

**DISEÑO DE UNA MAQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA  
APLICACIÓN DE SCREEN EN EMPAQUES METÁLICOS DE 55  
GALONES Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO**

**JIMMY CONTRERAS TABORDA  
CLOODOVALDO A. HINESTROZA BOTIA**

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA DE INDIAS D. T. y C.**

**2001**

**DISEÑO DE UNA MAQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA  
APLICACIÓN DE SCREEN EN EMPAQUES METÁLICOS DE 55  
GALONES Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO**

**JIMMY CONTRERAS TABORDA  
CLOODOVALDO A. HINESTROZA BOTIA**

**Trabajo de Grado presentado como Requisito para optar  
al título de Ingeniero Mecánico**

**Director  
MIGUEL ANGEL ROMERO ROMERO  
Ingeniero Mecánico**

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA DE INDIAS D. T. y C.**

**2001**

Nota de Aceptación

---

---

---

---

Presidente del Jurado

---

Jurado

---

Jurado

Cartagena, 16 de Abril de 2001

Cartagena, Abril 16 de 2001.

Señores

**Comité de Proyecto de Grado**

Facultad de Ingeniería Mecánica

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

La Ciudad

Apreciados Señores :

Pongo a su consideración el Proyecto de Grado de la facultad de Ingeniería Mecánica titulado “**DISEÑO DE UNA MAQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA APLICACIÓN DE SCREEN EN EMPAQUES METÁLICOS DE 55 GALONES Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO**”, desarrollado por los estudiantes Jimmy Contreras Taborda y Cloodovaldo A. Hinestroza Botia, el cual he asesorado para su análisis, estudio y aprobación.

Agradeciendo su atención a la presente,

---

**MIGUEL ANGEL ROMERO ROMERO**  
**Director**

Cartagena, Abril 16 de 2001.

Señores

**Comité de Proyecto de Grado**

Facultad de Ingeniería Mecánica

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

La Ciudad

Cordial saludo,

Por medio de la presente nos permitimos presentarles a ustedes el proyecto formal del trabajo de grado titulado **“DISEÑO DE UNA MAQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA APLICACIÓN DE SCREEN EN EMPAQUES METÁLICOS DE 55 GALONES Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO”**, como requisito parcial para optar al título de Ingenieros Mecánicos.

Esperamos contar con sus valiosas apreciaciones al respecto.

Cordialmente,

---

**Jimmy Contreras Taborda**

---

**Cloodoaldo Hinestroza Botia**

## **ARTICULO 105**

La corporación se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado y no pueden ser explotados comercialmente sin su previa autorización.

## **DEDICATORIA**

A Dios, por ponerme en el camino tantos obstáculos y darme a tiempo las soluciones a ellos, así como también por darme las fuerzas y colmarme de paciencia en los momentos difíciles.

A mi madre Elsa M. Botia por los sacrificios hechos para que yo alcanzara esta meta.

A mi padre Orlando Hinestroza por haberme dada la oportunidad de ser alguien en la vida.

A mis tíos, Héctor Botia y Aminta Martínez por su apoyo incondicional.

A mis hermanos Carlos, Alexander, Yenny y Karina que de una u otra forma siempre estuvieron dándome fuerzas para que pudiera alcanzar lo que hoy he logrado.

A dos personas muy especiales que siempre estuvieron a mi lado dándome seguridad y confianza en todo momento, gracias Angélica Estrada y Jürgen Camilo por soportarme y entenderme a pesar de todos los inconvenientes por los que hemos pasado.

**Cloodoaldo .**

## **DEDICATORIA**

A Dios, por haberme dado fortaleza y sabiduría durante el transcurso de la carrera.

A mis padres, Neley y Marcial por haberme apoyado en todos los momentos difíciles.

A mis hermanos, Lesmy, Marcial y Alexis y a toda mi familia que de alguna u otra forma contribuyeron para que pudiera alcanzar esta meta.

A la Ing. Mónica M. Silva P. Y el Ing. Adalberto Baena quienes creyeron en mí , y me apoyaron e indicaron el camino correcto del cual e subido el primer peldaño.

**Jimmy .**



## AGRADECIMIENTOS

Los autores expresamos nuestros más sinceros agradecimientos a los siguientes colaboradores que ayudaron a la elaboración de éste trabajo de grado con sus opiniones basadas en las experiencias , en lo profesional y conceptual.

**A Dios**, por que en él encontramos apoyo, la fortaleza y la fé espiritual para alcanzar nuestros anhelos y así culminar exitosamente este trabajo, por guiarnos en los momentos difíciles y por darnos paciencia a pesar de los obstáculos.

**Miguel Angel Romero**, Ingeniero Mecánico, Profesor de tiempo completo de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, quien dirigió este proyecto con el fin de darnos una visión clara e intelectual, reiteramos nuestros agradecimientos por brindarnos la confianza y libertad de exponer nuestros puntos de vista sobre el trabajo de grado.

**Roque Sequeda.**, Ingeniero Mecánico, Profesor de Cátedra de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, quien nos asesoró.

**Jairo González**, Técnico del Sena y Profesor de eléctrica y electro-neumática de las escuelas profesionales salesianas, quien nos abrió las puertas de esta institución para obtener la información necesaria y la ayuda técnica requerida para la elaboración del proyecto o tesis de grado.

A todas las personas que de una u otra forma colaboraron en nuestro trabajo de grado.

## **RESUMEN**

### **TITULO**

DISEÑO DE UNA MAQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA APLICACIÓN DE SCREEN EN EMPAQUES METÁLICOS DE 55 GALONES Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO.

### **AUTORES**

JIMMY CONTRERAS TABORDA  
CLOODOVALDO ARTIME HINESTROZA BOTIA

### **OBJETIVO DE LA INVESTIGACIÓN**

Diseñar una maquina semiautomática para la aplicación de screen en empaques metálicos de 55 galones con el fin de mejorar el proceso actual.

### **METODOLOGÍA**

Se recolectara a través de métodos como la observación directa en empresas, así como también entrevistas con personas conocedoras del tema. Se recopilara de libros normas de fabricación, revistas, folletos, catálogos, videos e Internet.

### **RESULTADOS**

La implementación de una maquina semiautomática para la aplicación de screen, se constituye en una herramienta que facilitara el proceso ya establecido, atacando así todos los factores que inciden en forma negativa durante el estampado, tales como : prealmacenamiento, alimentación de los tanques, ubicación de los tanques para el inicio del proceso, entre otros.

### **DIRECTOR**

MIGUEL ANGEL ROMERO ROMERO  
Ingeniero Mecánico

**Fecha:** 16 de Abril de 2001

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	
1. GENERALIDADES	
2. SILKSCREENING	
2.1 EQUIPO Y LOS MATERIALES	
2.2 LAS PANTALLAS Y LOS RASEROS	
2.3 SEDA PARA LA PANTALLA	
2.4 EL RASERO	
2.5 TINTAS	
2.6 LIMPIEZA	
3. CARACTERÍSTICAS DE LA MAQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA APLICACIÓN DE SCREEN	
4. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO	
4.1 CALCULO DE LAS REVOLUCIONES DEL PROCESO DE SCREEN	
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
4.2.1 Calculo de la potencia basada en el piñón conductor	
4.2.2 Diseño Engranaje, Piñón, Cremallera	
4.2.3 Cubos y Brazos, Engranajes Metálicos	
4.3 DISEÑO DEL EJE SUJETADOR	
4.4 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL	

