



CIB-ESPOL

7
191.8
ECH
f.2



Escuela Superior Politécnica del Litoral

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Rediseño de una maquina empacadora de galletas de flujo continuo horizontal"



CIB-ESPOL

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO



CIB-ESPOL

Presentada Por:

Nerio Alfonso Echeverría Briones

Guayaquil - Ecuador

Año 2003

AGRADECIMIENTO



A toda mi familia, padres, hermanos, esposa e hija, y amigos que me ayudaron en la realización de este trabajo. Y a todos los profesores de la ESPOL que brindaros sus conocimientos durante todos los años de mi paso por esta institución.

DEDICATORIA



CIB-ESPOL

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI ESPOSA

A MI HIJA

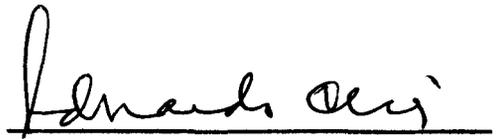
Y TODOS MIS

COMPAÑEROS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Francisco Andrade S.
DECANO (E) DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Eduardo Orces
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Ernesto Martínez L.
VOCAL



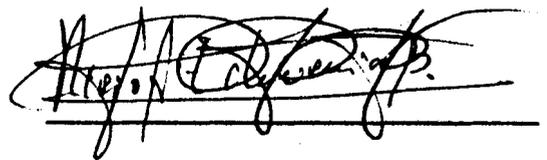
Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESADA

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



(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Nerio A. Echeverría Briones

RESUMEN

Debido a las necesidades de mejora continua dentro de las empresas, y a la demanda de productos de consumo masivo dentro de las misma, se presenta este proyecto, en el cual se necesita incrementar el volumen de producción en el área de empaque.

Por esto se decidió realizar un rediseño total a una máquina empacadora de flujo continuo horizontal, la cual solo estaba acondicionada para un solo tipo de producto como son paquetes de galletas 25 y 30 gr, y acondicionarla para paquetes de 100 y 175 gr.

Por esta razón se ha realizado un estudio completo del funcionamiento en forma general de la maquina de flujo continuo, analizando cada uno de los mecanismos principales de la maquina empacadora de galletas de flujo continuo, Cavanna.

Empezando por el mecanismo de sellado transversal, donde se realiza el estudio completo del sistema de accionamiento a las mordazas de sellado, mediante de un mecanismo oscilante de tres engranajes.

Continuando con el sistema de sellado longitudinal donde se diseña un sistema neumático de seguridad para el mecanismo de sellado longitudinal.



También se cambia el sistema de transmisión de potencia de los discos de sellado longitudinal, de cadenas por correa dentadas, para evitar la vibración y el ruido.

En el sistema de transportación acondicionarlo al nuevo producto para que cumpla los requerimientos requeridos.

Y en el sistema de alimentación, se lo cambia de mecánico a neumático para poder automatizarlo y así eliminar elementos mecánicos con el objeto de incrementar la velocidad de la máquina.

Al final se realiza un estudio de diseño para poder implementar otro tren de sellado transversal para poder tener un completo hermetismo del producto. Para verificar los resultados obtenidos se realiza un estudio de simulación por medio del programa WORKING MODEL 2D.

Todos los resultados obtenidos en el proyecto serán implementados por la empresa en la maquina rediseñada,



CIB-ESPOL

ÍNDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGIA	VII
INDICE DE FIGURAS.....	VIII
INDICE DE TABLAS.....	IX
INDICE DE PLANOS.....	X
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
MAQUINAS EMPACADORAS DE FLUJO CONTINUO.....	2
1.1 Maquinas tipo de flujo continuo.....	2
1.2 Lamina estirable.....	6
1.3 Requerimientos de los materiales de empaque para su conformado.....	7



CAPITULO 2**DESCRIPCIÓN DE LA MAQUINA Y ANÁLISIS DE LAS****ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.....11****2.1 Mecanismo de sellado transversal.....15****2.1.1 Mecanismo actual.....15****2.1.2 Alternativas de solución.....17****2.2 Mecanismo del sistema de sellado y arrastre
longitudinal.....19****2.2.1 Mecanismo actual.....19****2.2.2 Descripción de solución20****2.3 Mecanismo del sistema de transportación
del producto.....21****2.3.1 Requerimientos de diseño y construcción.....21****2.4 Mecanismo de alimentación del producto.....22****2.4.1 Requerimientos de diseño y construcción.....22****CAPITULO 3****CALCULOS DE LA ALTERNATIVA DE SOLUCION****SELECCIONADA.....24****3.1 Mecanismo de sellado transversal.....24**

3.1.1 Descripción analítica del funcionamiento del sistema de mando.....	35
3.1.2 Rediseño del tren de engranajes.....	41
3.1.3 Selección de accesorios.	45
3.2 Mecanismo sellado longitudinal.....	48
3.2.1 Diseño del sistema neumático.....	48
3.2.2 Rediseño del sistema de transmisión.....	50
3.3 Rediseño del sistema de transportación del producto.....	53
3.4 Diseño de un sistema neumático para la alimentación del producto.....	59
3.5 Diseño del nuevo tren de sellado transversal para aumentar la capacidad de la producción de la máquina.	61
3.6 Simulación en “working model”.....	63
3.6.1 Simulación del mecanismo con un solo tren de mordazas.....	65
3.6.2 Simulación del mecanismo con dos trenes de mordazas.....	66



CIB-ESPOL

CAPITULO 4**ANÁLISIS DE COSTOS.....68****4.1 Costos del rediseño de la máquinas.....68****4.2 Costo de mejora en producción.....70****CAPITULO 5****CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....71****APENDICES.....****BIBLIOGRAFÍA.....**

ABREVIATURAS:

gr	Gramos.
%	Porcentaje.
LLDPE	Polietileno de baja densidad.
PVC	Poli carbonato de vinilo.
°C	Grados centígrados.
N/cm²:	Newton sobre centímetros cuadrados.
SIG,HSM,HZQ,HBM	Marcas de fabricantes de maquinas de flujo continuo.
mm	Milímetros.
PIV	Variador de velocidad.
paq/min	Paquetes sobre minuto.
rev/min	Revoluciones sobre minuto.
HR	Dureza Brinell.
Mpa	Mega pascal.
N	Newton
KN	Kilo newton
AGMA	Asociación estadounidense fabricantes de engranajes.
AISI	Instituto estadounidense del hierro y el acero
m	Metros
\$	Dólares americanos.
\$/H	Dólares sobre hora.
KW	Kilo vatios
RPM	Revoluciones por minuto.
Hz	Hertz.
"	Pulgadas.



CIB-ESTPOL

SIMBOLOGIA

L	Largo de la pila.
H	Alto de la pila.
J	Ancho de la pila.
S	Distancia entre fotocélulas en la lamina estirable.
л	pi
R,r	Radio.
P _{er}	Perimetro.
D _{pmor}	Diámetro primitivo de mordazas.
D _{peng}	Diámetro primitivo de engranaje.
D _p	Diámetro primitivo.
Z	Numero de dientes.
M	Modulo.
ω	Velocidad angular
σ _F	Esfuerzo de flexión.
W _t	Carga tangencial transmitida.
K _a	Factor de aplicación.
K _s	Factor de tamaño.
K _m	Factor de distribución de carga.
K _B	Factor de espesor de corona.
K _v	Factor dinámico.
J	Factor geométrico.
V _{te}	Velocidad tangencial del engranaje.
C _p	Coefficiente elástico.
C _a	Factor de aplicación.
C _s	Factor de tamaño.
C _m	Factor de distribución de carga.
C _t	Factor de espesor de corona.
C _v	Factor dinámico.
F	Ancho de cara.
I	Factor geométrico.
Q _v	Número de precisión de la transmisión
V _d	Velocidad de dedos de cadenas.
V _p	Velocidad de papel.
V _m	Velocidad de Mordazas.
C _d	Distancia entre centros
p	Paso de la cadena.
P	Paso de corte.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

C_c	Distancia entre centros de cadena transportadora.
L_c	Longitud de cadena.
d	Diámetro exterior del rodillo de cadena.
A	Angulo de paso
Cosec	Cosecante.
D	Diámetro de la flecha.
N	Factor de diseño.
M	Momento de torsión.
T	Torque.
K_t	Factor de concentración de esfuerzos.
S'_e	Resistencia por durabilidad.
S_y	Resistencia a la flexión.
Pot	Potencia
C	Carga dinámica de rodamiento.
P_D	Carga de diseño de rodamiento.
f_L	Factor de vida útil.
f_N	Factor de velocidad
P_{CRIT}	Carga crítica.
A	Área.
S_y	Esfuerzo máximo permisible
E	Modulo de elasticidad.
(KL/r)	Razón de delgadez
j	Relación de transmisión.



ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1 Descripción de maquinas flujo continuo.....	3
Figura 2.1 Máquina empacadora de flujo continuo Cabanna.....	12
Figura 2.2 Esquema del sistema de transmisión.....	13
Figura 2.2. Vista frontal del sistema de mando.....	14
Figura 2.1.2 Mordazas de sellado transversal.....	15
Figura 2.1.2 Tren de engranajes de movimientos.....	16
Figura 2.1.2.1 Esquema de piñones cónicos con excéntrica.....	17
Figura 2.2.1.1 Sistema de arrastre y sellado longitudinal.....	19
Figura 2.3.1.1 Cadenas de dedos transportadores.....	21
Figura 2.2.1.1 Mecanismo de alimentación del producto.....	23
Figura 2.2.4.1. Mecanismo de alimentación del producto.....	23
Figura 3.1.1 Factor geométrico J.....	31
Figura 3.1.2 . Factor geométrico I.....	32
Figura 3.1.3 Dureza de Brinell vs. Esfuerzo de tensión permisible.....	33
Figura 3.1.1.1 Esquema del mecanismo.....	35
Figura 3.1.2.1 Mecanismo de mando de las mordazas modificado.....	45
Figura 3.1.3.1 Ubicación y dimensiones de suples.....	46
Figura 3.1.3.2 Dimensiones del resorte.....	46
Figura 3.2.1 Esquema del mecanismo de sellado longitudinal.....	47
Figura 3.2.2 Esquema neumático aplicado al mecanismo de sellado longitudinal.....	49
Figura 3.2.3 Sistema implementado.....	50
Figura 3.2.2.1, Esquema cinemático con el cambio realizado.....	51
Figura 3.3.1. Esquema de estructura de tubo cuadrado.....	59
Figura 3.4.1. Esquema neumático del sistema de alimentación.....	61
Figura 3.5.1. Esquema de transmisión directo de la maquina.....	62
Figura 3.6.1 Mecanismo cola de milano.....	65
Figura 3.6.1.1 Simulación del mecanismo con un solo tren de mordazas.....	66
Figura 3.6.2.1 mecanismo con doble tren de mordazas.....	67



ÍNDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1. Factores de aplicación sugeridos K_a	29
Tabla 2. Factores de tamaño K_s	29
Tabla 3. Factores de distribución de carga $C_m = K_m$ para engranajes rectos y helicoidales.....	30
Tabla 4. Coeficiente elástico C_p	33
Tabla 5. Numero de tensión permisible para aceros endurecidos en la superficie.....	34
Tabla 6. Poleas de tiempo en existencia del martín paso $\frac{1}{2}$ "(12.7mm) y banda de $\frac{3}{4}$ "(19mm) de ancho.....	51
Tabla 7. Costo de materiales.....	68



CIB-ESTOL

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 0	Descripción general de maquina con los cambios.
Plano 1	Mordazas
Plano 2	Engranajes de mordazas.
Plano 3	Bloques porta flecha.
Plano 4	Flecha porta mordazas.
Plano 5	Dedo de arrastre.
Plano 6	Bases de transportador.



CUB-ESTOL

INTRODUCCIÓN



Dentro de las necesidades de las empresas ecuatorianas de aumentar su capacidad de producción, se realizan proyectos de mejoras para poder implementar equipos o maquinarias que con un debido estudio de funcionamiento y aplicación se les pueda realizar un rediseño y así utilizarlas para tener un mejor nivel de productividad y poder así satisfacer las necesidades del mercado interno.

Por esto es que se ha realizado un estudio de rediseño de una maquina empacadora de galletas de flujo continuo horizontal, perteneciente a una de las fabricas de galletas local, ya que con la ampliación de una nueva línea de producción de galletas waffer traída desde Brazil, se necesitó aumentar la capacidad de empacado de galletas, ya que resultaba insuficiente las máquinas con que ya contaban para el empacado de las galletas en la fabrica.

Debido a la situación del país, los empresarios, para no realizar una inversión muy fuerte en la compra de una maquina nueva para empacar galletas, se vieron en la necesidad de acondicionar esta máquina, y contando con la ayuda de la ESPOL se realizo el estudio completo de la maquina para realizarle los cambios técnicos necesarios, para que la maquina tenga un alto rendimiento en la producción.

CAPITULO 1

1. MAQUINAS EMPACADORAS DE FLUJO CONTINUO.

1.1 Maquinas flujo continuo.

Las maquinas flujo continuo deben su nombre a como se desarrolla el proceso de empaque del producto: la maquina crea una manga de plástico partiendo de una lamina flexible y el producto lo atraviesa hasta alcanzar una mordaza que delimitara el principio y el final del paquete.



El concepto de funcionamiento de las maquinas de flujo continuo es bastante simple como muestra en la figura 1.1

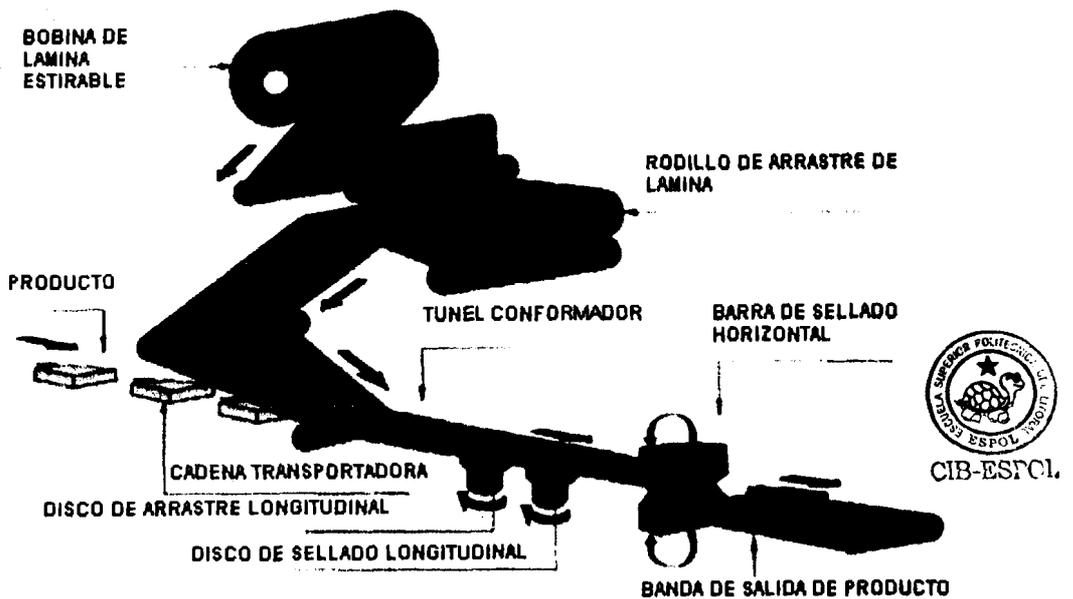


Figura 1.1 Descripción de maquinas flujo continuo.

Desde un eje porta bobina el material flexible que puede ser polipropileno, o un material complejo según las exigencias, pasa a través de una manga de conformado y se suelda mediante unas ruedas de soldadura (si la bobina no esta bien centrada respecto al eje de avance del producto, también el tubo que se forma tendrá mas material por un lado que por el otro con problemas en fase de soldadura), a la vez que el producto a embalar viene empujado por unas paletas distanciadas hasta alcanzar el tubo de plástico que se ha formado.

Siendo las paletas coordinadas con el cierre de una mordaza giratoria puesta longitudinalmente respecto al avance de la lamina, el producto queda envasado en un paquete delimitado al principio y al final por la

acción de la mordaza e por el largo por la acción de las ruedas de soldadura.

El proceso de ajuste prevee al principio poner en fase el empuje de las paletas donde se colocan los productos con el cierre de las mordazas.

Una vez que se ha coordinado este movimiento, se regula la velocidad de avance de la lamina, siendo valida la regla que cuanto mas rápido el avance, mas largo el paquete que se obtiene.

Lo ultimo que hay que ajustar es la velocidad tangencial de las mordazas con la velocidad de avance de la lamina porque si el tubo de lamina es muy rápido y las mordazas mas lentas el producto choca con las mismas, mientras si las mordazas van mas rápidas que el avance de el tubo de lamina acaban con romperlo estirándolo demasiado.

Para esto existe la regulación mecánica mediante un excéntrico que permite acelerar o ralentizar la velocidad de la mordaza en el momento de realizar la soldadura.

Con la evolución de la tecnología las maquinas de flujo continuo han introducido la electrónica para el control de las operaciones permitiendo la regulación de todos los parámetros antes descritos desde un panel de mando digital.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



Las maquinas mas sofisticadas equipadas con servomotores permiten introducir las dimensiones del paquete y ellas mismas se ajustan en base a la programación.

Otro elemento básico de las maquinas flujo continuo es el centrado de la impresión del material de envolver cuando esto tiene características graficas especificas; para esta tarea se complementa la maquina con una fotocélula que lee unas marcas negras que el fabricante del material realiza para determinar el principio y el final del área de impresión.

Hoy en día se requiere también el marcaje de la fecha de fabricación o de caducidad del producto y con este fin se instalan sobre las maquina unos sistemas de marcaje por transferencia térmica o también sistemas de marcaje por inyección de tinta.

Los productos mas indicados a ser embalados con las maquinas de flujo continuo son de dimensiones no muy grandes, que requieren cadencias altas y lotes homogéneos.

Un discurso especifico requiere el embalaje de productos alimenticio que necesitan ser envasados en atmósfera controlada para aumentar la duración en alternativa al envase al vacío lo cual es posible en cierto tipo de maquinas de flujo continuo equipadas para aumentar el tiempo

de soldadura manteniendo la temperatura y la presión de las mordazas adecuadas a las velocidades de fabricación requeridas.

1.2 Lamina estirable.

Descripción general

La lamina estirable es un material flexible y transparente de LLDPE (en ingles polietileno lineal de baja densidad) que ha nacido para envolver los palets y asegurarlos para el transporte además de protegerlos contra los agentes atmosféricos y el polvo, la otra aplicación de este material es para uso alimenticio (para el envolvimiento de alimentos) en sustitución del PVC.

Se presenta en la mayoría de los casos en bobinas transparentes con espesores variables desde 0.12 hasta 0.50 mm y ancho de 500 mm (aunque para algunas aplicaciones se rebobina con anchos inferiores o superiores) y peso variable según las dimensiones y el uso (si es uso manual la bobina no excede los 5 Kg.) en el caso de la lamina para uso genérico, mientras para el uso alimentación el ancho de la bobina varia en función del producto que hay que envolver.

1.3 Requerimientos de los materiales de empaque para su conformado.

Las siguientes propiedades son fundamentales para el buen funcionamiento de los materiales en las líneas de empaque.

- Sellabilidad
- Resistencia a la tensión
- Elongación
- Coeficientes de deslizamiento
- Rigidez
- Encogimiento ante el calor



Sellabilidad.

La sellabilidad ó soldadura de los materiales de empaque dependen de tres variables:

- ✓ Temperatura
- ✓ Presión
- ✓ Tiempo.

Temperatura.

