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	9 40
42	D40B42H	6 970	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	10 20
45	D40B45H	7 450	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	11 36
48	D40B48H	7 930	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	12 66
52	D40B52H	8 570	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	14 46
54	D40B54H	8 890	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	15 48
50	D40B50H	9 840	B	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/4	16 80
58	D40B58H	11 120	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	24 96
72	D40B72H	11 750	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	27 88
76	D40B76H	12 390	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	30 18
84	D40B84H	13 660	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	36 24
95	D40B95H	15 410	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	38 84
96	D40B96H	15 570	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	39 50
102	D40B102H	16 530	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	42 72
112	D40B112H	18 120	B	1 1/8	2 1/8	4 1/8	2 1/4	55 54

\* Cuenta con una ranura en la maza para que libre la cadena

Los barrenos máximos mostrados se adecuan al cuñero estándar y al opresor sobre el cuñero. Los barrenos ligeramente más grandes están disponibles sin cuñero, o cuñero plano, o con opresor en ángulo con el cuñero.

NOTA: Sprockets 40 dobles de existencia con 25 dientes o menos cuentan con dientes endurecidos.



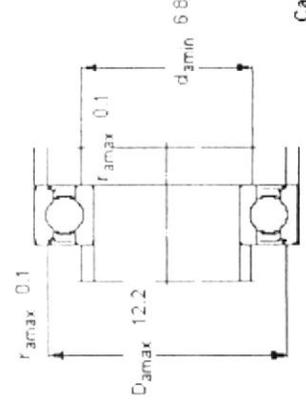
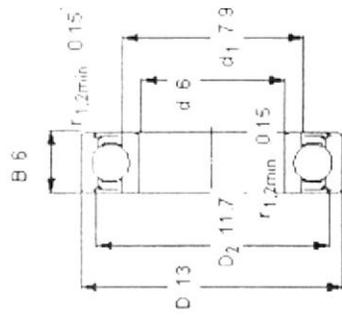
Cargas por Alteración

Vea la hoja de descuentos actual para cargas por alteración.

Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions	Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass	Designation
	dynamic	static		grease	oil		

d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	lubrication	$n$	$n_{oil}$	kg	638/6-ZZ
6	13	6	884	345	15	48000	0,0031	638/6-ZZ		



Calculation factors  
 $k_r$  15  
 $t_0$  11

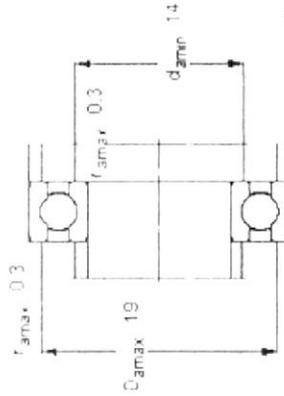
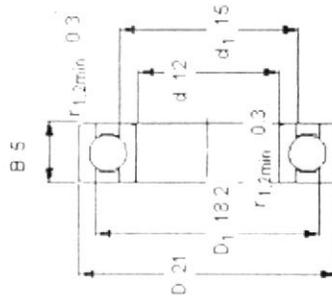
SKF

SKF

Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions	Basic load ratings			Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings Lubrication grease oil	Mass	Designation
	d	D	B				

mm	N	N	r/min	kg	X				
12	21	5	1430	670	28	32000	38000	0,0063	61801



Calculation factors

$k_r$  15  
 $t_0$  9.7

SKF

SKF

## APÉNDICE AJ (16)

Potência CV/kW	Velocidade RPM	Altura L	Diâmetro D	Tipo	Número de Pólos	Tipo	Velocidade síncrona (rpm)			Tipo	PMS	
							100%	75%	50%			
							100%	75%	50%			
0,5 CV 0,37 kW	265	1,35	13,9	DK 740E/178	12	96	DK 7 0E	3,9	1,95	2,4	D 07380	12,5
	315	1,13	11,3	DK 740E/178	-	74	DK 7 0E	-	-	-	D 07020	13
	465	0,77	7,5	DK 740E/178	-	96	DK 7 0E	-	-	-	D 07380	12,5
	540	0,66	6,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,75 CV 0,55 kW	1,0	530	5200	D 1A6D812/253	12	128	D 1A D8*2	4,8	2,4	2,9	D 12670	339
	1,2	445	4350	D 1A4D812/253	-	-	-	5,6	3,2	3,7	-	-
	1,4	380	3750	D 1A4D610B/253	-	126	D 1A D6*0B	-	-	-	D 12660	225
	1,6	325	3250	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2,0	265	2600	D 2A12E/410A/309K	2,5	118	D 2A EZ410A	2,7	1,5	2,0	D 14780	179
	2,6	205	2000	D 1A8E/410A/253	2,0	116	D 1A EZ410A	3,5	1,7	2,2	D 12780	158
	3,5	153	1500	DK 86EZ37/200L	1,7	112	DK 8 LZ37	3,8	2,1	2,15	D 09770	102
	3,9	137	1340	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4,5	119	1160	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4,9	109	1070	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	5,2	103	1010	DK 98E/36A/241	2,0	114	DK 9 EZ36A	3,3	1,85	2,05	D 11760	102
	5,6	95	930	DK 86E/36A/200L	1,7	112	DK 8 EZ36A	3,8	2,1	2,15	D 09760	89
	6,1	88	860	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	6,9	77	760	DK 86E/36/200L	-	110	DK 8 EZ36	-	-	-	D 09750	76
	7,4	72	700	DK 84LZ25/200	1,71	-	DK 8 LZ25	4,3	2,3	2,2	D 08740	62
	8,3	64	630	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	9,0	59	580	DK 84EZ23/200	-	-	DK 8 LZ23	-	-	-	D 08730	49
	11,5	46,5	455	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	13,5	39,5	385	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	15,5	34,5	335	DK 84EZ22H/200	-	-	DK 8 LZ22	-	-	-	D 08722	40
	18	29,5	290	DK 84E/22/200	-	-	-	-	-	-	D 08720	-
	19,5	27,5	265	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	22	24	235	DK 861AHZ/200L	1,7	76	DK 8 1A	3,8	2,1	2,15	D 09044	28
	25	21	210	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	27,5	19,5	191	DK 861AH/200L	-	-	-	-	-	-	D 09042	-
	29,5	18,2	178	DK 860AH/200L	-	-	DK 8 0A	-	-	-	D 09232	25
	31	17,3	169	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	33	16,2	159	DK 840AH/200	1,71	-	-	4,3	2,3	2,2	D 08232	24
	37	14,5	141	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	40,5	13,2	129	DK 840A/200	-	-	-	-	-	-	D 08230	-
	45	11,9	116	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	47,5	11,3	110	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	50	10,7	105	-	-	-	-	-	-	-	-	-
54	9,9	97	DK 840H/200	-	74	DK 8 0	-	-	-	D 08032	20	
59	9,1	89	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65	8,2	80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
70	7,6	75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
77	6,9	68	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80	6,7	65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
90	5,9	58	DK 840/200	-	-	-	-	-	-	D 08030	-	
105	5,1	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
112	4,75	46,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
124	4,3	42,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
130	4,1	40,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
144	3,7	36,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
149	3,6	35,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
173	3,1	30,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
176	3,05	29,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
196	2,7	26,5	DK 840E/200	-	96	DK 8 0E	-	-	-	D 08380	16	
205	2,6	25,5	DK 840/200	-	74	DK 8 0	-	-	-	D 08030	20	
215	2,45	24,0	DK 840E/200	-	96	DK 8 0E	-	-	-	D 08380	16	

Dados não mencionados são de tipo de pólo  
 200 e 230 V, 50 Hz, 2000 e 2800 RPM, 24 kVA/200 e 300 kVA ED  
 200 e 230 V, 50 Hz, 2000 e 2800 RPM, 24 kVA/200 e 300 kVA ED

\*Tudo os valores são dados de referência, não garantidos.