## 5. SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO

### 5.1 ESPACIO DISPONIBLE

### 5.2 CARGAS

#### 5.2.1 Magnitud de la carga

#### 5.2.2 Dirección de la carga

### 5.3 DESALINEACION

### 5.4 VELOCIDAD

## 6. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

### 6.1 CAPACIDAD DE CARGA

### 6.2 CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE

### 6.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EJE DEL ENGRANAJE

#### 6.3.1 Determinación de las fuerzas que soportan los rodamientos

#### 6.3.2 Carga estática equivalente ( $P_o$ )

#### 6.3.3 Capacidad de carga estática ( $C_o$ ).

#### 6.3.4 Carga dinámica equivalente ( $P$ ).

### 6.4 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO EJE PRINCIPAL

## 7. SELECCIÓN DE LAS CHAVETAS Y CHAVETEROS

### 7.1 SELECCIÓN DE LA CHAVETA QUE FIJA EL ENGRANAJE DE SUJECIÓN

### 7.2 SELECCIÓN DE LA CHAVETA QUE FIJA LOS PIÑONES AL EJE PRINCIPAL

## 8. SELECCIÓN DE LOS MOTOREDUCTORES

### 8.1 SELECCIÓN DEL MOTOREDUCTOR PRINCIPAL

- 8.2 SELECCIÓN DEL MOTOREDUCTOR DEL SISTEMA DE UBICACIÓN EN LA BASE DEL TANQUE
- 9. SELECCIÓN DE CADENAS Y SPROCKERS
  - 9.1 MOTOR PRINCIPAL
  - 9.2 MOTOR UBICACIÓN BASE DEL TANQUE
- 10. DISEÑO DEL VOLTEADOR
- 11. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA MÓVIL SUJETADOR
- 12. DISEÑO DE LA BASE Y UBICACIÓN DEL TANQUE
- 13. DISEÑO DEL SISTEMA DE PINTURA
- 14. SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA
- 15. DISEÑO DEL MARCO PARA LAS PANTALLAS
  - 15.1 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ DEL MARCO
- 16. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA ELECTRONEUMÁTICO
  - 16.1 CIRCUITO NEUMÁTICO
    - 16.1.1 Selección de los cilindros neumáticos
    - 16.1.2 Selección del cilindro para sujetar el tanque
    - 16.1.3 Selección del cilindro de expulsión del tanque
    - 16.1.4 Selección del cilindro del sistema de pintura
    - 16.1.5 Selección del cilindro para el volteador
    - 16.1.6 Selección de las válvulas electroneumáticas
    - 16.1.7 Accesorios del sistema neumático
  - 16.2 CIRCUITO ELÉCTRICO
    - 16.2.1 Elementos constitutivos del circuito

## 17. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

### 17.1 DEFINICIÓN

### 17.2 VENTAJAS DE SU EMPLEO

### 17.3 ESTRUCTURA BÁSICA

### 17.4 APLICACIONES GENERALES

### 17.5 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE SELECCIONADO

### 17.6 FUNCIONES DE LOS DIVERSOS MICRO-PLCs S7- 200

### 17.7 PRINCIPALES COMPONENTES DE UN MICRO-PLC S7-200

## 18. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO

## 19. RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO

### 19.1 RODAMIENTOS

### 19.2 MOTOREDUCTORES

### 19.3 CADENAS

### 19.4 ENGRANAJES, PIÑONES Y CREMALLERAS

## 20. PRESUPUESTO PARA CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA DE SCREEN

## 21. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS



## **LISTA DE CUADROS**

**Pág.**

- Cuadro 1. Aceite recomendado para la FRL
- Cuadro 2. Rodamientos en la máquina para screen
- Cuadro 3. Comparación de costos de operación
- Cuadro 4. Balance general
- Cuadro 5. Ingresos por ventas
- Cuadro 6. Presupuesto de inversión
- Cuadro 7. Costos (80% VARIABLES Y 20% FIJOS)
- Cuadro 8. Depreciación y diferidos
- Cuadro 9. Flujo de producción
- Cuadro 10. Flujo neto de caja



## **LISTA DE FIGURAS**

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Tanque metálico de 55 galones	
Figura 2. Fuerzas que actúan sobre el eje sujetador	
Figura 3. Diagrama de cuerpo libre plano xy	
Figura 4. Diagrama de cuerpo libre plano xz	
Figura 5. Dimensiones Eje Sujetador	
Figura 6. Fuerzas que actúan sobre el eje principal	
Figura 7. Diagrama de cuerpo libre plano xy	
Figura 8. Diagrama de cuerpo libre plano xz	
Figura 9. Dimensiones Eje Principal	
Figura 10. Fuerzas que actúan sobre las Chavetas	
Figura 11. Volteador	
Figura 12. Sistema Móvil de Sujeción	
Figura 13. Mecanismo Base y Ubicación del Tanque	
Figura 14. Sistema de Pintura	
Figura 15. Banda Transportadora	
Figura 16. Marco para las Pantallas con sistema motriz	
Figura 17. Rueda en V sistema móvil	
Figura 18. Circuito Neumático	
Figura 19. Cilindro de Doble Efecto	

Figura 20. Soporte tipo Pie

Figura 21. Cilindro Simple Efecto

Figura 22. Horquilla

Figura 23. Caballete de Fijación

Figura 24. Diagrama de fuerzas en el volteador

Figura 25. Montaje del cilindro para el volteador

Figura 26. Fuerzas que actúan en el vástago del cilindro

Figura 27. Válvula Electroneumática 5/2

Figura 28. Válvula Electroneumática 3/2

Figura 29. Unidad de Mantenimiento FRL

Figura 30. Accesorio para Cilindro (Racor)

Figura 31. Secuencia Eléctrica

Figura 32. Interruptores de Final de Carrera

Figura 33. Estructura básica de un PLC mediante una representación en diagrama de bloques

## **LISTA DE ANEXOS**

- Anexo A. Ecuaciones para los engranajes.
- Anexo B. Propiedades típicas del hierro fundido gris.
- Anexo C. Propiedades típicas de aceros.
- Anexo D. Características de diseño para los engranajes.
- Anexo E. Parámetros de diseño para ejes.
- Anexo F. Rodamientos.
- Anexo G. Características de Motoreductores.
- Anexo H. Cadenas de transmisión de potencia.
- Anexo J. Selección de chavetas.
- Anexo K. Diagramas para calculo de cilindros neumáticos.
- Anexo L. Cilindros normalizados.
- Anexo M. Descripción de cilindros normalizados.
- Anexo N. Fijación de cilindros.
- Anexo P. Horquillas para cilindros neumáticos.
- Anexo Q. Hoja de datos válvula electroneumática 5/2 CPE18 - MZH - SJ -  $\frac{1}{4}$ .
- Anexo R. Unidad de mantenimiento FRL.
- Anexo S. Controlador lógico programable. PLCs S7-200
- Anexo T. Simbología neumática
- Anexo U. Lubricantes típicos para engranajes



## GLOSARIO

**ADELGAZADOR DE PINTURA (TINER):** Líquido volátil que se usa para limpiar la tinta de la pantalla.

**BLOQUEAR:** Llenar o cubrir la malla de la tela con aquellas áreas que quedarán sin imprimir.

**CEMENTACIÓN:** Tratamiento térmico utilizado para aumentar la dureza superficial de un material.

**CINTA DE PAPEL ENGOMADO:** Material que se adhiere humedeciéndolo con agua, empleado para sellar los bordes de la seda con el marco para evitar que se filtre la tinta.

**ENGRANAJE RECTO:** Son ruedas dentadas cuyos elementos de dientes son rectos y paralelos al eje del árbol correspondiente; se emplean para transmitir potencia y movimiento entre ejes paralelos.