Puede variar dentro de los rangos de resistencia admitidos por los materiales (120 °C a 220 °C) ,es el valor de ajuste realizado principalmente por operador de línea.

Presión.

La presión de sellado está limitada por la resistencia mecánica del material.

El principal propósito de la presión es la de garantizar una buena transferencia de calor.

Normalmente el rango de presión oscila entre 30 y 50 N/cm²

Tiempo

El tiempo de sellado en las máquinas de hoy es el factor limitante para aumentar las velocidades.

Los mejores resultados de sellado se obtienen a la temperatura y presión óptima en el correspondiente tiempo.

En los casos de laminaciones con papel, el tiempo de sellado es particularmente largo porque el papel es mal conductor de calor.

Entre algunas opciones para aumentar el tiempo de sellado sin bajar la velocidad tenemos:

- ✓ Precalentar el material en la zona de sellado antes de su soldadura.
- ✓ Dos pares de mordazas conectadas en serie.
- ✓ Mordazas de sellado que acompañen el movimiento del material.



CIB-ESPOL

- ✓ Co-polímeros ó mezclas de varios polímeros pueden reducir las temperaturas de sellado.
- ✓ Uso de sellados en frío.



CIB-ESPOL

Resistencia a la tensión.

- ✓ El sistema de avance del material de empaque a través de la máquina es por correas o rodillos, pero siempre desde el extremo de la bobina por lo que el material debe soportar la fuerza tanto para vencer la fricción de las partes en contacto con la máquina como el peso mismo de la bobina.
- ✓ Para usar bobinas de mayor peso las máquinas están opcionalmente con desbobinadores motorizados.

Elongación.

- ✓ La deformación del material puede traer consecuencias, tanto en el funcionamiento de la máquina como en la presentación del empaque.
- ✓ En impresiones centradas la diferencia de distancia de corte hace perder la posición de la impresión, empaques de diferentes largos e incluso paradas de máquinas por pérdida de centraje (ejemplo: SIG,HSM,HZQ,HBM).

Coefficientes de deslizamiento

- ✓ En máquinas de Flujo continuo es muy importante tener en consideración que la resistencia que encuentre el material para deslizarse afectará el funcionamiento de la máquina. Lo que sucede es pérdida de la distancia de corte porque los rodillos o correas de arrastre deslizan y no traccionan, en casos extremos el material se rompe.
- ✓ El valor aceptable es de 0.3 a 0.4 para este tipo de máquinas.



CAPITULO 2

2. DESCRIPCIÓN DE LA MAQUINA Y ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.

La maquina de flujo continuo a la que se le realiza el estudio de rediseño es la CAVANNA empacadora de galletas para paquetes de hasta de 70 mm longitud, 50 mm ancho y 30 mm altura como máximo.

En la figura 2.1 se puede ver la maquina a la cual se le realizaron las modificaciones necesarias para poder cumplir con los requerimientos planteados, el principal, que es de modificarla para un producto que es la waffer amor de 100 gr, y 175 gr.





Figura 2.1 Maquina empacadora de flujo continuo Cavanna.

Esta máquina consta de varias secciones, las cuales están implementadas para realizar una función específica y sincronizada en todo su funcionamiento.

Consta de un motor principal que transmite la potencia total a la maquina, este se conecta a caja que sincroniza todos los mecanismos que se encuentran en la misma los cuales son:

- El mecanismo de sellado transversal.
- El mecanismo del sistema de sellado y arrastre longitudinal.
- El mecanismo del sistema de transportación del producto.

- El mecanismo de alimentación del producto.

En la figura 2.2 y 2.3 se enumera los elementos mas caracterfsticos de es te tipo de maquinas.

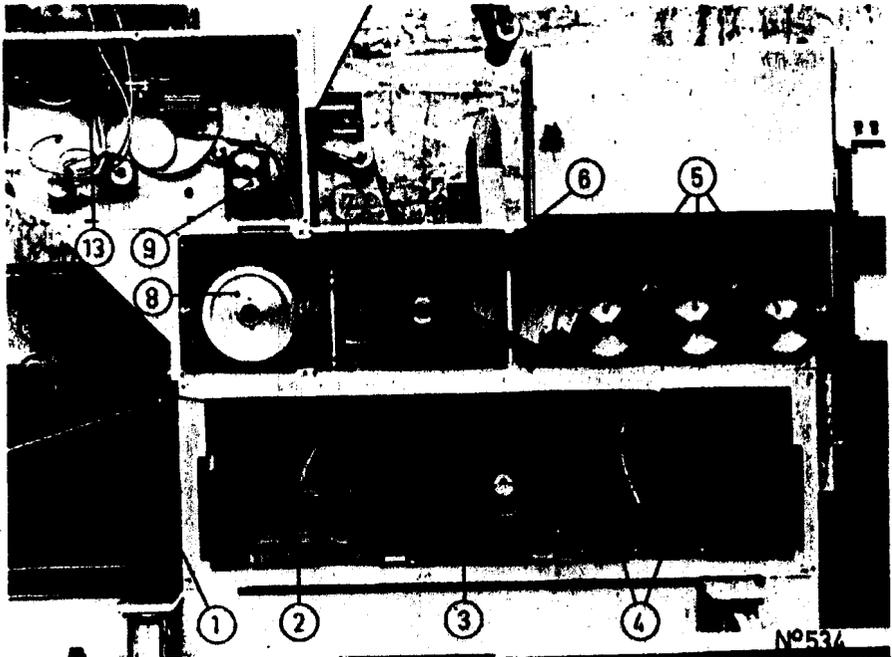


Figura 2.2 Esquema del sistema de transmisión.

1. Volante de regulación de la velocidad de la maquina.
2. auto transformador trifásico.
3. Variador P.I.V. para la regulación longitudinal del paquete.
4. Transformador monofase para calentamiento de mordazas de soldadura transversal.
5. Ruedas de cadena de mando grupos de arrastre y soldadura longitudinal.
6. Polea variable para mando de rodillo desenrollador de lamina.
7. Correa trapezoidal.

8. Polea fija.
9. Flecha de rodillo desenrollador de lamina.
10. Volante de regulación de velocidad de rodillo desenrollador de lamina.
11. Reenvió angular para paletas de alimentación.
12. Electrovalvula de mando fechador.



Figura 2.2. Vista frontal del sistema de mando

1. Motor .
2. Caja de transmisión.
3. Motor de calibración para recuperación de papel.



2.1 Mecanismo de sellado transversal.

2.1.1 Mecanismo actual.

El mecanismo de sellado original de la maquina cuenta con un sistema de mando que viene desde motor a la caja reductora, la cual se conecta al tren de engranajes que produce el movimiento excéntrico en las mordazas de sellado transversal.

En la figura 2.1.1 se muestra las mordazas de sellado y en la figura 2.1.2 el tren de engranajes.



Figura 2.1.2 Mordazas de sellado transversal.



Figura 2.1.2 Tren de engranajes de movimientos excéntricos.

Dentro del cambio que hay que realizar en este mecanismo hay que modificar es el tren de engranajes, las mordazas de sellado ya que se mantiene el mismo sistema de transmisión de potencia y sincronización.

Conociendo la necesidad que es el de empaquetar galletas waffer amor de 100 gr y 175 gr además de que el sistema de sellado tenga una relación de 2:1 no como la maquina original que era de 1:1, obtener 2 paquetes por revolución.

Se tendra que acondicionar el sistema en 2 mordazas por eje. Tomando en cuenta que se quiere obtener una producción de 140 paq/min.

2.1.2 Alternativas de solución.

Para poder cumplir los requerimientos necesarios se conoce que los productos a empaquetar son los de waffer amor de 100 gr. Y 175 gr. respectivamente, de las siguientes dimensiones:

Paquete de 100 gr.:

$L = 140 \text{ mm}$; $H = 29\text{mm}$; $J = 90$; $S = 200\text{mm}$

Paquete de 175 gr.:

$L = 140 \text{ mm}$; $H = 51\text{mm}$; $J = 90$; $S = 220\text{mm}$

Como alternativas de solución se tiene los siguientes mecanismos:

- Mecanismo de engranajes cónicos espaciales con excéntrica. Figura 2.1.2.1

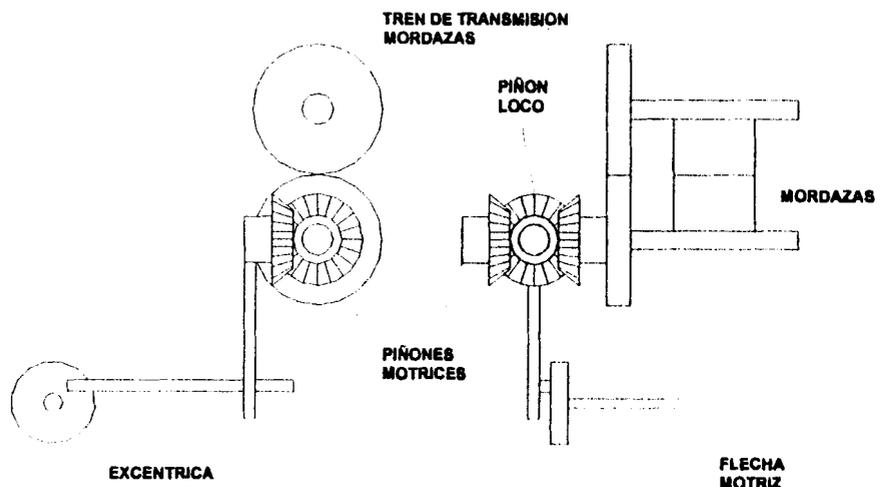


Figura 2.1.2.1 Esquema de piñones cónicos con excéntrica.



CIB-ESPOL

- Mecanismo de engranajes dientes rectos con excéntrica. Figura 2.1.2

De estos mecanismos el más opcional es el último ya que la maquina contaba ya un mecanismo parecido.

Para cumplir con los requerimientos de nuestra necesidad este debe tener una relación de transmisión de 2:1 en el tren de engranajes con excéntrica ya que se va a tener dos mordazas por árbol.

Ver la figura 2.1.2. Este mecanismo es el que más se acopla a nuestra necesidad por nos permite reutilizar varios elementos del mismo mecanismo, cambiando solamente las dimensiones de las mordazas y tren de engranajes. Incluyendo el rediseño de la armadura del mecanismo.

Para poder realizar la selección del mecanismo que produce los tiempos muertos de la mordaza, primero se realiza un análisis de cómo se comporta la velocidad con respecto al tiempo en función de la excentricidad, para poder seleccionar y calibrar el sistema de sellado para los diferentes tipos de productos.



CIB-ESPOL

2.2 Mecanismo del sistema de sellado y arrastre longitudinal.

2.2.1 Mecanismo actual.

El sistema de arrastre de la maquina consta de dos pares de ruedas de arrastre, las dos cumplen con la función de arrastre y sellado longitudinal.

También consta de un par de bandas de arrastre para que mantenga uniforme la velocidad del producto hasta que se encuentren con las mordazas de sellado. En la figura 2.2.1.1 se puede apreciar bien como esta constituido este mecanismo.



Figura 2.2.1.1 Sistema de arrastre y sellado longitudinal.

- 1. Disco de arrastre de lamina.**
- 2. Disco de arrastre y sellado longitudinal.**
- 3. Bandas de arrastre longitudinal.**

La manera de acoplar y desacoplar las ruedas de arrastre es netamente mecánico, por lo que cada vez que se para la maquina se quema papel y se pierde producto.

En la figura 2.2.2.1 se muestra como estaba constituido el mecanismo.

Además el sistema de transmisión de potencia es por cadena, y este produce mucha vibración y ruido este sistema se lo puede ver en la figura 2.2.

2.2.2 Descripción de solución.

Tomando en cuenta que el mecanismo de sellado y arrastre longitudinal posee dos pares de discos para arrastre los cuales también cumple la función de sellado, se realiza el cambio de las bandas transportadoras por otro par de mordazas de discos que solo van a cumplir con la función de sellado y arrastre del producto hacia las mordazas de sellado transversal, dejándo solo a el primer par de disco que cumple solo con la función de arrastre.

Para evitar el quemado de el papel por seguridad se implementa un sistema neumático aprovechando que la planta cuenta con un sistema de aire comprimido,

Utilizando electro válvulas neumática solo en los pares de mordazas de que cumplen con la función de sellado.

En el sistema de transmisión de cadenas, se va a cambiar a bandas dentadas de sincronización para así obtener una mejor transmisión de movimiento con menos vibración y ruido.

2.3 Mecanismo del sistema de transportación del producto.

2.3.1 Requerimientos de diseño y construcción

Los requerimientos de diseño para la construcción del nuevo sistema de cadena transportadora de galletas, es que se va a necesitar un par de cadenas alimentadoras con barritas a 90° como se muestra en la figura 2.3.1.1



Figura 2.3.1.1 Cadenas de dedos transportadores.

El requerimiento principal es que debe cumplir con las normas alimenticias por que se transporta galletas.

Para esto se debe trabajar con elementos de acero inoxidable AISI 304, ya que la maquina cuenta con un mecanismo de cadena con dedos a 90° para empuje del producto, pero como el producto a transportar es de mayor dimensión hay que acondicionar este mecanismo para el nuevo producto.

2.4 Mecanismo de alimentación del producto.



CIB-ESPOL

2.4.1 Requerimientos de diseño y construcción.

En el mecanismo de alimentación del producto, se cuenta con un sistema mecánico, al cual se le transmite el movimiento a través de un cardan por medio de un sistema planetario de engranajes cónicos el cual se conecta a una caja reductora que transmite el movimiento al empujador por medio de una excéntrica.

En la figura 2.4.1.1 se muestra el modelo con el contaba la maquina.

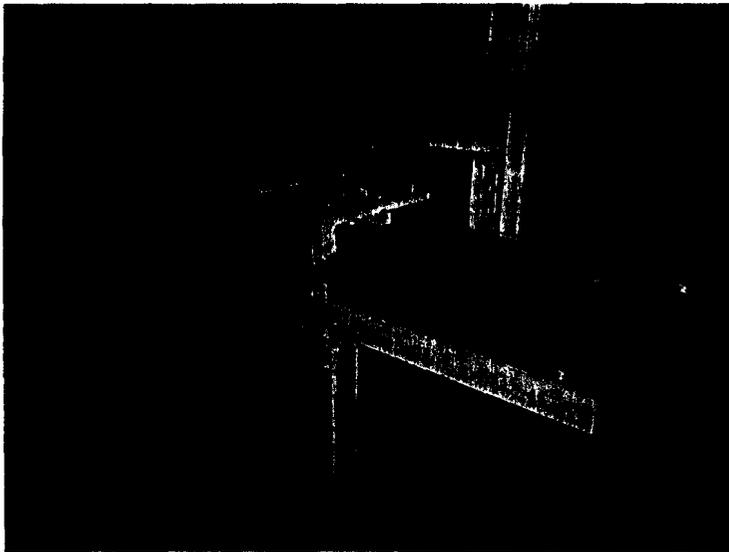


Figura 2.2.1.1 Mecanismo de alimentación del producto.

Para ahorrar espacio y eliminar elementos mecánicos, se realiza el estudio para implementar un sistema neumático para maximizar y automatizar la alimentación del producto.

En la figura 2.2.4.1 se muestra el mecanismo al cual le realizamos el estudio de la implementación de un sistema neumático.



Figura 2.2.4.1. Mecanismo de alimentación del producto.

CAPITULO 3

3. Calculo de las alternativas seleccionadas.

3.1 Mecanismo de sellado transversal.

Para poder realizar el rediseño del mecanismo de soldadura transversal se lo divide en los siguientes puntos:

- Tren de mordazas.
- Sistema planetario de transmisión de mando.

Las condiciones para diseñar y seleccionar el nuevo mecanismo de sellado es para paquetes de 100 gr y 175 gr respectivamente que consta con las siguientes dimensiones:

Paquete de 100 gr :

$L = 140 \text{ mm}$; $H = 29 \text{ mm}$; $J = 90$; $S = 200 \text{ mm}$

Paquete de 175 gr :

$L = 140 \text{ mm}$; $H = 51 \text{ mm}$; $J = 90$; $S = 220 \text{ mm}$

S : Distancia entre foto celdas.



Dimensionamiento de mordazas de sellado.

Como se sabe que $S_{max} = 250$ mm para paquetes de 175gr.

Se tiene que:

$$P_{er} = 2 \pi r \quad (\text{Ec. 1})$$

para cualquier circunferencia.

Se iguala:

$$P_{er} = 2 \pi r = 250$$

Se despeja r y se tiene:

$$r = \frac{P_{er}}{2\pi} \quad (\text{Ec. 2})$$

$$r = 39.78 \text{ mm}$$

el cual seria el radio primitivo para una sola mordaza por eje como se desea para dos mordazas por eje se multiplica por dos este valor y se tiene $r = 79.57$ mm el cual seria el mínimo radio primitivo para las mordazas de sellado, pero para factores de diseño $r = 79.57$ mm lo a redondeado a $r = 80$ mm.

Con este dato se puede calcular el diámetro primitivo que debe tener el los engranajes que transmiten el movimiento a las mordazas.

Y como se quiere dos mordazas por árbol obtenemos:

$$D_{p_{mor}} = 160 \text{ mm.}$$

Y como el área de sellado es de 10 mm de ancho por paquete tenemos un ancho de 21 mm dejando una ranura de 1.5 mm de ancho por la mitad de la cuchilla,

Las mordazas deben ser construidas de acero inoxidable 410, para altas temperaturas no tiene deformaciones .

La cuchilla debe de construirse de acero inoxidable del tipo AISI 304

El modelo se lo presenta en el plano #1.

Diseño de los engranajes de transmisión de movimiento.

Para el calculo de los engranajes de transmisión partimos conociendo el $D_{p_{mor}} = D_{p_{eng}} = 160$ mm Como sabemos:

$$D_p = m \times Z \quad (\text{Ec. 3})$$

Seleccionando el modulo $m = 2$.

De donde se tiene que:

$$Z = D_p/m \quad (\text{Ec. 4})$$

$$Z = 160/2 = 80 \text{ dientes.}$$

Y se obtiene engranajes con los siguientes número de dientes:

$$Z_1 = 80; m = 2; D_{p_1} = 160; Z_2 = 80 ; m = 2 ; D_{p_2} = 160$$

Angulo de presión 20°

Angulo de la hélice 20°

Addendum $a = m = 2$

Dedendum $b = 1.25 \times m = 2.5 \text{ mm}$

Altura del diente $h = 2.25 \times m = 4.5 \text{ mm}$

Velocidad angular $\omega = 70 \text{ RPM}$

Se calcula la carga tangencial con la ecuación 5.

$$W_t = \frac{60000 \times P_{ot}}{\pi \times d_p \times \omega} \quad (\text{Ec. 5})$$

$$W_t = \frac{60000 \times 3}{\pi \times 160 \times 70}$$

$$W_t = 5,1156 \text{ KN}$$

Para seleccionar el material con el cual vamos a construir utilizamos las formulas de esfuerzos del AGMA

La formula para esfuerzos por flexión:

$$\sigma_F = \frac{W_t \times K_a \times K_s \times K_m \times K_B}{K_v \times F \times m \times J} \quad (\text{Ec. 6})$$



CIB-ESPOL

La formula para esfuerzos por contacto:

$$\sigma_C = C_p \sqrt{\frac{C_a \times C_s \times C_m \times C_f \times W_t}{C_v \times F \times d_p \times I}} \quad (\text{Ec. 7})$$



CIB-ESPOL

donde

σ_F : Esfuerzo de flexión.

W_t : Carga tangencial transmitida.

K_a : Factor de aplicación.

K_S : Factor de tamaño.

K_m : Factor de distribución de carga.

K_B : Factor de espesor de corona.

