



Diseño y construcción de una máquina neumática para la  
fabricación de asas para las canecas de cinco (5) galones a Van  
Leer S.A.

Díaz de la Rosa, Javier Eduardo  
Moissl Cantillo, Jorge Iván

Arango Zabaleta, Benjamín  
Director

Universidad Tecnológica De Bolívar  
Ingeniería Mecánica  
Cartagena De Indias  
2001

## **INTRODUCCION**

En la empresa FABRICANTE DE ENVASES METALICOS los procesos de fabricación para las canecas de 55 y (5) cinco galones están automatizados excepto, el de fabricación de las ASAS o MANIJAS que se instalan en las canecas de (5) cinco galones.

Este proceso manual de fabricación trae como consecuencia una baja productividad, altos costos en la producción y no permite una estandarización de las ASAS o MANIJAS.

Debido a lo anterior se hace necesario el diseño y construcción de una máquina neumática para fabricar las ASAS o MANIJAS, con lo cual además de automatizar todas las etapas del proceso de fabricación de las canecas de (5) cinco galones se mejorará en forma general la productividad de la empresa.

El resultado del proyecto es una serie de memorias de cálculo, planos de construcción del equipo, presupuesto de fabricación del mismo y construcción de una máquina para fabricar las ASAS para las canecas de cinco (5) galones en la empresa FABRICANTE DE ENVASES METALICOS.

## **JUSTIFICACION DEL PROYECTO**

En empresas que demandan altos niveles de producción se justifica notablemente la utilización de sistemas automatizados que si bien pueden requerir una inversión inicialmente alta permite la estandarización de las piezas fabricadas, mejora la calidad del producto, permite un aumento en la productividad y reduce los costos de la producción.

Con la realización del presente proyecto se pretende automatizar el proceso de fabricación de las ASAS o MANIJAS, con lo cual se mejorará la calidad, bajarán los costos de producción y se aumentará la productividad en la fabricación de las canecas de (5) cinco galones lo que llevará a la empresa a adquirir un mejor nivel de competitividad dentro del mercado de los tanques metálicos.

## **OBJETIVOS**

El principal objetivo del proyecto es el diseño y construcción de una máquina neumática para la fabricación de ASAS de canecas de cinco (5) galones capaz de producir 350 unidades por hora, con el propósito de estandarizar, disminuir los costos y aumentar la productividad de la fábrica. Para lograr este fin, se determinaron algunos objetivos específicos como son:

- • Diseñar y construir sistema de sujeción, arrastre, enderezado, corte y transporte del alambre.
  
- • Diseñar y construir troquel para configuración de las ASAS.
  
- • Diseñar bancada del equipo.
  
- • Diseñar el circuito neumático y de control del sistema.
  
- • Construir prototipo.
  
- • Elaborar los planos necesarios de la máquina.

# **1. GENERALIDADES**

## **1.1 DESCRIPCION DE LA SITUACION**

Los recipientes de 55 galones o canecas están destinados a cubrir las necesidades de transporte de grandes volúmenes de productos para distribución mayorista, a diferencia de los recipientes de 5 galones cuyo fin es permitir la distribución al detal de estos productos proporcionando adicionalmente condiciones de ergonomía para la persona que transporta este elemento en particular, por tanto es necesario acondicionar el envase de 5 galones con un asa o manija fabricada en alambre e instalada en la tapa superior que permite la facilidad del acarreo.

La empresa interesada en el proyecto se dedica a la fabricación y distribución de recipientes metálicos en presentaciones de 55 y 5 galones. Los procesos de fabricación se encuentran automatizados brindando altos índices de productividad y calidad, a excepción de la fabricación de las asas para los recipientes de 5 galones el cual se ejecuta manualmente y con la intervención de tres (3) operadores lo que genera un proceso costoso y lento correspondiente a una labor sencilla y que adicionalmente restringe la cantidad de productos terminados.

En empresas que demandan altos niveles de producción se justifica notablemente la utilización de sistemas automatizados, que garanticen la estandarización, mejoramiento de la calidad, aumento de la productividad y reducción de costos, convirtiendo a éstos en los objetivos administrativos perseguidos por el proyecto.

## 1.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS ASAS

Las asas son fabricadas en alambre con las siguientes características:

**Tabla 1. Características de las asas.**

CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	VALOR
Material del alambre		Acero bajo carbono
Forma del asa		Trapezoidal
Longitud de la base mayor del asa	mm	102
Longitud de la base menor del asa	mm	58
Altura del asa	mm	4
Longitud del desarrollo del asa	mm	235
Diámetro del alambre	mm	4

### 1.3 REQUERIMIENTOS DE LA MAQUINA

1.3.1 Análisis del proceso. El proceso automático de fabricación de asas se puede dividir en tres (3) subprocesos principales:

- • Alimentación y enderezado del alambre
- • Corte del alambre
- • Conformado del asa y evacuación

Analizando estas actividades se puede determinar que la alimentación del alambre como el enderezado de éste se pueden realizar paralelamente, estableciendo un primer tiempo de ejecución.

El proceso de corte es realizado en series con las labores anteriores y establecería el segundo tiempo de ejecución.

Por último se conforma y se evacua el asa, para lo que se requiere de un tercer tiempo en el proceso.

De esta manera el tiempo total para la fabricación de un (1) asa queda establecido por la suma de estos tres tiempos particulares que a fin de mantener un flujo estable y que no exista acumulación de material en algunas de sus etapas deben ser de igual valor.

De acuerdo a las necesidades de la empresa interesada en el proyecto se propone una máquina con capacidad de fabricar 350 asas por hora, por lo que el tiempo (Tfu) necesario para fabricar un (1) asa es:

$$T_{fu} = 3600 \text{ seg}/350 \text{ asas}$$

$$T_{fu} = 10.28 \text{ seg}$$

Esto quiere decir que para cumplir con la capacidad de fabricación propuesta es necesario fabricar completamente un (1) asa en 10 seg.

1.3.2 Sistema de sujeción del rollo de alambre. En el proceso de fabricación continua es necesario diseñar un sistema que sea capaz de sujetar el rollo de alambre y al mismo tiempo debe permitirle a este poder girar libremente sobre su eje con la menor restricción posible para suministrar eficazmente material con una baja demanda de energía. Adicionalmente, se requiere una rápida y fácil colocación de los rollos de alambre en la máquina.

En el presente diseño, el rollo de alambre se monta sobre un tambor giratorio cerrado en sus puntas y montado sobre un eje fijo el cual está soldado sobre un soporte estructural.

Las dimensiones de este sistema están sujetas al tamaño de la presentación del rollo de alambre, el cual tiene las siguientes características:

**Tabla 2. Características del Rollo de Alambre.**

<b>CARACTERÍSTICAS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>VALOR</b>
Diámetro exterior del rollo de alambre	mm	845
Diámetro interior del rollo de alambre	mm	485
Ancho del rollo de alambre	mm	210
Peso del rollo de alambre	Kg	100

1.3.3 Sistema de Enderezado del Alambre. Dado que el alambre en el rollo presenta distorsiones longitudinales es necesario involucrar en el proceso de conformación de las asas un mecanismo capaz de realizar un enderezado continuo del alambre y permitir así presentar finalmente un producto de calidad.

El enderezado se realiza mediante un proceso de suavizado consistente en darle al alambre un suave curvado y contracurvado mediante la aplicación de carga flexionante por la acción de cinco (5) rodillos de giro libre y asentados en voladizos a un sistema estructural compuesto por una parte de movimiento horizontal y otra fija.

1.3.4 Sistema de arrastre del alambre. La alimentación del alambre a la cizalla de corte se da mediante un dispositivo de arrastre de rodillos, en el cual la fuerza de fricción sobre el alambre generada por la acción de dos (2) rodillos giratorios lo obliga a avanzar en la dirección deseada.

Existe un (1) rodillo motriz fijo de movimiento rotatorio intermitente el cual suministra la potencia necesaria para la operación de arrastre. El otro rodillo es de giro libre y está montado sobre una estructura que le permite un movimiento vertical ajustable.

La velocidad de los rodillos la determina el tiempo de alimentación del proceso requerido para cumplir con las condiciones de productividad de todo el conjunto.

El rodillo motriz es accionado por un motor eléctrico acoplado a este por un sistema de poleas y correas. La señal de paro y arranque es enviada al motor a través del sistema de control del equipo.

El sistema arrastra la longitud equivalente al desarrollo de un asa en un tiempo de 3 seg. con

un margen de error de 11.1%.

1.3.5 Sistema de corte. El corte de la tira de alambre se realiza mediante un sistema de cizalla mecánica movida por un cilindro neumático, el cual es accionado gracias a la señal recibida de un sensor que indica que la longitud disponible a corte es igual a la del desarrollo necesario para la fabricación del asa.

La fuerza aplicada para el corte está regulada por la carga de rotura requerida por el alambre y adicionalmente por el rozamiento producido entre cizalla y material durante la ejecución de la operación de corte.

El corte se realiza por la acción cizallante ejercida por un elemento móvil o punzón y uno fijo o matriz. Conforme el punzón entra en el material, lo empuja hacia abajo contra el filo de la matriz. Los esfuerzos en el material se vuelven más altos en las zonas correspondientes a los filos de punzón y matriz comenzando el material a fluir en estos puntos. La holgura entre el punzón y matriz se denomina claro de ruptura y para el caso de materiales de acero debe estar entre 5 a 8% del valor del espesor del material para permitir un corte suave y parejo.

Conforme el punzón en su curso hacia abajo entra al material, la fuerza ejercida sufre una variación igual a la curva de fluencia del material a cortar. Si el claro de ruptura es correcto, el material se rompe repentinamente cuando el punzón alcanza una penetración definida y la fuerza de corte cae súbitamente a cero. Esa distancia equivale al producto del porcentaje de penetración por el espesor del material. El porcentaje de penetración, así como el esfuerzo cortante, son propiedades del material. para el alambre el porcentaje de penetración equivale a 38% .

Si el claro de ruptura no es correcto, la fuerza de corte no cae repentinamente y los requerimientos de energía para el corte serían mayores.

El tiempo y velocidad de corte están determinadas por las necesidades de producción del proceso y al igual que en el proceso anterior su duración es de un tiempo de 3 seg. con margen de error de 11.1%.

1.3.6 Sistema de Configuración de las asas. La forma final del asa es dada por un proceso de estampado en frío consistente en la realización de cuatro (4) dobleces a la tira de alambre.

Los dobleces son posible gracias a que el material es sometido a un estado de esfuerzos mayor al límite elástico en tensión en la parte exterior y en compresión en la parte interior del dobléz. El estiramiento del metal en la superficie exterior hace más delgado el material.

El estiramiento de un dobléz causa que el eje neutro a lo largo del cual el material no se deforma se mueve a una distancia de 0.3 a 0.5 veces el espesor del interior del dobléz en la mayoría de los casos. Con frecuencia se usa para los cálculos una cifra promedio de 0.4.

Si se hace un doblado a cierto ángulo, puede esperarse que tenga recuperación elástica a un ángulo ligeramente más pequeño cuando se libera. Esta recuperación elástica es más grande para radios de curvatura más pequeña, material más grueso, ángulo de doblado más grande y materiales de mayor resistencia. Los valores promedios son 1 a 2 grados para aceros suaves de bajo carbono y de 3 a 4 grados para aceros de medio carbono. El remedio común para la recuperación elástica es doblar más allá del ángulo deseado.

Deben observarse ciertas limitaciones para evitar romper el metal cuando se dobla. En general el metal suave puede doblarse a 180 grados con un radio de doblado igual o menor al espesor del material. El radio debe ser más grande y los ángulos menores para metales de revenido duro. La cantidad depende del metal y su condición. Debe hacerse un doblado con no menos de 45 grados y que se aproxime lo más posible a 90 grados con la dirección del grano de metal rodado en la lámina dado que se agrieta con mayor facilidad a lo largo del grano. Un doblado no debe estar cerca de una orilla más de 1.5 veces el espesor del metal más el radio del doblado.

Los dobleces son realizados gracias a la flexión plástica del material la cual experimentalmente ha mostrado generarse con el doble de fuerzas necesarias para una flexión elástica normal.

Para obtener un doblado perfecto se debe verificar la condición de equilibrio de las fuerzas, en otros términos, la pieza durante el doblado no debe experimentar ningún movimiento anormal bajo el punzón. Si esto ocurriera, sería debido a que dicho movimiento estaría producido por un desequilibrio en los rozamientos, cuyas consecuencias se hallarían al final de la operación

al obtener piezas con el doblado desfasado. El deslizamiento irregular de la pieza se verifica cuando, por motivo cualquiera un extremo es cortado en la pendiente de la matriz misma mientras el otro permanece libre sobre el plano exterior, la falta de apoyo bilateral provoca el desarreglo de la pieza de trabajo.

El doblado del elemento debe realizarse en una determinada posición fijada de antemano. Por este motivo, se necesita orientar el elemento refiriéndolo por sus puntos cardinales, de forma que se obtenga el doblado en la posición requerida. Debido a la precisión del contorno obtenido en el corte, puede tomarse a este punto, como base para la referencia.

Es muy importante las holguras permitidas entre punzón y matriz, ya que si el espacio es muy limitado el material puede sufrir un alargamiento debido a las tensiones generadas por los rozamientos generados. Es por esto que en diseños avanzados se opta por punzones o matrices giratorias, las cuales permiten una fácil alimentación del material a conformar.

Cada asa debe conformarse y ser expulsada de la máquina en un tiempo de 3 segundos.

1.3.7 Sistema de accionamiento. El sensor de posición al detectar que ha avanzado el alambre hasta un punto determinado, envía una señal al motor del rodillo de arrastre para que pare. Adicionalmente esa misma señal le indica a la cizalla mecánica que inicie su operación de cortado del alambre.

Al cumplir la cizalla su ciclo de corte debe enviar una señal al punzón de conformado para que inicie su proceso.

Por último al cumplirse en la totalidad el conformado de la pieza, una señal le indica a la matriz que debe evacuar el producto terminado.

## **2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO**

### **2.1 CONSIDERACIONES GENERALES DEL DISEÑO**

En cada una de las partes constitutivas del equipo se evalúan los siguientes factores:

- • Tamaño
- • Material
- • Proceso de fabricación
- • Ensamble
- • Duración
- • Costo

Lo anterior para determinar variables fundamentales de cálculo relacionadas con resistencia, desgaste, durabilidad y rigidez entre otros.

A fin de conservar la perspectiva correcta, es preciso observar que en algunos casos los factores de diseño importantes son tales que no es necesario hacer cálculos o experimentos para definir un elemento o sistema en los cuales hay que tomar importantes decisiones.

En términos generales se buscará diseñar reduciendo al máximo los tamaños de los elementos con el ánimo de abarcar el menor espacio posible, utilizar la menor cantidad de material y hacer más livianos los mecanismos.