**ESTÉNCIL:** Molde de Papel u otro material en el que se recortan y eliminan las áreas donde se desea imprimir; el resto del esténcil impedirá el paso de la tinta.

**FATIGA:** Decrecimiento del esfuerzo último cuando el número de ciclos de carga aumenta.

**LIMPIADOR DE BROCHAS (AGUARRAS):** Solvente enérgico empleado para disolver la tinta seca en las pantallas.

**MALLA:** La apertura del tejido de la tela usada en la pantalla. Mientras más bajo sea el número más abierta será la malla.

**NITRURACIÓN:** Es la introducción de nitrógeno en la superficie exterior de las piezas de acero con el fin de darles una capa exterior o corteza extremadamente dura y resistente al desgaste.

**OBTURACIONES.** Son elementos empleados para evitar la entrada de humedad y contaminantes sólidos en el rodamiento. A la vez que para retener el lubricante en el rodamiento.

**RASERO, ESPÁTULA Ó RASTRILLO:** Una hoja de caucho gruesa con mango empleada para extender la tinta sobre la pantalla de seda.

**SEDA:** La tela que se estira perfectamente sobre el marco de la pantalla.

**SHELLAC:** Barniz usado para impermeabilizar y sellar la cinta de papel engomado con la seda y el marco.

**SILKSCREENING (SERIGRAFÍA):** Nombre que se da en general a la técnica de impresión con pantalla de seda y esténciles o estarcidores.

**TALLADO:** Acabado superficial a que son sometidos los dientes de los engranajes.

**VOLTEADOR:** Dispositivo neumático utilizado para acostar los tanques provenientes de la línea de producción.

## SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

$b$  = Ancho del diente / Anchura de la cara

$P_c$  = Paso circular

$P_d$  = Paso diametral

$D$  = Diámetro de la circunferencia primitiva

$D_p$  = Diámetro de la circunferencia primitiva del piñón

$D_g$  = Diámetro de la circunferencia primitiva del engranaje

$N_p$  = Número de dientes del piñón

$N_g$  = Número de dientes del engranaje.

$M$  = Módulo

$P_b$  = Paso base

$D_b$  = Diámetro de la circunferencia base

$m_w$  = Relación de velocidad

$n_p$  = Revoluciones del piñón

$n_g$  = Revoluciones del engranaje

$\omega_p$  = Velocidad angular del engranaje

$m_g$  = Relación de engranaje

$F_t$  = Fuerza transmitida

$K_t$  = Concentración de esfuerzos

$F_d$  = Cargas dinámicas

$V_m$  = Velocidad media

$S$  = Esfuerzo

$F_w$  = Carga de desgaste

$K_g$  = Factor de fatiga de superficie

NBD, BHN = Número de dureza Brinell

$t_p$  = tiempo perdido

$t_f$  = tiempo de funcionamiento

$h$  = Factor de seguridad

$T$  = Torque

$P$  = Potencia

$N$  = Newton

HP = Caballos de fuerza

$W$  = watsios

$F$  = Fuerza

$R$  = Reacción

$d$  = Diámetro ejes

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga

$\sigma_a$  = Esfuerzo alternante

$t_m$  = Esfuerzo estable

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio

$S_{ut}$  = Esfuerzo último

$F_r$  = Fuerza de fricción

$N$  = Fuerza normal

$m_k$  = Coeficiente de fricción dinámico



## **INTRODUCCIÓN**

Los cambios permanentes de la economía, la expansión de los mercados, y la globalización de la misma, han obligado a las empresas a ser más eficientes, eficaces y competitivas al momento de prestar o vender un producto o servicio, de tal manera que es necesario que busque cada día las herramientas que les permitan estar a la vanguardia para poder subsistir dentro del ambiente cambiante de la economía y conseguir además un precio más atractivo para el cliente y un mayor margen de utilidad.

Así mismo, el mundo industrial está evolucionando rápidamente como consecuencia de la actual revolución científica - tecnológica a que se encuentra sometido. Por consiguiente una de las estrategias que debe adoptar cualquier empresa para lograr la modernización industrial y aumentar significativamente la productividad de los mercados internacionales, es la automatización de los procesos de producción, sin escatimar, naturalmente, el papel protagónico

del Estado en el diseño de las políticas sobre innovación tecnológica e investigación y desarrollo.

Nosotros como futuros ingenieros, concientes de estos cambios sumado a nuestro deseo permanente de mejorar, hemos decidido emplear herramientas que permitan conseguir a las empresas mejoras necesarias para reducir las deficiencias con miras a incrementar la productividad y así lograr una mayor competitividad.

Uno de los cambios que queremos implementar en el corto plazo para lograr la optimización de un proceso de producción es la adopción de un sistema más eficaz para la aplicación de los emblemas en los empaques metálicos mediante la automatización de dicho proceso.

## **1. GENERALIDADES**

### **1.1 IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES Y DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

Este diseño está dirigido a las empresas destinadas a la producción de envases metálicos y plásticos, en otras palabras, que fabrican todo tipo de empaques; los cuales necesitan cierta designación que las identifique como tal y mediante los cuales se darán a conocer tanto en el mercado nacional como internacional.

Un ejemplo de estas designaciones son las que aparecen en los tanques de ventas de derivados del petróleo, distribuidos por diferentes empresas, como es la ESSO, TEXACO, TERPEL, entre otras. Estos logotipos característicos de cada distribuidor y con sus respectivas informaciones adicionales (fecha de expedición, lote, etc.), son colocados en estos empaques mediante una técnica denominada Screen.

Esta técnica es la más económica y hasta ahora la más adecuada para el estampado de los emblemas en los envases.

El método, se realiza de una forma manual, lo que conlleva a que en una producción grande sea ineficiente, debido a que se produce un agotamiento físico por parte de los trabajadores que a ello se dedican, por consiguiente la disminución constante de la calidad en la aplicación durante el transcurso de las horas de trabajo, lo que finalmente da como resultado una baja producción por día y además, a esto se le suma la mala calidad de la aplicación en las horas finales de la jornada laboral.

Lo que arriba se menciona, causa por tanto un prealmacenamiento de los tanques antes de entrar al proceso de Screen, lo cual conlleva, a la utilización de un espacio no destinado para ello, congestionando de manera creciente otras áreas de producción.

## **1.2 DESCRIPCIÓN DE LOS TANQUES METÁLICOS**

Un tanque metálico es un recipiente de forma cilíndrica con doble tapa sellada con un proceso completo de grafado y fabricado en su totalidad con láminas de acero calibre 18, 20, 0 22, conocidos técnicamente como tambor y utilizados para almacenar fluidos como lubricantes, insecticidas, concentrado alimenticios, entre otros, dado que éstos son de gran seguridad y resistencia.

Dependiendo del producto almacenado en los tanques, éstos van interiormente recubiertos por una laca para evitar reacciones del metal con el producto.

Los tanques de 205 litros tienen las siguientes especificaciones: C18 - 18, C18 - 20, C20 - 20; donde C significa el calibre, los dos primeros el calibre de la lámina del cuerpo y los dos últimos, los de la tapa.