K_V : Factor dinámico.

F : ancho de cara.

J : Factor geométrico.

m : Modulo.

Se parte de 140 paq/min entonces tenemos que los engranajes de las mordazas giran a 70 Calculamos la V_{te} que es

$$V_{te} = \frac{\pi d_p \omega_e}{60000} \quad (\text{Ec. 8})$$

$$V_{te} = \frac{\pi \times 160 \times 70}{60000} = 0.586 \text{ m/s}$$

La formula para esfuerzos por contacto:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{C_a \times C_s \times C_m \times C_f \times W_t}{C_v \times F \times d_p \times I}} \quad (\text{Ec. 9})$$

σ_c : Esfuerzo por contacto.

W_t : Carga tangencial transmitida

C_p : Coeficiente elástico.

C_a : Factor de aplicación.

C_s : Factor de tamaño.

C_m : Factor de distribución de carga.

C_f : Factor de espesor de corona.

C_v : Factor dinámico.

F : ancho de cara.

I : Factor geométrico.

m : Modulo.



CIB - ESPOL

Los valores de factor en estas dos ecuaciones son:

Tabla 1. Factores de aplicación sugeridos K_a

Maquina que es impulsada				
Fuente del poder	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

De la tabla 3.1 tomamos el valor para fuente de poder uniforme.

$$C_a = K_a = 1$$

Tabla 2, Factores de tamaño K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Como sabemos que es módulo métrico, donde $m = 2$ entonces seleccionamos:

$$C_S = K_S = 1$$

Tabla 3. Factores de distribución de carga $C_m = K_m$ para engranajes rectos y helicoidales.

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA F, en (mm)			
	≤2 (50)	6(150)	9(225)	≥16(400)
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión.	1.3 [1.2]	1.4 [1.3]	1.5 [1.4]	1.8 [1.7]
Montajes medios rígidos, engranes precisos, contacto a todo lo ancho de la cara.	1.6 [1.5]	1.7 [1.6]	1.8 [1.7]	2.0 [2.0]
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto de la cara	>2.0 [>2.0]			

Para $F = 24$ mm tenemos que :

$$C_m = K_m = 1.3$$

El factor de corona es:

$$K_B = 1$$

Para calcular el factor dinámico se parte, de que valores de mayor precisión el K_V es:

$$C_V = K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200xV_i}} \right)^B \quad (\text{Ec. 10})$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec. 11})$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} \tag{Ec. 12}$$

Q_v es el número de precisión de la transmisión seleccionamos en el intervalo $6 < Q_v < 11$ se toma la precisión de 8.

Entonces se tiene que :

$$B = \frac{(12 - 8)^{0.667}}{4} = 0.633$$



$$A = 50 + 56(1 - 0.633) = 70.706 \quad \text{CIB - ESPOL}$$

$$C_v = K_v = \left(\frac{70.706}{70.706 + \sqrt{200 \times 0.586}} \right)^{0.633} = 0.9136$$

J se obtiene interpolando en la figura 3.5 entre 55 y 88

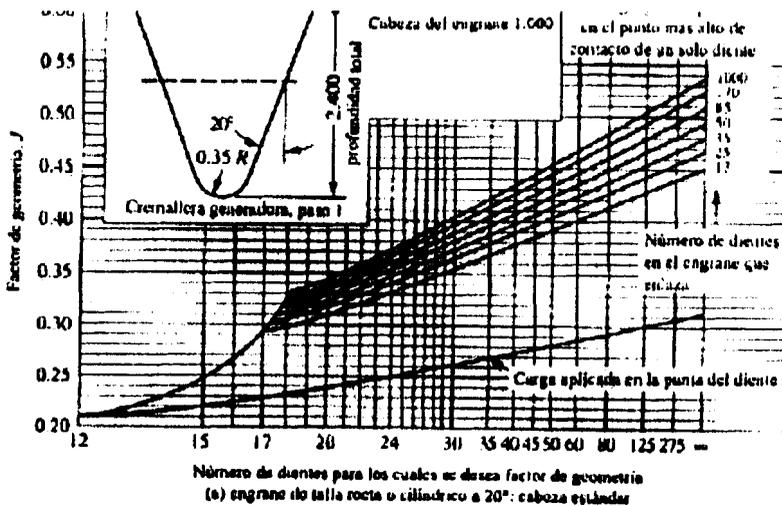


Figura 3.1.1 Factor geométrico J

$$J = 1.467$$

Tabla 4. Coeficiente elástico C_p .

*Material para fabricar engranes
y módulo de elasticidad, E_p , lb/in² (MPa)*

Material para el piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/in ² (MPa)	Acero 30×10^4 (12×10^2)	Hierro maleable 25×10^4 (1.7×10^3)	Hierro modular 24×10^4 (1.7×10^3)	Hierro fundido 22×10^4 (1.5×10^3)	Bronce con aluminio 17.5×10^4 (1.2×10^3)	Bronce con estaño 16×10^4 (1.1×10^3)
Acero	30×10^4 (12×10^2)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^4 (1.7×10^3)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro modular	24×10^4 (1.7×10^3)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^4 (1.5×10^3)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce con aluminio	17.5×10^4 (1.2×10^3)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce con estaño	16×10^4 (1.1×10^3)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Para el acero tenemos que $C_p = 191$ Mpa

De la figura 3.1.2

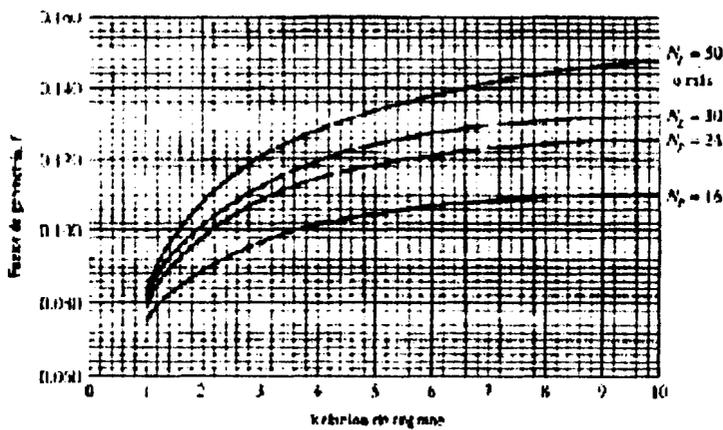


Figura 3.1.2 . Factor geométrico I

Figura 3.1.2 . Factor geométrico I

Conociendo que la relación de engranes es 1 y el $Z = 80$

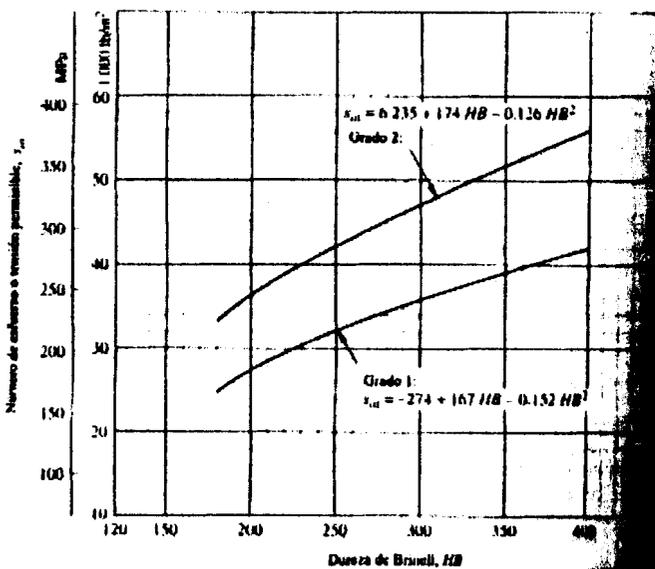
interpolando tenemos que $I = 0.08$



Con todos los valores encontrados se reemplaza en las ecuaciones 7 y 9 y se obtiene:

$$\sigma_F = \frac{(5115.6 \times 1 \times 1 \times 1.3 \times 1)}{(0.9193 \times 24 \times 2 \times 0.467)} = 322.71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = (191) \sqrt{\frac{(1 \times 1 \times 1.3 \times 1 \times 5115.6)}{(0.9193 \times 24 \times 160 \times 0.08)}} = 926.86 \text{ MPa}$$



CIB - ESPOL

Figura 3.1.3 Dureza de Brinell vs. Esfuerzo de tensión permisible.

Con el valor σ_F voy a la figura 3.1.3 Dureza Brinell vs. Numero de esfuerzo o tensión permisible se selecciono la Dureza Brinell de 310 HB,

Tabla 5. Numero de tensión permisible para aceros endurecidos en la superficie.

Dureza en la superficie	Numero de esfuerzo o tensión por flexión permisible		Numero de tensión debido al contacto permisible	
	Grado 1 (Ksi) (MPa)	Grado 2 (Ksi) (MPa)	Grado 1 (Ksi) (MPa)	Grado 2 (Ksi) (MPa)
Endurecido por fresa y jact inducida:				
50 HRC	45	380	170	1200
50 HRI		35	175	1200
Carburizado y producido en la superficie				
55-64 HRC	30	300	180	1250
58-64 HRC		65		1325
Nitrurado AISI 4140				
B4.5 15N	34	270	155	1100
Nitrurado AISI 4340				
B3.5 15N	36	250	175	1100
Nitrado nitrurado 135M ²				
50-6 15N	38	240	170	1170
Nitrado nitrurado M ²				
50.0 15N	40	280	190	1300

Con $\sigma_c = 926.86$ Mpa nos vamos a la tabla 5 y se selecciona un acero AISI 4340 nitrurado de grado 2 ya que su $\sigma_F = 325$ Mpa y su $\sigma_c = 1200$ Mpa.

En el plano # 2 se muestra las dimensiones de los engranajes.



CIB - ESPOL

3.1.1 Descripción analítica del funcionamiento del sistema de mando.

Este mecanismo tiene la particularidad de producir tiempos muertos debido a que cuenta con un mecanismo que permite descentrar el piñón motriz del centro de rotación permitiéndole tener una excentricidad, la cual permite al mecanismo producir al engranaje conducido tiempos de paro instantáneo.

Realizando el análisis para la selección del mecanismo, se parte por medio del método analítico, para una mejor comprensión y selección del mismo.

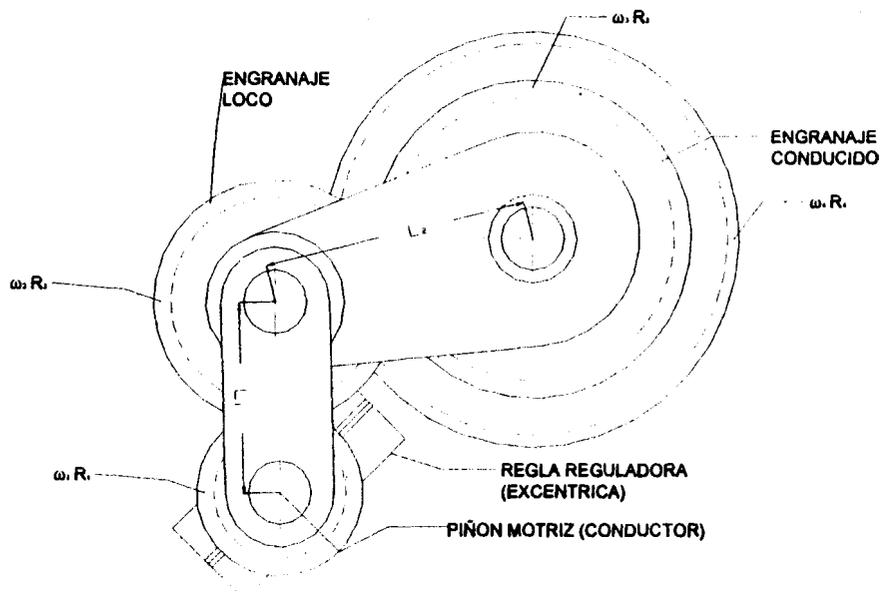


Figura 3.1.1.1 Esquema del mecanismo.

Donde:

V_d = Velocidad de dedos de cadenas.

V_p = Velocidad de papel.

V_m = Velocidad de Mordazas.

Partiendo de que las $V_d = V_p = V_m$ en el momento de sellado.

Viendo la grafica

Sabemos que :

ω_1 = Velocidad angular rueda motriz.

R_1 = Radio primitivo piñón motriz.

V_{1-2} = Velocidad tangencial de R_1 con R_2 .

ω_2 = Velocidad angular rueda loca.

R_2 = Radio primitivo rueda loca.

V_{2-3} = Velocidad tangencial de R_2 con R_3 .

ω_3 = Velocidad angular engranaje conducida.

R_3 = Radio primitivo engranaje conducido.

ω_4 = Velocidad angular engranaje de transmisión de potencia.

R_4 = Radio primitivo engranaje de transmisión de potencia.



ε = Excentricidad del mecanismo.

L_1 = Eslabón 1.

L_2 = Eslabón 2.

Tenemos que:

$$V_p = V_m$$

Sabemos que

$$\omega_3 = \omega_4$$

Donde $V = \omega \times R$ despejando $\omega = V/R$

Obtenemos $V_{2-3} / R_3 = V_m / R_4$.

$$V_{2-3} = V_{1-2}$$

$$\omega_3 \times R_3 = \omega_1 \times (R_1 - \varepsilon)$$

$$(V_p \times R_4) / R_3 = \omega_1 \times (R_1 - \varepsilon)$$

$$\varepsilon = R_1 - (V_p \times R_4) / (R_3 \times \omega_1)$$

Como todos los valores de la relación encontrada son conocidos se puede encontrar cual es la excentricidad ε que hay que darle al mecanismo para que este se acople a longitud del producto deseado sin que este lo muerda.

Hay que tener en cuenta que cuando la velocidad tangencial de la mordaza es igual a la velocidad del papel es en ese instante donde el mecanismo produce el paro



instantáneo del mecanismo, justo en el momento en que las mordazas cortan el paquete.

En el mecanismo la rueda motriz su ω es constante, lo que varia es su velocidad tangencial en función del ángulo ya que el radio del punto de contacto no es el mismo en los 360° de giro.

La particularidad del mecanismo es que cuando los puntos de contacto de las ruedas dentadas se alinean con el centro del árbol motriz este la rueda la rueda loca realiza un paro y esta parada se la transmite a las mordazas.

El análisis de cómo se comporta el mecanismo en función de la distancia entre centros C_d se lo muestra en el apéndice B de donde sacamos la formula para encontrar si la distancia C_d cumple con este requerimiento.

Se tiene en cuenta todos estos parámetros podemos diseñar nuestro mecanismo para el cual vamos a necesitar 3 engranajes acoplados entre si por eslabones (brazos móviles).



CIB - ESPOL

Se parte con una relación de transmisión de 2:1 por lo que vamos a tener 2 mordazas por árbol, donde tenemos que :

Piñón motriz:

$$Z_m = 20 ; m = 3 \text{ y } D_{pm} = 60$$

Engranaje conducido:

$$Z_c = 40 ; m = 3 \text{ y } D_{pc} = 120$$

Engranaje loco:

$$Z_L = 30 ; m = 3 \text{ y } D_{pL} = 90$$

$$L_1 = 75 \text{ mm y } L_2 = 105 \text{ mm}$$

Los valores nominales de la regleta es de -30mm hasta 40mm .

Todos estos datos son tomados de un tren de engranajes que hay en la planta.

Se calcula el C_d mínimo que debe haber entre los centros del piñón motriz y el engranaje conducido con las formulas obtenidas en el apéndice B.

Reemplazando los radios r_2 , r_3 , r_4 y e en las ecuaciones (11B),(12B) y (13B) tenemos que los valores constantes de la ecuación (10B) del apéndice B.

$$K = 6.88905 \times 10^{11} ; L = 2.1049875 \times 10^{11} \text{ y } M = 8910000.$$

Con estos valores reemplazando en la ecuación (10B) obtenemos que $\phi_d = 54.64^\circ$

Y por ultimo se rempleza en la ecuación (9B) del apéndice B y tenemos que el C_d mínimo que se debe usar es de 89 mm.

Como se tiene que en la maquina el $C_d = 141$ mm no hay ningún problema en la utilización de este mecanismo.

Se comprueba que la distancia C_d no afecta a la utilización del mecanismo con los engranajes seleccionados. Se puede a pasar a realizar los cálculos necesarios para la selección del material con el que va a ser construidos el tren de engranajes.



CIB - ESPOL

3.1.2 Rediseño del tren de engranajes.

Como ya se conoce el modulo, numero de dientes de y la relación de este tren de engranajes se parte conociendo:

$$m = 3$$

$$Z_P = 20 ; Z_L = 30 ; Z_C = 40$$

$$D_{pP} = m \times Z_P = 20 \times 3 = 60 \text{ mm}$$

$$D_{pL} = m \times Z_L = 30 \times 3 = 90 \text{ mm}$$

$$D_{pC} = m \times Z_P = 20 \times 40 = 60 \text{ mm}$$

Angulo de presión 20°

Angulo de la hélice 20°

Addendum $a = m = 3$

Dedendum $b = 1.25 \times m = 3.75 \text{ mm}$

Altura del diente $h = 2.25 \times m = 6.75 \text{ mm}$

Calculamos a los esfuerzos al que esta sometido solo el piñón motriz por que el que soporta la mayor carga.

Con la ecuación 1 se obtiene la carga:

$$W_t = \frac{60000 \times 3}{\pi \times 60 \times 140}$$

$$W_t = 6,8209 \text{ KN}$$

Para seleccionar el material con el cual vamos a construir utilizamos las formulas de esfuerzos del AGMA

La formula para esfuerzos por flexión, ecuación 7:



CIB - ESPOL

$$\sigma_F = \frac{W_i \times K_a \times K_s \times K_m \times K_B}{K_V \times F \times m \times J} \quad (\text{Ec. 7})$$

La formula para esfuerzos por contacto, ecuación 9 :

$$\sigma_C = C_P \sqrt{\frac{C_a \times C_S \times C_m \times C_f \times W_i}{C_V \times F \times d_p \times l}} \quad (\text{Ec.9})$$

De la tabla 1 se toma el valor para fuente de poder uniforme.

$$C_a = K_a = 1$$

Como se conoce que es módulo métrico, donde $m = 3$ entonces de la Tabla 2 seleccionamos:

$$C_S = K_S = 1$$

Para $F = 24 \text{ mm}$ de la Tabla 3 se tiene que :

$$C_m = K_m = 1.3$$

El factor de corona es:

$$K_B = 1$$



CIB - ESPOL

Para calcular el factor dinámico se parte de los valores de mayor precisión del K_V con las ecuaciones 10,11y 12.

$$C_V = K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \times V_i}} \right)^B \quad (\text{Ec. 10})$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec. 11})$$

$$B = \frac{(12 - Q_V)^{0.667}}{4} \quad (\text{Ec. 12})$$

Q_V es el número de precisión de la transmisión se selecciona en el intervalo $6 < Q_V < 11$, donde se toma una precisión de 8.