Los materiales utilizados para el sistema estructural será lámina y perfilera de acero estructural. Las uniones serán hechas con tornillería grado 5 y grado 8 y la soldadura será 6010 o 6011 preferiblemente.

Los elementos sometidos a desgaste como rodillos, cizalla o punzón serán construidos en acero al carbono para temple o en aceros para trabajos en frío ya que con las propiedades que le brinda el tratamiento térmico y los elementos aleantes le confieren una mayor dureza y resistencia al desgaste, necesarias para lograr altos índices de rendimiento.

Para brindar seguridad, confiabilidad, rigidez y duración al equipo se trabajará con ciertos parámetros de cálculo que limitaran los esfuerzos y deformaciones máximos a los cuales podrán ser sometidos cada una las partes del conjunto.

Los valores permisibles de esfuerzos y deformaciones utilizados en cálculos, de acuerdo a los procedimientos fijados por AISC son:

- Tensión  $0.45 S_y \leq \sigma_{\text{perm}} \leq 0.60 S_y$
- Corte  $\tau_{\text{perm}} 0.40 S_y$
- Flexión  $0.60 S_y \leq \sigma_{\text{perm}} \leq 0.75 S_y$
- Aplastamiento  $\sigma_{\text{perm}} = 0.90 S_y$
- Deformación Torsional  $0.25/m \leq \theta_{\text{perm}} \leq 3.2^\circ/m$
- Deformación Transversal  $0.16 \text{ mm/m} \leq \delta_{\text{perm}} \leq 0.83 \text{ mm/m}$  (entre apoyos)

Cada uno de los elementos son analizados considerando:

Resistencia a la fluencia

Resistencia a la fatiga (donde apliquen cargas variables)

Deformación

Estabilidad elástica

Los factores de seguridad empleados, dependiendo de la aplicación, son:

**Tabla 3. Factores de Seguridad.**

Clase de Carga	Acero dúctil		Hierro Metales frágiles
	Resistencia máxima	Resistencia fluencia	
Permanente	3 - 4	1.5 - 2	5 - 6
Repetida, una dirección gradual, choque suave	6	3	7 - 8
Repetida, invertida, gradual choque suave	8	4	10 - 12
Choque	10 - 15	5 - 7	1 - 20

### **3 DISEÑO DEL SISTEMA SOPORTE DEL ROLLO DE ALAMBRE**

#### **3.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA**

Este sistema está constituido por un tambor metálico que sostiene el rollo de alambre, un eje fijo y una estructura de soporte.

Las dimensiones del tambor son de 480 mm de diámetro exterior, teniendo una holgura diametral de 5 mm con el diámetro interno del rollo de alambre que mide 485 mm. Con esta amplia holgura se facilita el montaje del rollo que pesa 100 Kg.

El ancho del rollo de alambre es de 210 mm por lo que se hace el tambor con un ancho de 260 mm.

Para evitar el movimiento lateral del rollo se hacen unas perforaciones en el casco del tambor para insertar unos tornillos que sirvan como seguros.

El casco se hace de lámina y se conforma mediante un proceso de rolado. Las tapas laterales se hacen del mismo tipo de lámina que el casco.

En el centro del tambor se practica un orificio, alineado en ambas caras al cual se le suelda un tubo pasante, con un extremo a ras de la cara lateral y el otro extremo del tubo sobresale para fijar un tope entre el tambor y su sostén.

El tambor se monta sobre un eje fijo que se suelda a la estructura. La otra punta del eje es roscada, para que con una tuerca se fije el tambor.

Los cálculos se hacen teniendo presente que las cargas que intervienen en el sistema son el peso del rollo, la fricción generada por el movimiento rotatorio y la fuerza con que se hala el alambre, todas estas actuando en un sistema en equilibrio estático.

La fricción se genera por el movimiento relativo entre el tambor giratorio y su eje fijo. Como ambos elementos son de acero se asume un coeficiente de rozamiento entre acero - acero de 0.25.

El módulo de elasticidad,  $E$ , utilizado corresponde al acero y tiene un valor de  $207 \times 10^3$  N/mm<sup>2</sup>.

### **3.2 ANALISIS DEL SISTEMA**

Se analizan las cargas que intervienen en el sistema.

Ver Figura 1.



Variables:

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento

W: Peso del conjunto

F: Fuerza de tiro

R: Reacciones

$T_R$ : Torque resistente

D: Diámetro del tambor

d: Diámetro menor del tambor

N: Normal resultante  $\Sigma R = \sqrt{R_H^2 + R_V^2}$

Por equilibrio estático

$$R_H = F$$

$$R_V = W$$

$$a) T_R = \mu N \frac{d}{2} =$$

$$\mu \sqrt{R_H^2 + R_V^2} \frac{d}{2} = \mu \sqrt{F^2 + W^2} \frac{d}{2}$$

De otra parte; se tiene que:

$$b) T_R = F \times \frac{D}{2}$$

Iguando (a) con (b):

$$\mu \sqrt{F^2 + W^2} \frac{d}{2} = F \times \frac{D}{2}$$

$$\mu^2 (F^2 + W^2) d^2 = F^2 D^2$$

$$F^2 + W^2 = \frac{F^2 D^2}{\mu^2 d^2}$$

$$W^2 = F^2 \left( \frac{D^2}{\mu^2 d^2} - 1 \right)$$

$$W^2 = F^2 \left( \frac{D^2 - \mu^2 d^2}{\mu^2 d^2} \right)$$

$$\text{Ecuación 1: } F = \frac{W \cdot \mu d}{\sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}$$

Los datos de la ecuación 1, se representan en la siguiente tabla, donde se calcula la fuerza de tiro del rollo de alambre.

**Tabla 4. Fuerza de tiro del rollo.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
W	N	981
$\mu$		0,25
D	Mm	30
D	Mm	485
F	N	15,17

### 3.3 ANALISIS DE RESISTENCIA

3.3.1 Resistencia a la fluencia de la lámina. La lámina del casco del tambor está sometida a la acción de una fuerza cortante producto del peso del rollo y la fuerza de tiro de éste, por lo que el análisis realizado determina los esfuerzos cortantes generados por las cargas aplicadas.

Ver figura 2.

Variables:

$S_y$ : Resistencia fluencia

$\tau$ : Esfuerzo cortante permisible

$h$ : Ancho del tambor

$t$ : Espesor de la lámina

$$\tau = \frac{\sqrt{W^2 + F^2}}{th}$$

El esfuerzo permisible:

$$\tau = 0.4S_y$$

El esfuerzo cortante debe ser menor que el esfuerzo permisible:

$$\tau \leq \tau_{perm}$$



$$\tau = \frac{\sqrt{W^2 + F^2}}{th} \leq 0.4 S_y$$

$$t = \frac{\sqrt{W^2 + F^2}}{h0.4S_y} \quad \text{Ecuación (2)}$$

Los datos de la ecuación 2, se encuentran en la siguiente tabla:

**Tabla 5. Cálculo del espesor mínimo de la lámina de casco.**

Variable	Unidad	Dimensión
W	N	981
F	N	15.17
h	Mm	210
S <sub>y</sub>	N/mm	220
t	Mm	0.05

El espesor mínimo, según este análisis, de la lámina de casco y tubo central es de 0,05 mm.

### 3.4. ANALISIS DE DEFORMACION DEL CASCO DEL TAMBOR

La deformación de casco del tambor se analizará como una viga con apoyos simples con carga concentrada en su centro, en cuyo caso la deformación máxima viene expresada por la siguiente ecuación:

$$\delta_{\max} = \frac{\sqrt{W^2 + F^2} \cdot h^3}{48 EI}$$

donde

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi}{64} [D^4 - (D-t)^4] \\ &= \frac{\pi}{64} [D^4 - (D^4 - 4D^3t + D^2t^2 + 4Dt^3 - t^4)] \end{aligned}$$

Como  $t \approx 0$  cualquier valor de este elevado a un exponente mayor que la unidad se hace igual a cero obteniendo una buena aproximación del valor de I, resolviendo tenemos:

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi}{64} D^3t \\ \delta_{\max} &= \frac{\sqrt{W^2 + F^2} \cdot h^3}{48E\pi \frac{D^3t}{16}} \\ \delta_{\max} &= \frac{\sqrt{W^2 + F^2} \cdot h^3}{3E\pi D^3t} \\ t &= \frac{\sqrt{W^2 + F^2} \cdot h^3}{3E\pi \delta_{\max}} \end{aligned}$$

De acuerdo a las consideraciones de diseño ya expuestas con anterioridad se asume la deformación máxima permisible como:

$$\delta_{\max} = \frac{0.83h}{1000}$$

$$\delta_{\max} = \frac{0.83 \times 210}{1000}$$

$$\delta_{\max} = 0.1743 \text{ mm}$$

**Tabla 6. Cálculo del valor mínimo del espesor de la lámina del casco de acuerdo a la deformación.**

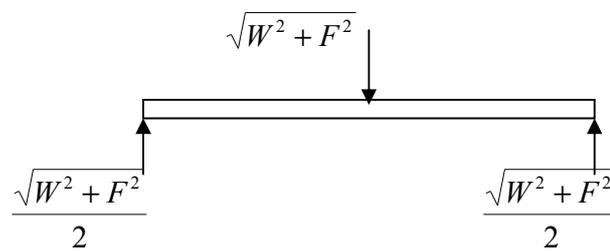
Variable	Unidad	Valor
W	N	981
F	N	15.17
h	Mm	210
E	N/mm <sup>2</sup>	207×10 <sup>3</sup>
D	Mm	485
$\delta_{\max}$	Mm	0.174
t	Mm	2.34×10 <sup>-4</sup>

El espesor mínimo para este análisis de la lamina del casco es de 2.34×10<sup>-4</sup>mm.

### 3.5 ANALISIS DE LA ESTRURA DEL TAMBOR

El tambor posee una estructura realizada en perflera comercial, sobre la cual estará montado mediante soldadura la lamina del tambor.

3.5.1 Análisis de Flexión. Se asume carga puntual y una viga apoyada en los extremos.



Según la fórmula para el cálculo de esfuerzos normales, donde :

$\sigma$ : Esfuerzo normal

$M$ : Momento flector

$Z$ : Modulo de la sección

$\sigma_{perm}$ : Esfuerzo permisible

$S_y$ : Limite a la fluencia

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$M = \frac{\sqrt{W^2 + F^2}}{2} * \frac{h}{2}$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{W^2 + F^2} * h}{4Z}$$

De acuerdo a las consideraciones de diseño, el esfuerzo permisible ( $\sigma_{perm}$ ) es:

$$\sigma_{perm} \leq 0.60 S_y$$

igualando  $\sigma_{perm} = \sigma$

$$\frac{\sqrt{W^2 + F^2} * h}{4Z} \leq 0.60 S_y$$

$$Z \geq \frac{\sqrt{W^2 + F^2} * h}{4 * 0.60 S_y}$$

**Tabla 7. Cálculo del módulo de la sección de la estructura del tambor.**

<b>Variable</b>	<b>Dimensión</b>	<b>Valor</b>
W	N	981
F	N	15.17
H	Mm	210
$S_y$	N/mm <sup>2</sup>	220
Z	Mm <sup>3</sup>	390.21

Se puede utilizar un ángulo de 40\*40\*4 mm que tiene un Z de 1550 y es mayor al Z requerido según cálculos.

### **3.6 ANALISIS DE RESISTENCIA DEL EJE ESTATICO**

Las cargas aplicadas (peso del rollo y fuerza de tiro); generan flexión en el eje estático que se encuentra en voladizo con un extremo empotrado.

Adicionalmente las cargas establecen un cortante a lo largo de la sección transversal del eje.

Ver figura 3



### 3.6.1 Esfuerzo normal máximo.

$\sigma$ : Esfuerzo normal

M: Momento flector

I: Inercia respecto al eje neutro

$S_y$ : Resistencia a la fluencia

El esfuerzo normal máximo a flexión es:

$$\sigma = \frac{Md}{2I}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{W^2 + F^2} h d}{2} \cdot \frac{64}{\pi d^4}$$

$$\sigma = 16 \frac{\sqrt{W^2 + F^2} h}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{perm} \leq 0.60 S_y$$

$$\sigma = 16 \frac{\sqrt{W^2 + F^2} h}{\pi d^3} \leq 0.60 S_y$$

Despejando el diámetro por flexión:

$$d_{\sigma} \geq \left[ \frac{16 \sqrt{W^2 + F^2} h}{0.60 \pi S_y} \right]^{1/3}$$

Con esta formula se evaluará mas adelante el diámetro mínimo requerido para cumplir con la seguridad por esfuerzo a flexión.

### 3.6.2 Esfuerzo cortante máximo.

V: Fuerza cortante

A: Area

$\tau$ : Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{4V}{3A}$$

$$\tau = \frac{16 \sqrt{W^2 + F^2}}{3\pi d^2}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 0.4 S_y$$

igualando las ecuaciones tenemos:

$$\frac{16\sqrt{W^2 + F^2}}{3\pi d^2} \leq 0.4 S_y$$

*despejando el diametro por flexión*

$$d_j \leq \left\{ \frac{16\sqrt{W^2 + F^2}}{1.2\pi S_y} \right\}^{1/2}$$

Los resultados son:

**Tabla 8. Cálculo del diámetro por flexión.**

Variable	Unidad	Dimensión
F	N	15.17
W	N	981
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	220
d <sub>σ</sub>	mm	19.95
d <sub>j</sub>	mm	4.35

De esta tabla se deduce que el diámetro mínimo requerido para el eje es de 20 mm para ser seguro por esfuerzo de flexión y cortante.

### 3.7 ANALISIS DE DEFORMACION DEL EJE

El eje del tambor se comporta estructuralmente como una viga en voladizo con carga intermedia. Para este tipo de sistemas la ecuación para el cálculo de la deformación es la siguiente:

$$\delta_{\max} = \frac{\sqrt{W^2 + F^2} x (h/2)^2}{6 EI} \left( 3h - \frac{h}{2} \right)$$

$$\delta_{\max} = 64 \frac{\sqrt{W^2 + F^2} h^2}{24E \pi d^4} \cdot \frac{5h}{2}$$

$$\delta_{\max} = \frac{20}{3} \frac{\sqrt{W^2 + F^2} h^3}{E \pi d^4} \leq \frac{0.83 x h}{1000}$$

$$\frac{20000 \sqrt{W^2 + F^2} h^2}{2.49 E \pi} \leq d^4$$

$$d \geq \left\{ \frac{20000 \cdot \sqrt{W^2 + F^2} \cdot h^2}{2.49 E \pi} \right\}^{1/4}$$

Reemplazando la fórmula anterior con los valores de cada variable se obtiene el siguiente resultado:

**Tabla 9. Diámetro mínimo del eje por deformación.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
D	mm	27.04

El diámetro mínimo del eje, por deformación, es de 27,04 mm.