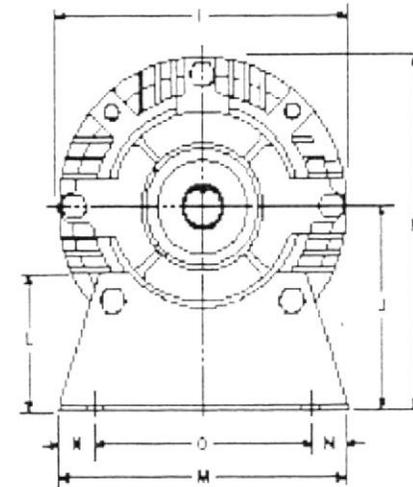
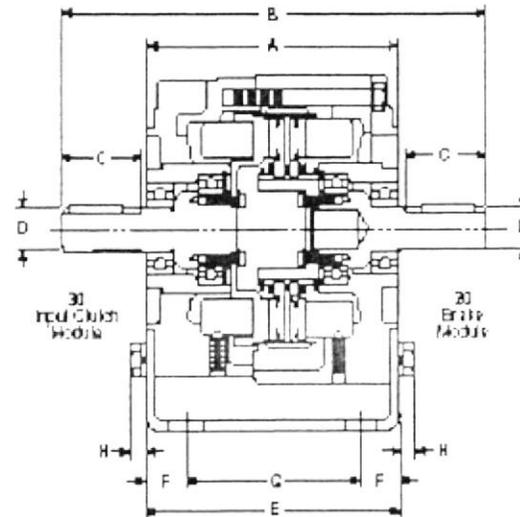


## ■ Electro Module

EM Series

EM-20/30 Brake/Input Clutch Combination

EM-20/30-B Brake/Input Clutch Combination – Base Mounted



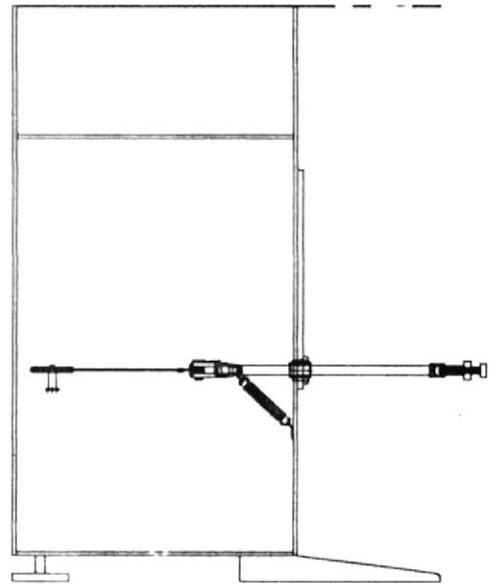
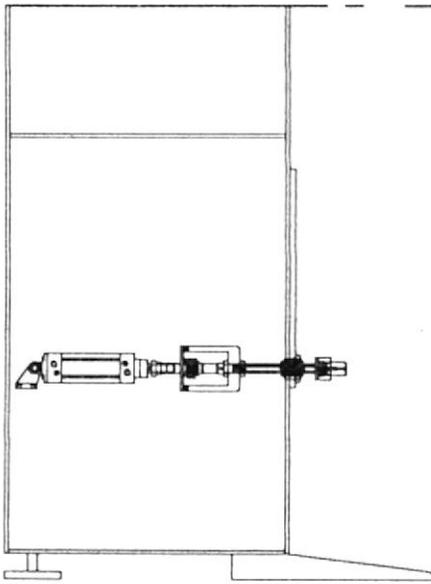
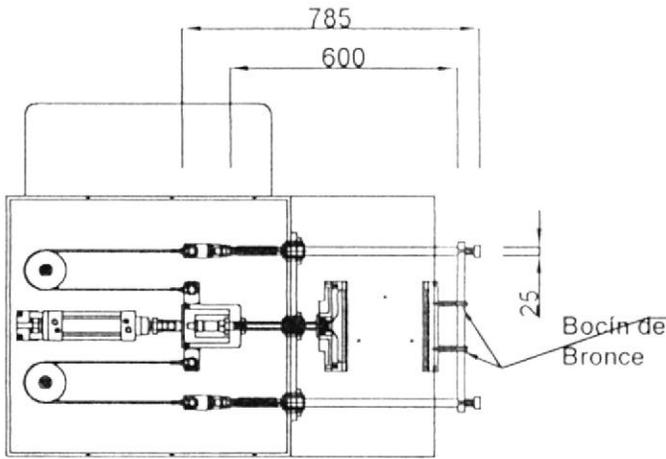
Note: Mounting base is optional and is ordered separately.  
Input Clutch (30) module and Brake Module (20) are ordered separately.

All dimensions are nominal, unless otherwise noted.

Size	A	B	C Min.	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
50	3.710	0.815	1.810	.625	3.572	.344	4.070	.344	6.635	0.520	3.344	2.000	6.070	.500	3.000
100	3.710	0.815	1.810	.625	3.572	.344	4.070	.344	6.635	0.520	3.344	2.000	6.070	.500	3.000
180	3.710	0.656	1.821	.575	3.572	.344	4.070	.344	6.635	4.520	7.344	3.000	6.625	.810	3.000
210	3.710	12.050	2.500	1.165	3.100	1.074	6.070	.405	9.635	5.250	0.006	3.575	9.070	.625	7.750

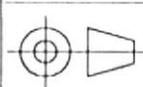
APPENDICE AL (17)