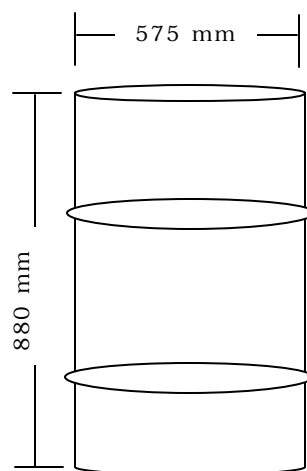
Las medidas técnicas de los tanques C18 - 18 son:

$f$  del cuerpo  $575 \pm 2\text{mm}$

Peso : 157 N

Largo del cuerpo :  $880 \pm 2\text{mm}$

Espesor de la película de pintura 24 - 25  $\mu\text{m}$



**Figura 1. Tanque metálico de 55 galones**

## **2. SILKSCREENING**

La serigrafía es un novedoso método de impresión que tiene muchas ventajas sobre otros sistemas de impresión gráfica. Es muy sencillo y requiere muy pocos conocimientos técnicos. La misma pantalla de seda puede emplearse una y otra vez para imprimir. Es muy fácil producir tantas copias como se desee sin que haya deterioro en la calidad y también es posible imprimir sobre prácticamente cualquier clase de material.

Las tintas para serigrafía secan con mucha rapidez, generalmente en unos quince minutos, por lo que es posible lograr impresiones multicolores en unas cuantas horas.

En la serigrafía el diseño se imprime haciendo pasar la tinta a presión entre las áreas abiertas de una malla de seda que ha sido estirada, bien tensa, sobre un marco de madera. Sobre el trozo de seda se han dejado áreas bloqueadas con diversos materiales que serán los espacios que no imprimirán; Aquellas áreas que se desea imprimir quedan abiertas. Este es el principio en que se basa la impresión de todas las imágenes en

la serigrafía, ya sea se haga sobre papel, tela o cualquier otro material; las áreas abiertas en la pantalla de seda se imprimen (esto es, aquellas que permiten el paso de la tinta para imprimir sobre el material que está debajo) y las áreas cerradas impiden la impresión. Algunos aspectos de la técnica son muy difíciles de describir en palabras, por ejemplo, la presión adecuada en el uso del rasero para extender las tintas. Sin embargo, con la experiencia se obtiene el “toque” necesario. Incluso hay métodos para hacer con rapidez y organización la parte más desagradable: limpiar los materiales una vez que se termina de trabajar.

## **2.1 EQUIPO Y LOS MATERIALES**

Lo que sigue es una lista completa de los materiales básicos para la serigrafía:

- ❖ Una pantalla sobre lo que se ha estirado una malla de seda número 12.
  
- ❖ Un rasero de caucho duro, suficiente para cubrir la pantalla; debe ser 1.5 cm más angosta que el ancho interior de la pantalla.

- ❖ Tintas especiales
  
- ❖ Adelgazador de pinturas
  
- ❖ Limpiador (panola)

## **2.2 LAS PANTALLAS Y LOS RASEROS**

son el equipo básico para la serigrafía, la serigrafía es un proceso relativamente barato.

El marco de la pantalla para imprimir está hecho por lo general de madera, pero para nuestro diseño será de metal, sobre el que se estira fuertemente la seda. Después, se forra todo el contorno interno del marco con cinta de papel engomado que después se impermeabiliza con shellac. La parte inferior de la pantalla sirve también para colocar la tinta por lo que allí se necesita un borde de por lo menos 4.5 cm para que el exceso de tinta no se escurra sobre la impresión.

## **2.3 SEDA PARA LA PANTALLA**

No se debe confundir la seda para serigrafía con la que se usa para la confección de vestidos, que es demasiado débil para éste



trabajo. La seda para serigrafía es muy resistente y debe comprarse en los establecimientos especializados.

También se puede utilizar seda sintética de nylon como SERACRON. Es un poco menos cara que la seda natural, pero siempre será preferible esta última si se desea una pantalla que acepte con facilidad todo tipo de estenciles de película.

La seda viene en mallas de diferentes aperturas graduadas por números del 6 al 25, los números más chicos indican una malla más abierta, y los números mayores una malla más cerrada. La malla del número 12 es la más adecuada para la mayoría de los trabajos, las otras mallas son útiles para tipos más especializados de impresión.

La seda es muy durable si se cuida. Esto significa limpiar la tinta tan pronto como sea posible, esto es inmediatamente después de terminar de imprimir. También se debe evitar que la seda quede en contacto con objetos agudos que pudieran perforarlas.

## **2.4 EL RASERO**

Es el instrumento que distribuye la tinta de modo regular a través de la malla de seda para llegar a la superficie que se desea pintar. Se puede utilizar un rasero con hoja de caucho de 1.5 centímetros de espesor. Las hojas más delgadas no permiten que se aplique una buena presión ni que se distribuya la tinta de modo homogéneo. También tiende a torcerse y producir impresiones borrosas.

El rasero funciona mejor si se mantiene afilada la hoja, esto es, si los dos ángulos de la hoja permanecen a escuadra. Después de mucho uso, los bordes tienden a redondearse, pueden escuadrarse nuevamente frotando el rasero hacia delante y hacia atrás sobre un pedazo de lija muy fina, asegurándose de conservar el rasero en posición vertical.

Un rasero de buena calidad es bastante durable, la hoja esta hecha de caucho especial que no sufre alteración con la tinta o los solventes limpiadores. Se debe tener cuidado de que la hoja no tenga muescas o que se le acumule tinta seca. Se debe limpiar el rasero cuando se limpie la pantalla tan pronto como se termine de imprimir.

Como se mencionó anteriormente el rasero debe tener 1.5 cm menos de longitud que el ancho anterior de la pantalla. Esto permite imprimir toda el área sin tener que sobreponer capas de pintura, que dejarían rebordes de tinta sobre la superficie de la impresión.

## **2.5 TINTAS**

Las tintas especiales que se usan en la serigrafía son, en su mayor parte de base de aceite y se conocen como tintas para cartel (poster inks). El color seca en unos 15 minutos, lo que permite poder imprimir encima con otro color con bastante rapidez.

Debido a que estas tintas tienen base de aceite, requieren que se les maneje con cuidado. Para limpiarlas se debe utilizar un solvente como adelgazador de pinturas (screen Wash), turpentina o los líquidos especiales para lavar pantallas que se venden en las tiendas del ramo. El tiner es el más barato. Para limpiar las tintas con base de aceite no se debe emplear agua y jabón, ya que sólo contribuirían a hacer más difícil la tarea.

## **2.6 LIMPIEZA**

La limpieza requiere organización. Esto significa que antes de empezar a imprimir se debe tener a la mano todo lo necesario para limpiar con eficiencia: muchos trapos cortados en trozos pequeños, adelgazador de pintura, cuadrados de cartón y una lata de basura.

Cualquier tinta que quede sobre la pantalla deberá quitarse con un cuadrado de cartón y ponerse nuevamente en el frasco o lata. Puede usarse nuevamente en tanto no tenga grumos por haberse secado parcialmente.

Después de haber quitado toda la tinta que sea posible, vierta el adelgazador de pintura sobre la pantalla y frote con un trapo para disolver la tinta residual. Se puede dejar remojada la pantalla durante unos dos minutos en tanto se limpie el rasero.

Si no se limpian los puntos obstruidos por la pintura repitiendo la aplicación de tiner, deberá usarse un solvente más enérgico como un limpiador de brocha de tipo no detergente (Aguarras). No se debe permitir que el limpiador de brochas toque las partes donde se ha aplicado el shellac porque lo disolverá.

Vierta un poco del limpiador de brochas sobre un trapo y aplique sobre los puntos resistentes.

Los trapos empapados con pintura y tiner deberán desecharse o almacenarse en un lugar donde no corran el riesgo de sufrir una combustión espontánea. Son extremadamente inflamables, al igual que las tintas por lo que se les debe conservar en un lugar fresco, bien ventilado y lejos de donde puedan producirse chispas o hayan cenizas de cigarrillo, y esta es una recomendación muy importante, no se debe fumar en los sitios donde se lleva a cabo la serigrafía.