### 3.8 ANALISIS DE COLUMNA CON CARGA EXCENTRICA DEL ELEMENTO ESTRUCTURAL

La estructura que soporta al sistema está sometido a una carga excéntrica de compresión, por lo que se hace este tipo de análisis.

$$\frac{Pcr}{A} = \frac{S_y}{I + \left(\frac{h y}{2 K^2}\right) \sec \left[ \left(\frac{a}{2K}\right) \sqrt{\frac{Pcr}{AE}} \right]} \quad 8$$

Se debe comprobar que la carga aplicada sea inferior a la carga crítica

$$\sqrt{W^2 + F^2} \leq Pcr$$

Pcr: Carga crítica

A: Area sección transversal

S<sub>y</sub>: Limite a la fluencia.

h: Excentricidad.

y: Ancho de la columna.

K: Radio de giro( $\sqrt{I/A}$ )

a: Altura de la columna.

E: Modulo de elasticidad.

VARIABLES INDEPENDIENTES.

**Tabla 10. Comprobación de las cargas aplicadas y carga crítica.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
W	N	981
F	N	15.17
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	220
h	mm	210
a	mm	510
E	mm	207x10 <sup>3</sup>

VARIABLES DEPENDIENTES, SE ESCOGE UN ÁNGULO DE 40 x 40 x 4.

<b>Tamaño</b>	<b>Area</b> (A mm <sup>2</sup> )	<b>K</b> (mm)	<b>Y</b> Mm	<b>Pcr</b> (N)
Angulo 40x40x4	308	12.1	11,2	7305

La ecuación se resuelve por métodos numéricos según Newton - Raphson.

Carga crítica 7305 N

Carga Aplicada 981 N

Se comprueba entonces que la carga crítica es mayor que la aplicada, por lo tanto el perfil seleccionado admite con seguridad las condiciones de trabajo.

### 3.9 DEFLEXION DE LA COLUMNA

El peso del rollo y la fuerza de tiro transmiten un momento flector al extremo superior de la columna.

Ver figura 4.

$$\delta_{\max} = \frac{ML}{2EI} \quad \delta_{\text{perm}} = \frac{0.16 \times 510}{1000}$$

$$M = \sqrt{W^2 + F^2} x \frac{h}{2} \rightarrow \delta_{\max} = \frac{\sqrt{W^2 + F^2} h x L}{4 EI}$$



Perfil: L 40 x 40 x 4

**Tabla 11. Comprobación de deformaciones máximas y permisibles.**

Variable	Unidad	Valor
W	N	981
F	N	15.17
h	mm	210
l	mm	510
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>
I	N m <sup>4</sup>	45094
$\delta_{\max}$	mm	0.003
$\delta_{\text{perm}}$	mm	0.081

Se cumple que la deformación máxima es menor que la permisible.

### 3.10 CALCULO DE LA SOLDADURA

La unión del eje estático a la estructura soporte se realiza por medio de soldadura.

El cordón de soldadura está sometido a una carga de flexión producto del peso del conjunto rolo tambor que se encuentran en voladizo.

La ecuación que representa la condición es:

$$(a) \tau = \sigma = \frac{Md \times 8}{2 \times 0.70h\pi d^3}$$

donde:

M = Momento flector

d = Diámetro del eje

h = Espesor de la soldadura (altura del flete)

El esfuerzo permisible es:

$$\sigma_{\text{perm}} = 0.6 S_y$$

$S_y$  = resistencia a la fluencia de la soldadura.

El esfuerzo máximo, con un factor de seguridad de tres (3) es:

$$(b) \sigma_{\text{max}} = \frac{0.6S_y}{3}$$

Igualando (a) y (b):

$$\frac{Md \times 8}{2 \times 0.70h\pi d^3} = \frac{0.6S_y}{3}$$

Despejando h:

$$h = \frac{24 \times M}{2 \times 0.707 \times \pi d^2 \times 0.6S_y}$$

$$M = 145 \times 10^3 \text{ N mm}$$

$$S_y = 345 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$h = 3.73$$

La soldadura utilizada es 6010 para una mayor penetración, con una altura de filete de 4 mm.

### **3.11 CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA**

De acuerdo a las generalidades definidas inicialmente y según los análisis y cálculos realizados a los elementos constitutivos del sistema soporte del rollo de alambre se tiene en resumen que sus características son:

**Tabla 12. Características del sistema**

Elemento	Cant.	Material	Dimensiones	Descripción comercial	Observaciones
Casco del tambor	1	Lámina galvanizada de 0.9 mm de espesor	Diámetro ext. = 480 mm ancho = 260 mm espesor = 0.9 mm Peso = 2.9 Kg	Lamina galvanizada calibre 20	
Tapas laterales del tambor	2	Lámina galvanizada de 0.9 mm de espesor	Diámetro = 456 mm espesor = 0.9 mm Peso = 1.33 Kg	Lamina galvanizada calibre 20	
Tubo central del tambor	1	Tubo de acero al carbono de 35 mm	diámetro ext. = 42.2 mm diámetro int. = 35 mm largo = 250 mm Peso = 0.8 Kg	Tubo acero al carbono de $\varnothing 1 \frac{1}{4}$ " sch 40	
Eje fijo	1	AISI 1020	diámetro = 35 mm largo = 275 mm Peso = 2.0 Kg		Punta roscada M 35 x 4
Estructura	1	Angulo 40x40x4	long. equiv = 950 mm Peso = 2.4 Kg	Angulo 40x4	
Soldadura	0.02 kg	E6010	altura del filete = 4 mm longitud = 125 mm peso electrodo = 0.02 Kg	Soldadura 6010 de 5/32"	Electrodo de 4 mm (5/32)

## **4 SISTEMA DE ENDEREZADO DEL ALAMBRE**

### **4.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA**

Debido a los defectos que se presentan en el alambre es necesario realizar una operación de enderezado para eliminar los dobleces propios del material al ser embobinado en la chispa o rollo.

El sistema comúnmente utilizado para el enderezado de chapas, platinas o alambres es el de rodillos giratorios. Este mecanismo permite aplanar y alisar el alambre. Está compuesto por dos grupos de cilindros, uno fijo y otro móvil con el cual se regula la presión de aplanado necesaria para efectuar el proceso. La presión ejercida sobre el alambre puede controlarse mediante la acción de un par de tornillos de ajuste.

El principio físico opera teniendo presente que cualquier doblez en el alambre es producto de la acción de una fuerza flexionante que rebasa los límites de la elasticidad, causando deformaciones permanentes en el elemento. Esta flexión, puede originar esfuerzos residuales, a tracción o a compresión indistintamente, que para eliminarlos es necesario someterlo a la

acción contraria con el ánimo de contrarrestar su efecto. Adicionalmente la fuerza de arrastre contribuye notablemente al estiramiento del alambre mejorando la linealidad del producto.

El sistema utilizado presenta 5 rodillos horizontales, de los cuales 3 son estáticos y 2 tienen movimiento lineal en sentido horizontal y son los que permiten graduar la presión y deflexión deseada para el caso.

Los rodillos son contruidos de poleas acanaladas montadas sobre ejes fijos roscados (tornillos). Estos ejes fijos se ensamblan, por ajuste de contracción a las mesas que los sostienen.

El par de rodillos móviles están montados sobre una mesa sujeta por unas guías y que gracias a la acción de un par de tornillos se desliza sobre estas guías permitiéndole un movimiento horizontal ajustable.

## 4.2 CONDICION FISICA NECESARIA

Ver Figura 5.

$$\sqrt{h^2 + b^2} > D + e \rightarrow 116.62 > 74 \quad e : \text{di metro del alambre}$$



### 4.3 ANALISIS DE LA DEFORMACION DEL ALAMBRE

Se asume el caso de una viga simplemente apoyada sometida a carga puntual centrada. Se asume una deformación transversal de 10 mm ( $\delta = 10$  mm)

Ver figura 6.

I: Inercia del alambre

E: Módulo de elasticidad del alambre

$$\delta = \frac{N(2B)^3}{48EI}$$

$$I = \frac{\pi \cdot e^4}{64}$$

$$(a) \delta = \frac{64N \cdot b^3}{6E\pi \cdot e^4} = \frac{32N \cdot b^3}{3E\pi \cdot e^4}$$

Geoméricamente

$$\frac{D}{2} - \delta + \frac{D}{2} = h$$

$$(b) \delta = D - h = 10 \text{ mm}$$

Igualando (a) y (b):

$$D - h = \frac{32N \cdot b^3}{3E\pi \cdot e^4}$$



$$N = \frac{3E\pi.e^4(D-h)}{32b^3}$$

Se reemplazan los valores de la siguiente manera:

**Tabla 13. Cálculo de la carga aplicada.**

Variable	Unidad	Dimensión
e	mm	4
D	mm	70
h	mm	60
b	mm	100
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>
N	N	207x10 <sup>3</sup>

La fuerza horizontal que se necesita aplicar en el rodillo es de 160 N.

La fuerza de rozamiento presente en un rodillo es:

$F_R$ : Fuerza rozamiento entre el alambre y el rodillo.

$T_R$ : Torque producido por el rozamiento

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento entre el eje del rodillo y el rodillo.

d: Diámetro del eje.

D: Diámetro del rodillo.

N: Carga aplicada

Ver Figura 7.

$$(c) T_R = F_R \frac{D}{2}$$

$$(d) T_R = \mu \sqrt{N^2 + FR^2} \frac{d}{2}$$



Igualando (c) y (d)

$$F_R = \frac{D}{2} = \mu \sqrt{N^2 + F_R^2} \frac{d}{2}$$

$$F_R^2 D^2 = \mu^2 (N^2 + F_R^2) d^2$$

$$F_R^2 D^2 = \mu^2 d^2 N^2 + \mu^2 d^2 F_R^2$$

$$F_R^2 (D^2 - \mu^2 d^2) = \mu^2 d^2 N^2$$

$$F_R = \frac{\mu d N}{\sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}$$

4.3.1 Fuerza total de arrastre (T).

$$T = F + 5 F_R$$

$$T = F + \frac{5 \mu dN}{\sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}$$

**Tabla 14. Cálculo de la fuerza de rozamiento.**

Variable	Unidad	Dimensión
$\mu$		0.25
D	Mm	10
F	N	15.17
$F_R$	N	5.72
T	N	44

La fuerza de rozamiento generado por cada rodillo es de 5.72 N y la tensión total para tirar del alambre es de 44 N

#### 4.4 ANALISIS DE LOS RODILLOS

En la superficie de los rodillos se generan esfuerzos de contacto cuya fórmula según Faies.

Diseño de Elementos de Máquina (pág. 47).

$$\sigma_c = \left\{ \frac{2\sqrt{N^2 + F_R^2} \left( \frac{1}{D} + \frac{1}{e} \right)}{\pi e [(1 - \mu_1) E_1 + (1 - \mu_2) E_2]} \right\}^{1/2}$$

$$\tau_c = 0.3 \sigma_c$$

$\mu_1$ : Relación Poisson rodillo

$E_1$ : Módulo elasticidad rodillo

$\mu_2$ : Relación Poisson alambre

$E_2$ : Módulo elasticidad alambre

$\sigma_c$ : Esfuerzo normal contacto

$\tau_c$ : Esfuerzo cortante contacto

$e$ : Diámetro del alambre.

Según Shigley: Diseño en Ingeniería Mecánica, pág. 357, el límite de fatiga para acero a  $10^8$  ciclos de esfuerzo de contactos repetidos es:

$$S_c = 2.76 \text{ HB} - 70 \text{ (MP}_a\text{)}$$

$S_c$ : Límite fatiga de contacto

HB: Dureza Brinell Rodillo

Nota: La vida infinita parte de  $10^6$  ciclos

**Tabla 15. Cálculo de la resistencia**

<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
D	mm	70
D	mm	10
$\mu_1$		0.292
$E_1$	MP <sub>a</sub>	$207 \times 10^3$
$\mu_2$		0.292
$E_2$	MP <sub>a</sub>	$207 \times 10^3$
$\sigma_c$	MP <sub>a</sub>	992
HB	HB	401
$S_c$	MP <sub>a</sub>	1036
E	mm	4

El material utilizado es acero 1030 Q & T a 315°C en aceite. La condición es que el acero debe tener un mínimo de 390 HB para que de una resistencia de  $S_c = 1036$  Mpa capaz de soportar el esfuerzo generado de 992 Mpa.

## 4.5 EJE DEL RODILLO

Este es el elemento sobre el cual va montado cada uno de los rodillos o polea 1.

$S_y$ : Resistencia fluencia eje

$d$ : Diámetro del eje

Ver Figura 8.

4.5.1 Análisis por esfuerzo normal. La carga aplicada genera un estado de esfuerzos a flexión con un extremo libre y otro empotrado.

$$\sigma = \frac{Md}{2I}, \quad I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{N^2 + F_R^2} \frac{a}{2}$$

$$(a) \quad \sigma = \frac{16a \sqrt{N^2 + F_R^2}}{\pi d^3}$$

$$(b) \quad \sigma \leq 0.75 S_y$$

Igualando (a) y (b):

$$\frac{16a \sqrt{N^2 + F_R^2}}{\pi d^3} \leq 0.75 S_y$$

$$d \geq \left\{ \frac{16a \sqrt{N^2 + F_R^2}}{0.75 \pi S_y} \right\}^{1/3}$$

**Tabla 16. Cálculo del diámetro del eje del rodillo.**

Variable	Unidad	Dimensión
$S_y$	N/mm <sup>2</sup>	660
D	Mm	4.35
A	Mm	50

Aplicando un factor de seguridad de dos (2) el diámetro mínimo es de 8.7 mm para el eje, hecho en material grado 5 ( $S_y = 660 \text{ N/mm}^2$ )

#### 4.6 ANALISIS POR ESFUERZO CORTANTE

V: Esfuerzo cortante

Q: Momento estático del área.



$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

$$Q = \frac{d^3}{12}$$

$$(c) \quad \tau = \sqrt{N^2 + F_R^2} \times \frac{d^3}{12} \times \frac{64}{\pi d^4} \times \frac{1}{d}$$

(d)

$$\tau \leq 0.4 S_y$$

$$\frac{16 \sqrt{N^2 + F_R^2}}{3 \pi d^2} \leq 0.4 S_y$$

$$d \geq \left\{ \frac{16 \sqrt{N^2 + F_R^2}}{1.2 \pi S_y} \right\}^{1/2}$$

Variable	Unidad	Dimensión
d	mm	1.03

#### 4.7 ANALISIS POR DEFORMACION DEL EJE

Ver Figura 9.