APÉNDICE AM



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



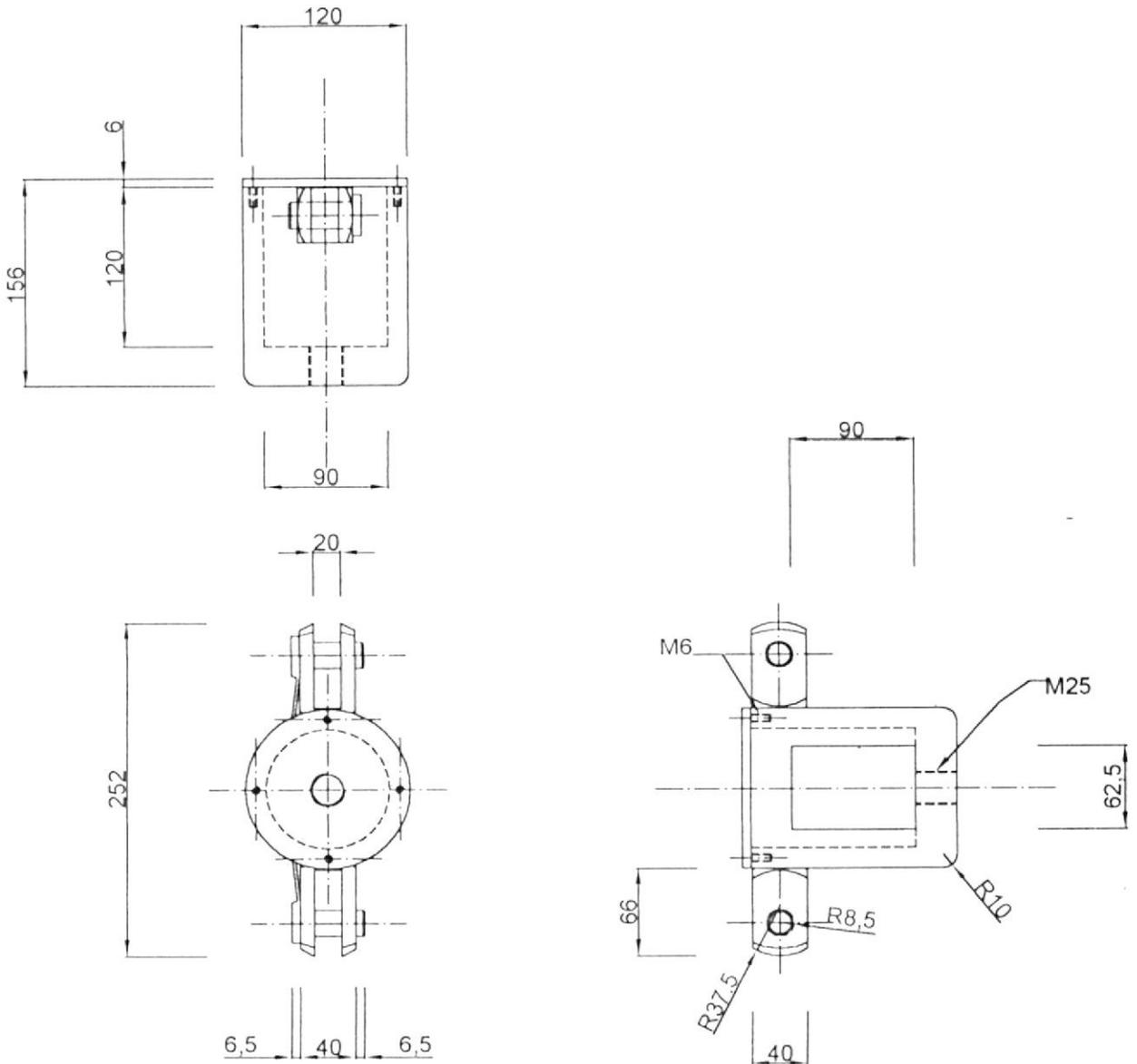
Escala:  
1:20

Contiene:  
**SISTEMA DE SELLADO  
HORIZONTAL**

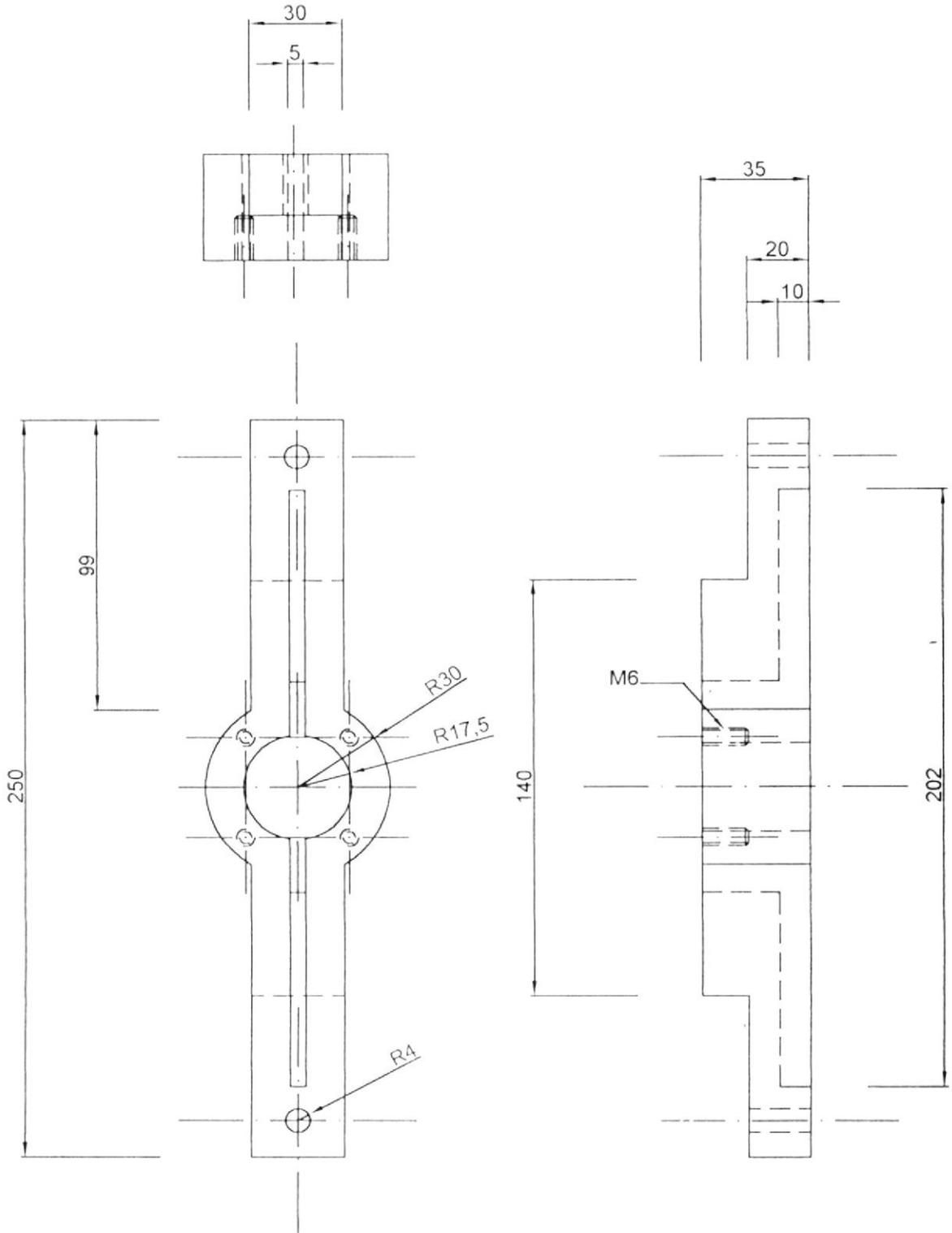
Fecha	Nombre
Dibujó: 10/10/03	JRodrigue
Revisó: 25/01/04	MHelguen

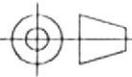
Plano N°:

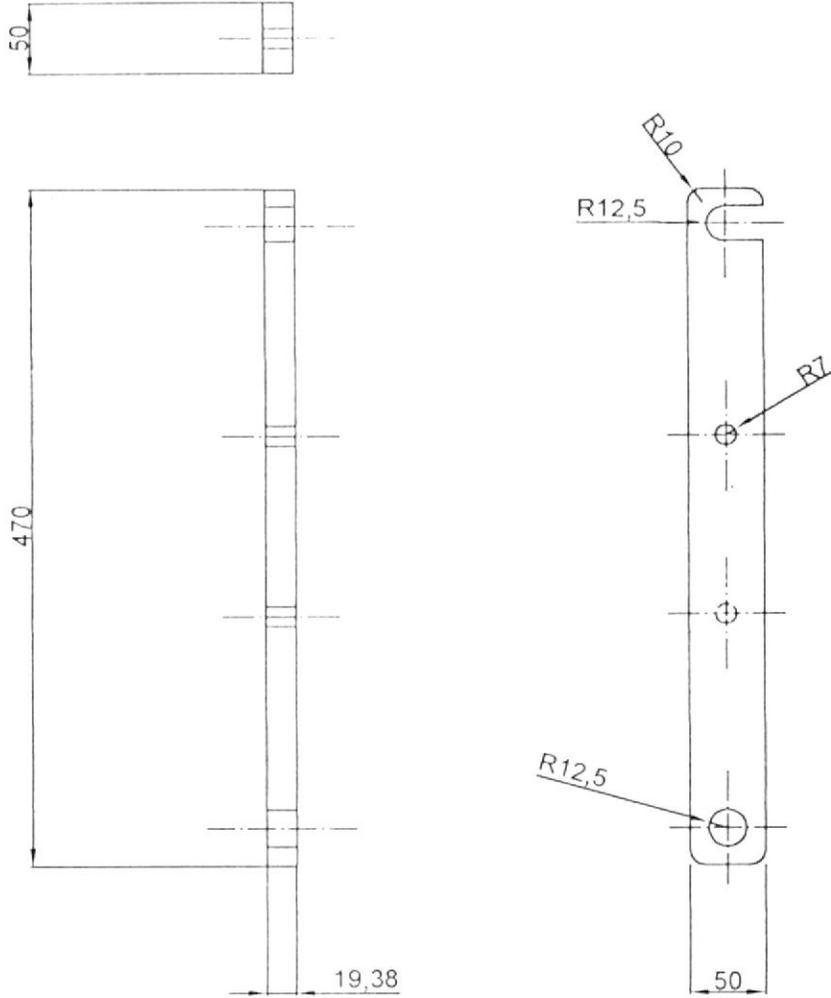
# 12



<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nombre
		Dibujó:	10/10/03 JRodriguez
Proyecto: <b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>		Revisó:	25/01/04 MHeigueric
		Plano N°: <h1>13</h1>	
	Escala: 1:5	Contiene: PORTA CILINDRO DE CORTE	

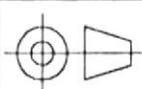


<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nomb
		Dibujó:	10/10/03 JRodrigo
Proyecto:		Revisó:	25/01/04 MHeiguer
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>		Plano N°:	
	Escala:	Contiene: BASE DE MORDAZA HORIZONTAL	
	1:2		
		<b>14</b>	