### **3. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA APLICACIÓN DE SCREEN**

Esta máquina se diseñara para una producción de 240 tanques de 55 galones por hora y consta básicamente de los siguientes sistemas :

- ❖ Sistema Volteador : Este dispositivo es el encargado de recibir el tanque proveniente de la línea de producción para luego ponerlo en contacto con la banda transportadora.
  
- ❖ Banda transportadora : Es la encargada de transportar el tanque hasta la base que servirá de apoyo para el proceso de estampado.
  
- ❖ Base para apoyo del tanque : Consta de dos rodillos, los cuales mediante un sistema electromecánico darán al tanque la ubicación correcta para el inicio del proceso de screen, además, servirán de apoyo al envase durante el estampado.

- ❖ Sistema móvil sujetador : La función del dispositivo es la de sujetar el tanque para que éste no se mueva durante el proceso de estampado y de ésta manera se pueda convertir el movimiento lineal de la pantalla en un movimiento circular que se transmitirá al envase.
  
- ❖ Marco para las pantallas : Es el encargado de soportar las pantallas de seda.
  
- ❖ Sistema de pintura : Constituido básicamente por un sistema electoneumático, además, sirve de soporte para los raseros que se utilizaran en el estampado.
  
- ❖ Sistemas electromecánicos y electroneumáticos : Son los encargados de dar en el momento preciso las señales que se deben interpretar para que se produzca una secuencia lógica.

En los capítulos siguientes se procede a realizar los cálculos respectivos para su diseño.

## **4. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO**

### **4.1 CÁLCULO DE LAS REVOLUCIONES DEL PROCESO DE SCREEN**

El diseño está basado en una producción equivalente a 240 tanques por hora, es decir, se desean pintar 4 tanques por minuto y teniendo en cuenta que en cada tanque se perderá aproximadamente 10 segundos desde el momento en que el tanque llegue al sitio destinado para su correcta ubicación y sujeción tenemos:

$$t_p = 240 * 1/6 \text{ minutos (tiempo perdido en los 240 tanques)}$$

$$t_p = 40 \text{ minutos}$$

por lo tanto el tiempo de funcionamiento real será:

$$t_f = 60 \text{ minutos} - 40 \text{ minutos}$$

$$t_f = 20 \text{ minutos}$$

Como cada tanque necesita una sola revolución para el proceso de screen, tenemos que el número de revoluciones será;



$$n = \frac{240 \text{ rev}}{20 \text{ min}}$$

$$n = 12 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

## **4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN**

### **4.2.1 Cálculo de la potencia basada en el piñón conductor**

$D_{pg} = 620 \text{ mm}$ , Asumido en referencia al diámetro del tanque

$D_{pp} = 70 \text{ mm}$ , Asumido a consideración de personal con experiencia en ésta área, considerando para ello un número de dientes :  $Z = 14$  y un módulo :  $m = 5 \text{ mm}$ .

Determinamos la relación de transmisión ( $m_w$ ) como (Ecuac. 6 Anexo A)

$$m_w = \frac{D_{pg}}{D_{pp}} = \frac{620 \text{ mm}}{70 \text{ mm}}$$

$$m_w = 8.85$$

Teniendo en cuenta que las revoluciones en el proceso de screen será la misma para el engrane tenemos:

$$n_g = 12 \text{ rev/min}$$

y que la relación de velocidad ( ecuación 6 anexo A )

$$m_w = \frac{n_p}{n_g} \text{ Reemplazando}$$

$$8.85 = \frac{n_p}{12 \text{ rev/min}}$$

$$n_p = 106 \text{ rev/min}$$

Como en el proceso es necesario mover un marco en acero estructural con sus respectivas pantallas y teniendo en cuenta que los mecanismos que se utilizaran para este movimiento estarán compuestos por cremalleras, piñones y engranes de materiales acero y hierro gris, se nos fue aconsejado por ingenieros de diseño mecánico que el cálculo se hiciera en base a una fuerza que sería aproximadamente igual al peso de la estructura que se quería mover, por estas razones tenemos:

## A. CÁLCULOS APROXIMADOS DEL PESO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

### A.1 Peso aproximado Piñones

$$D_{pp} = 70 \text{ mm}$$

$$b = 40,64 \text{ mm}$$

y tomamos como referencia la siguiente relación

$$645160 \text{ mm}^3 \text{ ————— } 5.060 \text{ kg Acero}$$

por lo tanto:

$$\text{Volumen Piñón} = 2pr^2L = 2p(35)^2(40,64\text{mm})$$

$$V. \text{ piñón} = 312802,09 \text{ mm}^3$$

$$\text{Peso Piñón} = 2,45 \text{ kg.}$$

#### A. 2. Peso Cremallera

$$b = 40,64 \text{ mm}$$

$$L = 2000 \text{ mm}$$

$$h = 25 \text{ mm}$$

$$V. \text{ cremallera} = 2064512 \text{ mm}^3$$

$$\text{peso cremallera} = 16,192 \text{ kg.}$$

#### A.3. Peso Marco Pantalla

Tomando L 2 x 2 x 1/8 con 1Lb/ft ——— 1,65 tenemos

6000 mm necesarios  $\approx 236,22 \text{ in} = 19,68 \text{ ft}$

equivalentes a 14,73 kg.

#### A.4. Peso Pantalla (igual a la anterior)

$$4587 \text{ mm} = 15,05 \text{ ft}$$

equivalente a 11,26 Kg.

#### A.5. Peso Total

$$PT = 3 \text{ cremalleras} + 3 \text{ pantallas} + \text{marco pantallas}$$

$$PT = 3(16,192) + 3(11,26) + 14,73$$

$$PT = 97,85 \text{ kg.}$$

Asumiendo  $F_t = 980 \text{ N}$ , aplicada en el punto primitivo o de contacto y sabiendo que la potencia está dada por:

$$P = T \cdot n \quad \text{donde:}$$

$P =$  Potencia en kw

$T =$  Momento en N.m

$n =$  revoluciones en rad/min

$$T = F_t \left( \frac{D_{pp}}{2} \right) \text{ para el piñón conductor:}$$

Reemplazando para el piñón conductor tenemos

$$P = F_t \left( \frac{D_{pp}}{2} \right) n$$

$$P = 980\text{N} * \left( \frac{0,070\text{m}}{2} \right) * \frac{106,2 * 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ seg}}$$

$$P = 381,458 \text{ w}$$

$P = 0,51 \text{ HP}$  La cual será la base de nuestro diseño.

**4.2.2 Diseño Engranaje, Piñón, Cremallera.** De todos los materiales para fundición, la gris de hierro es la que más se emplea, debido a su costo relativamente bajo, la facilidad de ser

fundido en grandes cantidades y su fácil maquinado, por tal razón:

### **Cálculo elemento más débil**

#### Engranaje:

Hierro gris ASTM 20 (tabla A.21 Anexo B)

$S_n = 10 \text{ ksi}$

#### Piñón

Acero AISI 1045 (Anexo C)

$BHN = 240$

$S_n = 86 \text{ ksi}$  (Ecuación 19 Anexo A.)

Como el diseño tiene que ser en base al elemento más débil calculamos la debilidad relativa de ambos elementos, en donde el cálculo menor regirá el diseño.

Con las características ya definidas anteriormente para los engranajes rectos tenemos:

Piñón :  $N_p = 30$  basado en la tabla 5 - 2 Anexo D.