Entonces se tiene que :

$$B = \frac{(12 - 8)^{0.667}}{4} = 0.633$$



CIB - ESPOL

$$A = 50 + 56(1 - 0.633) = 70.706$$

$$C_V = K_V = \left(\frac{70.706}{70.706 + \sqrt{200 \times 0.4398}} \right)^{0.633} = 0.88289$$

J se obtiene interpolando en la figura 3.5 entre 35 y 25

$$J = 0.32$$

De la Tabla 4 se tiene que el coeficiente elástico C_p .

para el acero es:

$$C_p = 191 \text{ Mpa}$$

Se conoce que la relación de engranajes es 2 : 1 y el Z =

20 interpolando tenemos que $l = 0.094$

Por lo que se reemplaza en las ecuaciones 7 y 9 y se obtiene :

$$\sigma_F = \frac{(6820.9 \times 1 \times 1 \times 1.3 \times 1)}{(0.88289 \times 36 \times 3 \times 0.32)} = 435.90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = (191) \sqrt{\frac{(1 \times 1 \times 1.3 \times 1 \times 6820.9)}{(0.88289 \times 36 \times 60 \times 0.094)}} = 1139.23 \text{ MPa}$$

Con el valor σ_F se va a la figura 3.1.3 Dureza Brinell vs. Numero de esfuerzo o tensión permisible donde se selecciona la Dureza Brinell de 430 HB. Y de la tabla 5 se selecciona un acero carburizado y endurecido en la superficie 58-HRC de grado 2 con $\sigma_F = 450 \text{ Mpa}$ y su $\sigma_C = 1560 \text{ Mpa}$.

En la figura 3.1.2.1 se muestra la maquina con el tren de engranajes para las mordazas seleccionado.



CIB - ESPOL



Figura 3.1.2.1 Mecanismo de mando de las mordazas modificado

3.1.3 Selección de accesorios.

Dentro de la lista de accesorios tenemos que nombrar solo los que se mandaron a construir, cambiaron y se los que se reutilizaron como son:

Bloques de separación (suples).

La función de estos bloques es de mantener la distancia entre los bloques porta flecha donde se encuentran las mordazas y los engranajes de transmisión. El bloque no soporta una gran carga por eso se lo puede construir con cualquier tipo de acero por se prefirió de acero inoxidable

de cualquier tipo. Las dimensiones del mismo de 30 mm de diámetro y 80 mm de alto.

La disposición y dimensiones se lo muestra en la figura 3.1.3.1

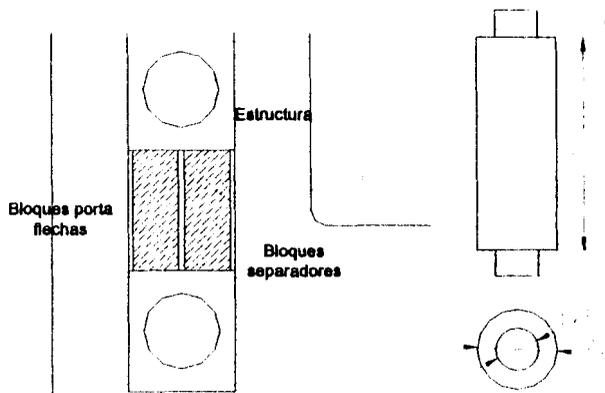


Figura 3.1.3.1 Ubicación y dimensiones de suples.

Resorte

La función de este elemento es mantener la presión para que el mecanismo de sellado no se salte, además de facilitar el mantenimiento de las mordazas.

El resorte es de acero y las dimensiones del mismo se la muestra en la figura 3.1.3.2

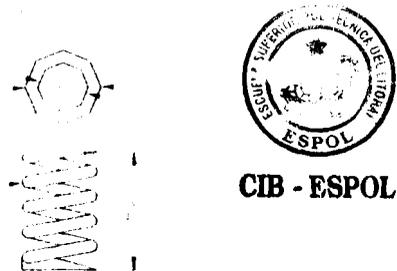


Figura 3.1.3.2 Dimensiones del resorte

Cambio de rodamientos.

Como se conoce las dimensiones de la flecha donde se aloja el mismo tenemos que le tipo de rodamiento utilizado es estándar casi en todos los elementos de la maquina y es el de tipo 6205 ZZ de la línea NTN.

Bloques porta flechas y flechas.

Los bloques porta flecha encajan en la ranura de la estructura y también alojan los rodamientos de la flecha. En el plano # 3 se muestra las dimensiones del mismo.

Como la flecha es de acero inoxidable AISI 410 y es parte original de la maquina este elemento mecánico se mantiene en el rediseño de la misma ya que las cargas que soporta no son muy grandes, lo que esta diseñado es para soportar la deformación a altas temperaturas el rango que se maneja en las mordazas es de 80 °C a 150 °C.

Las dimensiones de las flechas se la muestra en el plano # 4.



CIB - ESPOL



3.2 Mecanismo de sellado longitudinal.

En el mecanismo de sellado longitudinal se realiza el cambio de el mecanismo de bandas de arrastre del producto por otro bloque de discos de arrastre y sellado de la lamina. Como la maquina ya contaba con este, dentro de su stock de repuestos solo se realizo el cambio ya que esta permite usar cualquiera de estos dos tipos de accesorios en la misma sin influir en su funcionamiento.

3.2.1 Diseño del sistema neumático.

Lo que se adapto a este mecanismo es un sistema de seguridad que permite que los discos de sellado se desconecten de forma inmediata para que el papel no se quemara en la figura 3.2.1 se muestra un esquema de cómo era el mecanismo y cual es el elemento mecánico que eliminamos del mismo.

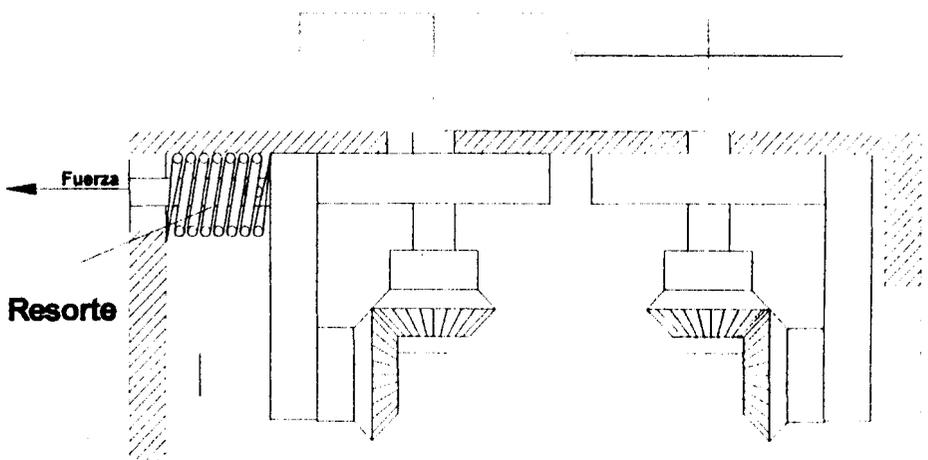


Figura 3.2.1 Esquema del mecanismo de sellado longitudinal

Donde se puede visualizar que es el resorte el elemento mecánico que eliminamos para colocar un pistón neumático activado por una electro válvula.

Como se conoce que la fuerza del resorte es de 78.4 N y la carrera de 2 mm.

Con el programa de selección de accesorios de Festo propneu, donde se obtiene el cilindro, electro válvula y accesorios.

En las figuras que se muestran en el apéndice 4, se ve la corrida del programa como resultado tenemos dos cilindro de doble efecto con una electrovavula 5-2 para todo el sistema más los accesorios.

En la figura 3.2.1 y 3.2.2 se muestra el esquema neumático y como quedo implementado en la maquina.

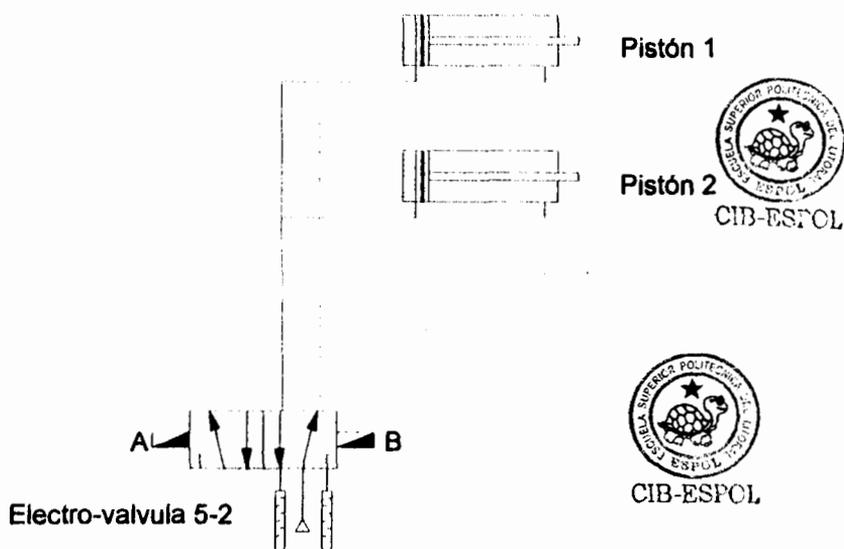


Figura 3.2.2 Esquema neumático aplicado al mecanismo de sellado longitudinal.



Figura 3.2.3 Sistema implementado.

3.2.2 Rediseño del sistema de transmisión.

Para el cambio que se realizó en este sistema de transmisión, seleccionamos el cambio de cadenas por bandas de sincronización.

Viendo la figura 2.2 vemos todos los elementos que lo constituyen, en nuestro caso tenemos cuatro ruedas de cadena con un número de dientes igual a 32 y el del P.I.V. que es de 20 con sus respectivos templadores, y con un paso de 12.7 mm. En figura 3.2.2.1 se muestra el esquema de cómo debe quedar constituido el mecanismo con el cambio.

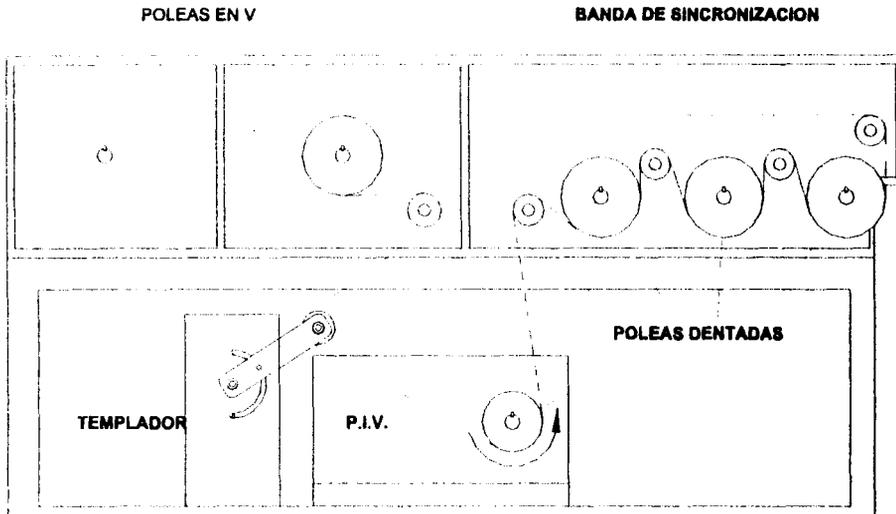
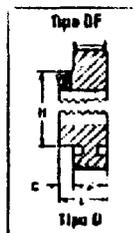


Figura 3.2.2.1, Esquema cinemático con el cambio realizado.

Con estos datos ya se puede seleccionar el tipo de banda que voy a utilizar, además de cuales son las ruedas dentadas para bandas que se va a construir o comprar.

Con una banda de ancho 20 mm, paso de 12.7 mm y 3 m de largo. Se selecciono las ruedas utilizando el catalogo de Martin como se muestra en la tabla 6.

Tabla 6. Poleas de tiempo en existencia del martin paso $\frac{1}{2}$ "(12.7mm) y banda de $\frac{3}{4}$ "(19mm) de ancho



Z # de dientes	Dp (mm)	F (mm)	H (mm)	L (mm)
24	97.08	33	-----	25.4
32	130.00	33	-----	35

El nuevo sistema necesita 5 ruedas locas según el esquema de 50 mm de diámetro y 25 mm de ancho. Este cambio no afecta en nada a la parte cinemática de la maquina ya que se mantiene con todos los parámetros iguales.



3.3 Rediseño del sistema de transportación del producto.

En el sistema de transportación nos toca la selección y construcción de todos los elementos necesarios.

Donde se conoce las características del producto:

$S = 220 \text{ mm}$

$p = 12.7 \text{ mm}$ p : Paso de la cadena

$H = 51 \text{ mm}$ H : Altura de pila

$L = 140 \text{ mm}$ L : Longitud de pila

$J = 90 \text{ mm}$ J : Longitud de zona de soldadura y ancho de la pila.

Del catálogo de mantenimiento de la cavanna se tiene que para calcular el paso entre dedos de la cadena transportadora se aplica la siguiente ecuación:

$$P = J + H + L \quad (\text{Ec.13})$$

Se reemplaza los valores y se tiene :

$$P = 90 + 51 + 140 = 281 \text{ mm}$$

Para un transporte correcto desde el formador hasta las mordazas el paso P tiene que ser un múltiplo del paso de la cadena o el piñón de transmisión en nuestro caso de $p = 12.7 \text{ mm}$.

Se tiene que $S = 220$ y $P = 281$ donde se toma un valor l dentro de el intervalo.

$220 \leq l \leq 278$ y lo redondeamos a $P = 228.6 = 18 p$.

Selecciono acero inoxidable 410

$$S_{ut} = 1344 \text{ Mpa} \quad S_Y = 1034 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 0.504 \times S_{ut} = 677.38 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e \quad (\text{Ec.21})$$

Factor de superficie K_a

Maquinado y estirado $a = 4.51$ y $b = -0.265$

$$K_a = a \times S_{ut}^b \quad (\text{Ec.22})$$

$$K_a = 4.51(677.38)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.802$$

Factor de tamaño K_b

$$K_b = 1$$

Factor de carga K_c

$$K_c = 0.923 \text{ Carga axial } S_{ut} \leq 1520 \text{ Mpa}$$

Factor de temperatura K_d

$$K_d = 1$$

Factor de efectos diversos:

$$K_e = 1$$

$$S_e = (0.802)(1)(0.923)(1)(677.38) = 501.43$$

$K_t = 1.6$ para $D/r = 1.25$ y $r/d = 0.1$ de la figura

Factor de diseño:

$$N=2$$

Se conoce que el momento máximo es de 459.18 N.m

Por lo que se tiene:



$$D = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.6 \times 459.18}{501.43 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{744.58}{1034 \times 10^6} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0.02535m = 25.35mm \approx 25mm$$

Con el diámetro ya seleccionado se construyen las flechas.

Selección de los rodamientos

Se conoce que la maquina trabaja las 24 horas en producción continua entonces el valor de vida útil seleccionado es de 60000 horas y que los cojinetes se montaran en una flecha de 25 mm de diámetro exterior y el numero de revoluciones es de 40 rev/min y la carga de diseño de 2400N.

C: Carga dinámica.

P_D : Carga de diseño.

f_L : Factor de vida útil.

f_N : factor de velocidad.



$$C = P_D \left(\frac{f_L}{f_n} \right) \quad (\text{Ec.23})$$

$$C = 2400 \left(\frac{4.84}{0.94} \right)$$

$$C = 12357N$$

Del catalogo ntn el que se aproxima con una carga dinámica de 14400N es el de tipo 6205 ZZ.

Diseño de la estructura de soporte.

El diseño de la estructura consta de un extremo empernado a la maquina y la otra parte va soportada sobre una estructura de tubos cuadrados, verificamos que la dimensión del tubo cuadrado que seleccionamos para este diseño cumple.

Como se conoce que la carga que soporta la estructura es de 2450 N y con el diseño mostrado en la figura 3.3.1

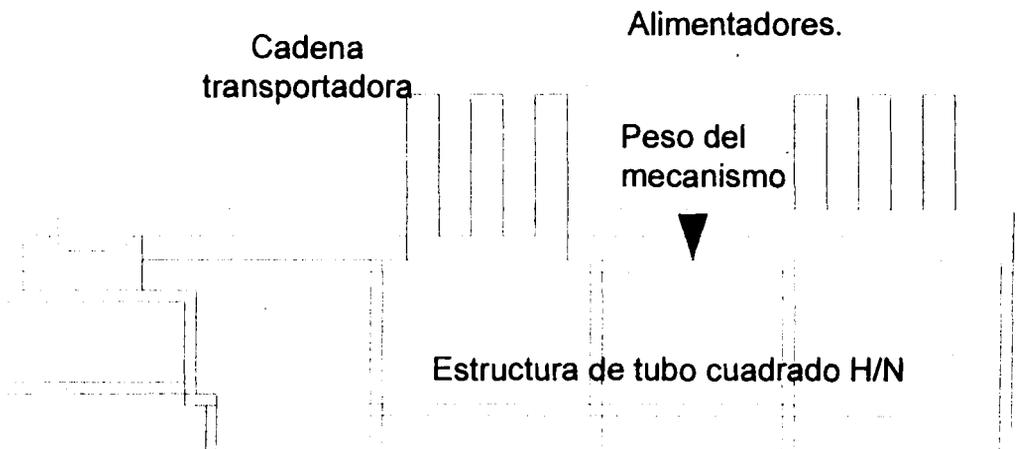


Figura 3.3.1. Esquema de estructura de tubo cuadrado.

Se aplica el diseño de columnas cortas:

P_{CRIT} : Carga crítica.

A: Área.

S_y : Esfuerzo máximo permisible



E: Modulo de elasticidad.

(KL/r) : Razón de delgadez.

$$P_{CRIT} = AxS_y \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KxL}{r} \right)^2}{4x\pi^2 xE} \right] \quad (\text{Ec.24})$$

$$P_{CRIT} = 1.129x10^{-3} x650x10^6 \left[1 - \frac{650x10^6 (44.32)^2}{4x\pi^2 x100x10^9} \right]$$

$$P_{CRIT} = 733849,76N = 733,84976KN$$



$$P_{CRIT} \gg P_{CARGA}$$

Por lo que se concluye que el tubo cuadrado de 50.8 x 50.8 de acero A36 es el idóneo en esta estructura.

3.4 Diseño de un sistema neumático para la alimentación del producto.

En este estudio para ver si se puede aplicar un sistema neumático para la alimentación del producto, para el cambio que se realiza en la maquina, el modelo se lo ve en la figura 2.2.4.1.

En este modelo se cuenta con una columna de aproximadamente 100 galletas por alimentador. Cada galleta tiene un peso de 15 gr. y la masa del empujador más accesorios es de 35 kg se tiene que el pistón que vamos a seleccionar debe vencer una masa total de

40Kg que equivalen a 392N sin tomar en cuenta la fuerza de fricción que tiene la galleta al pasa por las cuchillas de seccionamiento.

Otra variable que se toma en cuenta para la selección del pistón neumático es la carrera y el tiempo de accionamiento que debe tener. Por eso el valor de la carrera es de 60 mm y el tiempo de accionamiento es de 0.214 segundos.

Con estos datos se puede seleccionar el pistón neumático

En el apéndice D se muestra la corrida del propneu festo para la selección del pistón y la electro válvula requerida.

Para este mecanismo se selecciono 6 pistones de doble efecto, 2 electro válvulas 5-2 y 3 sensores inductivos para todo el sistema.

En la figura 3.4.1 se muestra el esquema del mecanismo neumático.

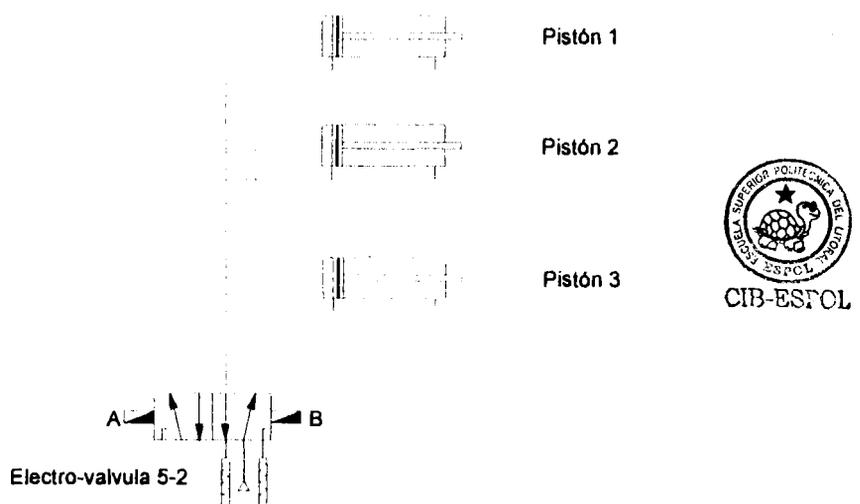


Figura 3.4.1. Esquema neumático del sistema de alimentación.