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



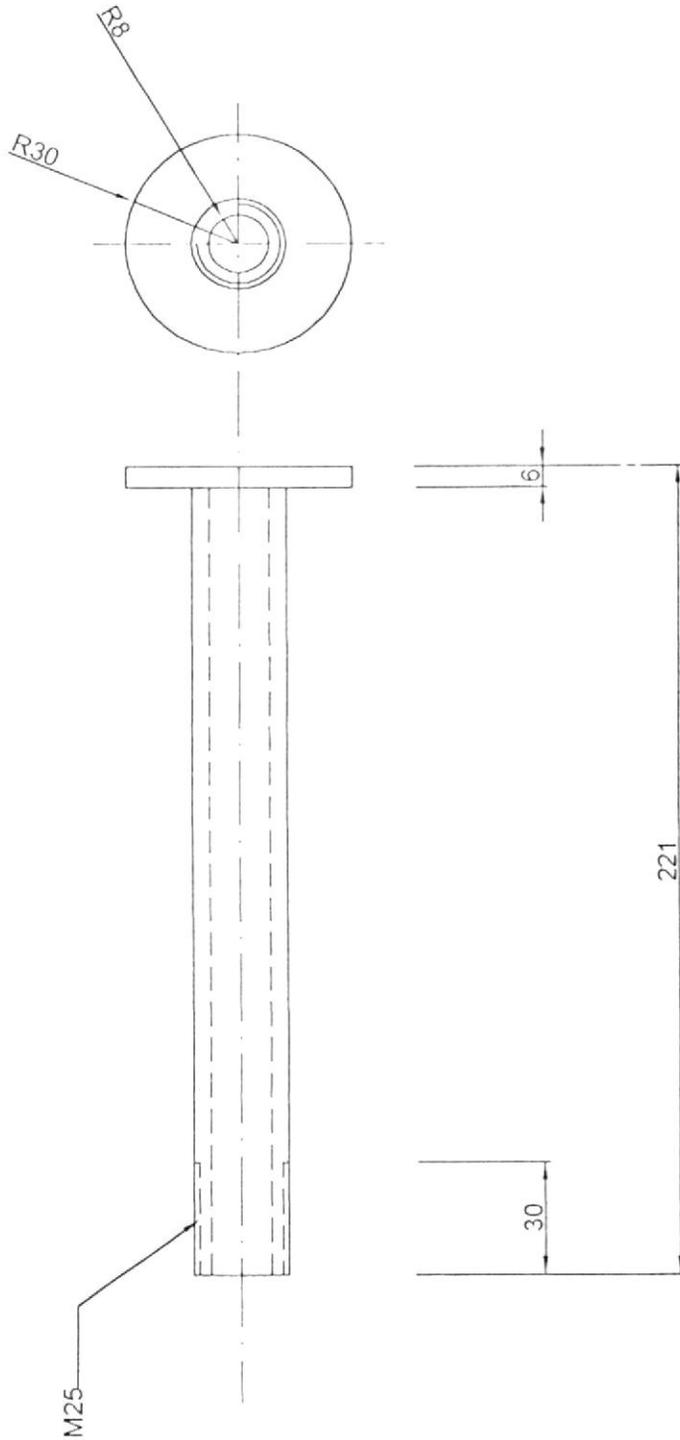
Escala:  
**1:5**

Contiene:  
**BARRA SOPORTE DE MORDAZA  
 HORIZONTAL**

	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/10/03	J.Rodrigue
Revisó:	25/01/04	M.Heiguer

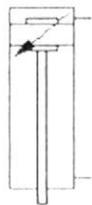
Plano N°:

**15**

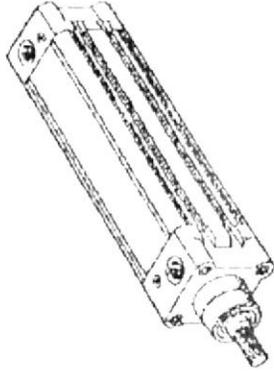


<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nombre
		Dibujó:	10/10/03 JRodríguez
Proyecto:		Revisó:	25/01/04 MHelguero
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>		Plano N°:	
	Escala:	Contiene: EJE HUECO - CUCHILLA	
	1:2		
		<b>16</b>	

Cilindros normalizados  
DNC-80-100-PPV



según DIN ISO 6431, VDMA 24562-1, con tubo de cilindro perfilado, con amortiguación de final de carrera regulable por ambos lados.



?	Núm. pieza	Nombre	Denominación	Tipo
	163425		Cilindros normalizados	DNC-63-500-PPV
	163412		Cilindros normalizados	DNC-63-500-PPV-A
	163418		Cilindros normalizados	DNC-63-80-PPV
	163404		Cilindros normalizados	DNC-63-80-PPV-A
	163430		Cilindros normalizados	DNC-80--
	163446		Cilindros normalizados	DNC-80-PPV
	163432		Cilindros normalizados	DNC-80-PPV-A
	<b>163451</b>		<b>Cilindros normalizados</b>	<b>DNC-80-100-PPV</b>
	163437		Cilindros normalizados	DNC-80-100-PPV-A
	163452		Cilindros normalizados	DNC-80-125-PPV
	163438		Cilindros normalizados	DNC-80-125-PPV-A
	163453		Cilindros normalizados	DNC-80-160-PPV
	163439		Cilindros normalizados	DNC-80-160-PPV-A
	163454		Cilindros normalizados	DNC-80-200-PPV
	163440		Cilindros normalizados	DNC-80-200-PPV-A
	163447		Cilindros normalizados	DNC-80-25-PPV

- Descripción del producto
- Hoja de datos
- Síntesis de accesorios
- Mostrar imagen producto
- Vista 2D/3D
- Dibujos técnicos

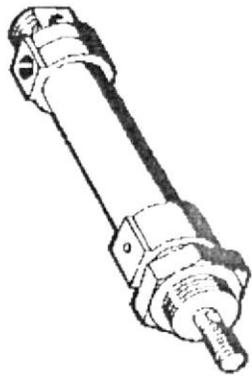
Cilindro Neumático del Sellado Horizontal (11)

Cilindros normalizados

ESN-25-10-P



según DIN ISO 6432, con anillos amortiguadores elásticos en los finales de carrera.  
Diversas posibilidades de fijación sin y con elementos de fijación adicionales.



?	Num. pieza	Nombre	Denominación	Tipo
	11655	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-20--P
	158854	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-20--P-S3
	5098	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-20-10-P
	5099	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-20-25-P
	5100	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-20-50-P
	11656	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-25--P
	158895	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-25--P-S3
	<b>5101</b>	<b>Sprinter 2000</b>	<b>Cilindros normalizados</b>	<b>ESN-25-10-P</b>
	5102	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-25-25-P
	5103	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-25-50-P
	11651	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-8--P
	158890	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-8--P-S3
	5086	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-8-10-P
	5087	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-8-25-P
	5088	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESN-8-50-P
	14118	Sprinter 2000	Cilindros normalizados	ESNU-10--P-A

- Description del producto
- Hoja de datos
- Sinopsis de accesorios
- Mostrar imagen producto
- Vista 2D/3D
- Dibujos técnicos

Cilindro Neumático de la Cuchilla de Corte (11)

APENDICE AT (18)

Linear bearing unit  
with 2 seals

LVCR design

Dimensions		Basic load ratings					Mass	Designations				
F <sub>v</sub>	A	A <sub>1</sub>	C	D	D <sub>2</sub>	J	L	N <sup>1)</sup>	dym. C	stat. C <sub>0</sub>	Linear bearing unit 2) with 2 double lip seals	
												kg
mm												
12	20	8	32	22	32	30	42	5,5	1 160	990	0,12	LVCR 12-2LS
16	22	8	36	26	36	35	50	5,5	1 500	1 290	0,17	LVCR 16-2LS
20	28	10	45	32	46	42	60	6,6	2 240	2 040	0,33	LVCR 20-2LS
25	40	12	59	40	58	54	74	6,6	3 350	3 350	0,69	LVCR 25-2LS
30	48	14	68	47	66	60	84	9	5 600	5 700	1,03	LVCR 30-2LS
40	56	16	80	62	90	78	108	11	9 000	8 150	2,00	LVCR 40-2LS
50	72	18	100	75	110	98	130	11	13 400	12 200	3,41	LVCR 50-2LS
60	95	22	125	90	135	120	160	13,5	20 400	18 000	6,95	LVCR 60-2LS
80	125	25	165	120	180	155	200	13,5	37 500	32 000	14,40	LVCR 80-2LS

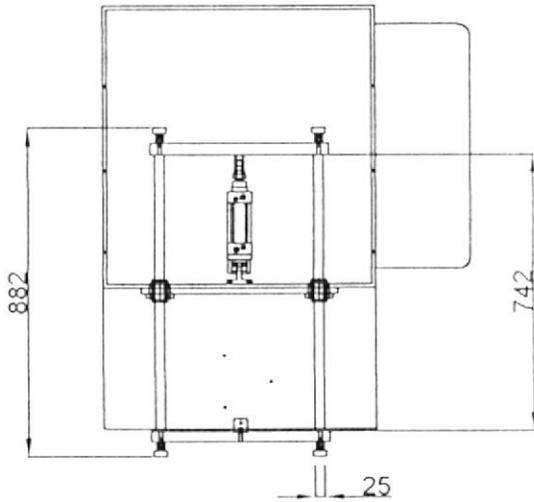
Upon request LVCR bearing units are available in stainless steel execution.  
Designation: e.g. LVCR 20-2LS/HV6

LVCR linear ball bearing units of sizes F<sub>v</sub> 12-50 can also be fitted with linear bearings which are self-aligning  
Designation: e.g. LVCD 12-2LS.