Según Timoshenko Mecánica de Materiales (pág. 788).

$$EI \frac{d^2 \delta}{dx^2} = M(x)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{N^2 + F_R^2} \left(\frac{a}{2}\right)^2}{6EI} \left(3a - \frac{a}{2}\right)$$

Resolviendo:

$$\delta = \frac{20\sqrt{N^2 + F_R^2} a^3}{3E\pi d^4}$$

**Tabla 17. Cálculo de la deformación.**

Variable	Unidad	Dimensión
D	mm	9.6
$\delta_{\max}$	mm	0.0241
A	mm	50
N	N	160
$F_R$	N	5.72
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>

La deformación obtenido con un tornillo grado 5 de 9.6 mm de diámetro e instalado con una holgura de 0.04 es: 0,0241 mm.

#### 4.8 ALABEO DE LA LAMINA DE SOPORTE ESTRUCTURAL

Según la ecuación de alabeo para una placa simplemente apoyada del libro teoría de la estabilidad elástica de Timoshenko (pág. 355), analizando la superficie proyectada por el tornillo donde :

a: longitud de la lamina

b: diámetro del tornillo

t: espesor de la lamina

$\mu$ : relación de Poisson

Ver Figura 9.

Esfuerzo critico permisible:

$$\sigma_{CR} = \left( \frac{a}{d} + \frac{d}{a} \right)^2 \frac{\pi^2 E}{12(1 - \mu^2)} \frac{t^2}{d^2} \quad 17$$

Esfuerzo soportado:

$$\sigma = \frac{\sqrt{F_R^2 + N^2}}{td}$$

Por seguridad se debe cumplir

$$F.S \times \sigma \leq \sigma_{cr}$$



$$F.S. \cdot \sigma = \frac{\sqrt{F_R^2 + N^2}}{td} \leq \left( \frac{a}{d} + \frac{d}{a} \right)^2 \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \cdot \frac{t^2}{d^2}$$

$$t^3 \geq F.S. \frac{\sqrt{F_R^2 + N^2}}{d} \frac{a^2 d^2}{(a^2 + d^2)^2} \frac{12(1-\mu^2)}{\pi^2 E} d^2$$

$$t \geq \left\{ F.S. \frac{\sqrt{F_R^2 + N^2} a^2 d^3 \cdot 12 \cdot (1-\mu^2)}{(a^2 + d^2)^2 \pi^2 E} \right\}^{1/3}$$

**Tabla 18. Cálculo del espesor de la lamina**

Variable	Unidad	Dimensión
F.S		2.0
F <sub>R</sub>	N	5.72
N	N	160
a	mm	130
d	mm	12
μ		0.292
E	N/mm <sup>2</sup>	207 x 10 <sup>3</sup>
T	mm	0.055

## 4.8.1 Análisis por Aplastamiento:

σ: esfuerzo de aplastamiento

d: diametro del tornillo

σ<sub>per</sub>: esfuerzo permisible

$$\sigma = \frac{\sqrt{N^2 + F_R^2}}{d}$$

$$\sigma_{per} = 0.9S_y$$

$$\sigma \leq \sigma_{per}$$

$$\frac{\sqrt{N^2 + F_R^2}}{d} \leq 0.9S_y$$

$$\frac{\sqrt{N^2 + F_R^2}}{0.9S_y} \leq d$$

**Tabla 19. Cálculo del espesor de la lamina por aplastamiento.**

Variable	Unidad	Dimensión
N	N	160
F <sub>R</sub>	N	5.72
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	220
d	Mm	0.8

Se utilizara una lamina de 5mm.

#### 4.9 TORNILLO DE POTENCIA

Este es el tornillo que acciona la placa de los rodillos móviles para ejercer la presión sobre el alambre.

Auto aseguramiento

$$\pi \mu dm > l$$

$\mu$ : coeficiente de rozamiento

dm: diámetro medio del tornillo

l: paso del tornillo

**Tabla 20. Cálculo de los tornillos.**

Variable	Unidad	Dimensión
$\mu$		0.125
dm	mm	5.35
l	mm	1
$\pi \mu dm$	m	2.1

Tornillo Gr 5 UNC 6 x 1

4.9.1 Esfuerzo de torsión. Los esfuerzos generados al aplicarle el torque de avance al tornillo es (según Shigley pag: 375):

$$T = \frac{N_{\alpha} dm}{2} \left( \frac{l + \pi \mu dm \sec \alpha}{\pi dm - \mu l \sec \alpha} \right)$$

$$d = \left\{ \frac{16 T}{0.4 \pi S_y} \right\}$$

**Tabla 21. Cálculo del diámetro de los tornillos.**

Variable	Unidad	Dimensión
N	N	160
dm	Mm	5.35
l	Mm	1
$\mu$		0.125
$\alpha$		30
$S_y$	N/mm <sup>2</sup>	660
D	Mm	1.19

4.9.2 Placa del tornillo. El tornillo de potencia está montado sobre una placa vertical que le hace el apoyo para realizar la fuerza de empuje. Este elemento está sometido a la acción de una fuerza cortante.

$$a = 10$$

$$b = 50$$

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{N}{ab}$$

$$\tau_{\text{perm}} \leq 0.4 S_y$$

$$0.4 S_y \geq \frac{N}{ab} > 0.4 \times 220 \geq \frac{160}{10 \times 50}$$

$$88 \geq 0.32$$

4.9.3 Soldadura de la placa del tornillo. La placa del tornillo de potencia es soldado a la mesa fija del sistema de enderezado.

La soldadura está sometida a una carga de flexión :

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{Md}{2I}$$

$h$  = espesor del filete de la soldadura

$$M = 20 \times 160 = 3200 \text{ N mm}$$

$$I = 0.707 \times h \times \frac{d^3}{6} = 0.707 \times h \times \frac{(12)^3}{6} = 203,6 h$$

$$(a) \tau_{\text{perm}} = \frac{3200 \times 12}{203.6 \cdot h} = \frac{188.6}{h}$$

Según resistencia y con factor de seguridad de 3:

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{0.6S_y}{3}$$

$$S_y = 345 \text{ N/mm}^2$$

$$(b) \tau_{\text{perm}} = 69 \text{ N/mm}^2$$

Igualando (a) y (b):

$$69 = \frac{188.6}{h}$$

$$h = 2.73 \text{ mm}$$

Se usa un filete mínimo de 3 mm

#### 4.10 CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA

**Tabla 22. Características del sistema.**

Elemento	Cant.	Material	Dimensiones	Observaciones
Mesa fija	1	Lámina acero estructural de 5 mm	ancho = 273 mm largo = 608 mm espesor = 12 mm peso = 6.6 Kg	Lámina 3/16"
Mesa móvil	1	Lámina acero estructural de 5 mm	ancho = 238 mm largo = 608 mm espesor = 12 mm peso = 6.6Kg	Lámina 3/16"
Lámina del tornillo de potencia	2	Lámina acero estructural de 10 mm	ancho = 34 mm largo = 50 mm espesor = 10 mm peso = 0.1 Kg	Platina 3/8"
Rodillos enderezadores	5	Acero AISI 1030	diámetro ext. = 69 mm diámetro int. = 10 mm ancho = 42 peso = 1.2 Kg	Templado y revenido en aceite a 315°C para una dureza de 401 HB
Tornillo de potencia	2	Acero Gr 5	diámetro = 8 mm largo = 40 mm	
Tornillo de rodillos fijos	3	Acero Gr 5	diámetro = 10 mm largo = 55 mm	
Tornillo de rodillos móviles	2	Acero Gr 5	diámetro = 10 mm largo = 65 mm	
Estructura		Angulo 40x40x4 en acero	L 40x40x4 long. equiv = 4838 mm peso = 11.6 Kg	

## **5 SISTEMA DE ARRASTRE**

### **5.1 GENERALIDADES**

La alimentación del alambre a la cizalla se da mediante la acción de un sistema de arrastre compuesto por un par de rodillos giratorios.

Existe un rodillo fijo o motriz que está acoplado al elemento generador de potencia y es el que imparte la energía necesaria para realizar el movimiento de arrastre. Este rodillo está restringido a un movimiento rotativo y su eje descansa sobre platinas y actúan como rodamientos.

El rodillo libre está dotado de movimiento rotatorio libre y su eje descansa sobre un par de platinas que le permiten realizar un desplazamiento vertical con el fin de aplicar la presión necesaria sobre el alambre.

Gracias a la presión ejercida por el rodillo libre se genera una alta fuerza de fricción que hace mover tangencialmente al alambre.

Dado que el movimiento es consecuencia de la fricción es de esperar que las condiciones de desgaste en los rodillos sea crítica, por lo que el acero para esta aplicación debe poseer propiedades tales que resistan la labor.

Cuatro columnas hechas en ángulo servirán de guía al rodillo de movimiento vertical para mantenerle un recorrido rectilíneo y evitar que se descarrile.

En la parte superior del sistema se coloca una tapa hecha en lámina y sujeta con pernos que permite el acceso y la maniobrabilidad de los rodillos.

En esta tapa superior van ubicados, los tornillos de potencia autoasegurantes, que son los encargados de generar la presión necesaria para el arrastre.

## **5.2 ANALISIS CINEMATICO**

El diagrama de las fuerzas involucradas en la situación es el siguiente:

Ver Figura 10.



$F_R$ : fuerza de rozamiento

$F$ : fuerza aplicada

$T$ : tensión del alambre

$$F = \frac{\mu d N}{\sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}$$

$$N = \frac{F_R \sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}{\mu d}$$

por equilibrio del alambre  $F = T$

de los cálculos anteriores se determinó  $T = 44 \text{ .N}$ ;  $F = 44 \text{ N}$ .

$$F_a \cdot r = F \cdot \frac{D}{2}$$

$$F_a = F \cdot \frac{D}{2r}$$

$$F = \mu' \left\{ \frac{T}{\mu' - \frac{\mu d}{\sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}} \right\}$$

$$F_a = \frac{D}{2r} \mu' \left\{ \frac{T}{\mu' - \frac{\mu d}{\sqrt{D^2 - \mu^2 d^2}}} \right\}$$

**Tabla 23. Cálculo de la fuerza de arrastre necesaria.**

Variable	Unidad	Dimensión
T	N	28.9
N	N	145.66
$\mu, \mu'$		0.25
d	Mm	15
D	Mm	70
F	N	36.41
r	Mm	35
$F_a$	N	36.41

La fuerza de arrastre necesaria es de 36.4 N

### 5.3 ANALISIS DE DEFLEXION EJE

Deflexión en Y:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Ecuación de la elástica:

$$EI \frac{d^2 \delta}{dx^2} = \frac{d}{dx} \left[ \frac{F_a \cdot x^2}{2} + F_a \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \left\langle \frac{x-h}{2} \right\rangle + F \left\langle x-h-\frac{l}{2} \right\rangle \right] \quad C1 \quad 24$$

$$EI \delta = \frac{F_a \cdot x^3}{6} - \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \frac{\langle x-h \rangle^3}{6} + \frac{F}{6} \left\langle x-h-\frac{l}{2} \right\rangle^3 + C1 \quad C2 \quad 25$$

Cuando  $x = h$   $\delta = 0$

$$(a) \quad 0 = \frac{F_a h^3}{6} + C1 h + C2$$

Cuando  $x = h + l$ ,  $\delta = 0$

$$(b) 0 = \frac{F_a(h+l)^3}{6} - \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \frac{l^3}{6} + \frac{Fl^3}{48} + Cl(h+l) + C2$$

Igualando (a) en (b):

$$\frac{F_a h^3}{6} + Clh + C2 = \frac{F_a (h+l)^3}{6} - \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \frac{l^3}{6} + \frac{Fl^3}{48} + Clh + Cl + C2$$

$$Cl = \frac{F_a h^3}{6l} - \frac{F_a (h+l)^3}{6l} + \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \cdot \frac{l^2}{6} - \frac{Fl^2}{48}$$

Reemplazando en a:

$$C2 = \frac{F_a h^3}{6} - \left\{ \frac{F_a h^3}{6l} - \frac{F_a (h+l)^3}{6l} + \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \cdot \frac{l^2}{6} - \frac{Fl^2}{48} \right\} \cdot h$$

$$\delta_{maxy} = \frac{64}{\pi d^4 E} \left\{ \frac{F_a \cdot (h + l/2)^3}{6} - \left[ \frac{F}{2} + F_a \left( \frac{l+h}{l} \right) \right] \cdot \frac{l^3}{48} + CI \left( h + \frac{l}{2} \right) + C2 \right\}$$

{K1}

$$\delta_{maxy} = \frac{64}{\pi d^4 E} KI$$

$$\delta_{maxz} = \frac{Nl^3}{48E} \cdot \frac{64}{\pi d^4}$$

$$x = h + l/2$$

$$\delta_{maxz} = \frac{4Nl}{3E\pi d^4}$$

$$x = h + l/2$$

$$\delta_{\max} = \sqrt{\delta_{maxy}^2 + \delta_{maxz}^2}$$

$$\delta_{\max} = \sqrt{\frac{64^2 K I^2}{\pi^2 d^8 E^2} + \frac{16 N^2 l^6}{9 E^2 \pi^2 d^8}} = \frac{4}{\pi d^4 E} \sqrt{2^8 K I^2 + \frac{N^2 l^6}{9}}$$

$$\delta_{\max} = \frac{4}{\pi d^4 E} \sqrt{128 k I^2 + \frac{N^2 l^6}{9}}$$

$$\delta_{\max} \leq \frac{0.83 \times l}{1000}$$

$$\delta_{\max} = \frac{4}{\pi d^4 E} \sqrt{128 k I^2 + \frac{N^2 l^6}{9}} \leq \frac{0.83 \times l}{1000}$$

$$d \geq \left\{ \frac{4000}{0.83 l \pi E} \sqrt{128 k I^2 + \frac{N^2 l^6}{9}} \right\}^{1/4}$$

$$d > 9.73 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo por deflexión es de 9.73 mm

**Tabla 24. Análisis de flexión en el eje del rodillo.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
L	mm	120
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>
D	mm	70
r	mm	35
$\mu'$		0.25
$\mu$		0.25
T	N	28.6
F <sub>a</sub>	N	36.41
F	N	36.41
M	N	145.66
h	mm	30
d	mm	15

## 5.4 ANALISIS FATIGA EJE

Según diseño en Ingeniería Mecánica Shigley J.C. pág. 808

FS : factor de seguridad

kf : concentrador de esfuerzo flector

Ma: momento flector alternante

Se : limite de fatiga

kfs : concentrador de esfuerzo cortante

Ta : torque alternante

Mm : momento flector medio

Sut : resistencia última

Tm : torque medio

$$d = \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi} \left\{ \left[ \left( \frac{kf \cdot Ma}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{kfs \cdot Ta}{Se} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[ \left( \frac{Mm}{Sut} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{Tm}{Sut} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$Se = Ka Kb S'e$$

$$Ka = 1.58(Sut)^{-0.085}$$

$$Kb = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$S'e = 0.504 Sut \quad Sut \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$700 \text{ MPa} \quad Sut > 1400 \text{ MPa}$$

$$Se = 1.58 (Sut)^{-0.085} \cdot \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \cdot 0.504 Sut$$

$$Ma = \sqrt{\left( \frac{F_a \cdot h}{2} - \frac{Fl}{4} \right)^2 + \left( \frac{Ml}{4} \right)^2}$$

$$Ta = 0$$

$$Mm = 0$$

$$Tm = \frac{FD}{2}$$

$$Kf = 2.0$$

**Tabla 25. Cálculo del eje para vida infinita.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
F.S		1.4
F <sub>a</sub>	N	36.41
F	N	36.41
H	Mm	30
L	Mm	120
N	N	145.66
Sut	N/mm	341
D	Mm	70
D	Mm	9.37

El diámetro del eje para vida infinita debe ser mínimo 9.4 mm en acero AISI 1020.