3.5 Diseño de un nuevo tren de sellado transversal para aumentar la capacidad de producción de la maquina

En este diseño se prueba que se puede realizar un mecanismo de sellado paralelo a otro principal lo primero que debemos son los cálculos de los elementos constitutivos del mecanismo pero como ya se conoce la mayoría de los elementos que se necesitan, como son: mordazas de sellado, las flechas de transmisión, los trenes de engranajes.

Lo que se realiza es el diseño del esquema cinemático de cómo debe estar constituido y si este funciona. En el esquema cinemático mostrado en la figura 3.5.1 se representa uno de los modelos cinemáticos que funciona realizando una conexión directa con el maquina, esta adecuación permite utilizar la mayor eficiencia de la maquina.

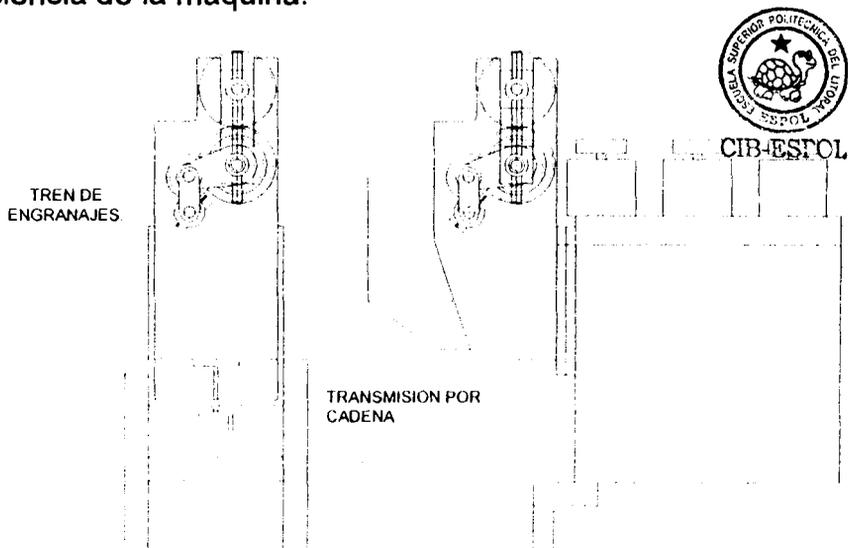


Figura 3.5.1. Esquema de transmisión directo de la maquina.

En este esquema cinemático queda claro el modelo del nuevo tren de mordazas básicamente se maneja el mismo diseño que la maquina lo único que cambia es su estructura de soporte que puede variar de acuerdo al espacio físico que tengamos.

Este mecanismo también se lo puede trabajar con servo motor conectado directamente al mecanismo.

El funcionamiento de este modelo queda demostrado en la simulación por computadora hecha en "working model 2D".

3.6 Simulación por computadora en Working Model 2D

Para tener una mejor visualización de cómo funciona el mecanismo de engranajes con movimientos excéntricos se a dado paso a la utilización del programa de simulación y análisis working model 2D, donde se explica las secuencias en tiempos reales de la posición, velocidad y aceleración que tiene este mecanismo además de comprobar que el diseño realizado en los puntos anteriores están bien fundamentados con esta simulación.



CIB-ESPOL

El programa es una herramienta que nos permite construir los modelos de mecanismos cinemáticas que se puedan representar en dos dimensiones, permitiéndonos tentativamente darles las propiedades a cada uno de los elementos construidos tales como la posición, ángulo de rotación, material.

Para simular el mecanismo del tren de engranajes, en donde verificamos todos los parámetros mencionado en el apéndice 1, además se comprueba que el cambio realizado en la maquina si funciona.

También se comprueba que el diseño del otro tren de mordazas para mejorar el sistema de sellado también es tangible y se lo puede aplicar sin ningún problema.

En la figura 3.6.1 se muestra el diagrama del mecanismo de tres engranajes que produce movimientos excéntricos .

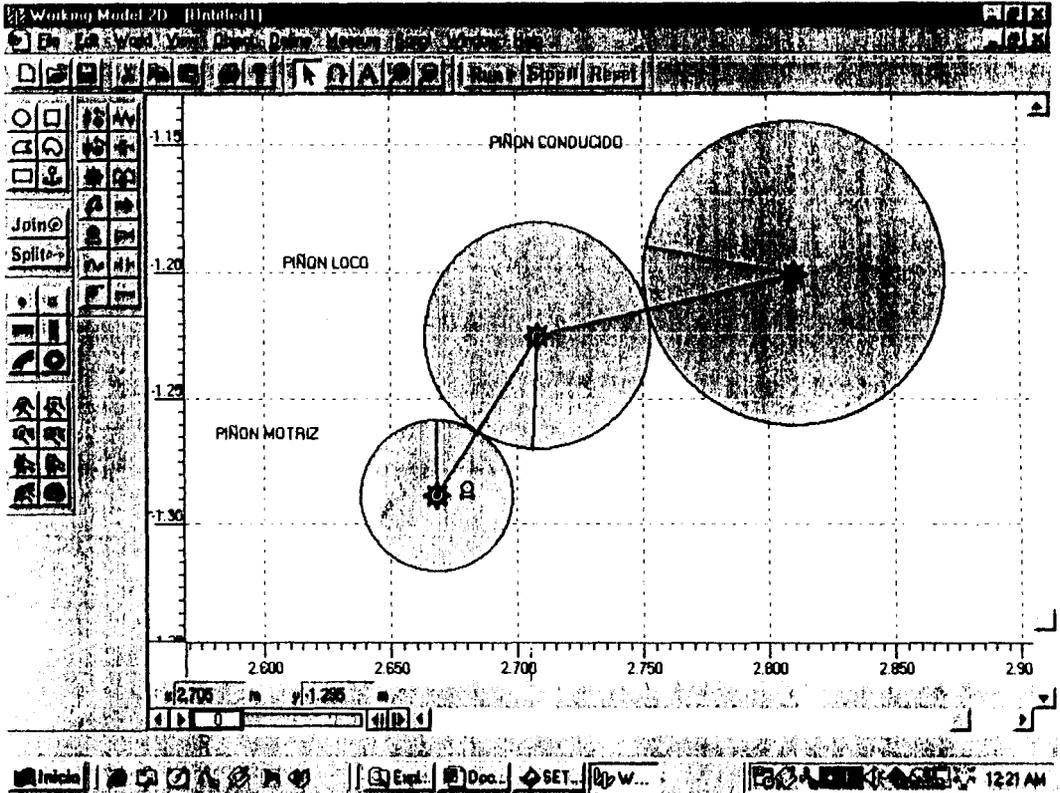


Figura 3.6.1 Mecanismo de excéntrica.

En el apéndice 1 nos define muy bien las propiedades donde $c > c_d$ se tiene que el mecanismo produce dos tiempos muertos.

Si $c = c_d$ el mecanismo produce un solo tiempo muerto el cual es el idóneo para nosotros.

Si $c < c_d$ el mecanismo se traba.



CIB-ESPOL

3.6.1 Simulación del mecanismo con un solo tren de mordazas.

Para esta simulación se realizó el siguiente esquema en el programa como se muestra en la figura 3.6.1.1.

Donde se modela el mecanismo, dándole los datos obtenidos como son el diámetro primitivo y el número de dientes de cada uno de los engranajes, además de la velocidad angular de salida del piñón motriz como es de 280 rev/min, para poder obtener así 140 paq/min.

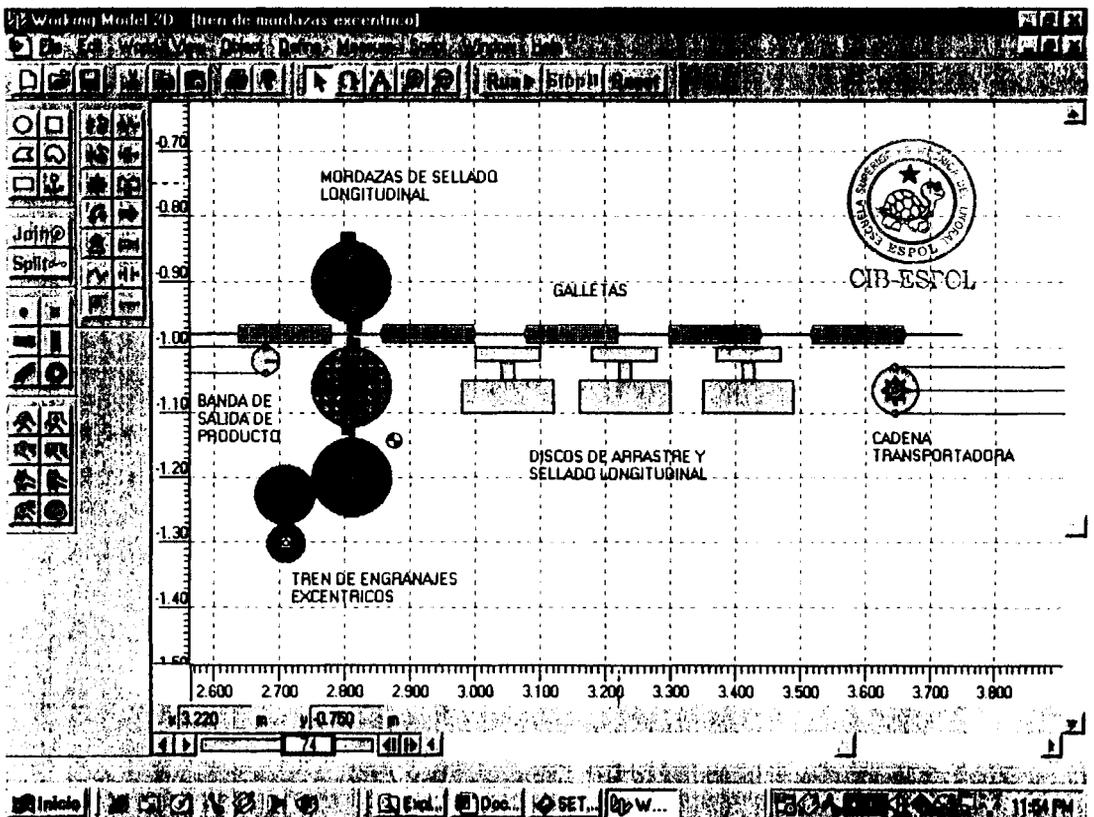


Figura 3.6.1.1 Simulación del mecanismo con un solo tren de mordazas.

Se puede asegurar que el mecanismo funciona correctamente ya que la velocidad tangencial de la mordaza en el momento del corte es igual a la velocidad del papel, para nuestro caso es de 0.168 m/s, además como se puede observar en la simulación el producto nunca es mordido por las mordazas de sellado.

En el caso en que el producto a sellar sea más largo que el calibrado lo único que se realiza es aumentar la velocidad del papel.



3.6.2 Simulación del mecanismo con dos trenes de mordazas. CIB-ESPOL

Para verificar que tan funcional es la implementación de este mecanismo se realiza la simulación y se comprueba que el mecanismo es totalmente funcional y se lo puede aplicar a esa misma capacidad que es de 140 paq/min, donde la primera realiza la función de presellado, y la última un sellado final y corte del producto.

En la figura 3.6.2.1 se muestra la sincronización de este mecanismo

Donde se verificó que la distancia mínima, entre estas dos debe ser de por lo menos 2 paquetes.

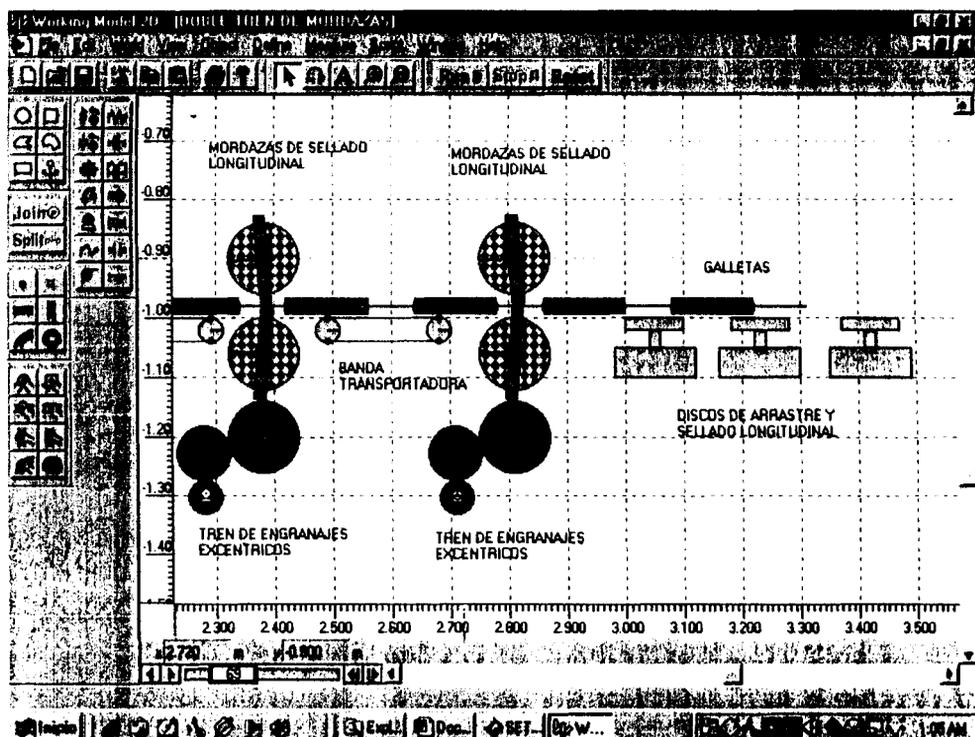


Figura 3.6.2.1 mecanismo con doble tren de mordazas.



CIB-ESPOL

CAPITULO 4



4. ANÁLISIS DE COSTOS

Para el análisis de costo tomamos en cuenta el beneficio que va tener la planta en función de los cambios que se realizaron y el costo en que va influir en la producción.

4.1 Costo del rediseño de la maquina.

Dentro de estos costos solo tomamos en cuenta todos los cambios realizados en la maquina y los cambios hecho como estudio del diseño ya que no se pudieron implementar por el factor tiempo.

A continuación presentamos el costo de materiales de cada una de las partes constitutivas de la maquina que se implementaron en el rediseño.

Tabla 7. Costo de materiales

ITEM	DESIGNACION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO \$	COSTO TOTAL \$
1	Mordazas de sellado transversal, AISI 410	4	U	400	1600
2	Engranaje, AISI 430 Ancho= 24; D=164; Z=80	2	U	125	250
3	Tren de 3 engranajes (m. excéntrico)	1	U	1500	1500



4	Suplies de Acero 15x80mm	4	U	16	64
5	Planchas de acero 304 Inox. Alimenticio 1200x2400x3 mm	4	U	186.80	747.20
6	Tubo cuadrado A36 50x50	6	U	11.62	69.72
7	Platina de bronce fosforico 5000x30x40	4	m	262.5	1050
8	Barra de acero A36 20x20 mm	3	U	8.75	26.25
9	Plancha de acero A36 de 25.4 mm	1	U	310	310
10	Rodamientos utilizados para transportador Ntn 6205 ZZ	6	U	5.5	33.3
11	Rueda para cadena D = 105, A =30 mm Acero inox.	6	U	62.4	374.4
12	Flechas para transportador aisi 431 25x250mm	3	U	55.32	165.92
13	Dedos transportadores acero inox.	60	U	15	900
14	Cadena de acero inox. P = 12.7mm y L = 4.5 m	2	U	350	700
15	Poleas para banda sincronización.	5	U	45.2	226
16	Rodillos locos para banda 50mm x 33	4	U	25.2	100.8
17	Banda de sincronización P =12.7 A=25.4mm	1	U	50	50
18	Pistones de doble efecto ADVU25APA	2	U	220.5	441
19	Electro válvula 5-2 mas accesorios	2	U	300	700
20	pistones de doble efecto DZH-63--PPV-A	6	U	325.45	1952.7
21	Electro válvulas + accesorios	2	U	400	800
23	Censor inductivo	3	U	85.50	256.5
24	Pernos de acero inox. M8 x 30mm	60	U	0.31	18.6
25	Pernos A36 M10 x 30mm	80	U	0.11	8.8
26	Pernos de acero inox. M10 x 30	40	U	0.31	12.4
					\$12357.59



CIB-ESPOL

ADICINALES	COSTO
Dirección técnica (15% del total)	\$ 1545.29
Mano de obra (4 operadores 3 meses)	\$ 4044.27
Gastos administrativos	\$ 1115.25
COSTO TOTAL (DE ADICINALES)	\$ 6704.81
COSTO FINAL	\$ 19062.4



CIB-ESPOL

4.2 Costo de mejora en producción.

La maquina como estaba estructurada en su modelo antiguo tenia una capacidad de producción de 70 paq/min, ya que nunca se la utilizaba a su 100%,. Además de empaquetar productos de un menor valor agregado en la producción como eran paquetes de 30 y 45 gr como son la galleta de coco y Maria . Este representaba de \$ 0.05 de utilidad en el producto final

Costo de producción por hora : $0.05 \times 70 \times 60 = 210\$/H$

En cambio la eficiencia de la maquina aumento en un 100 % además el producto que se envasa es de mayor demanda como son las waffer amor de 175 y 125 gr.

Aquí tenemos un margen de \$ 0.25 de dólar por paquete

Costo de producción por hora : $0.25 \times 140 \times 60 = 2100\$/H$

Lo que equivale a 10 veces más que el valor inicial que rendía por hora la maquina originalmente.



CIB-ESPOL

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Conclusiones:

- Dentro del rediseño que se le realizó a la máquina, se implementó el rediseño del tren de mordazas por su funcionalidad y rendimiento.
- La aplicación del sistema neumático de seguridad, para evitar que se quemara la lámina en el momento en que para la máquina.
- Con la aplicación de programas de simulación se pudo comprobar el funcionamiento correcto de los diferentes mecanismos, sin necesidad de construirlos.
- La adecuación correcta de cualquier máquina puede llevar a un alto índice de productividad, como es el caso presentado en el rediseño realizado. En el cual la utilidad de producción de la máquina que aumenta 10 veces más.

- Este tipo de proyectos genera una mayor aplicación de nuestros recursos técnicos, sin necesidad de recurrir a la ayuda de técnicos extranjeros.



Recomendaciones:

- La aplicación de otro tren de mordazas para tener un producto con una mejor sellado.
- La utilización de sistemas neumáticos para eliminar así funciones manuales que pueden ser controladas por medios de estos equipos.
- La aplicación de un sistema neumático de alimentación del producto.
- Mejorar la climatización del área de envasado, para así tener un producto de mejor calidad.
- Se realicen más estudios de mejoras de producción, buscándolas en la implementación de mejoras de maquinas.



APENDICE A



Funcionamiento de los diferentes mecanismos de la cavanna.

Para poder realizar el rediseño de la maquina antes se debe conocer todos los parámetros y mecanismos como están entrelazados o interconectados, cual es su fuente de poder, las relaciones de velocidades entre otras variables que intervengan en el rediseño de la misma.