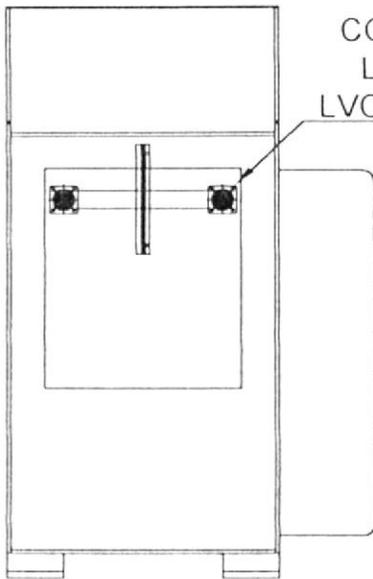
### APÉNDICE AU (8)

Clasificación	φ nominal		Aprox.	RN	Ranura
	pulg	mm	Kg/m	Ton	mm
6x7 Brillante	1/4	6,4	0,14	2,4	6,86
	3/8	9,5	0,31	5,32	10,22
	1/2	13	0,57	9,35	13,76
	5/8	16	0,88	14,4	16,96
	7/8	22	1,71	27,9	23,78
	1 1/8	29	2,83	45,2	30,74
6x19 Brillante	1/4	6,4	0,16	2,49	6,86
	3/8	9,5	0,35	5,53	10,22
	1/2	13	0,63	9,71	13,76
	5/8	16	0,98	15,1	16,96
	7/8	22	1,92	29,2	23,78
	1 1/8	29	3,17	47,7	30,74
6x37 Brillante	1/4	6,4	0,16	2,49	6,86
	3/8	9,5	0,35	5,53	10,22
	1/2	13	0,63	9,71	13,76
	5/8	16	0,98	15,1	16,96
	7/8	22	1,92	29,2	23,78
	1 1/8	29	3,17	47,7	30,74
<b>8x19 Brillante</b>	<b>1/4</b>	<b>6,4</b>	<b>0,15</b>	<b>2,13</b>	<b>6,86</b>
	3/8	9,5	0,33	4,75	10,22
	1/2	13	0,58	8,37	13,76
	5/8	16	0,91	13	16,96
	1	26	2,34	32,7	27,58
	1 1/2	38	5,25	72	40,8

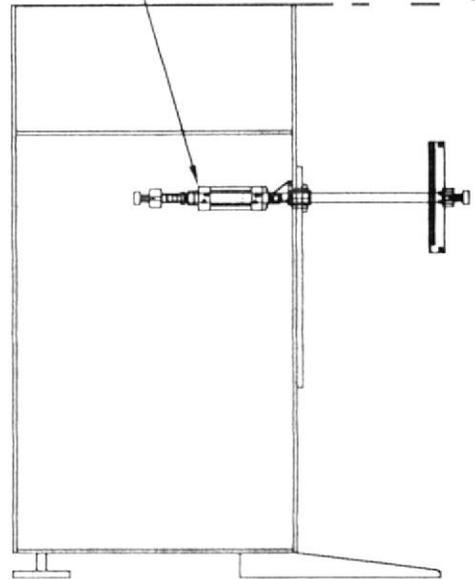
Nota: Núcleo de Fibra



CILINDRO  
NEUMÁTICO  
DNC-63-50-PPV

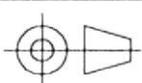


COJINETE  
LINEAR  
LVCR-25-2LS



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



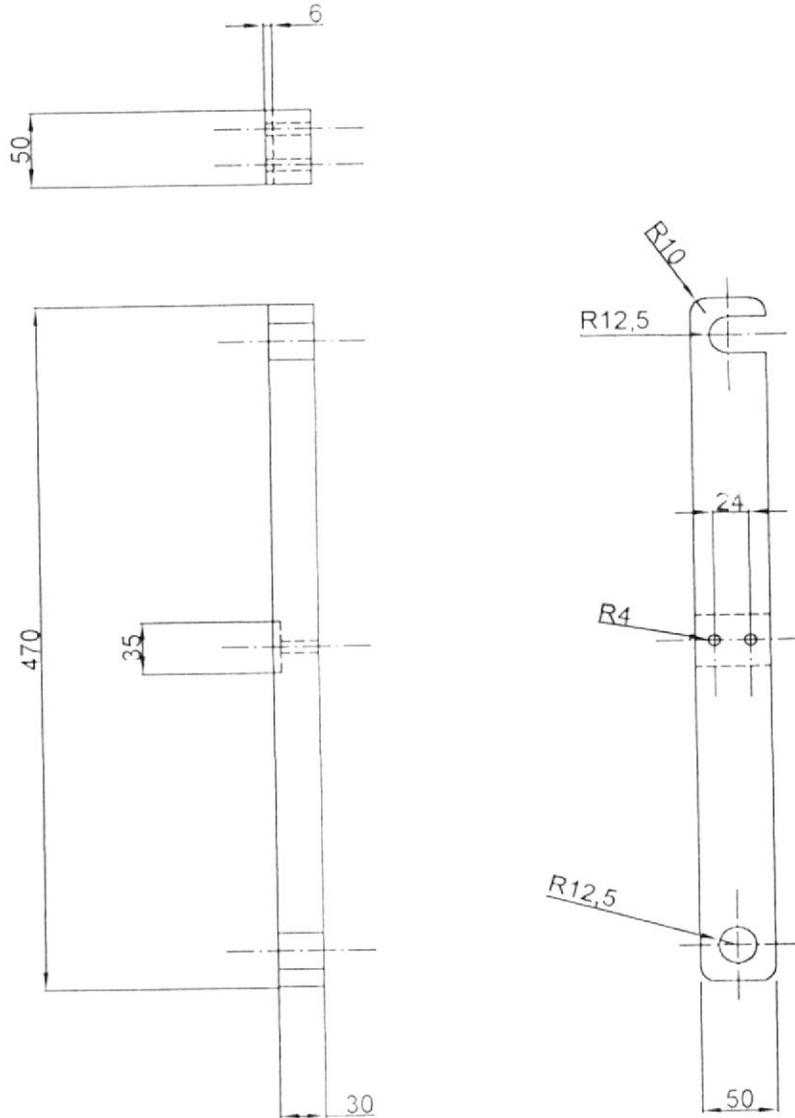
Escala:  
1:20

Contiene:  
**SISTEMA DE SELLADO VERTICAL**

	Fecha	Nombre
Dibujó:	10/10/03	JRodríguez
Revisó:	25/01/04	MHeiguer

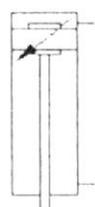
Plano N°:

**17**

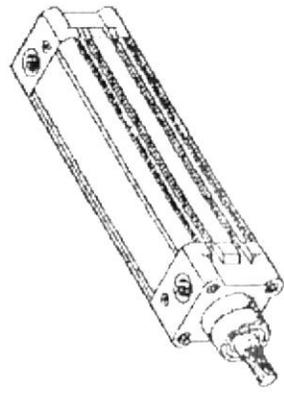


<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nomb
		Dibujó:	JRodríguez
Proyecto:		Revisó:	MHelguera
MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS		Plano N°:	
	Escala:	Contiene:	
	1:5	BARRA SOPORTE DE MORDAZA VERTICAL	
		<h1>18</h1>	