    Evolvente =  $20^\circ$

    Altura total

    Carga en la punta

De la tabla AT - Anexo D. Tenemos  $Y = 0,358$

Reemplazando en la ecuación de Lewis (Ecuac. 17 Anexo A)

tenemos:

$$DR = S_n * y$$

$$DR_p = 86 \text{ KSI} * 0,358$$

$$DR_p = 30,788 \text{ KSI}$$

Engranaje:

Con el  $N_p = 30$  y una  $m_w = 8,85$  tenemos:

$$m_w = \frac{N_g}{N_p} \text{ (Ecuac. 6 Anexo A). Reemplazando}$$

$$8,85 = \frac{N_g}{30} \rightarrow N_g = 266$$

tomando:

$$N_g = 266$$

Altura total

Evolvente  $20^\circ$

Carga en la punta

De la tabla AT - 24 Anexo D, tenemos  $y = 0,4682$ .

reemplazando en la ecuación de Lewis (Ecuación 17 Anexo A)

$$D_{Rg} = 10 \text{ KSI} * 0,4682$$

$$D_{Rg} = 4,682 \text{ KSI}$$

De donde queda totalmente demostrado que la rueda es el elemento más débil, por lo tanto el diseño será en base a éste.

### **Cálculo de Vm**

De la ecuación 12.1 Anexo A, tenemos:

$$Vm = p * D_{pg} * h_g \text{ reemplazando}$$

$$Vm = p * 620mm * 12rev / \text{min} , \text{ haciendo calculo y conversión}$$

$$Vm = 76,67 ft / \text{min}$$

Según especificaciones Ecuación 13 Anexo A, tomamos un tallado comercial donde  $Vm \leq 2000 ft / \text{min}$  , por lo tanto

$$Fd = \left( \frac{600 + Vm}{600} \right) Ft \text{ donde}$$

$$Ft = \frac{33000 * HP}{Vm} \text{ Ecuación 12 Anexo A}$$

Reemplazando en ecuación 12. tenemos

$$Ft = \frac{33000 * 0,51}{76,67}$$

$Ft = 219,5 \text{ Lb.}$  Este valor en la Ecuación 13:

$$Fd = \left( \frac{600 + 76,67}{600} \right) * 219,5$$

$$Fd = 247,5 \text{ Lb.}$$

Para garantizar el sistema por desgaste y resistencia se debe cumplir que:

$$F_s \geq F_d \quad \text{y} \quad F_w \geq F_d$$

Procedemos a calcular  $F_s$  en base a la resistencia de la ecuación 9 Anexo A, tenemos:

$$F_s = \frac{S_{by}}{Pd k_f}$$

Tomando las siguientes consideraciones:

❖ Para el cálculo de  $F_s$ , tomamos el límite de fatiga reducido en un 10%, esto por razones de seguridad

❖ Asumimos  $b = 11/Pd$  según ecuación 1 Anexo A.

$$F_s = \frac{9000 * 11 - 0,4682}{Pd^2 k_f}$$

Tomando una situación crítica donde  $F_s = F_d$ . Tenemos

$$247,5 = \frac{9000 * 11 - 0,4682}{Pd^2 k_f}$$

Asumiendo  $k_f = 1,5$  según ecuación 11.1. anexo A, tenemos



$$247,5 = \frac{9000 * 11 - 0,4682}{1,5Pd^2} \quad \text{despejando}$$

$$Pd = 11,17$$

Estandarizando tabla 5 - 6. anexo D

$$Pd = 12$$

Recalculando el número de dientes para la rueda mediante la ecuación 3. anexo A.

$$Pd = \frac{Ng}{D_{pg}(in)} \quad \text{reemplazando}$$

$$Ng = 12 * 24,4$$

$$Ng = 292,8 \rightarrow Ng = 293$$

Con este Ng volvemos a recalcular el factor de forma  $y$  de la siguiente manera

$$Ng = 293$$

Altura total

Carga en la punta evolvente  $20^\circ$

De la tabla AT - 24 Anexo D, tenemos  $y = 0,47044$

Con este valor volvemos a la ecuación 9 y recalculamos el breal

$$b = \frac{Fd * Pd * kf}{S * Y} \quad \text{reemplazando}$$

$$b = \frac{247,5 * 12 * 1,5}{9000 * 0,47044}$$

$$b_{real} = 1,0$$

Verificamos si es garantizado por desgaste.

Tenemos de la ecuación 18. Anexo A, que:

$$F_w = D_{pg} * b * kg * Q$$

Determinamos para ASTM 20, con envolvente 20° de la tabla AT - 26 Anexo D, que:

kg = 112 y sabiendo que

$$Q = \frac{2N_g}{N_g + N_p} \quad \text{reemplazando}$$

$$Q = \frac{2 * 293}{293 + 30} \Rightarrow Q = 1,8142$$

Reemplazando en la ecuación 18 tenemos:

$$F_w = 24,4 * 1 * 112 * 1,8142$$

$$F_w = 4597,8lb$$

Con lo cual el sistema queda garantizado por desgaste, ya que

$F_w \geq F_d$  y por consiguiente tendrá una vida indefinida.

La cremallera tendrá las siguientes especificaciones:

Longitud = 2000 mm

Paso = Paso engranaje

Material = Acero AISI 1045 (Anexo C)

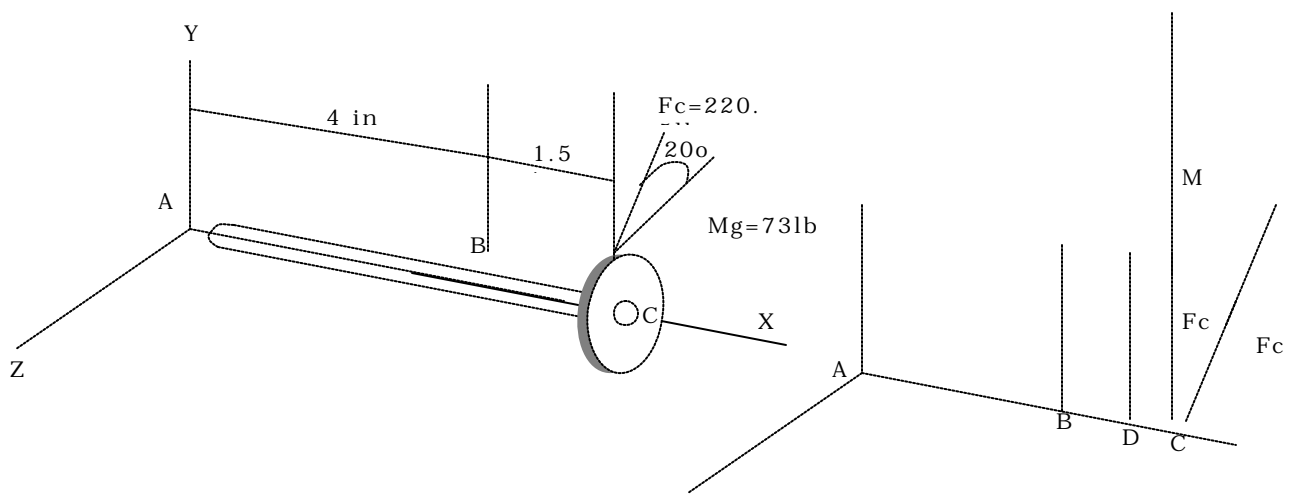
Espesor = Espesor Engranaje

Evolvente =  $20^\circ$

**4.2.3 Cubos y Brazos, Engranajes Metálicos.** Los cubos de engranajes metálicos se dimensionan empíricamente. El agujero del cubo depende del diámetro del eje, y la longitud del cubo para nuestro caso, no deberá ser mayor de una pulgada (1"). El refuerzo del cubo, se puede admitir que dependa de las dimensiones de los brazos en el cubo.