Mecanismo de potencia y mecanismo de sincronización de la maquina.

Básicamente esta maquina cuenta con un motor de 3KW de potencia y una frecuencia 0.74 Hz y 1350 RPM de salida. La transmisión se realiza por medio de una banda a la caja reductora y de transmisión la que se encarga de ser el mecanismo de sincronización de toda la maquina. Este se conecta y transmite la potencia y el movimiento a todos los mecanismos principales de la misma.

En la figura A se muestra el motor y la caja de transmisión de la misma, este se mantiene en su totalidad dentro de la maquina.



Figura A. Descripción de motor y caja reductora.



Cabe destacar que la caja reductora consta de varios elementos mecánicos como son engranajes y ruedas para cadenas donde las ruedas de cadena mantiene un paso estándar de 12.7 mm (1/2 ") en toda la interconexión de los mecanismos exacto en la cadena que transite el movimiento del motor recuperador de papel y la banda de salida del producto final que cuyo paso es de 6.35 mm (1/4 ").

Esta caja se conecta a cada uno de los mecanismos como son:

Mecanismo de transportación del producto.

La caja de transmisión esta conectada a este mecanismo como se ve en el esquema mostrado en la figura B, donde se puede observar cual es la relación de transmisión entre el piñón de la caja y el piñón de la cadena transportadora

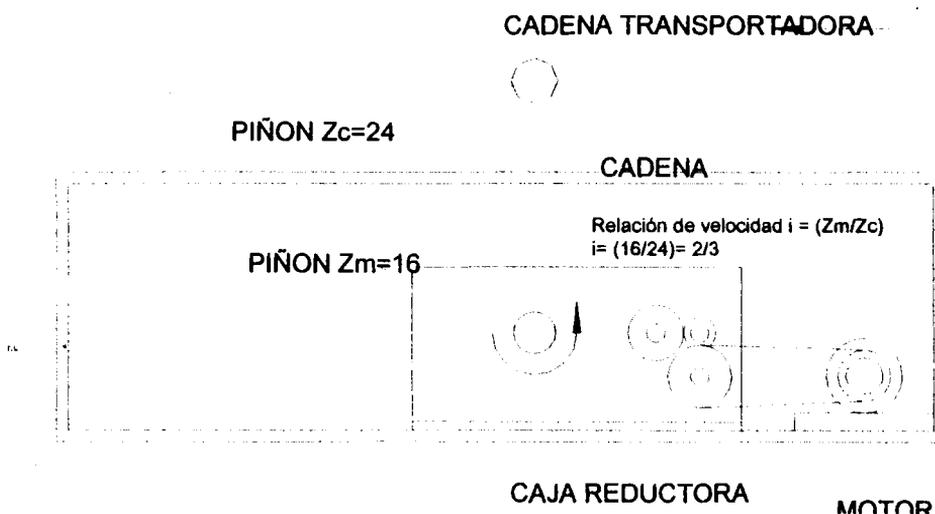


Figura B. Esquema cinemático del sistema de transportación del producto.

Mecanismo de arrastre y sellado longitudinal.

Este mecanismo es el que permite que los discos de arrastre puedan variar su velocidad, ya que la caja se conecta directamente a un P.I.V. (variador de frecuencia) que va desde 401 a 2250 RPM el cual transmite el movimiento a los rodillos de arrastre y a la desbobinadora de papel este esquema se lo puede ver claramente en la figura 2.2 donde se ve claramente como esta constituido este mecanismo,

Mecanismo de sellado transversal.

Las mordazas de sellado están conectadas por medio de un tren de engranaje y la potencia que recibe este tren de engranajes es por cadena. Este mecanismo cuenta con un dispositivo de seguridad de engranajes helicoidales que conecta o desconecta la transmisión de movimiento a las mordazas.

En el esquema mostrado en la figura C se puede observar como esta constituido la cinemática de este mecanismo.

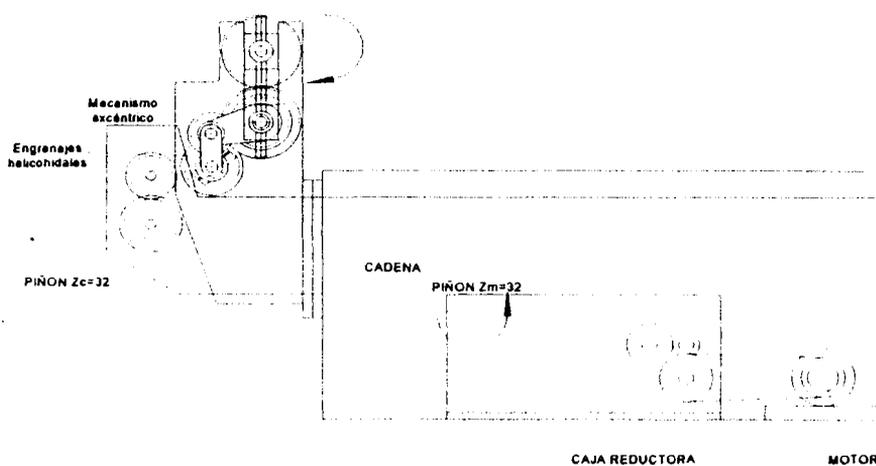


Figura C . Esquema cinemático del mecanismo de sellado transversal.
Mecanismo de alimentación.

Es el único mecanismo de la maquina que utiliza cardan para transmitir movimiento a las cajas reductoras con una excéntrica que le da el movimiento de vaivén a las paletas de empuje.

Este mecanismo no es complejo parte de la caja reductora de transmisión se conecta aun tren piñones cónicos y este a su ves transmite el movimiento a el cardan en la figura D se muestra un esquema cinemático de el mismo.

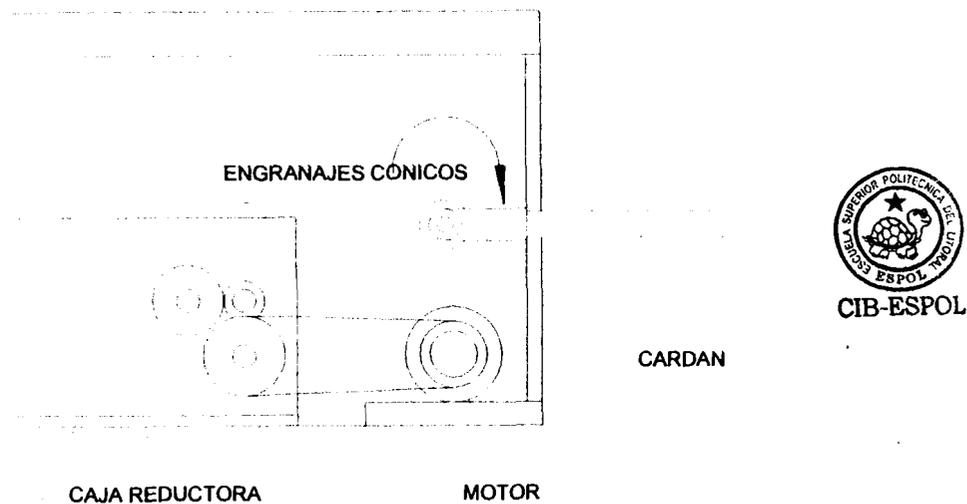


Figura D. Esquema cinemático del mecanismo de alimentación.

APÉNDICE B

3 ENGRANAJES CONDUCIDOS.

Este mecanismo que se presenta en el capítulo 3, sección 3.1.2. Se caracteriza por tener 3 modelos de movimientos, ya que la transmisión de movimiento depende del engranaje montado excéntricamente en el árbol de entrada o motriz, ya que este tiene un mecanismo que permite que se desplace en una riel. Dos eslabones conectados entre si conectan al engranaje motriz con el conducido por medio de un piñón libre o loco.

En la figura E se muestra como esta constituido este mecanismo.

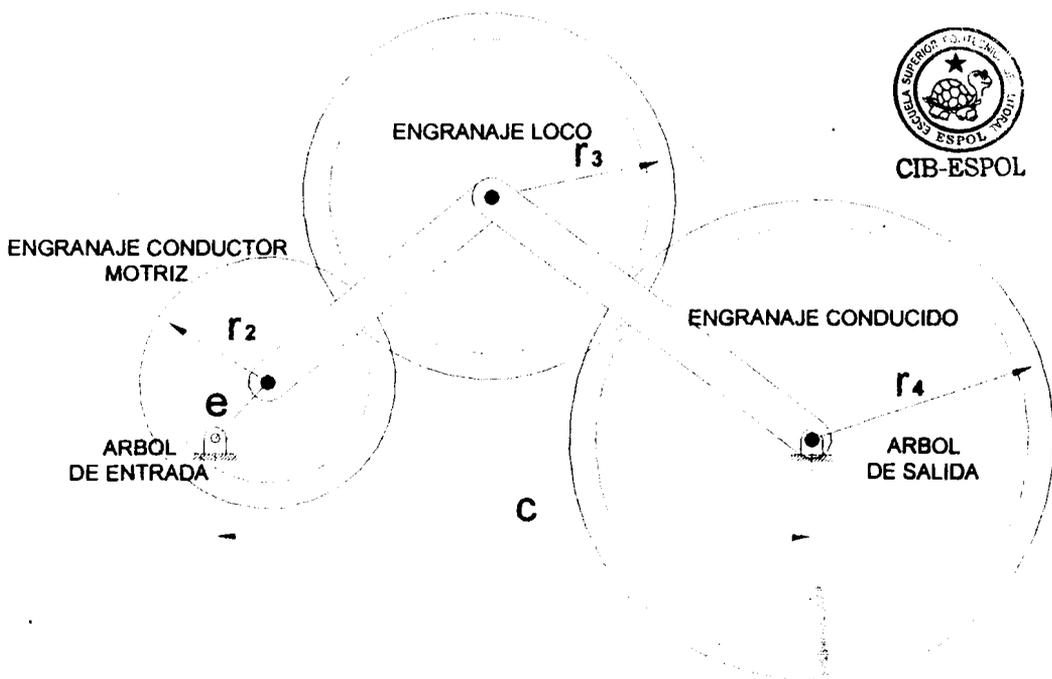


Figura E. Elementos del mecanismo.



La comparación acerca de los tres modelos de movimientos que produce este mecanismo es que depende de la distancia C que esta entre el centro el árbol de salida y el engranaje motriz ajustable.

- ✓ Si C es mas largo que el C_d de valor críticos, la parada del engranaje de salida para un momento y da marcha atrás para un periodo finito, se detiene de nuevo, y este reasume su sentido original de rotación, mientras el engranaje motriz está completando una revolución a velocidad constante.
- ✓ Si C se hace igual al C_d , el engranaje de salida para un momento y ellos continúan rodando en su sentido original. Aunque teóricamente, sólo hace una pausa y momento. En el mecanismo real esto puede durar sobre 45° del ciclo y puede ser el modelo del movimiento que normalmente es requerido.
- ✓ Si C se hace más pequeño que el C_d , el engranaje de salida reduce la velocidad y entonces acelera, pero realmente no se detiene.

El rendimiento viene de los engranajes al parar se posicionan en a y b. Ver (A). Y se para en d. Ver (B) cuando el centro instantáneo de su rotación del engranaje conducido coincide con el centro de árbol de entrada.

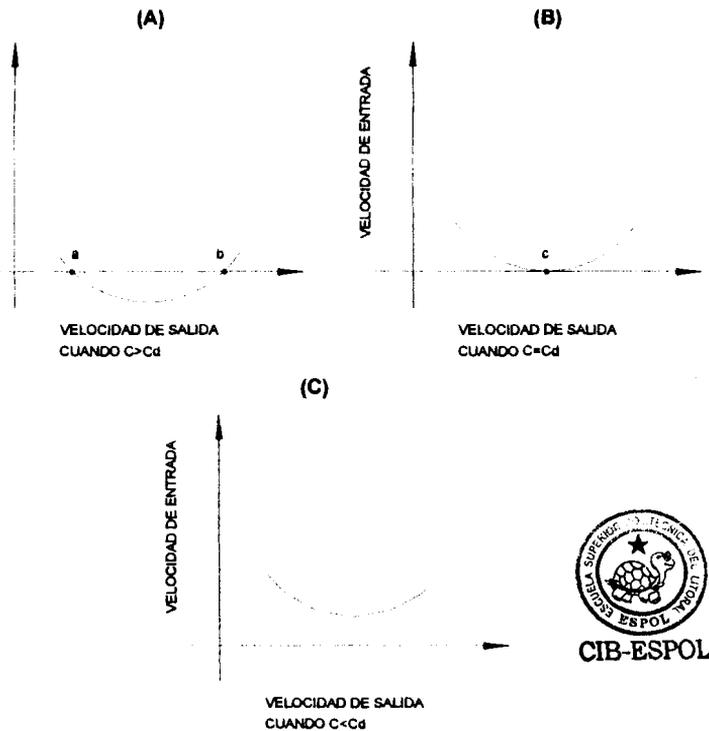


Figura F. Comportamiento de los engranajes en función de sus velocidades.

Éste es el caso cuando apunta A, F y E están en línea, como se muestra en el diagrama de la posición .

Este diagrama muestra que uno de los dos para en condiciones que ocurren cuando c es más grande que C_d . Cuando c se hace más pequeño que los dos paran por que las posiciones ocurren más cerca juntos; el valor crítico de C_d definió como debe ser la distancia del centro más pequeña que, para un mecanismo dado, permite a A, F y E para estar en línea.

Como se lo muestra en la figura G cuando el mecanismo esta en posición de parada instantánea.

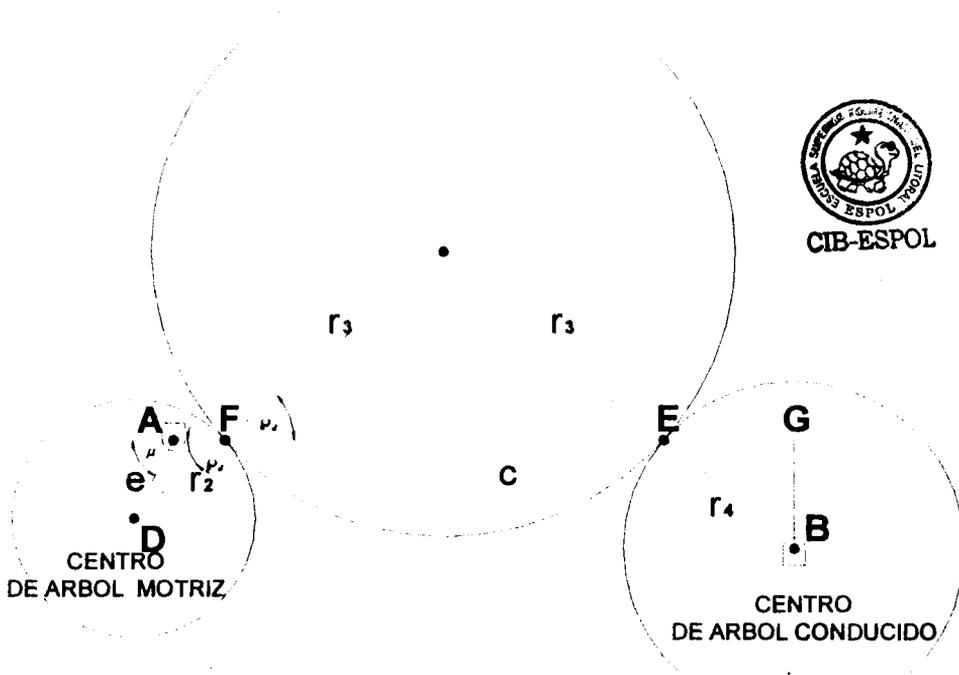


Figura G. El mecanismo esta en posición de parada instantánea.

Ecuación de distancia entre centros

La ecuación de distancia entre centros Cd viene expresada en los siguientes artículos trigonométricos :

$$C^2 = (AF + FE + EG)^2 + (GB)^2 \quad (1B)$$

$$AF = r_1 \cos \varphi - e \cos \mu \quad (2B)$$

$$FE = 2r_2 \cos \varphi \quad (3B)$$

$$EG = r_4 \cos \varphi \quad (4B)$$

$$GB = r_4 \sin \varphi \quad (5B)$$



Reemplazando en la ecuación (1B) tenemos

$$C^2 = [(r_2 + 2r_3 + r_4) \cos \varphi - e \cos \mu]^2 + r_4^2 \text{SEN}^2 \varphi \quad (6B)$$

pero $e \text{SEN} \mu = r_2 \text{sen} \varphi$ (7B)

de $e \cos \mu = \sqrt{r_2^2 \cos^2 \varphi - (r_2^2 - e^2)}$ (8B)



Sustituyendo la ecuación (8B) en (6B) tenemos:

$$C^2 = [(r_2 + 2r_3 + r_4) \cos \varphi - \sqrt{r_2^2 \cos^2 \varphi - (r_2^2 - e^2)}]^2 + r_4^2 \text{SEN}^2 \varphi \quad (9B)$$

Para obtener $C_d = C_{\min}$ de la ecuación (9B) se deriva con respecto φ y la igualó a cero. Después de algunas operaciones algebraicas se obtiene la siguiente ecuación cuadrática y puede obtenerse involucrando el ángulo para el paro instantáneo de posición φ_d :

$$K \cos^4 \varphi_d - L \cos^2 \varphi_d - M = 0 \quad (10B)$$

$$K = [(r_4^2 - r_2^2)^2 - 2(r_4^2 + r_2^2)(r_2 + 2r_3 + r_4)^2 + (r_2 + 2r_3 + r_4)^4] r_2^2 \quad (11B)$$

$$L = [(r_4^2 - r_2^2)^2 - 2(r_4^2 + r_2^2)(r_2 + 2r_3 + r_4)^2 + (r_2 + 2r_3 + r_4)^4] (r_2^2 - e^2) \quad (12B)$$

$$M = (r_2 + 2r_3 + r_4)^2 (r_2^2 - e^2)^2 \quad (13B)$$

Con la ecuación 10B obtengo el valor de φ_d para poder reemplazar en la ecuación 9B y así poder obtener el C_d requerido.