Cilindros normalizados  
DNC-63-50-PPV



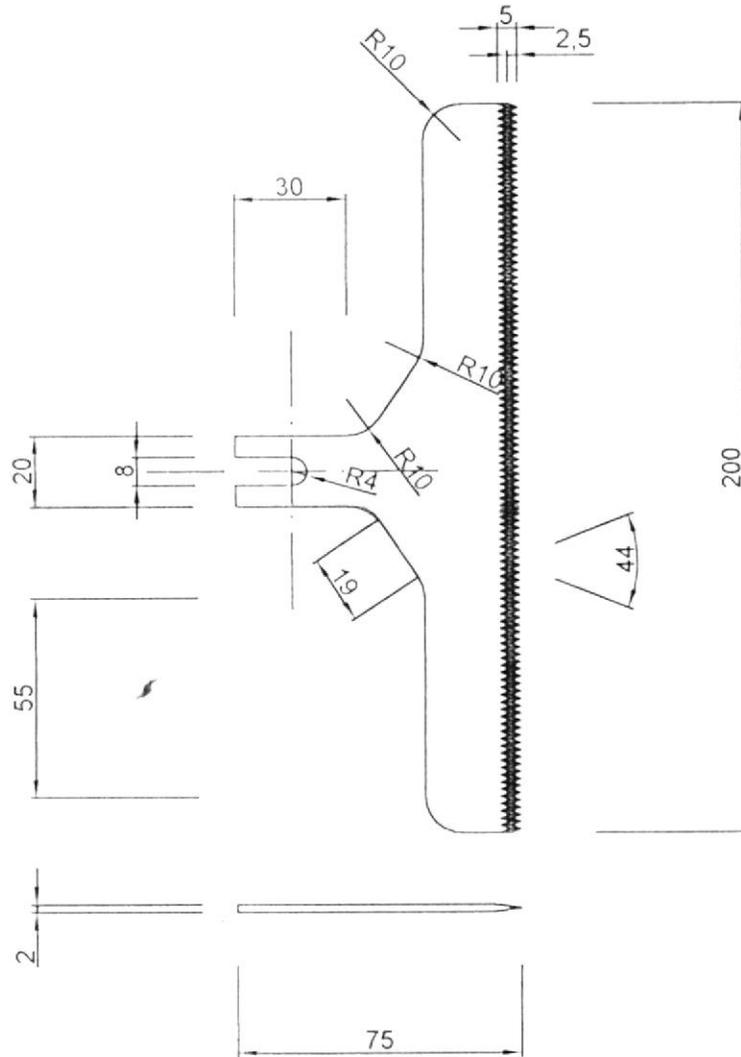
según DIN ISO 6431, VDMA 24562-1, con tubo de cilindro perfilado, con amortiguación de final de carrera regulable por ambos lados



Num. pieza	Nombre	Denominación	Tipo
163403		Cilindros normalizados	DNC-63-250-PPV-A
163424		Cilindros normalizados	DNC-63-320-PPV
163410		Cilindros normalizados	DNC-63-320-PPV-A
163416		Cilindros normalizados	DNC-63-40-PPV
163402		Cilindros normalizados	DNC-63-40-PPV-A
163425		Cilindros normalizados	DNC-63-400-PPV
163411		Cilindros normalizados	DNC-63-400-PPV-A
<b>163417</b>		<b>Cilindros normalizados</b>	<b>DNC-63-50-PPV</b>
163403		Cilindros normalizados	DNC-63-50-PPV-A
163426		Cilindros normalizados	DNC-63-500-PPV
163412		Cilindros normalizados	DNC-63-500-PPV-A
163418		Cilindros normalizados	DNC-63-80-PPV
163404		Cilindros normalizados	DNC-63-80-PPV-A
163430		Cilindros normalizados	DNC-80--
163446		Cilindros normalizados	DNC-80--PPV
163432		Cilindros normalizados	DNC-80--PPV-A

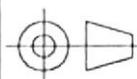
- Descripción del producto
- Hoja de datos
- Síntesis de accesorios
- Mostrar imagen producto
- Vista 2D/3D
- Dibujos técnicos

Cilindro Neumático del Sellado Vertical (11)



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



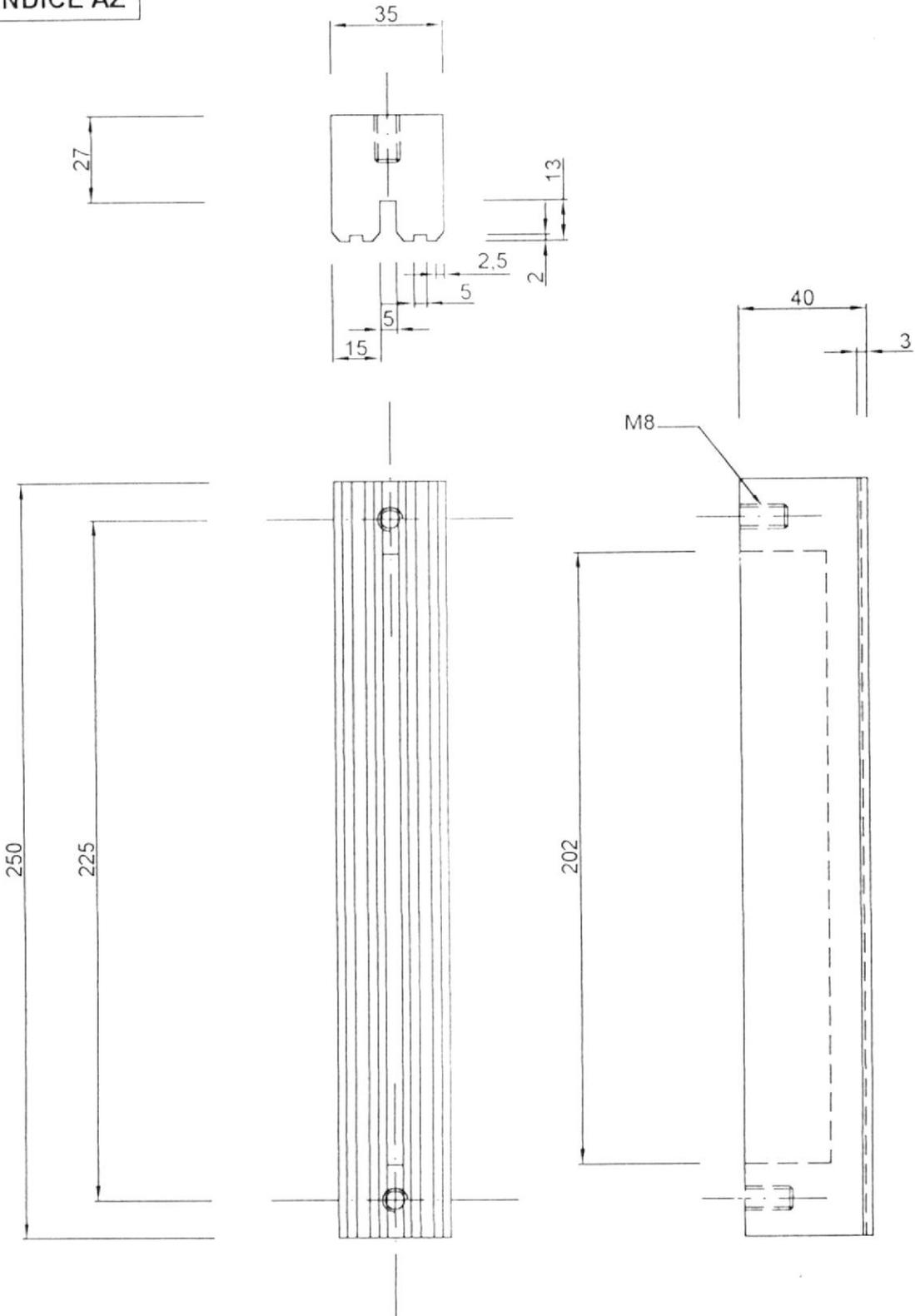
Escala:  
**1:2**

Contiene:  
**CUCHILLA**

	Fecha	Nomt
Dibujó:	10/10/03	JRodrig
Revisó:	25/01/04	MHelgu

Plano N°:

# 19

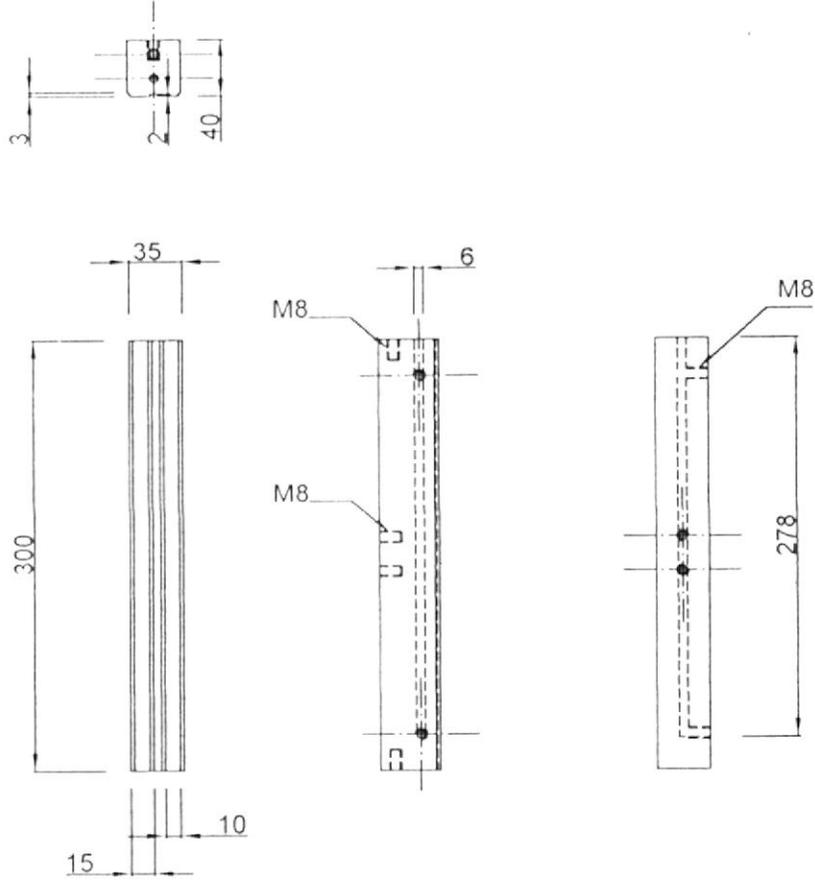


<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nombre
		Dibujó:	10/10/03 J.Rodríguez
Proyecto:		Revisó:	25/01/04 M.Helguera
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>		Plano N°:	
	Escala:	Contiene:	
	1:2	MORDAZA HORIZONTAL INTERIOR	
		<b>20</b>	

APÉNDICE BC

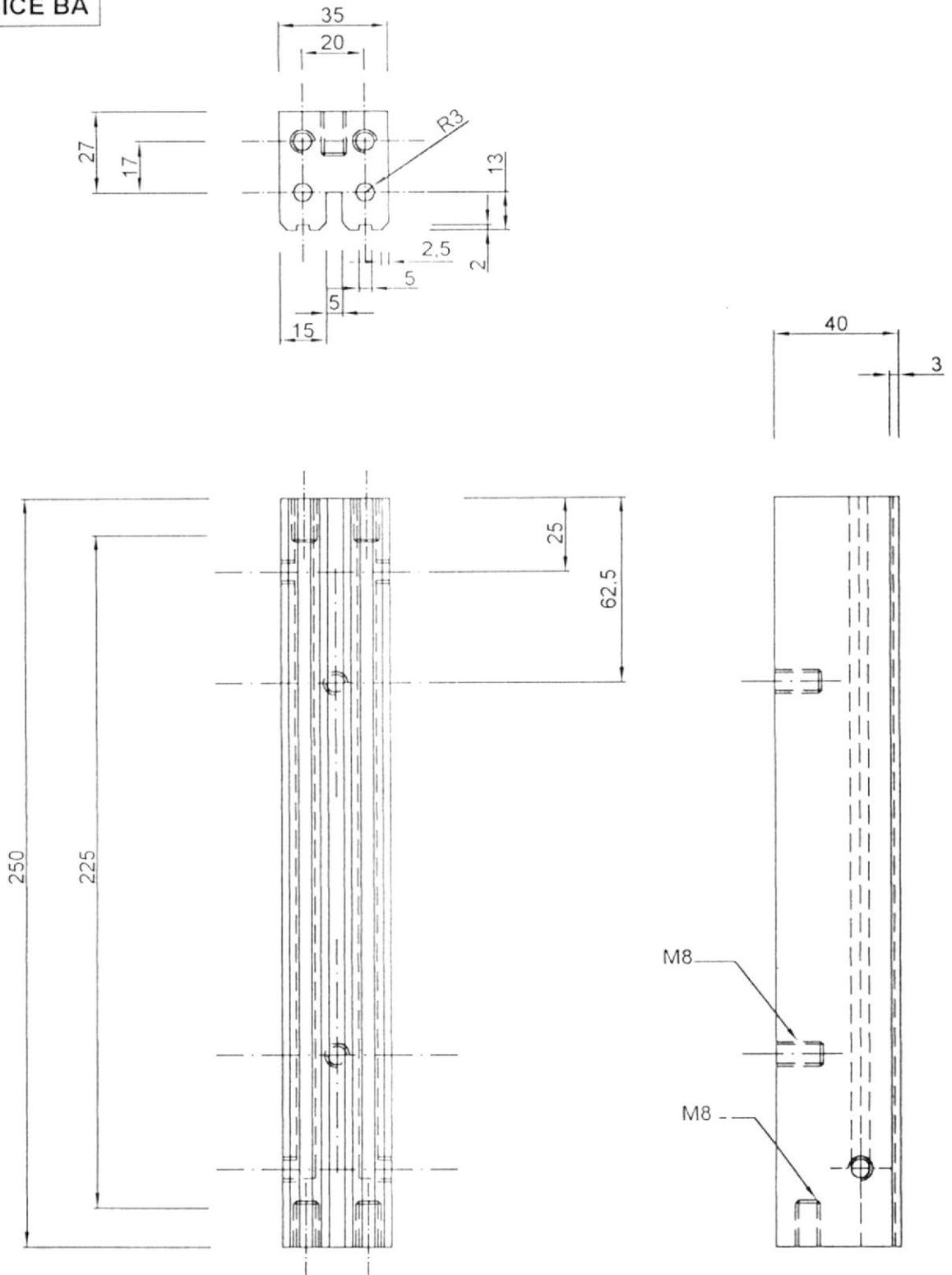
Cinta Nicrom 80% Niquel 20% cromo @ 68° F. (20° C.)