## 5.5. ANALISIS DE LA CHAVETA

a: Largo de la chaveta

b: Ancho

t: Altura de la chaveta

Ver Figura 12.

## 5.5.1 Análisis por cortante.

$$F \cdot \frac{D}{2} = \tau b a \frac{d}{2}$$

$$\tau = \frac{FD}{bad}$$

$$\tau \leq 0.4 S_y$$

$$\frac{FD}{bad} \leq 0.4 S_y$$

$$a \geq \frac{FD}{0.4 S_y b d}$$

**Tabla 26. Cálculo de la chaveta.**

Variable	Unidad	Dimensión
F	N	36.41
D	mm	70
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	220
B	mm	3
D	mm	15
A	mm	0.64

La chaveta, de material AISI 1020 debe tener mínimo una longitud de 0.64 mm para resistir la carga por cortante.

## 5.5.2 Análisis por compresión.

$$F \cdot \frac{D}{2} = \sigma \frac{t}{2} a \frac{d}{2}$$

$$F \cdot D = \frac{\sigma \cdot t \cdot a \cdot d}{2} \rightarrow \sigma = \frac{2FD}{tad}$$

$$\sigma \leq 0.9 S_y$$

$$0.9 S_y \geq \frac{2FD}{tad}$$

$$a \geq \frac{2FD}{0.9 S_y \cdot t \cdot d}$$

$$a < 120 \text{ mm}$$

**Tabla 27. Cálculo de la chaveta por compresión**

Variable	Unidad	Dimensión
F	N	36.41
D	mm	70
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	220
A	mm	0.57
T	mm	3
D	mm	15

La chaveta, de material AISI 1020 debe tener mínimo una longitud de 0.57 mm para resistir la carga por compresión.

## 5.6 ANALISIS POR CONTACTO EN LOS RODILLOS DE ARRASTRE

Ver Figura 13.

e: Diámetro del alambre.

Según Faires Diseño de elementos de Máquina (pág. 47), el esfuerzo de contacto ( $\sigma_c$ ) es:

$$\sigma_c = \left\{ \frac{2\sqrt{N^2 + F^2} \left( \frac{1}{D} + \frac{1}{d} \right)}{\pi l [(1 - \mu_1) / E1 + (1 - \mu_2) / E2]} \right\}^{1/2}$$



Según Shigley. Diseño en Ingeniería Mecánica (pág. 357). El límite de fatiga en la superficie, para el caso de aceros en  $10^8$  ciclos:

$$S_c = 2.76 H_B - 70 \text{ Mpa}$$

**Tabla 28. Cálculo del esfuerzo de contacto en los rodillos de arrastre.**

Variable	Unidad	Dimensión
N	N	145.66
F	N	36.41
D	Mm	70
l	Mm	4
$\mu_1$		0.292
E1	N/mm <sup>2</sup>	$207 \times 10^3$
$\mu_2$		0.292
E2	N/mm <sup>2</sup>	$207 \times 10^3$
H <sub>B</sub>		401
$\sigma_c$	N/mm <sup>2</sup>	961
S <sub>c</sub>	N/mm <sup>2</sup>	1036

Como el esfuerzo de contacto es menor que la resistencia, se puede utilizar rodillos de

acero AISI 1030 Q & T a 315 °C en aceite y diámetro exterior de 70 mm.

## 5.7 ALABEO DE LA LAMINA DE SOPORTE ESTRUCTURAL

Debido a la presión necesaria para el arrastre, se desarrolla una fuerza de compresión sobre los soportes estructurales que inciden en el alabeo e inestabilidad de los elementos.

Según la ecuación de alabeo para una placa simplemente apoyada de libro Teoría de la Estabilidad Elástica de Timoshenko (pág. 355).

Ver Figura 14.

t : espesor de la lámina

d: diámetro del eje

a : altura efectiva

$$\sigma_{CR} = \left( \frac{a}{d} + \frac{d}{a} \right)^2 \frac{\pi E t^2}{12(1 - \mu^2) d^2}$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{\left[\frac{F}{2} + F_a \left(\frac{l+h}{l}\right)\right]^2 + \frac{N^2}{4}}}{td}$$

$$F.S.\sigma \leq \sigma_{CR3}$$

$$F.S. \frac{\sqrt{\left[\frac{F}{2} + F_a \left(\frac{l+h}{l}\right)\right]^2 + \frac{N^2}{4}}}{td} \leq \left(\frac{a}{d} + \frac{d}{a}\right)^2 \frac{\pi E t^2}{12(1-\mu^2)d^2}$$

Despejando

$$t \geq \left\{ \frac{F.S. \sqrt{\left[\frac{F}{2} + F_a \left(\frac{l+h}{l}\right)\right]^2 + \frac{N^2}{4}} a^2 d^3 \cdot 12 \cdot (1-\mu^2)}{(a^2 + d^2)^2 \pi^2 E} \right\}^{1/3}$$



**Tabla 29. Alabeo de la lámina soporte de los rodillos.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
F.S		2.5
F	N	36.41
F <sub>a</sub>	N	36.41
l	mm	120
h	mm	30
N	N	145.66
a	mm	60
d	mm	15
μ		0.292
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>
t	mm	0.1

El espesor mínimo que se requiere en la lámina de acero estructural es de 0.1 mm para evitar el alabeo.

## 5.8 ANALISIS DE LA PLACA COMO COLUMNA

Ver Figura 15.

$$\frac{Pcr}{A} = \frac{\pi E}{(a/k)}$$

$$I = AK^2 = t \cdot d \cdot K^2$$

$$I = \frac{dt^3}{12} = t \cdot d \cdot K^2$$

$$\frac{t^2}{12} = K^2 \rightarrow K = \frac{t}{2\sqrt{3}}$$

$$\frac{Pcr}{A} = S_y - \left( \frac{S_y l}{2\pi K} \right) \frac{2 \times l}{CE} = S_y - \left( \frac{S_y \cdot a}{2\pi \frac{t}{2\sqrt{3}}} \right)^2 \cdot \frac{l}{CE}$$

$$\frac{Pcr}{A} = S_y - \left( \frac{\sqrt{3} \cdot S_y \cdot a}{\pi t} \right)^2 \frac{l}{CE} \rightarrow Pcr = t \times d \left( S_y - \left( \frac{\sqrt{3} S_y a}{\pi \cdot t} \right)^2 \cdot \frac{l}{CE} \right)$$

$$\left( \frac{l}{K} \right) = \left( \frac{2\pi^2 CE}{S_y} \right)^{1/2} \quad \left( \frac{l}{K} \right) = \frac{2\sqrt{3} a}{t}$$



**Tabla 30. Pandeo de la lámina soporte de los rodillos.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
C		1
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	220
a	mm	60
t	mm	5
(l/k) <sub>1</sub>		136.3
(l/k)		41.6
Per	N	15967
N	N	145.66
d	mm	15

El espesor mínimo que se requiere para evitar el pandeo en la lámina de acero estructural es 5 mm.

## 5.9 TORNILLOS DE POTENCIA

Los tornillos deben soportar la carga de compresión generado por la presión sobre el alambre, y adicionalmente deben cumplir con la condición de autoaseguramiento para que no se devuelvan una vez se deja de aplicar el torque de apriete.

### 5.9.1 Cinemática.

$$T = \frac{N dm}{2} \left( \frac{l + \pi \mu dm \sec \alpha}{\lambda dm - \mu l \sec \alpha} \right) 41$$

N/2: Carga aplicada

dm: Diámetro medio del tornillo

$\mu$ : Coeficiente rozam. tornillo - tuerca

$\delta$ : Angulo rosca

l: Avance

$\mu_c$ : Coeficiente rozam. tornillo - tuerca - collarín

dc: Diámetro collarín

T: Torque aplicado

$\lambda$ : Angulo avance

Para obtener la condición de autoaseguramiento:

$$\pi \mu \text{ dm sec } \alpha > 1$$

**Tabla 31. Cálculo de la longitud del tornillo.**

Variable	Unidad	Dimensión
$\mu$		0.125
Dm	mm	0.026
$\pi \mu \text{ dm sec } \alpha$	mm	3.54
L	mm	1.5

La rosca M 10 x 1.5, en material Gr 5, cumple la condición de autoaseguramiento.

### 5.9.2 Esfuerzo por compresión.

$$\sigma_c = \frac{4N}{2\pi dm^2} = \frac{2N}{\pi dm^2} \quad \sigma_c \leq 0.9 S_y$$

$$\frac{2N}{\pi dm^2} \leq 0.9 S_y$$

$$dm \geq \left( \frac{2N}{0.9 \pi S_y} \right)^{1/2} 42$$

Variable	Unidad	Dimensión
N	N	145.66
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	660
dm	mm	0.4

**Tabla 32. Cálculo del diámetro mínimo del tornillo.**

El diámetro mínimo del tornillo Gr 5, para poder soportar la carga de compresión es de 0.4 mm.

5.9.3 Esfuerzo por torsión. Al apretar el tornillo se somete a un torque que genera esfuerzos cortantes, los cuales se calculan de la siguiente manera:

$\tau$ : Esfuerzo cortante máximo

T: Torque aplicado

S<sub>y</sub>: Resistencia a la fluencia

$$\tau = \frac{Tdm}{2J}$$

$$\tau = \frac{\pi d m^4}{32}$$

$$\tau = \frac{T d m}{2} \cdot \frac{32}{\pi d m^4}$$

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d m^3}$$

$$\tau \leq 0.4 S_y$$

$$\frac{16 T}{\pi d m^3} \leq 0.4 S_y$$

$$d' m \geq \left\{ \frac{16 T}{\pi (0.4 S_y)} \right\}^{1/3}$$

$$T = \frac{N \times d m}{2} \left( \frac{l + \pi \mu d m \operatorname{Sec} \alpha}{\pi d m - \mu l \operatorname{Sec} \alpha} \right)$$

**Tabla 33. Cálculo del esfuerzo de corte de los tornillos de potencia.**

Variable	Unidad	Dimensión
N	N	145.66
dm	mm	10
l	mm	1.5
$\mu$		0.125
$\alpha$		30
$S_y$	N/mm <sup>2</sup>	660
dm'	mm	1.4

El tornillo Gr 5 deberá tener mínimo un diámetro de 1.4 mm para resistir el torque al que se somete.

#### 5.9.4 Análisis por estabilidad elástica.

K: Radio de giro

Condiciones de extremo: Empotrado - libre  $C = 0.25$

E: Módulo elasticidad del tornillo

$S_y$ : Resistencia a la fluencia del tornillo

$$\left(\frac{h}{K}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 x C x E}{S_y}\right)^{1/2}$$

$$\frac{\pi dm^4}{64} = \frac{\pi dm^2}{4} \times K^2$$

$$K^2 = \frac{dm^2}{16}$$

$$K = \frac{dm}{4}$$

$$\frac{h}{K} = \frac{4h}{dm} \quad (h/k)_1 = 78.68$$

$$(h/k) = 22.15$$

$$h/k > (h/k)_1 \rightarrow Pcr = \frac{C \times \pi^2 \times E}{h} \times \frac{\pi dm}{64}$$

$$\frac{h}{k} = \frac{4h}{dm} \leq (h/k)_1 \rightarrow Pcr = \frac{\pi dm^2}{4} \left\{ S_y - \left( \frac{S_y}{2\pi} \cdot \frac{4h}{dm} \right)^2 \times \frac{1}{C.E} \right\}$$

**Tabla 34. Cálculo de la carga crítica.**

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Dimensión</b>
h	mm	50
dm	mm	9.026
C		1
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	660
P <sub>cr</sub>	N	40555
N	N	145.66

(P<sub>cr</sub> >= N/2)

Como la carga crítica es mayor que la aplicada, no existe el riesgo de una inestabilidad elástica en el soporte.

## 5.10 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE ARRASTRE

**Tabla 35. Características del sistema.**

Elemento	Cant.	Material	Dimensiones	Observaciones
Rodillo de arrastre	2	AISI 1030	diámetro ext. = 70 mm diámetro int. = 15 mm largo = 116 mm peso = 3.3 Kg	Q & T a 315 °C en aceite veloc. lin. = 78.4 mm/seg veloc. ang 2.3 rad/seg = 22 rpm potencia req. = 7.85 N m/seg = (0.004 hp)
Eje	2	AISI 1020	diámetro = 15 mm largo = 145 mm peso = 0.2 Kg	
Lámina móvil	2	Acero estructural ASTM A-36 de 12 mm de espesor	alto = 50 mm largo = 105 mm espesor = 12 mm peso = 0.5 Kg	Los bordes deben quedar bien pulidos y a escuadra para evitar rozamiento y trabas
Lámina fija	2	Acero estructural ASTM A-36 de 12 mm de espesor	alto = 75 mm largo = 105 mm espesor = 12 mm peso = 0.7 Kg	
Chaveta	1	Acero AISI 1020	alto = 3 mm ancho = 3 mm largo = 116 mm espesor = 12 mm peso = 0.008 Kg	
Alerones	2	Acero estructural ASTM A-36 de 12 mm de espesor	ancho = 40 mm largo = 175 mm espesor = 12 mm peso = 0.7 Kg	
Pie amigo de alerones	4	Acero estructural ASTM A-36 de 12 mm de	ancho = 40 mm alto = 40 mm espesor = 12 mm peso = 0.07 Kg	

		espesor	
Tapa	1	Lámina ASTM A-36 12 mm espesor	ancho = 194 mm largo = 174 mm espesor = 12 mm peso = 3.2 Kg
Tornillo de potencia	2	Acero Gr 5	diámetro = 10 mm largo = 62 mm
Tornillo de sujeción	4	Acero Gr 5	diámetro = 10 mm largo = 30 mm
Columnas guías	4	Angulo 40x40x4	long. equiv = 700 peso = 1.6 Kg

---

## **6 SISTEMA DE CORTE DE ALAMBRE**

### **6.1 GENERALIDADES**

La operación del corte del alambre se realiza por el desplazamiento paralelo de una cuchilla sobre otra. El corte, realizado en frío, consiste en separar el alambre en dos partes limpias, sin que se produzcan rebabas: Las cuchillas de las tijeras están puestas de modo que sus planos inclinados constituyan los filos del corte.