APÉNDICE C

TABLA DE DIMENSIONES DE PRODUCTOS DE NESTLE

COD. NF.	NOMBRE MATERIAL	LARGO	ANCHO	g/m ²	PESO UN.	C	NO. CEE	COND.	DESCRIPCIÓN
340105	PPL AMOR CLASSIC 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	100	0,1788	A/B	5801 AMOR CLASSIC 100X100
340106	PPL AMOR CLASSIC 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	38	0,0716	B	5810 AMOR CLASSIC 38X100
340108	PPL AMOR CHOCOLATE 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	38	0,0716	B	5811 AMOR CHOCOLATE 38X100
340108	PPL AMOR CHOCOLATE 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	100	0,1986	A/B	5831 AMOR CHOCOLATE 100X100
340111	PPL AMOR NARANJA 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	38	0,0716	B	5812 AMOR NARANJA 38X100
340111	PPL AMOR NARANJA 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	100	0,1986	A/B	5832 AMOR NARANJA 100X100
340114	PPL AMOR FRESA 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	38	0,0716	B	5813 AMOR FRESA 38X100
340114	PPL AMOR FRESA 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	100	0,1986	A/B	5833 AMOR FRESA 100X100
340117	PPL AMOR VAINILLA 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	38	0,0716	B	5814 AMOR VAINILLA 38X100
340117	PPL AMOR VAINILLA 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	100	0,1986	A/B	5834 AMOR VAINILLA 100X100
340119	PPL AMOR LIMON 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	38	0,0716	B	5815 AMOR LIMON 38X100
340119	PPL AMOR LIMON 100g	0,2	0,27	36,78	1,866	100	0,1986	A/B	5835 AMOR LIMON 100X100
340126	PPL AMOR CLASSIC 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5801 AMOR CLASSIC 175g
340128	PPL AMOR CLASSIC 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5802 AMOR CLASSIC 175g
340129	PPL AMOR CHOCOLATE 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5803 AMOR CHOCOLATE 175g
340129	PPL AMOR CHOCOLATE 175g	0,22	0,31	37,78	2,8763	80	0,1646	A	5804 AMOR CHOC 175g
340130	PPL AMOR NARANJA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5805 AMOR NARANJA 175g
340130	PPL AMOR NARANJA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5806 AMOR NARANJA 175g
340130	PPL AMOR FRESA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5807 AMOR FRESA 175g
340131	PPL AMOR FRESA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5808 AMOR FRESA 175g
340132	PPL AMOR VAINILLA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5809 AMOR VAINILLA 175g
340132	PPL AMOR VAINILLA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5810 AMOR VAINILLA 175g
340133	PPL AMOR LIMON 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5811 AMOR LIMON 175g
340133	PPL AMOR LIMON 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5812 AMOR LIMON 175g
340134	PPL AMOR AVELLANA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	55	0,1379	A	5813 AMOR AVELLANA 175g
340134	PPL AMOR AVELLANA 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5814 AMOR AVELLANA 175g
340148	PPL KIDS 30g	5,143	0,184	37,7	0,8641	334	0,1804	A	5829 AMOR KIDS 30g
340149	PPL KIDS 30g	5,143	0,184	37,7	0,8641	216	0,1610	A	5830 AMOR KIDS 30g
340149	PPL AMOR CARAMELO 100g	0,2	0,27	36,78	2,5091	100	0,2068	A	5816 AMOR CARAMELO 100X100
340160	PPL AMOR CARAMELO 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	65	0,1448	A	5819 AMOR CARAMELO 65X175
340160	PPL AMOR CARAMELO 175g	0,22	0,31	36,78	2,5091	80	0,1606	A	5822 AMOR CARAMELO 80X175
340180	PPL VAFERITO 8g	0,088	0,065	36,5	0,3051	1630	0,6126	A	5881 VAFERITO 800g
340180	PPL VAFERITO 8g	0,088	0,065	36,5	0,3051	580	0,1770	A/B	5882 VAFERITO 260g
340180	PPL VAFERITO 8g	0,088	0,065	36,5	0,3051	889	0,2713	A	5884 VAFERITO 260g
340181	AMOR GLACE 15g	0,0575	0,148	36,38	0,5190	1828	0,6202	A	5868 A GLACE 15g
340181	AMOR GLACE 15g	0,0575	0,148	36,38	0,5190	340	0,1734	A/B	5867 A GLACE 15g
340182	PPL TANGO 25g	0,107	0,185	36,78	0,7673	500	0,3836	A	5872 TANGO 25g
340182	PPL TANGO 25g	0,107	0,185	36,78	0,7673	526	0,4228	A/B	5873 TANGO 25g
340182	PPL TANGO 25g	0,107	0,185	36,78	0,7673	578	0,4419	A	5801 TANGO 25g
340182	PPL TANGO 25g	0,107	0,185	36,78	0,7673	400	0,3068	A	5802 TANGO 25g
340185	PPL MINTANGO 18g	0,094	0,144	36,21	0,5337	340	0,1805	A/B	5878 MINTANGO 300g
340183	PPL MINTANGO 18g	0,094	0,144	36,21	0,5337	423	0,2245	A	5881 MINTANGO 300g
340184	PPL TANGO BLANCO 25g	0,116	0,185	36,5	0,7933	525	0,4112	A/B	5875 TANGO BLANCO 25g
340184	PPL TANGO BLANCO 25g	0,116	0,185	36,5	0,7933	508	0,3816	A	5878 TANGO BLANCO 25g

APÉNDICE D

SELECCION DEL ACCIONADOR NEUMÁTICO Y ELECTROVALVULA PARA EL MECANISMO DE SELLADO LONGITUDINAL

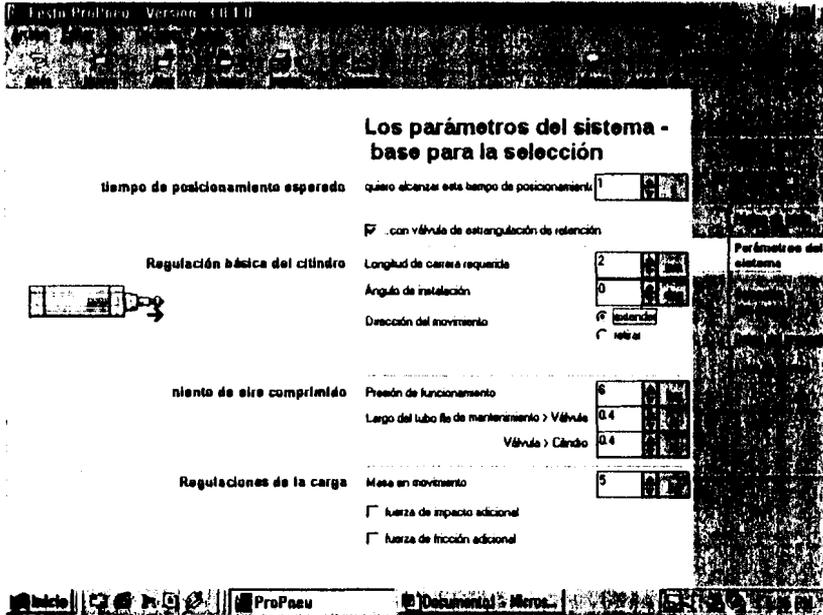
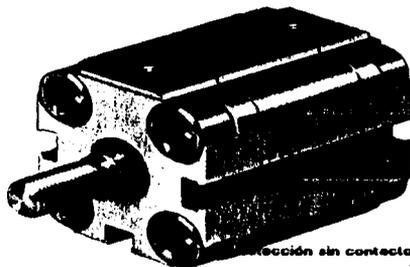
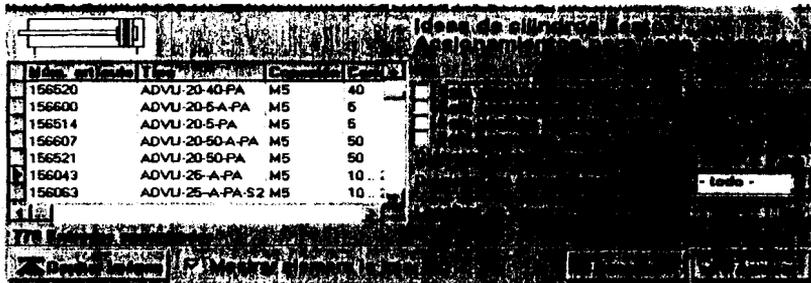


Figura D1. Parámetros del sistema para selección



elección sin contacto, extremo de vástago del émbolo con toca exterior

Figura D2. Selección de el elemento requerido.



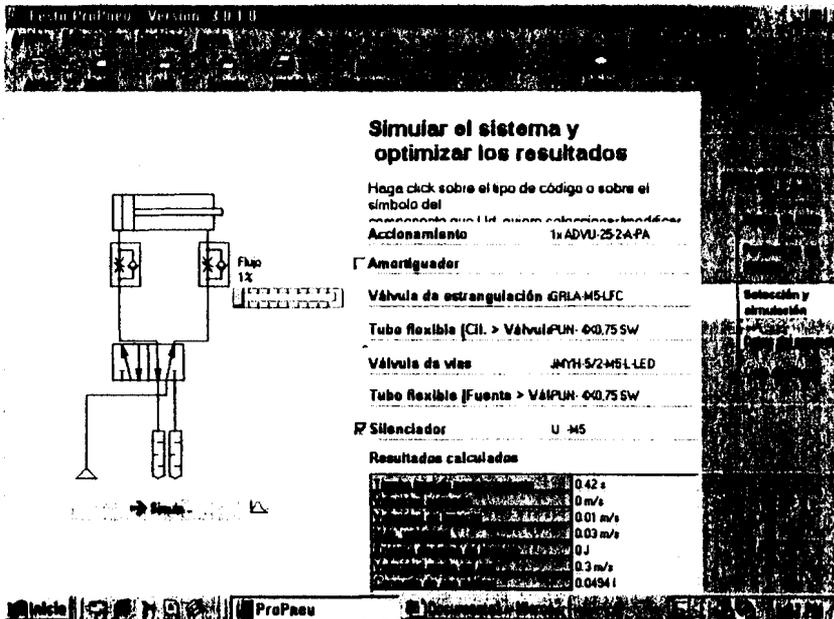


Figura D3. Simulación del sistema y resultados.

SELECCION DEL ACCIONADOR NEUMÁTICO Y ELECTROVALVULA PARA EL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN DEL PRODUCTO.

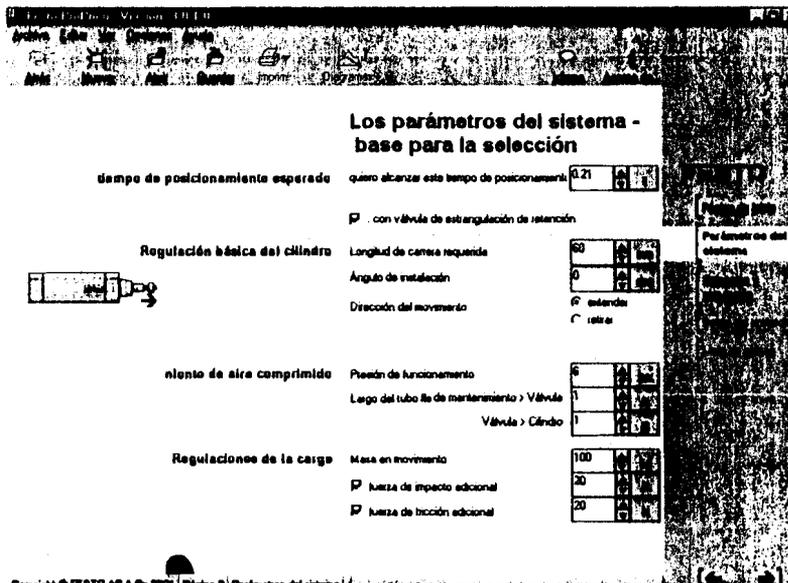


Figura D4. Parámetros del sistema.

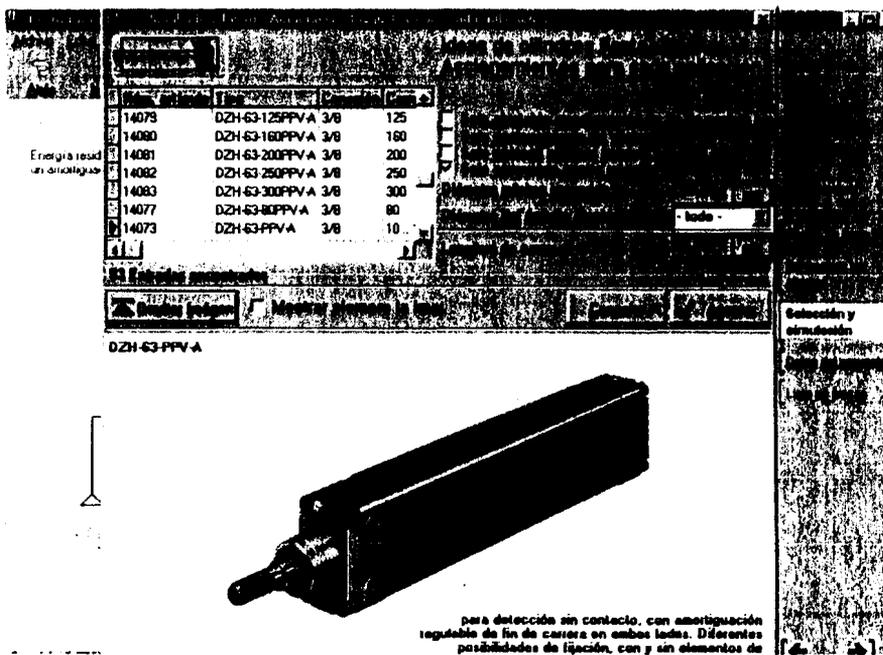


Figura D5. Selección del pistón.



DSNU-25--P-A

Cilindros normalizados

Núm. artículo:

14327

Caract.**Valor**

Página: 1

Hoja de datos

FESTO

Caract	Valor
Forma de funcionamiento	de doble efecto
Forma émbolo	Redondo
Forma vástago	Redondo
Forma de exploración	Magnético
Forma de amortiguación	Anillo amortiguador interno (no regulable)
Seguridad antigiro	sin
Tamaño nominal del émbolo	100
Carrera X	X
Mín. carrera para carrera X	1mm
Máx. carrera para carrera X	400 mm
Diámetro del vástago	25 mm
Extremo del vástago	Rosca exterior
Rosca de vástago KK	M 20x1.5
Presión de funcionamiento mín.	0.6 bar
Presión de trabajo máx.	10 bar
Temperatura ambiente mín.	-20 °C
Temperatura ambiente máx.	80 °C
Tipo de conexión de la culata	Rosca interior
Rosca de conexión EE cojinete	G 1/4
Material tapa	Aleación de aluminio
Material juntas	NBR, TPE-U(PU)
Material vástago	Acero de alta aleación
Material tubo/cuerpo	Aleación de aluminio
Peso total para 0 mm de carrera	2.797 kg
Peso adicional por 10 mm de carrera	0.177 kg
Peso de la masa en mov. p. 0 mm de	0.614 kg
Peso de la masa en mov. por 10 mm	0.038 kg
Tipo de conexión tapa terminal	Rosca interior
Rosca de conexión EE culata	G 1/4
Fuerza útil (teór.) a 6 bar, avance	4712 N
Fuerza útil (teór.) a 6 bar, retorno	4418 N



AENOR-ESPOL

DZH-63--PPV-A

Actuadores planos

Página:2

Hoja de datos

FESTO

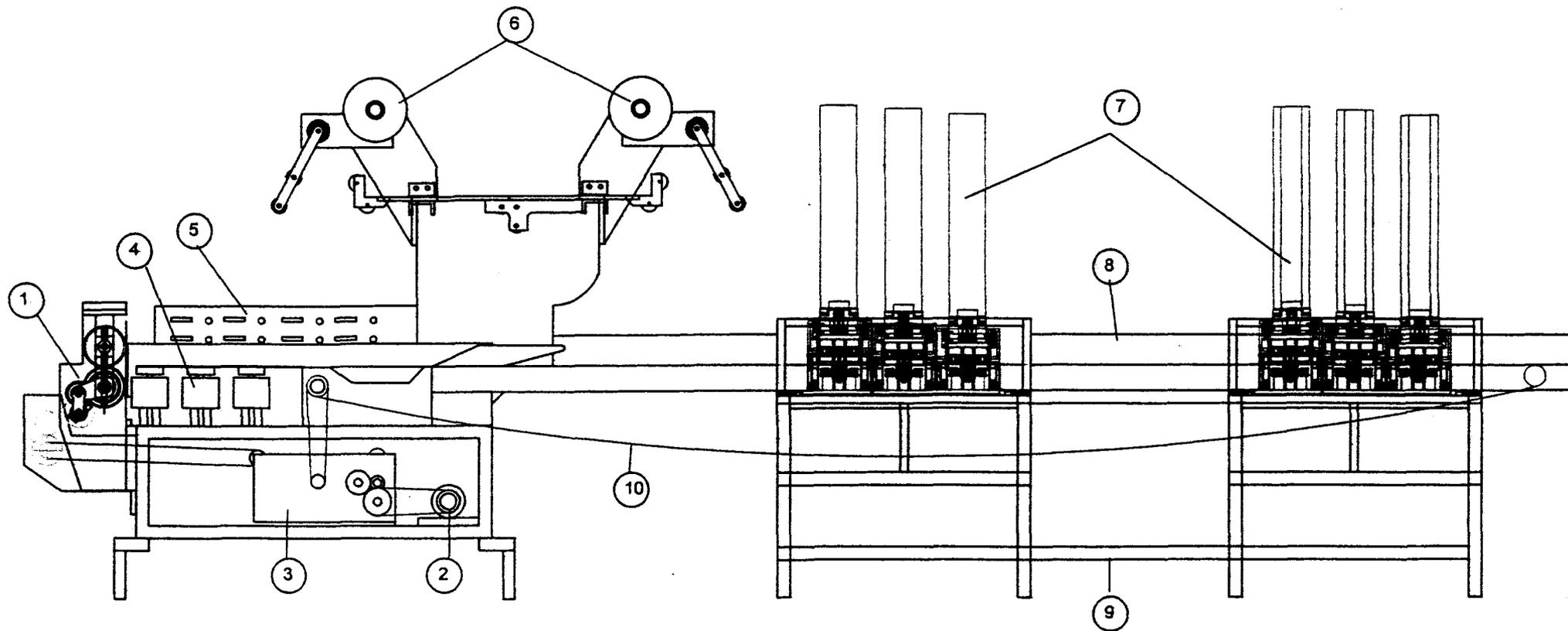
Caract.	Valor
Forma de funcionamiento	Doble efecto
Forma émbolo	ovalado
Forma vástago	redondo
Forma de exploración	magnético
Forma de amortiguación	Amortiguación neumática regulable
Longitud de amortiguación	23 mm
Seguridad antigiro	Forma del émbolo
Tamaño nominal del émbolo	63
Carrera X	X
Mín. carrera para carrera X	1 mm
Máx. carrera para carrera X	1000 mm
Diámetro del vástago	20 mm
Extremo del vástago	Rosca exterior
Rosca de vástago KK	M 16x1.5
Presión de funcionamiento mín.	0.4 bar
Presión de trabajo máx.	10 bar
Temperatura ambiente mín.	-20 °C
Temperatura ambiente máx.	80 °C
Tipo de conexión de la culata	Rosca interior
Rosca de conexión EE cojinete	G 3/8
Tipo de conexión tapa terminal	Rosca interior
Rosca de conexión EE culata	G 3/8
Fuerza útil (teór.) a 6 bar, avance	1870 N
Fuerza útil (teór.) a 6 bar, retorno	1682 N
Par de giro máx.	3 Nm
Consumo de aire para 6bar	0.2182 l
Consumo de aire para 6bar	0.1962 l

**CIB - ESPOL**



BIBLIOGRAFÍA

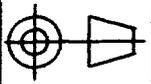
1. ROBERT L. MOTT, Diseño de elementos maquinas, Segunda edición 1992.
2. N. LARBURU, Maquinas prontuario, Primera edición 1989.
3. SHIGLEY J EDWAR & , Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta edición Mc. Graw Hill. 1986
4. SHIGLEY J EDWAR & , Diseño de maquinarias, Quinta edición Mc. Graw Hill. 1986.
5. NORTON ROBERT, Diseño de maquinas 1era edición, 1994.
6. Martín Sprocket & Gear Inc. Catalogo 1090.
7. MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MAQUINA CABAÑA.