Fuente: Bibliografía 38		Ancho (X ó Y) - pulg (mm)															
Calibre AWG	Espesor	1/64		1/32		3/64		1/16		3/32		1/8		3/16		1/4	
		$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm	$\rho$ Ohm/pulg	$\rho$ (X ó Y) Ohm
25	0,0179					0,5486	0,0025	0,4553	0,0035	0,3533	0,0025	0,2425	0,0025	0,1523	0,3024	0,1140	0,0024
26	0,0159			0,7279	0,0028	0,5459	0,0028	0,4475	0,0028	0,3640	0,0028	0,2729	0,0028	0,1711	0,0027	0,1293	0,0027
27	0,0142		1,0920	0,8150	0,0032	0,6113	0,0032	0,5032	0,0032	0,4075	0,0032	0,3056	0,0032	0,1915	0,0030	0,1437	0,0030
28	0,0126		1,2230	0,9186	0,0036	0,6890	0,0036	0,5593	0,0036	0,4593	0,0036	0,3445	0,0036	0,2153	0,0034	0,1619	0,0034
29	0,0113		1,3780	1,0240	0,0040	0,7653	0,0040	0,5122	0,0040	0,4040	0,0040	0,3041	0,0040	0,2427	0,0038	0,1805	0,0038
			1,5360		0,0040												
30	0,0100	3,4720	0,0045	1,7360	0,0045	1,1570	0,0045	0,8661	0,0045	0,5797	0,0045	0,4340	0,0045	0,2720	<b>0,0043</b>	0,2040	0,0043
31	0,0089	3,9030	0,0051	1,9510	0,0051	1,3010	0,0051	0,9757	0,0051	0,6605	0,0051	0,4878	0,0051	0,3057	0,0048	0,2293	0,0048
32	0,0080	4,3400	0,0057	2,1700	0,0057	1,4470	0,0057	1,0650	0,0057	0,7234	0,0057	0,5145	0,0057	0,3400	0,0053	0,2550	0,0053
33	0,0071	4,8920	0,0064	2,4460	0,0064	1,6310	0,0064	1,2220	0,0064	0,8154	0,0064	0,5936	0,0064	0,3832	0,0060	0,2874	0,0060
34	0,0063	5,5110	0,0072	2,7550	0,0072	1,8370	0,0072	1,3750	0,0072	0,9184	0,0072	0,7001	0,0072	0,4317	0,0067	0,3237	0,0067
35	0,0056	6,2020	0,0081	3,1010	0,0081	2,0670	0,0081	1,5500	0,0081	1,1710	0,0081	0,8779	0,0081	0,4858	0,0076	0,3643	0,0076
36	0,0050	6,9450	0,0090	3,4720	0,0090	2,3150	0,0090	1,7360	0,0090	1,3110	0,0102	0,9831	0,0102	0,5440	0,0085	0,4080	0,0085
37	0,0045	7,7150	0,0100	3,8580	0,0100	2,5720	0,0100	1,9290	0,0100	1,4560	0,0114	1,0920	0,0114	0,6044	0,0094	0,4533	0,0094
38	0,0040	8,6810	0,0113	4,3410	0,0113	2,8940	0,0113	2,4550	0,0128	1,6390	0,0128	1,2290	0,0128	0,6800	0,0106	0,5100	0,0106
39	0,0035	9,9210	0,0129	4,9600	0,0129	3,3070	0,0129	2,8090	0,0146	1,8730	0,0146	1,4040	0,0146	0,7771	<b>0,0121</b>	0,5820	0,0121



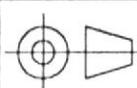
<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nomt
		Dibujó:	10/10/03 JRodrig
Proyecto:		Revisó:	25/01/04 MHeigu
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>		Plano N°:	
	Escala:	Contiene:	
	1:5	MORDAZA VERTICAL	
		<b>22</b>	

APÉNDICE BA



# FIMCP - ESPOL

Proyecto:  
**MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS**



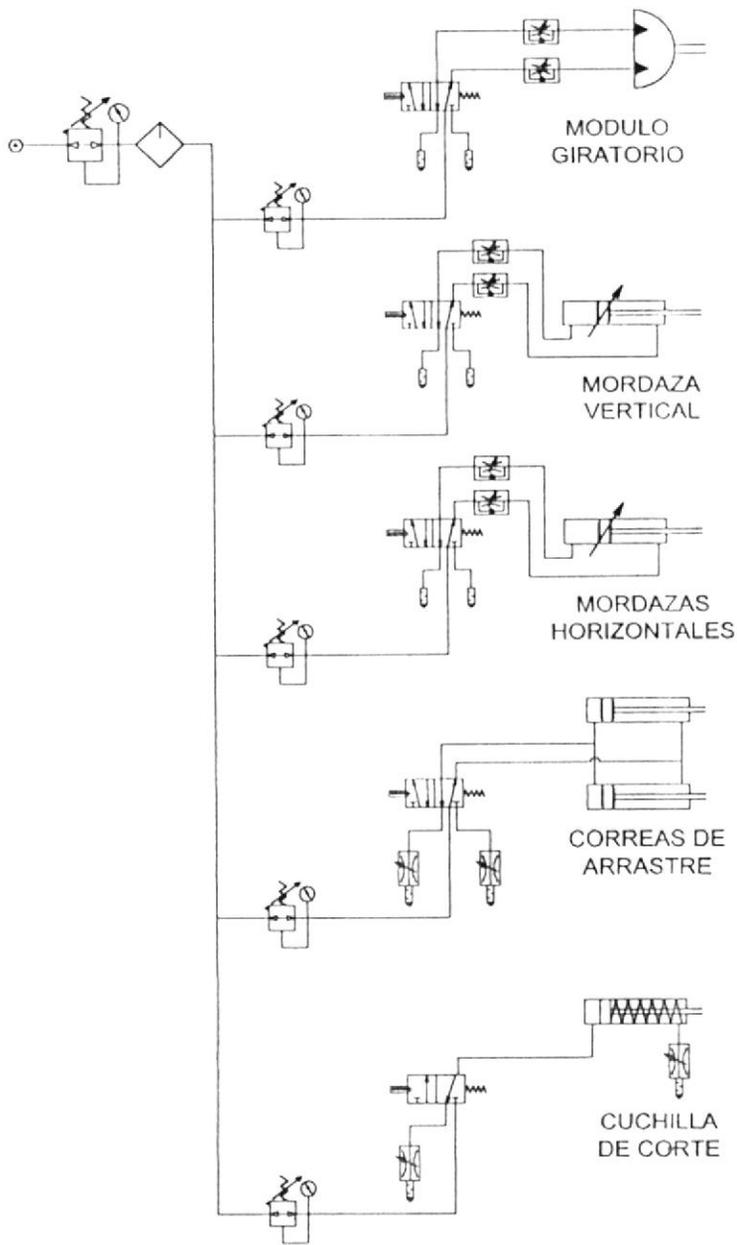
Escala:  
**1:2**

Contiene:  
**MORDAZA HORIZONTAL EXTERIOR**

	Fecha	Noml
Dibujó:	10/10/03	JRodrig
Revisó:	25/01/04	MHelge

Plano N°:

# 21



<h1>FIMCP - ESPOL</h1>		Fecha	Nombr
		Dibujó:	10/10/03 . Rodrigu
Proyecto:		Revisó:	25/01/04 MHeigue
<b>MAQUINA FORMADORA Y LLENADORA DE FUNDAS</b>		Plano N°:	
	Escala:	Contiene:	
		<b>SISTEMA NEUMATICO</b>	
		<b>23</b>	

## BIBLIOGRAFÍA

1. R. HIESS. "Principios para el Envasado de Alimentos".
2. ROBERT L. NORTON, "Diseño de Maquinaria", Primera Edición, Editorial Mc. Graw Hill.
3. Salvat Editores S.A., "Enciclopedia Salvat Diccionario", Salvat Editores S.A. 1973, Tomo 2.
4. "Manual R100 de bandas y Transmisión", REX – NORD.
5. GORDON L. ROBERTSON, "Food Packing", Editorial Marcel Dekker, Inc.
6. ANDREW PYTEL / FERDINAND SINGER, "Resistencia de Materiales", Cuarta Edición, Editorial Harla.

7. IVÁN BOHMAN C.A., "Catálogo de Aceros, Herramientas de Corte y Soldaduras"
8. EUGENE A. AVALLONE / THEODORE BAUMEISTER III, "MARKS Manual del Ingeniero Mecánico", Novena Edición, Editorial Mc. Graw Hill.
9. ROBERT L. NORTON, "Diseño de Maquinas", Segunda Edición, Editorial Mc. Graw Hill.
10. FERDINAND P. BEER / E. RUSSEK JOHNSTON, JR., "Mecánica Vectorial para Ingenieros, ESTATICA", Cuarta Edición Revisada, Editorial Mc. Graw Hill.
11. FESTO, CD Catálogo Virtual "Productos 2002 / 2003".
12. MARTÍN SPROCKET & GEAR, Inc. "CATALOGO 1090", 1998.
13. SKF, CD Catálogo Virtual "SKF Interactive Engeneering Catalogue", Versión 1.3.

14. J. E. SHIGLEY Y C. R. MISCHKE, "Mechanical Engineering Design", Editorial Mc. Graw Hill.
15. NTN, "CATALOGO de Productos".
16. BAUER, "Catálogo G 576 ESP, Moto-reductores Trifásicos de engranajes cilíndricos".
17. WARNER ELECTRIC INC., "Packaged Electromagnetic Clutches & Brakes", 2003 archivo de formato pdf.
18. FRANK P. INCROPERA / DAVID P. DEWITT, "Fundamentos de Transferencia de Calor", Cuarta Edición, Editorial Prentice Hall,
19. MIKAI, Catálogo Virtual "MIKAI Resistencias Eléctricas y Termopares".