El alambre se corta gracias a la fuerza concentrada en la arista de la cuchilla, la cual rebasa los límites de la carga última o de ruptura.

Esta carga es proporcionada por la fuerza de empuje de un cilindro neumático que acciona verticalmente una cuchilla que corre sobre un portacuchilla, a lo largo de un juego de rieles guías.

El proceso se desarrolla gracias a la alimentación del alambre. Una vez se haya alimentado a la guillotina con la longitud adecuada de alambre, lo cual es determinado por un sensor inductivo; se detiene la alimentación y se acciona la guillotina.

El filo de la cuchilla corta el alambre. Este cae por gravedad y es guiado por una tolva hasta la matriz de conformado.

## 6.2 ANALISIS DE FUERZA PARA EL CORTE

Ver Figura 16.

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$S_{su} = \frac{4F}{\pi d^2} \rightarrow S_{su} = 0.577 S_u$$

$$F = \frac{\pi d \times S_u}{4} \times F.C \times 0.577$$



**Tabla 36. Fuerza de corte del alambre.**

Variable	Unidad	Dimensión
d	mm	4
S <sub>u</sub>	N/mm <sup>2</sup>	341
F.C		1.5
F	N	3710

La fuerza necesaria para realizar el corte es de 3710 Newton.

### 6.3 CARGA POR FATIGA Y ESTADO DE ESFUERZO PARA LOS TORNILLOS DE AGARRE DE LAS CUCHILLAS

Ver Figura 17

$$\text{Esfuerzos Repetidos } \sigma_a (\tau_a) = \sigma_m (\tau_m) = \frac{\sigma}{2} (\tau)$$

$$S_e = K_a K_b K_c S_e'$$

$$S_e' = 0.54 S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa ;}$$

$$= 700 \text{ MPa si } S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$$

$$K_a = 1.58 S_{ut}^{-0.085}$$

$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{para flexión} \\ 0.577 & \text{para cortante} \end{cases}$$

De acuerdo al criterio de Soderberg para fatiga (diseño en ingeniería mecánica, Shigley pág. 337).

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{F.S}$$

En este caso:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2}$$



$$\frac{\sigma}{S_e} + \frac{\sigma}{S_y} = \frac{2}{F.S} \left( \frac{\tau}{SS_e} + \frac{\tau}{SS_y} = \frac{2}{F.S} \right)$$

En flexión:

$$\sigma = \frac{M\phi}{2I} \quad \text{donde } M = 2 \cdot R \cdot t$$

$$I = \frac{\pi\phi^4}{64}$$

$$I = \frac{2Rt\phi}{\pi\phi^4} = \frac{64}{\pi\phi^4}$$

$$\sigma = \frac{64Rt}{\pi\phi^3}$$

$$\frac{64 R t}{\pi \phi^3} \left[ \frac{l}{K_a K_b S'_e} + \frac{l}{S_y} \right] = \frac{2}{F.S}$$

$$\phi = \left\{ \frac{64 R t \cdot F.S}{2\pi N} \cdot \left[ \frac{l}{K_a K_b S'_e} + \frac{l}{S_y} \right] \right\}^{1/3}$$

**Tabla 37. Cálculo de fatiga por flexión**

Variable	Unidad	Dimensión	Descripción
R	N	3710	Carga total
T	mm	12	Espesor del soporte de la cuchilla
F.S		1.5	Factor de seguridad
Ka		0.87	Factor de superficie
Kb		0.99	Factor de tamaño
Se'	N/mm <sup>2</sup>	418	Límite de fatiga
Sy	N/mm <sup>2</sup>	940	Resistencia a la fluencia del material del pasador
Ø		8	Diámetro del tornillo
Sut	N/mm <sup>2</sup>	1040	Resistencia última del pasador
N	1	4	Número de tornillos

Por fatiga a flexión se necesitan 4 tornillos Gr 8 de 8 mm de diámetro.

Por cortante

$$\tau = \frac{2R}{\pi\phi^{2/4}} = \frac{8R}{\pi\phi^2}$$

$$\frac{8R}{\pi\phi^2} \left[ \frac{1}{K_a K_b K_c S'e} + \frac{1}{SS_y} \right] = \frac{2}{F.S}$$

$$\phi = \left\{ \frac{4R \cdot F.S}{\pi N} \cdot \left[ \frac{1}{K_a K_b K_c S'e} + \frac{1}{SS_y} \right] \right\}^{1/2}$$

**Tabla 38. Cálculo de fatiga por cortante.**

Variable	Unidad	Dimensión	Descripción
R	N	3710	Carga total
F.S		1.5	Factor de seguridad
Ka		0.87	Factor de superficie
Kb		0.99	Factor de tamaño
Kc		0.577	Factor de carga
Se'	N/mm <sup>2</sup>	418	Límite de fatiga
SS <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	470	Resistencia cortante de fluencia
Ø	mm	3.2	Diámetro del tornillo
N		4	Límites

Por fatiga cortante se necesitan 4 tornillos Gr 8 de 32 mm de diametro

#### 6.4 ANALISIS DE LAS CUCHILLAS

Ver Figura 18.

El material para las cuchillas es un acero para trabajo en frío AISI 02 cuya característica principal es la conservación del filo y su aplicación está en matrices y cuchillas de corte para chapas metálicas hasta de 6 mm de espesor.

Se analiza la cuchilla como una columna con carga excéntrica según Shigley, Diseño de Ingeniería Mecánica (pág. 140).

$$\frac{R}{A} = \frac{s_y}{1 + \left(\frac{t_l^2}{4} | K^2\right) \text{Sec} \left[ \left(\frac{hI}{2K}\right) \sqrt{\frac{R}{AE}} \right]}$$



$$A = dtl$$

$$I = K^2 A \rightarrow \frac{dtl^3}{12} = K^2 \cdot dtl$$

$$K^2 = \frac{tl^2}{12} \rightarrow K = \frac{tl}{2\sqrt{3}}$$

$$\frac{R}{dt} I = \frac{S_y}{1 + \left( \frac{t_1^2 \times 12}{4t^{12}} \right) \text{Sec} \left[ \left( \frac{hl}{2\sqrt{3}} \right) \sqrt{\frac{R}{dt1E}} \right]}$$

$$F.S \frac{R}{dt} I = \frac{S_y}{1 + 3 \text{sec} \left( \frac{\sqrt{3} hl}{t} I \cdot \sqrt{\frac{R}{dt1E}} \right)}$$

**Tabla 39. Cálculo del espesor de la cuchilla.**

Variable	Unidad	Dimensión	Descripción
R	N	3710	Carga
D	Mm	4	Diámetro del alambre
S <sub>y</sub>	N/mm <sup>2</sup>	1795	Resistencia fluencia de la cuchilla
h1	mm	25	Altura de la cuchilla
t1	mm	8	Espesor de la cuchilla
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>	Elasticidad
F.S		3.84	Factor de seguridad

Los soportes de las cuchillas se analizan de igual manera

$$F.S \frac{R}{2 \phi t^2} = \frac{S_y'}{1 + 3 \text{Sec} \left( \frac{\sqrt{3} h_2}{t} 2 \cdot \sqrt{\frac{R}{2 \phi t^2 E}} \right)}$$

**Tabla 40. Cálculo del espesor del soporte**

Variable	Unidad	Dimensión	Descripción
R	N	3710	Carga
Ø	mm	8	Diámetro de los tornillos de sujeción
S <sub>y</sub> '	N/mm <sup>2</sup>	220	Resistencia fluencia del soporte de la cuchilla
h <sub>2</sub>	mm	56	Altura del soporte de la cuchilla
T <sub>2</sub> (t)	mm	12	Espesor del soporte de la cuchilla
E	N/mm <sup>2</sup>	207x10 <sup>3</sup>	Elasticidad
F.S		2.83	Factor de seguridad

## 6.5 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CORTE

**Tabla 41. Elementos del sistema de corte**

□Elemento	Cant.	Material	Dimensiones	Observaciones
Cuchilla fija	1	AISI 02	ancho = 174 mm alto = 46 mm espesor = 8 mm	
Cuchilla móvil	1	AISI 02	ancho = 245 mm alto = 46 mm espesor = 8 mm	
Soprte fijo	1	Lámina acero estructural de 12 mm	ancho = 174 mm alto = 78 mm espesor = 12 mm peso = 1.3 Kg	
Soporte móvil	1	Lámina acero estructural de 12 mm	ancho = 245 mm alto = 78 mm espesor = 12 mm peso = 1.8 Kg	
Tornillo cabeza avellanada	8	Gr 8	diámetro = 8 mm largo = 20 mm	
Tornillo	4	Gr 5	diámetro = 10 mm largo = 25 mm	
Tornillo	6	Gr 5	diámetro = 6 mm	

			largo = 16 mm
Tapa	1	Lámina acero estructural de 12 mm	largo = 349 mm ancho = 112 mm espesor = 12 mm peso = 3.7 Kg
Guías	2	Lámina acero estructural de 12 mm	alto = 187 mm long. equiv = 160 mm espesor = 12 mm peso = 2.8 Kg
Angulos	2	Angulo 40x40x4	long. equiv = 431 mm peso = 1.0 Kg

---

## **7 SISTEMA DE CONFORMADO**

### **7.1 GENERALIDADES**

Después de realizarse el corte del alambre, éste está sujeto por un pisador que sujeta la tira contra la matriz.

Estando la tira apisonada, se accionan los punzones oscilantes que flexionan el alambre contra la matriz dándole la forma deseada. Al abrirse nuevamente los punzones, el pisador deja libre el asa conformada y cae por gravedad en una bandeja y luego son recogidos por el operario.

### **7.2 ANALISIS CINEMATICO**

Se analiza la flexión del alambre de la siguiente manera:

Ver Figura 19



Figura 20.

$$M_p = F x \left( \frac{l - B}{2} \right)$$

Considerando el alambre como un material elastoplástico y considerando la ecuación 10-11 del libro de Materiales de Timoshenko y la figura 10-8 (pág. 558 y 561).

$$f = \frac{M_p}{M_y} = 1.7$$

$$M_y = \frac{S_y \times I}{c} = S_y \times \frac{\pi d^4}{64} \times \frac{2}{d}$$

$$M_y = \frac{\pi d^3 S_y}{32}$$

$$M_p = 1.7 M_y$$

$$M_p = 1.7 \times \frac{\pi d^3 S_y}{32}$$

$$\frac{1.7 \pi d^3 S_y}{32} = \frac{F}{2} (1 - B)$$

$$\frac{1 \pi d^3 S_y}{16} = F (1 - B)$$

$$F = \frac{1.7 \pi d^3 S_y}{16(1 - B)}$$

d: Diámetro del alambre

S<sub>y</sub>: Resistencia de fluencia del alambre

**Tabla 42. Cálculo de la fuerza de sujeción.**

Variable	Unidad	Dimensión
d	mm	4
S <sub>y</sub>	N/mm	220
l	mm	235
B	mm	102
F	N	35

7.2.1 Por descomposición de fuerza.

$$(T \cos \alpha_1)(\overline{OB_1} \cos h_1 - \overline{OB_1} \sin h_1)$$

$$= F \cos \beta_1 \times \overline{OA_1}$$

$$(T \cos \alpha_1) \overline{OB_1} (\sin \alpha_1 \cos h_1 - \cos \alpha_1 \sin h_1)$$

$$= F \cos \beta_1 \overline{OA_1}$$

$$T = F \times \frac{\cos \beta_1}{\cos \alpha_1} \times \frac{\overline{OA_1}}{\overline{OB_1}} \times \frac{1}{\sin \alpha_1 \cos h_1 - \cos \alpha_1 \sin h_1}$$

Reemplazando el valor de F:

$$T = \frac{2 \times 1.7 \pi d^3 S_y}{16(1-B)} \cdot \frac{\cos \beta_1}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{\overline{OA_1}}{\overline{OB_1}} \cdot \frac{1}{\sin(\alpha_1 - h_1)}$$

Condiciones

$$\alpha_1 > \theta$$

$$\alpha_1 > \theta_1$$

Tabla 43. Cálculo del torque.

Variable	Unidad	Dimensión
F	N	35
$\beta_1$		26
$\alpha_1$		20
OA1	mm	99
OB1	mm	75
h1		-17
FC		2
T	N	296

$$M_p = F \times \left( \frac{l - B - e}{2} \right)$$

$$\frac{1.7 \pi d^3 S_y}{32} = \frac{F}{2} (l - B - e)$$

$$F = \frac{1.7 \pi d^3 S_y}{16(l - B - e)}$$

$$(T \cos \alpha_2) (\sin \alpha_2 \times \overline{OB_2} \cos h_2 + \cos \alpha_2 \times \overline{OB_2} \sin h_2)$$

$$= F \times \sin (\beta_2 - \gamma \times \overline{OA_2})$$

$$T = F \times \frac{\sin(\beta_2 - \gamma)}{\cos \alpha_2} \times \frac{\overline{OA_2}}{\overline{OB_1}} \times \frac{1}{\sin \alpha_2 \cos h_2 + \cos \alpha_2 \sin h_2}$$

**Tabla 44. Cálculo del material.**

Variable	Unidad	Dimensión
$\beta_2$		103
$\gamma$		30
$\alpha_2$		58
$\theta_2$		94
T	N	32

El material utilizado en la matriz y punzón es acero para trabajo en frío AISI 02 de 25 mm de espesor.

## 8 DISEÑO NEUMÁTICO Y DE CONTROL

### 8.1 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

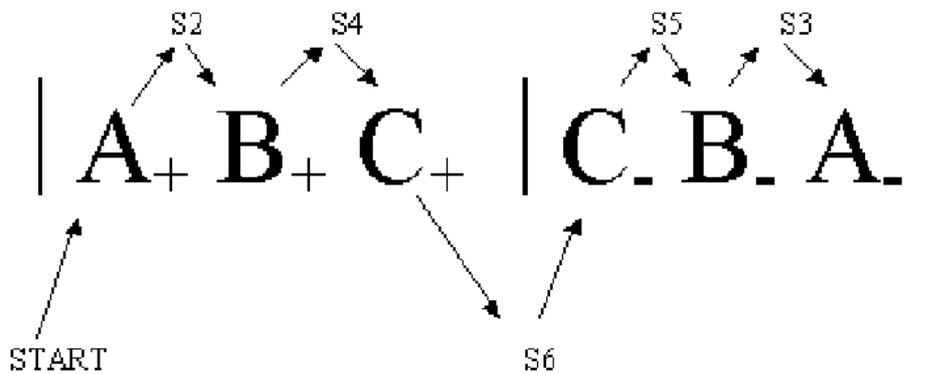
Ver diagrama Fase, Esquema Neumático y Circuito neumático de Control.