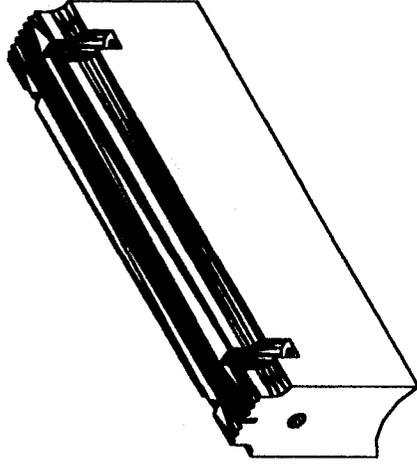
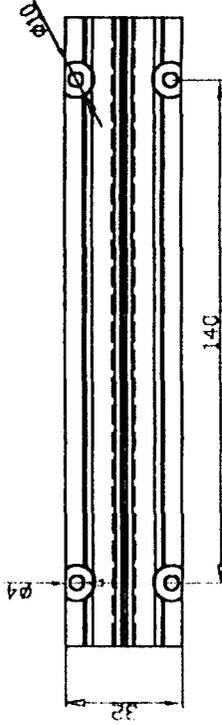
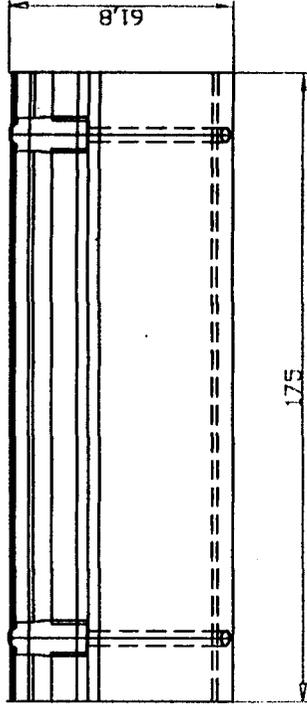
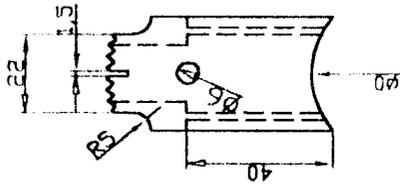


ITEM	DESCRIPCION
1	Mec. Sellado transversal
2	Motor
3	Caja reductora y de sincronia.
4	Mec. Sellado longitudinal.
5	Tablero de control.
6	Bobinadores
7	Mec. de alimentación
8	Mec. de transportación
9	Bases del mec. transportación.
10	Cadena transportadora.



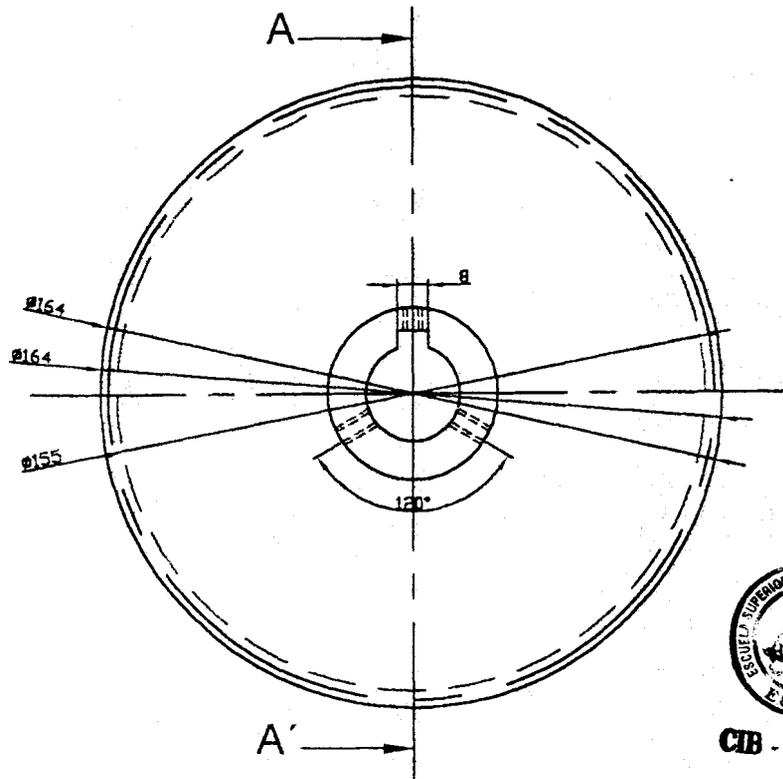
CIB - ESPOL

FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE
PROYECTO MAQUINA EMPACADORA		Dibujo	Dibujo N.Echeverria
		Reviso	Reviso Ing. Orces
 ESCALA 20:1		CONTIENE Descriptivo general	
		MATERIAL	
		PLANO No	0
		MASA	

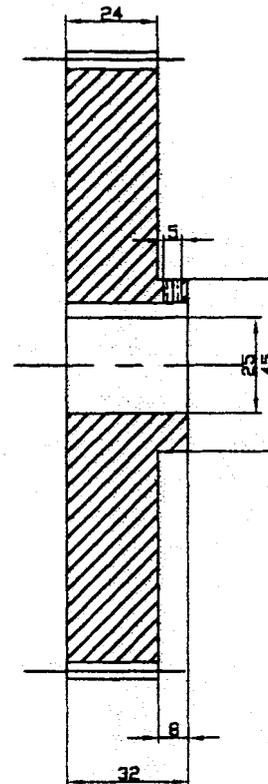


CIB - ESPOL

<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		FECHA	NOMBRE
		Dibujo	Dibujo
PROYECTO MAQUINA EMPACADORA		Reviso	Reviso
		Reviso	Reviso
		PLANO No	1
		CONTIENE	Mordaza
ESCALA	2:1	MATERIAL	Acero AISI 410

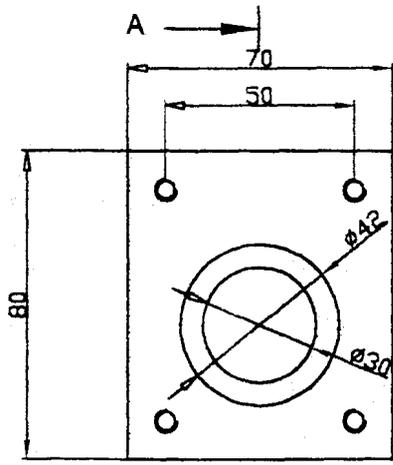


Corte A-A'

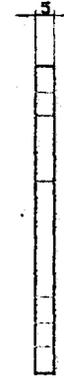
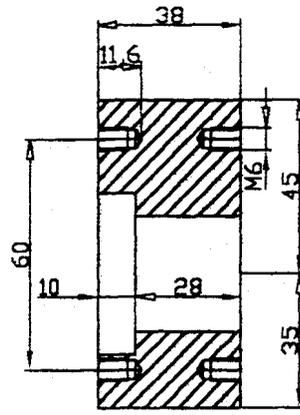


$m = 2$
$Z = 80$
$D_p = m \times Z = 160 \text{ mm}$
$D_{ext} = D_p + 2m = 164 \text{ mm}$
$D_{int} = D_p - 2.5m = 155 \text{ mm}$

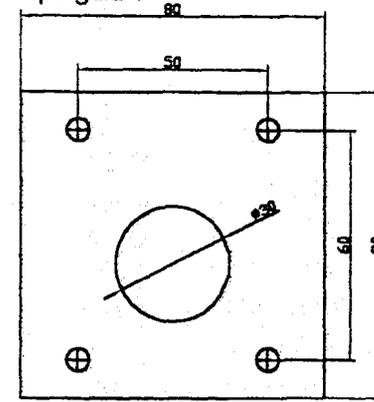
FIMCP-ESPOL			FECHA	NOMBRE
PROYECTO			Dibujo	N. Echevarra
MAQUINA EMPACADORA			Reviso	Ing. Orce
	ESCALA	CONTIENE	PLANO No	
	2:1	Engranajes para mordazas	2	
MATERIAL			MASA	
Acero AISI 410				



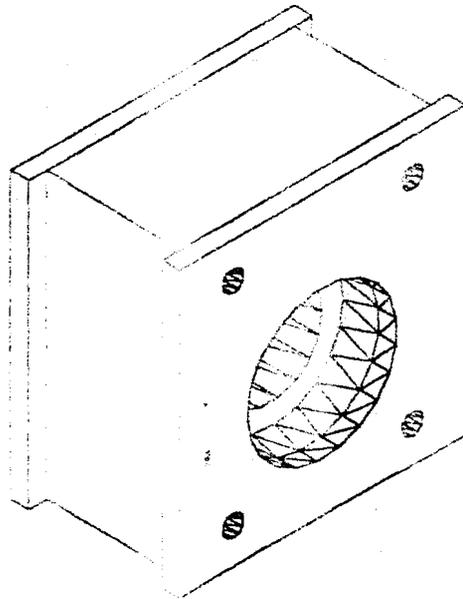
CORTE A-A'



Tapa guia 1

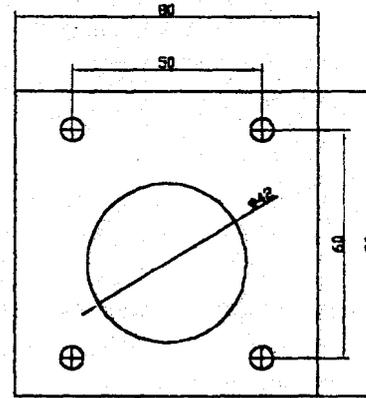


A'-A

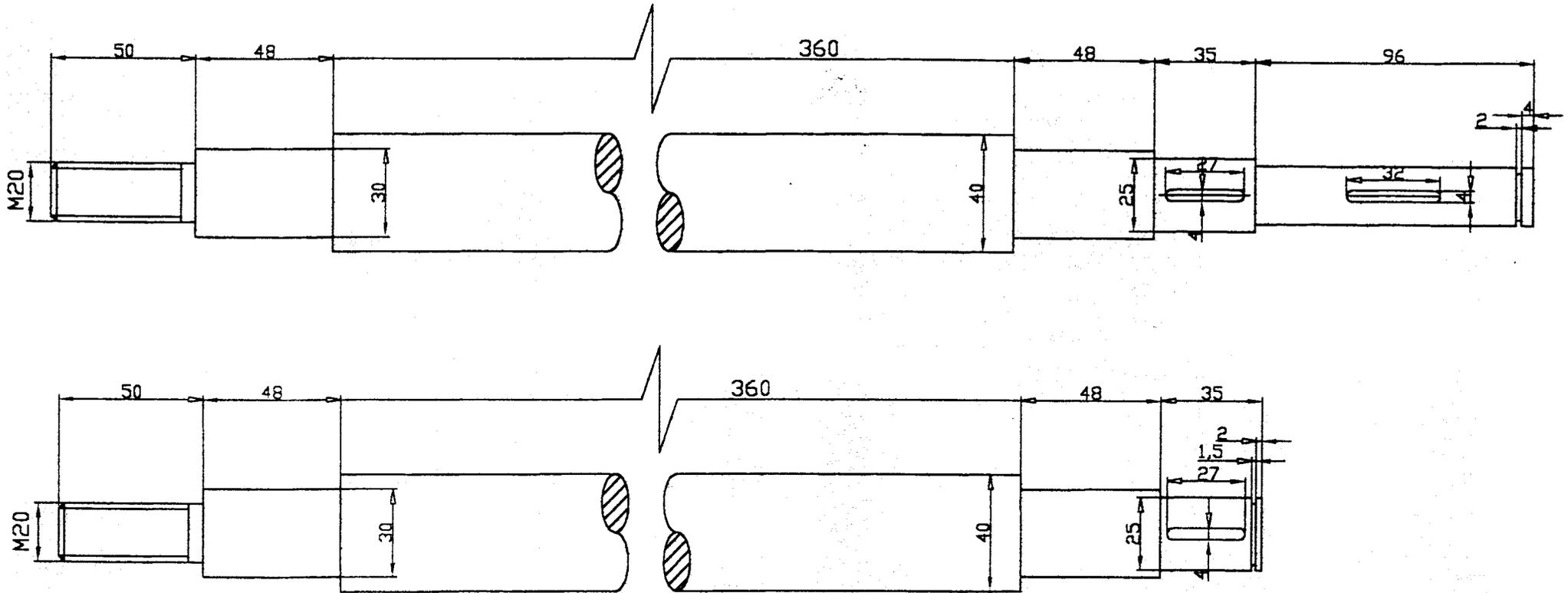


CIB - ESPOL

Tapa guia 2

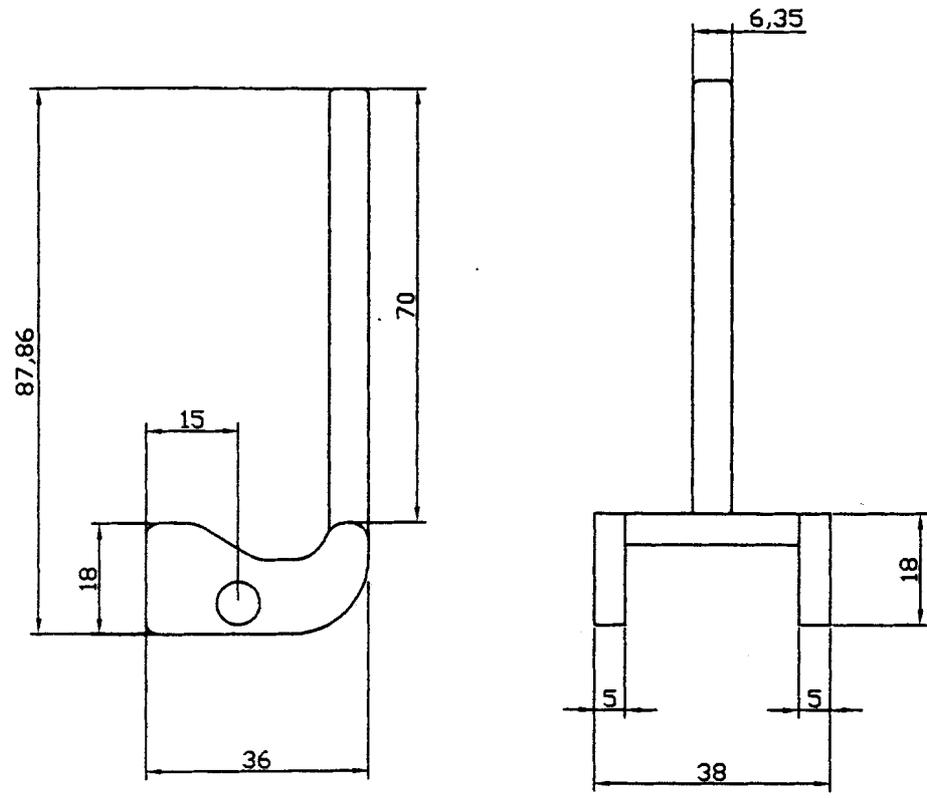


FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE
		Dibujo	Dibujo N. Echeverra
PROYECTO	MAQUINA EMPACADORA		Reviso
	ESCALA	CONTIENE	PLANO No
	2:1	Bloque porta flecha	
	MATERIAL	Acero AISI 410	MASA



CIB - ESPOL

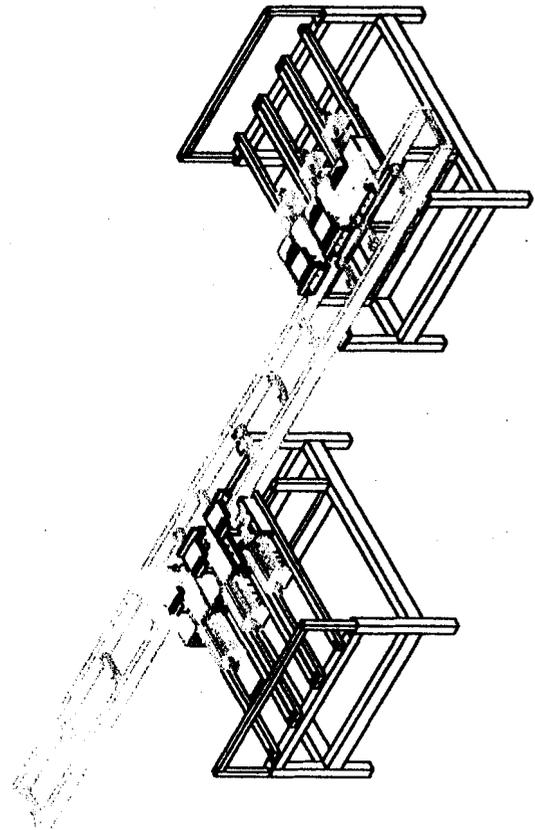
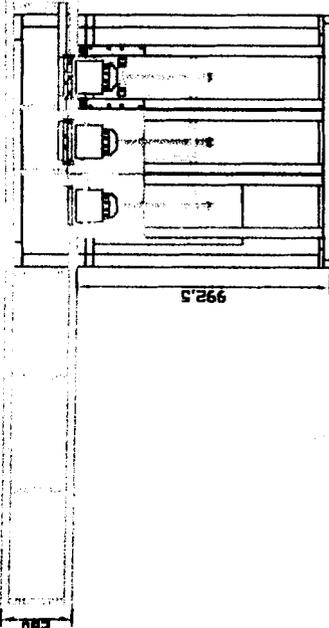
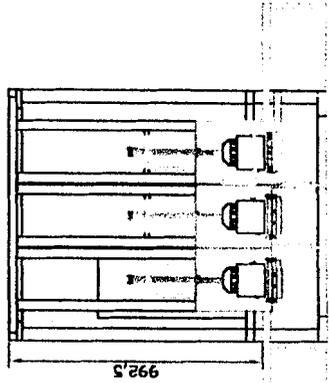
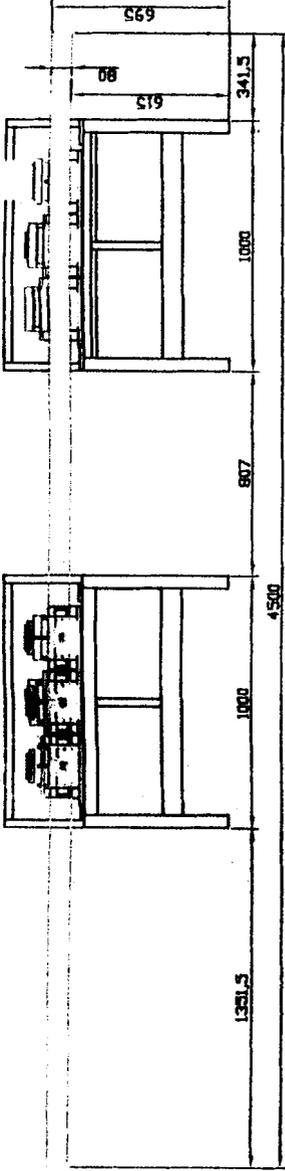
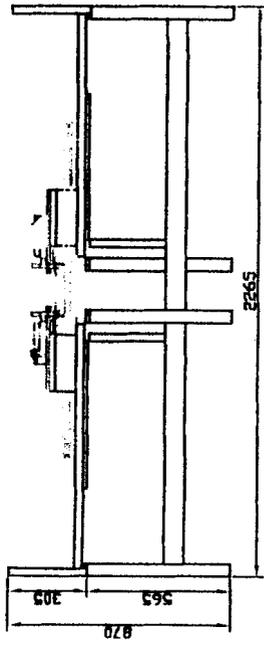
FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE	
		Dibujo	Dibujo	N. Echeverria
PROYECTO		Reviso	Reviso	Ing. Orces
MAQUINA EMPACADORA		PLANO No		4
	ESCALA	CONTIENE		
	2:1	Flechas porta mordazas		
MATERIAL		MASA		
Acero AISI 410				



CIB - ESPOL



FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE	
		Dibujo	Dibujo	N. Echeverría
PROYECTO		Reviso	Reviso	Ing. Orce
MAQUINA EMPACADORA		PLANO No		5
	ESCALA	CONTIENE	MASA	
	1:2	Dedos de arrastre		
		MATERIAL		
		Acero AISI 410		



FIMCP-ESPOL PROYECTO MAQUINA EMPACADORA		FECHA Nombre Dibujo Revisado Png. Origen PLANO No. 5	
REDUJA COPIA Bases del transportador		INGENIERO NA	