Para engranajes de hasta 3 metros ( o bien 120 in) de diámetro, se adaptan seis brazos siempre que sea posible, aunque para engranajes pequeños son generalmente empleados cuatro brazos.

### 4.3 DISEÑO DEL EJE SUJETADOR



**Figura 2. Fuerzas que actúan sobre el eje sujetador**

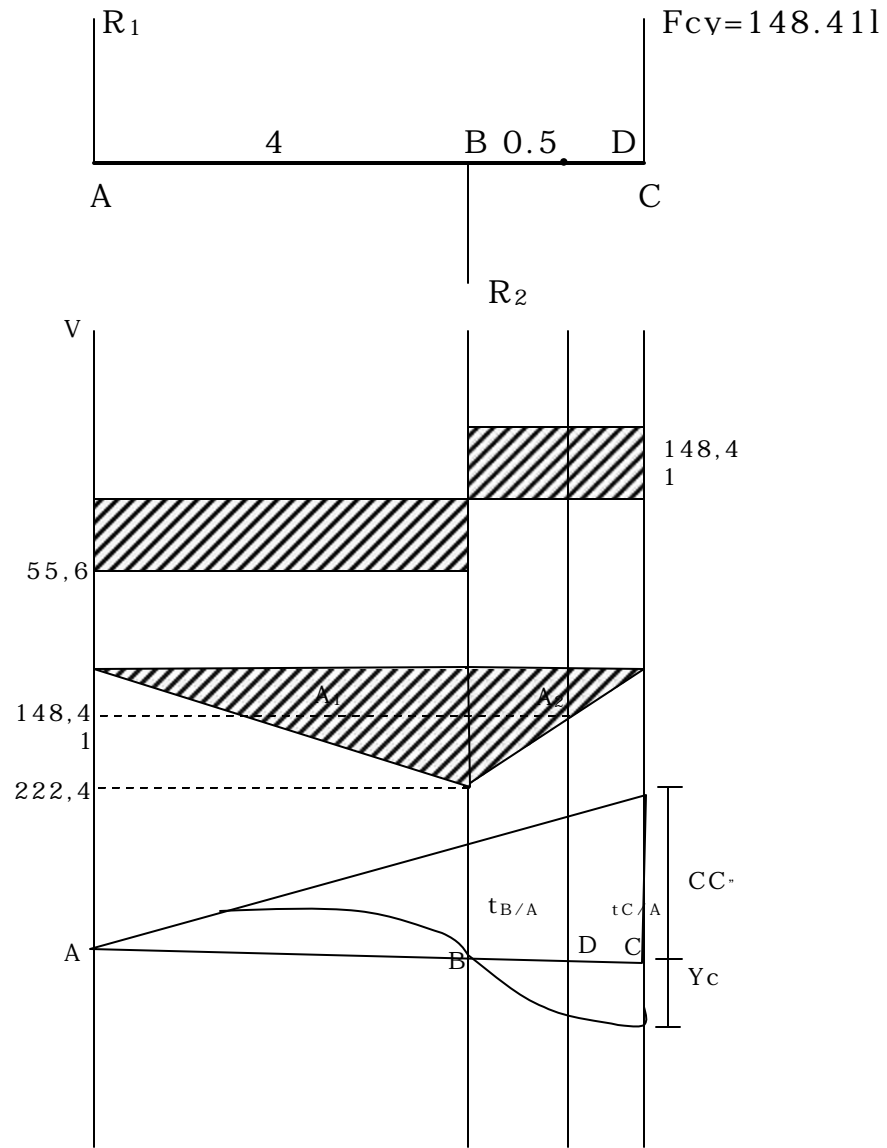
Por trigonometría tenemos los siguientes valores:

$$F_{cz} = F_c * \cos 20^\circ = 220,5 * \cos 20^\circ \quad \underline{F_{cz} = 207,2 \text{ lb}}$$

$$F_{cy} = F_c * \sin 20^\circ + Mg = 220,5 * \sin 20^\circ + 73 \quad \underline{F_{cy} = 148,41 \text{ lb}}$$

Elaborando los diagramas de cuerpo libre correspondientes a los planos XY y XZ como se muestra a continuación :

**D.C.L. Plano xy**



**Figura 3. Diagrama de cuerpo libre plano xy**

$$\curvearrowright + \sum M_A = 0$$

$$148,41(5,5) = R_2 * 4$$

$$R_2 = 204 \text{ lb}$$

$$R_1 = 55,6 \text{ lb}$$

Aplicando el método de Area Momento tenemos:

$$t_{B/A} = (222,4)(4)(0,5)(1/3)(4)$$

$$t_{B/A} = 593,01$$

$$t_{C/A} = (222,4)(4)(0,5)(4/3 + 1,5) + (222,4)(1,5)(0,5)$$

$$t_{C/A} = 1427,01$$

Por relación de triángulos tenemos:

$$\frac{CC'}{5,5} = \frac{t_{B/A}}{4} \Rightarrow CC' = \frac{(5,5)(593,01)}{4}$$