El circuito neumático a utilizar es sistema en cascada, en donde en la gráfica podemos observar como es su funcionamiento. Ver figura 21.

Diagrama de fases:

FASES	Cilindro A	Cilindro B	Cilindro C
1	Sujeta	-	-
2	-	Corta	-
3	-	-	Dobla
4	-	-	Regresa
5	-	Regresa	-
6	Regresa	-	-

Secuencia:



## 8.2 SELECCION DE LOS CILINDROS Y ELEMENTOS

La selección de los cilindros se da de acuerdo a los diagramas.

**Tabla 45. Característica de los cilindros.**

<b>Cilindro</b>	<b>Fuerza Necesaria</b>	<b>Ø Embolo</b>	<b>Carrera</b>	<b>Ø Min Vástago</b>	<b>Consumo L/Carrera</b>
1	35	20	50	3	0.10
2	3710	95	40	14	20.000
3	450	35	160	8	0.96

Se trabaja con una presión media de 6 Bar.

**Tabla 46. Tipos de cilindros.**

<b>Elemento</b>	<b>Tipo</b>	<b>Características</b>
Cilindro 1	DNU-A	Carrera = 50 mm, Ø embolo = 32 mm, fuerza a 6Bar = 462N, conexiones = G1/8, Rosca vástaga = M10x1.25
Cilindro 2	DNU-A	Carrera = 40 mm, Ø embolo = 100 mm, fuerza a 6Bar = 4469N, conexiones = G1/2, Rosca vástaga = M20x1.5
Cilindro 3	DNU-A	Carrera = 160 mm, Ø embolo = 40 mm, fuerza a 6Bar = 715N, conexiones = G1/4, Rosca vástaga = M12x1.25

### 8.3 MATERIALES NEUMATICOS

**Tabla 47. Materiales neumáticos.**

Cantidad	Referencia	Descripción
1	DNU-A-100-40	Cilindro doble efecto para detención sin contacto,  ø embolo = 100 mm, carrera = 40 mm
1	DNU-A-32-50	Cilindro doble efecto para detención sin contacto,  ø embolo = 32 mm, carrera = 50 mm
2	DNU-A-40-160	Cilindro doble efecto para detención sin contacto,  ø embolo = 40 mm, carrera = 160 mm
1	GI 47	Horquilla SG - M20x 1.5
1	GI 44	Horquilla SG - M12x 1.25
2	GI 45	Horquilla SG - M12x 1.25
4		Válvulas memorias 4/2
6	2201MCH-4-1/4	válvulas 3/2 vías acoplamiento G 1/4,  tiempo respuesta = 16/23 seg,

## **9 MANTENIMIENTO**

El mantenimiento efectuado por especialistas de los equipos y elementos neumáticos, no debe quedar limitado a las reparaciones necesarias, sino que en primer lugar ha de servir para una conservación preventiva con el fin de impedir el mayor número posible de accidentes, elevar la duración en servicio de los aparatos y garantizarla dentro de las modalidades. Un mantenimiento sistemático ahorra gastos innecesarios, que pueden producirse por pérdidas de aire, reparaciones y tiempos de parada.

### **9.1 RED DE DISTRIBUCION**

La estanqueidad en la red de distribución, constituye un punto particularmente delicado; en este aspecto deberá procederse a una revisión general anual como mínimo y mejor aún si se hace esta revisión de dos a cuatro veces al año.

Para realizar esta revisión se bloquean todas las líneas de los consumidores, la instalación se carga con la presión de trabajo y se procede a determinar cuantitativamente las pérdidas por

fugas, de acuerdo con la disminución de la presión en el acumulador, en un tiempo prefijado (lo ideal es durante la noche).

Si una vez realizada la evaluación cuantitativa, se determina que la pérdida por los puntos es mayor al 10% del aire comprimido generado; se hace imprescindible localizar los puntos, operación que puede realizarse pintando con agua jabonosa las uniones atornilladas, las soldaduras y los puntos de empalme.

Las llaves de paso con volante manual, constituyen también un gran peligro de pérdida de aire.

Los puntos de acumulación de condensado en la red necesitan un vaciado periódico, en este caso, los purgadores automáticos de condensado pueden simplificar bastante el mantenimiento. En los purgadores debe comprobarse su funcionamiento una vez por semana como mínimo, en especial ha de comprobarse la válvula de flotador, puesto que las partículas de óxido grandes, podrán adherirse a la válvula perjudicando la abertura o cierre de la misma.

## **9.2 CILINDROS**

Todo elemento móvil tiene partes de desgaste que deben ser atendidas. Normalmente, el cilindro necesita ser abierto periódicamente y sus desperfectos se hacen perceptibles porque no entrega toda la potencia y también por el ruido del aire que escapa por la guía del vástago.

En un cilindro de doble efecto existen varias piezas sometidas a desgaste, precisando una atención especial de los retenedores y rascadores. La junta del retenedor cierra herméticamente el espacio el cilindro y el vástago. La junta del rascador retiene la suciedad adherida al vástago. Los desperfectos en estas juntas conducen al ensuciamiento del interior y a pérdidas por fugas. La causa más frecuente de este desperfecto es una fuerza tangencial producida por un montaje inadecuado del cilindro.

Las alimentaciones de aire y con ellas las uniones atornilladas en los cilindros, han de comprobarse periódicamente.

### **9.3 VALVULAS**

La suciedad del aire comprimido procedente de partículas de oxidación, cascarillas de soldadura u otras impurezas deben ser separadas por la unidad de mantenimiento, ya que estas partículas pueden producir fallos o sobrecargas en la cámara de válvulas.

## 9.4 PLAN DE MANTENIMIENTO

### 9.4.1 Mantenimiento Diario.

- Vaciar el condensado de los filtros
- Controlar nivel de aceite en los engrasadores

### 9.4.2 Mantenimiento Semanal.

- Limpiar y verificar los emisores de señal
- Comprobar porosidad de las mangueras
- Investigar la presencia de dobleces en las mangueras plásticas
- Verificar asiento y estanqueidad de los empalmes.
- Comprobar funcionamiento del engrasador

### 9.4.3 Mantenimiento Mensual.

- Comprobar fuga.
- Apretar uniones.
- Analizar las pérdidas, por fuga de las válvulas.
- Lavar los filtros con agua jabonosa(no con productos disolventes) y soplar en sentido contrario a la circulación.
- Verificar tomas de las tuberías de los cilindros.

#### 9.4.4 Mantenimiento Semestral.

- Comprobar el desgaste de las guías del vástago, en caso de ser necesario reemplazar los casquillos y unas juntas rascadoras y obturadoras.
- Comprobar la potencia, aire perdido por fugas y funcionamiento mecánico.

## **10 SELECCION DEL GRUPO MOTRIZ**

### **10.1 GENERALIDADES**

Los rodillos de arrastre deben ser impulsados con un sistema que le dote de movimiento rotativo a una velocidad tal que cumpla con los tiempos estimados de alimentación.

Para brindar la potencia requerida se hace uso de un elemento motorreductor, constituido por un motor eléctrico de corriente alterna, acoplado directamente a un reductor de velocidades, que disminuye la velocidad de salida en el eje.

Adicionalmente se requiere de un mecanismo de acople entre el motorreductor y el eje del rodillo de arrastre, por lo que se utiliza correas que adicionalmente, permiten una reducción extra de la velocidad.

## **10.2 REQUERIMIENTOS DE POTENCIA Y VELOCIDAD**

Para alimentar 235 mm de alambre en 3 segundos, se necesita de una velocidad lineal de 78.4 mm/seg, que para un rodillo de 70 mm de diámetro exterior representa una velocidad angular, mínima de 2.3 rad/seg, lo que equivale a 22 rpm, que es la velocidad mínima requerida.

Con la velocidad lineal de 78.4 mm/seg y conociendo que se necesita de una fuerza de arrastre de 36,4 N se requiere de una potencia mínima de 2.9 Nm/seg (0,003 Kw o 0,004 Hp).

## **10.3 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR**

Se selecciona un moto reductor referencia NMRV 040 130 0,25 Kw de potencia 0,25 Kw (0,3 Hp) con una velocidad de entrada de 1700 rpm y reductor tipo sinfín corona, con relación 1:30 y con velocidad de salida de 58 rpm.

## **10.4 SELECCION DE CORREAS Y POLEAS**

Se escogen correas y poleas tipo B de 21/32 x 13/32 con lo cual se puede transmitir una potencia de 0,07 Kw, con la polea menor de 13 mm y la mayor de 30 mm, para una relación real de 1:2,3.

## 11 PRESUPUESTO DE FABRICACION

### 11.1 MATERIALES

Cant.	Unid.	Descripción	Vr. Unit.	Vr. Total
1	Un	Moto reductor 0,25 Kw rpm salida = 58	404.000	404.000
7	Mt	Angulo 40 x 4	2.200	15.400
112	Kg	Lámina ASTM A-36 12 mm de espesor	635	71.120
5	Un	Poleas en acero AISI 1030 de tamaño 70 x 10 x 42	20.000	100.000
0,3	Mt	Barra acero AISI 1020 tamaño ø 35 x 275 mm	15.600	1.680

2	Un	Cuchillas	35.000	70.000
0,2	Mt	Rodillos AISI 1045 tamaño ø 70 x 15 x 116	62.700	12.540
0,2	Kg	Barra acero AISI 1020 Ø 15 X 105	2.800	560
0,5	Un	Lámina AISI 02 de 25 mm de espesor	130.000	65.000
5	Un	Tornillo completo Gr 5, 10 x 60	263	1.315
2	Un	Tornillo completo Gr 5, 8 x 40	120	240
2	Un	Tornillo completo Gr 5, 10 x 70	302	604
4	Un	Tornillo completo Gr 5, 10 x 25	160	640
6	Un	Tornillo completo Gr 5, 6 x 15	48	288
4	Un	Tornillo completo Gr 5, 10 x 30	170	680
8	Un	Tornillo cabeza avellanada 8 x 20	120	960

1	Un	Cilindro DNU-A 100 x 40	797.807	797.807
1	Un	Cilindro DNU-A 32 x 50	399.825	399.825
2	Un	Cilindro DNU-A 40 x 160	393.208	786.416
4	Un	Electroválvula 4/2	246.070	984.280
4	Un	Válvula control flujo	30.701	122.804
16	Un	Racores	8.785	140.560
6	Un	Relé	5.800	34.800
5	Mt	Cable No. 16	260	1.300
			SUBTOTAL MATERIALES	4'012.819
			I.V.A.	601.923
				-----
			TOTAL MATERIALES	4'614.742

## 11.2 MANO DE OBRA

Cant.	Unid.	Descripción	Vr. Unit.	Vr. Total
1	Un	Rolado tambor	16.500	16.500
1	Un	Metalista	65.000	65.000
1	Un	Electricista	20.000	20.000
		SUBTOTAL MANO DE OBRA		101.500
		I.V.A.		15.225
				-----
		TOTAL MANO DE OBRA		116.725

## 11.3 TOTAL

Total materiales	4'614.742
Total mano de obra	116.725
Imprevistos (10%)	473.147
	-----
Total	5'204.614

## **12 EVALUACION ECONOMICA DEL PROYECTO**

Para la evaluación económica se determina el costo de la operación de realización de las asas en forma manual, estos cálculos, son basados en el salario devengado por los trabajadores que hacen la operación de conformado de las asas.

Esto se compara con el valor del costo de la operación realizada con la ayuda del sistema, después se analizará el ahorro por costo de producción en un año.

Para efectuar los cálculos es necesario cuantificar las inversiones, los gastos operativos y la disminución en los costos operacionales que representa la fabricación de las asas con ayuda del sistema.

Actualmente se cuenta con dos trabajadores para la conformación de las asas en forma manual, implementando el sistema se eliminaría un operario, donde solo se pagaría un salario donde en los siguientes cuadros se efectuaran los cálculos.

CUADRO 1. DESCRIPCIÓN DE EL VALOR DEL EQUIPO

DESCRIPCION	CANT.	UNIDAD	VALOR
VALOR DEL EQUIPO	1	\$	6.890.000,00
VIDA ESTIMADA	5	AÑOS	
VALOR DE SALVAMENTO	10	%	689.000,00
FINANCIACION: RECURSOS PROPIOS			
TASA INTERNA DE OPORTUNIDAD (EFECTIVA ANUAL)	25	%	

CUADRO 2. INGRESOS Y EGRESOS DEL EQUIPO ANUALMENTE

INGRESOS	CANT.	UNIDAD	VALOR
SALARIO ANUAL OPERADOR (INCLUYENDO FACTOR PRESTACIONAL)	1	UN	5.460.000,00
VALOR DE SALVAMENTO	10	%	689.000,00

EGRESOS	CANT.	UNIDAD	VALOR
DEPRECIACION ANUAL (20%)	1	UN	1.378.000,00
COSTO ENERGIA ANUAL	1	UN	63.840,00
MANTENIMIENTO ANUAL (5% VALOR EQUIPO)	1	UN	344.500,00

CUADRO 3. FLUJO DE CAJA A CINCO AÑOS

FLUJO DE CAJA						
	AÑO 0	AÑO1	AÑO2	AÑO3	AÑO4	AÑO5
INGRESOS						
SALARIO ANUAL OPERADOR (INCLUYENDO FACTOR PRESTACIONAL)		\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00
VALOR DE SALVAMENTO		\$ 0,00	\$ 0,00	\$ 0,00	\$ 0,00	\$ 689.000,00
TOTAL INGRESOS		\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00	\$ 5.460.000,00	\$ 6.149.000,00
EGRESOS						
DEPRECIACIÓN ANUAL (20%)		\$ 1.378.000,00	\$ 1.378.000,00	\$ 1.378.000,00	\$ 1.378.000,00	\$ 1.378.000,00
COSTO ENERGIA ANUAL		\$ 63.840,00	\$ 63.840,00	\$ 63.840,00	\$ 63.840,00	\$ 63.840,00
MANTENIMIENTO ANUAL (5% VALOR EQUIPO)		\$ 344.500,00	\$ 344.500,00	\$ 344.500,00	\$ 344.500,00	\$ 344.500,00
VALOR DEL EQUIPO	6.890.000,00	\$ 0,00	\$ 0,00	\$ 0,00	\$ 0,00	\$ 0,00
TOTAL EGRESOS	6.890.000,00	\$ 1.786.340,00	\$ 1.786.340,00	\$ 1.786.340,00	\$ 1.786.340,00	\$ 1.786.340,00
NETO	6.890.000,00	\$ 3.673.660,00	\$ 3.673.660,00	\$ 3.673.660,00	\$ 3.673.660,00	\$ 4.362.660,00

Para la realización de los anteriores cuadros se tubo en cuenta el valor de la energía en el sector de mamonal, el consumo de energía del motor a utilizar, el salario del operador con todas las prestaciones devengadas en el año, con un salario básico de \$ 280.000 mas un 30% que cubre las prestaciones, cesantías y primas.

Para estimar el tiempo de recuperación de la inversión hacemos el horizonte del proyecto a cinco años.

Para calcular el VPN, empleamos la siguiente ecuación:

$$VPN = \sum VP_i + \sum VP_E - inversión$$

donde reemplazando los datos nos arroja un resultado tabulado en la siguiente cuadro.

Cuadro 4. Intereses y tiempo de recuperación de la inversión.

VALOR PRESENTE NETO (VPN=SVI-SVE)	\$ 11.790.179,28
TIR	45,96%
TIO	25,00%
TIR > TIO	PROYECTO VIABLE
RECUPERACION DE LA INVERSIÓN	2,6 AÑOS

Donde: TIR = Tasa Interna de Retorno.

TIO = Tasa Interna de Oportunidad

La recuperación de la inversión se hará en un tiempo estimado aproximado de 2.6 años.

## **13 RECOMENDACIONES**

Las recomendaciones hechas para el anterior proyecto se centran mas que todo en la parte de mantenimiento, donde se debe llevar un control de acuerdo al plan de mantenimiento mencionado en el capitulo 9.

También cabe resaltar que para una buena operación de la maquina el operario debe familiarizarse con ella, conocer su funcionamiento y conocer todas sus partes porque asi cualquier inconveniente que se presente, el podrá resolver el problema sin tanta demora.

## **14 CONCLUSIONES**

Una vez finalizado el proyecto se ha considerado de importancia destacar los aspectos más significativos tanto en el desarrollo del proyecto mismo, como aquellos que enriquecieron el conocimiento de los realizadores del mismo.

Tal es el caso de la simplicidad prevista en el diseño de algunos de aquellos elementos mecánicos que una vez abarcado en su etapa de realización práctica arrojaron un grado de dificultad mayor al esperado. Esta circunstancia se presenta como consecuencia de la inexperiencia para detectar la realidad de los fenómenos presentes en cada uno de los casos en particular.

Otras exigencias internas adicionales que el diseñador debe prever son la forma de construcción y el montaje así como las consideraciones propias del espacio disponible y del requerido para el funcionamiento seguro, como también el planteamiento de una alternativa de automatización que vaya acorde al desarrollo tecnológico que vive la Ingeniería moderna.

A pesar de todos los inconvenientes presentados se ha asumido esta responsabilidad con madurez y amparada por criterios técnicos de calidad de tal manera que se puede garantizar un producto económico, confiable y eficiente.

Atendiendo a todo lo anterior que queda en nosotros la satisfacción producida por el deber cumplido y el orgullo propio de aquellos que han aprendido a ser útiles.

## **BIBLIOGRAFIA**

ASKELAND, Donald. La ciencia e ingeniería de los materiales. 1 ed. México: Grupo editorial Iberoamérica, 1988. Pág. 329-337.

BEER, Ferdinald P. Mecánica de materiales. 2 ed. Santafé de Bogotá Mc Graw Hill, 1993. Pág. 191-200.

CARNICER. Aire comprimido, equipos y herramientas neumáticas. 1 ed. Barcelona: Cersa, 1988. Pág. 553-582.

DEPPERT W. y STOLL, K. Aplicaciones de la neumática. Departamento Técnico de Festo. Marcombo Boixareu editores. Pág. 26-94.

DEPPERT W. y STOLL, K. Dispositivos neumáticos. Introducción y fundamentos. Cayetano Cabrera. Marcombo Boixareu editores. Pág. 28-170.

DOYLE, Lawrence E. Proceso y materiales de manufactura para ingenieros. 3 Ed. Barcelona: Prentice Hall Hispanoamericana S.A., 1988. Pág. 83-96.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 1 ed. Barcelona: Montoner y Simón S.M. Editores, 1970. Pág. 201-235, 273-285.

FERNANDEZ Faccini, Humberto. Ejecución de proyectos de ingeniería. Bogotá: Imprenta Nacional, 1983. Pág.191-225.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS. Normas colombianas para la presentación de Tesis de Grado. Santafé de Bogotá, 1994. Pág.132. Norma ISO, ICONTEC ICKIS.

ROSSI, Mario. Estampado en frío de la chapa. 9 ed. Dossat, S.A. 1979. Pág. 74-83.

TEORÍA Y PRÁCTICA EN MICROCOMPUTADORES. Autocad. Compuclub intermedio editores.

TIMOSHENKO, Gere. Mecánica de materiales. 2 ed. Barcelona: Grupo editorial Iberoamericano. Pág. 355-788.

SHIGLEY, Joseph Edward. Diseño Ingeniería mecánica. 5 ed. México: Mc Graw Hill, 1993. Pág. 302-433.

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
<b>Tabla 1. Características de las asas.</b>	<b>3</b>
<b>Tabla 2. Características del Rollo de Alambre.</b>	<b>6</b>
<b>Tabla 3. Factores de Seguridad.</b>	<b>16</b>
<b>Tabla 4. Fuerza de tiro del rollo.</b>	<b>23</b>
<b>Tabla 5. Cálculo del espesor mínimo de la lámina de casco.</b>	<b>26</b>
<b>Tabla 6. Cálculo del valor mínimo del espesor de la lámina del casco de acuerdo a la deformación.</b>	<b>28</b>
<b>Tabla 7. Calculo del modulo de la sección de la estructura del tambor.</b>	<b>30</b>
<b>Tabla 8. Calculo del diámetro por flexión.</b>	<b>35</b>
<b>Tabla 9. Diámetro mínimo del eje por deformación.</b>	<b>37</b>
<b>Tabla 10 Comprobación de las cargas aplicadas y carga critica.</b>	<b>39</b>
<b>Tabla 11. Comprobación de deformaciones máximas y permisibles.</b>	<b>42</b>
<b>Tabla 12. Características del sistema</b>	<b>45</b>
<b>Tabla 13. Calculo de la carga aplicada.</b>	<b>51</b>
<b>Tabla 14. Calculo de la fuerza de rozamiento.</b>	<b>55</b>
<b>Tabla 15. Calculo de la resistencia</b>	<b>57</b>
<b>Tabla 16. Calculo del diámetro del eje del rodillo.</b>	<b>59</b>

<b>Tabla 17. Calculo de la deformación.</b>	<b>62</b>
<b>Tabla 18. Calculo del espesor de la lamina</b>	<b>66</b>
<b>Tabla 19. Calculo del espesor de la lamina por aplastamiento.</b>	<b>67</b>
<b>Tabla 20. Calculo de los tornillos.</b>	<b>68</b>
<b>Tabla 21. Calculo del diámetro de los tornillos.</b>	<b>69</b>
<b>Tabla 22. Características del sistema.</b>	<b>72</b>
<b>Tabla 23. Calculo de la fuerza de arrastre necesaria.</b>	<b>77</b>
<b>Tabla 24. Análisis de flexión en el eje del rodillo.</b>	<b>82</b>
<b>Tabla 25. Calculo del eje para vida infinita.</b>	<b>85</b>
<b>Tabla 26. Calculo de la chaveta.</b>	<b>86</b>
<b>Tabla 27. Calculo de la chaveta por compresión</b>	<b>87</b>
<b>Tabla 28. Cálculo del esfuerzo de contacto en los rodillos de arrastre.</b>	<b>90</b>
<b>Tabla 29. Alabeo de la lámina soporte de los rodillos.</b>	<b>94</b>
<b>Tabla 30. Pandeo de la lámina soporte de los rodillos.</b>	<b>97</b>
<b>Tabla 31. Calculo de la longitud del tornillo.</b>	<b>99</b>
<b>Tabla 32. Calculo del diámetro mínimo del tornillo.</b>	<b>100</b>
<b>Tabla 33. Calculo del esfuerzo de corte de los tornillos de potencia.</b>	<b>102</b>
<b>Tabla 34. Calculo de la carga critica</b>	<b>104</b>
<b>Tabla 35. Características del sistema.</b>	<b>105</b>
<b>Tabla 36. Fuerza de corte del alambre.</b>	<b>110</b>
<b>Tabla 37. Cálculo de fatiga por flexión</b>	<b>114</b>
<b>Tabla 38. Cálculo de fatiga por cortante.</b>	<b>115</b>

<b>Tabla 39. Cálculo del espesor de la cuchilla.</b>	<b>118</b>
<b>Tabla 40. Cálculo del espesor del soporte</b>	<b>119</b>
<b>Tabla 41. Elementos del sistema de corte</b>	<b>119</b>
<b>Tabla 42. Calculo de la fuerza de sujeción.</b>	<b>126</b>
<b>Tabla 43. Calculo del torque.</b>	<b>128</b>
<b>Tabla 44. Calculo del material.</b>	<b>129</b>
<b>Tabla 45. Característica de los cilindros.</b>	<b>131</b>
<b>Tabla 46. Tipos de cilindros.</b>	<b>131</b>
<b>Tabla 47. Materiales neumáticos.</b>	<b>132</b>

## CONTENIDO

	<b>pag</b>
<b>INTRODUCCION</b>	<b>0</b>
<b>1. GENERALIDADES</b>	<b>1</b>
1.1 DESCRIPCION DE LA SITUACION	1
1.2 CARACTERISTICAS DE LAS ASAS	3
1.3 REQUERIMIENTOS DE LA MAQUINA	4
<b>2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO</b>	<b>13</b>
2.1 CONSIDERACIONES GENERALES DEL DISEÑO	13
<b>3 DISEÑO DEL SISTEMA SOPORTE DEL ROLLO DE ALAMBRE</b>	<b>17</b>
3.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA	17
3.2 ANALISIS DEL SISTEMA	19
3.3 ANALISIS DE RESISTENCIA	23
3.4. ANALISIS DE DEFORMACION DEL CASCO DEL TAMBOR	27
3.5 ANALISIS DE LA ESTRURA DEL TAMBOR	28
3.6 ANALISIS DE RESISTENCIA DEL EJE ESTATICO	31
3.7 ANALISIS DE DEFORMACION DEL EJE	36

3.8	ANALISIS DE COLUMNA CON CARGA EXCENTRICA DEL ELEMENTO ESTRUCTURAL	38
3.9	DEFLEXION DE LA COLUMNA	40
3.10	CALCULO DE LA SOLDADURA	42
3.11	CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA	44
<b>4</b>	<b>SISTEMA DE ENDEREZADO DEL ALAMBRE</b>	<b>46</b>
4.1	GENERALIDADES DEL SISTEMA	46
4.2	CONDICION FISICA NECESARIA	47
4.3	ANALISIS DE LA DEFORMACION DEL ALAMBRE	49
4.4	ANALISIS DE LOS RODILLOS	55
4.5	EJE DEL RODILLO	58
4.6	ANALISIS POR ESFUERZO CORTANTE	59
4.7	ANALISIS POR DEFORMACION DEL EJE	61
4.8	ALABEO DE LA LAMINA DE SOPORTE ESTRUCTURAL	63
4.9	TORNILLO DE POTENCIA	67
4.10	CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA	72
<b>5</b>	<b>SISTEMA DE ARRASTRE</b>	<b>73</b>
5.1	GENERALIDADES	73
5.2	ANALISIS CINEMATICO	74
5.3	ANALISIS DE DEFLEXION EJE	78
5.4	ANALISIS FATIGA EJE	83
5.5	ANALISIS DE LA CHAVETA	85
5.6	ANALISIS POR CONTACTO EN LOS RODILLOS DE ARRASTRE	88

5.8 ANALISIS DE LA PLACA COMO COLUMNA	95
5.9 TORNILLOS DE POTENCIA	98
5.10 CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE ARRASTRE	105
<b>6 SISTEMA DE CORTE DE ALAMBRE</b>	<b>107</b>
6.1 GENERALIDADES	107
6.2 ANALISIS DE FUERZA PARA EL CORTE	108
6.3 CARGA POR FATIGA Y ESTADO DE ESFUERZO PARA LOS TORNILLOS DE AGARRE DE LAS CUCHILLAS	110
6.4 ANALISIS DE LAS CUCHILLAS	116
6.5 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CORTE	119
<b>7 SISTEMA DE CONFORMADO</b>	<b>122</b>
7.1 GENERALIDADES	122
7.2 ANALISIS CINEMATICO	122
<b>8 DISEÑO NEUMATICO Y DE CONTROL</b>	<b>130</b>
8.1 DESCRIPCION DE LA SOLUCION	130
8.2 SELECCION DE LOS CILINDROS Y ELEMENTOS	131
8.3 MATERIALES NEUMATICOS	132
<b>9 MANTENIMIENTO</b>	<b>133</b>
9.1 RED DE DISTRIBUCION	133
9.2 CILINDROS	134
9.3 VALVULAS	135

9.4 PLAN DE MANTENIMIENTO	136
<b>10 SELECCION DEL GRUPO MOTRIZ</b>	<b>138</b>
10.1 GENERALIDADES	138
10.2 REQUERIMIENTOS DE POTENCIA Y VELOCIDAD	139
10.3 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR	139
10.4 SELECCION DE CORREAS Y POLEAS	139
<b>11 PRESUPUESTO DE FABRICACION</b>	<b>140</b>
11.1 MATERIALES	140
11.2 MANO DE OBRA	143
<b>12 EVALUACION ECONOMICA DEL PROYECTO</b>	<b>144</b>
<b>13 RECOMENDACIONES</b>	<b>149</b>
<b>14 CONCLUSIONES</b>	<b>150</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>152</b>

## LISTA DE FIGURAS

	pág
Figura 1. Cargas en el tambor.	20
Figura 2. Cargas en el casco del tambor.	25
Figura 3. Cargas en el eje del tambor.	32
Figura 4. Deflexión de la columna.	41
Figura 5. Esquema de los rodillos enderezadores.	48
Figura 6. Deformación del alambre.	50
Figura 7. Cargas en los rodillos.	53
Figura 8. Análisis del eje del rodillo.	60
Figura 9. Lamina de soporte.	64
Figura 10. Rodillo de arrastre.	75
Figura 12. Eje del rodillo.	84
Figura 13. Rodillo de arrastre del alambre.	89
Figura 14. Lamina soporte estructural.	93
Figura 15. Placa columna.	96
Figura 16. Corte del alambre.	109
Figura 17. Esfuerzos variables.	112
Figura 18. Cizalla	117
Figura 19. Flexión del alambre.	123
Figura 20. Triangulación de la matriz.	124

Figura 21. Diagrama del circuito neumático.

130