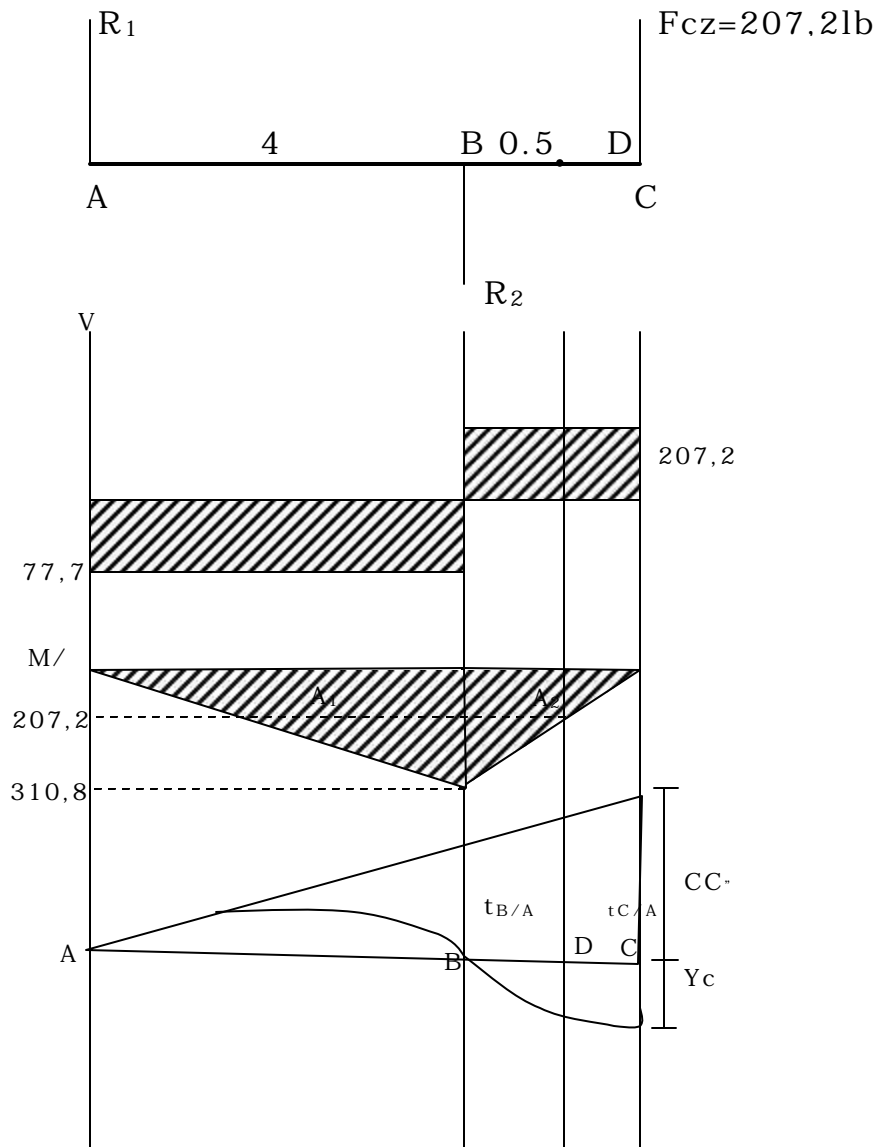
$$CC' = 815,389$$

Calculamos la deflexión en "C" en el plano xy

$$y_c = t_{C/A} - CC' = 1427,01 - 815,389$$

$$y_c = \frac{611,6}{EI}$$

**D.C.L. Plano xz**



**Figura 4. Diagrama de cuerpo libre plano xz**

$$\sum M_A = 0$$

$$(207,2)(5,5) = R_2 \cdot 4$$

$$R_2 = 284,9 \text{ lb}$$

$$R_1 = 77,7 \text{ lb}$$

Aplicando el método de Area Momento tenemos:

$$t_{B/A} = (310,8)(4)(0,5)(1/3)(4)$$

$$t_{B/A} = 828,8$$

$$t_{C/A} = (310,8)(4)(0,5)(4/3 + 1,5) + (310,8)(1,5)(0,5)$$

$$t_{C/A} = 1994,3$$

Por relación de triángulos tenemos:

$$CC' = \frac{(5,5)(828,8)}{4}$$

$$CC' = 1139,6$$

Calculamos la deflexión en "C" en el punto xz

$$y_c = t_{C/a} - CC' = 1994,3 - 1139,6$$

$$y_c = \frac{854,7}{EI}$$

Calculamos la deflexión resultante en el punto "C" como:

$$y_{CR} = \sqrt{y_{c(xy)}^2 + y_{c(xz)}^2}$$

$$y_{CR} = \frac{\sqrt{(611,6)^2 + (854,7)^2}}{EI}$$

$$y_{CR} = \frac{1050,984}{EI} \text{ (Ecuación A)}$$



Para ejes de transmisión la deflexión máxima permisible es de 0,003 in multiplicada por la distancia entre apoyos (ft), por lo tanto tomando:

$$y_{\max} = 0,001 * \frac{4}{12} \quad \rightarrow \quad y_{\max} = 3,33 \times 10^{-4} \text{ in}$$

Tomando este  $y_{\max}$  en el punto C y sabiendo que  $E = 30 \times 10^6$  PSI

para aceros;  $I = \frac{pD^4}{64}$ , reemplazando en A tenemos:

$$3,33 \times 10^{-4} = \frac{1050,984 * 64}{30 * 10^6 * p d^4} \quad \text{Despejando}$$

$$d = 1,209 \text{ in}$$

$$d = 1 \frac{1}{4} \text{ in}$$

El calculo del eje por fatiga estará centrado en el punto "D" donde se presenta un cambio de sección y por consiguiente habrá una concentración de esfuerzo en el entalle. Calculando el Momento en "D" tenemos:

$$M_D = \sqrt{(148,41)^2 + (207,2)^2}$$
$$M_D = 254,87 \text{ lb} * \text{in}$$

tomando para el eje acero AISI 1045 calibrado con un  $S_{ut} = 88065$  PSI,  $S_{yt} = 73862$  PSI.

El límite de Resistencia a la fatiga estará dado por:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * s_e' \quad (\text{Ecuación B})$$

### **Factor de superficie $k_a$ :**

Tomando un acabado maquinado o estirado en frío con un factor  $a = 2,7$  KPSI y  $b = -0,265$  reemplazando

$$K_a = a \text{ sut}^b$$

$$K_a = 2,7 (88,065)^{-0,265}$$

$$K_a = 0,824$$

### **Factor de tamaño $k_b$ :**

Como este está en función del diámetro y no lo tenemos entonces asumimos:

$$K_b = 0,85$$

### **Factor de carga $k_c$ :**

Para flexión  $k_c = 1$

### **Factor de temperatura $k_d$ :**

Para una temperatura ambiente de  $30^\circ \text{C}$  tenemos

$$k_d = \frac{ST}{SRT} \quad \text{donde } \frac{ST}{SRT} \Big|_{30^\circ} \text{ de tabla 7 - 5 Anexo E} = 1.$$

Por lo tanto  $k_d = 1$



### **Factor de efectos diversos ke:**

Este factor está determinado por  $ke = \frac{1}{kf}$  donde

$Kf$  = sensibilidad en el entalle

$$Kf = 1 + q (kt - 1)$$

$$q = \frac{kf - 1}{kt - 1}$$

Pero por no tener el diámetro asumimos  $q = 1$  por lo tanto la

relación  $\frac{r}{d} = \frac{1/8d}{d} = \frac{r}{d} = \frac{1}{8}$  (A - 15 - 8 Anexo E)

Por lo tanto de la figura obtenemos  $kts = kf = 1,3$

De donde

$$ke = \frac{1}{1,3} \Rightarrow ke = 0,769$$

El cálculo de  $Se'$  está basado en

$$Se' = 0,504 Sut \quad Sut \leq 200KPSI$$

$$Se' = 0,504(88,065)$$

$$Se' = 44,38KPSI$$

Por consiguiente el límite de resistencia a la fatiga es, reemplazando en ecuación B:

$$Se' = 0,824 * 0,85 * 1 * 0,769 * 44,38$$

$$Se = 23,9kPSI$$

En cualquier eje rotativo cargado por momentos de flexión y torsión actúan esfuerzos por flexión completamente invertida, debido a la rotación del árbol, pero el esfuerzo torsional permanecerá estable. Por lo tanto:

$$\text{Esfuerzo alternante } \mathbf{s}_a = \frac{32Ma}{\mathbf{pd}^3}$$

$$\text{Esfuerzo estable } \mathbf{tm} = \frac{16T_{\max}}{\mathbf{pd}^3}$$

$$\text{Esfuerzo Medio } \mathbf{s}_m = \sqrt{3tm^2}$$

Por consiguiente:

$$\mathbf{s}_a = \frac{32(254,87)}{\mathbf{pd}^3} \Rightarrow \mathbf{s}_a = \frac{2,596}{d^3}$$

El torque máximo en el sistema está dado por:

$$Tc = Fcz * (24,4/2)$$

$$Tc = 207,2lb(12,2in)$$

$$Tc = 2527,85lb * in$$

Por lo tanto:

$$tm = \frac{16(2527,85)}{\rho d^3} \Rightarrow tm = \frac{12,88}{d^3}$$

$$s_m = \sqrt{3\left(\frac{12,88}{d^3}\right)^2} \Rightarrow s_m = \frac{22,30}{d^3}$$

Calculando el esfuerzo máximo permitido

$$s_{\max} = \sqrt{\left(\frac{2,296}{d^3}\right)^2 + \left(\frac{22,30}{d^3}\right)^2}$$

$$s_{\max} = \frac{22,46}{d^3}$$

Por Goodman modificado con un factor de seguridad de  $h=2$

tenemos

$$\frac{s_a}{Se} + \frac{s_m}{Sut} = \frac{1}{h}$$

$$\frac{2,596}{23,9} + \frac{22,30}{80,065} = \frac{d^3}{2}$$

$$d = 0,9in$$

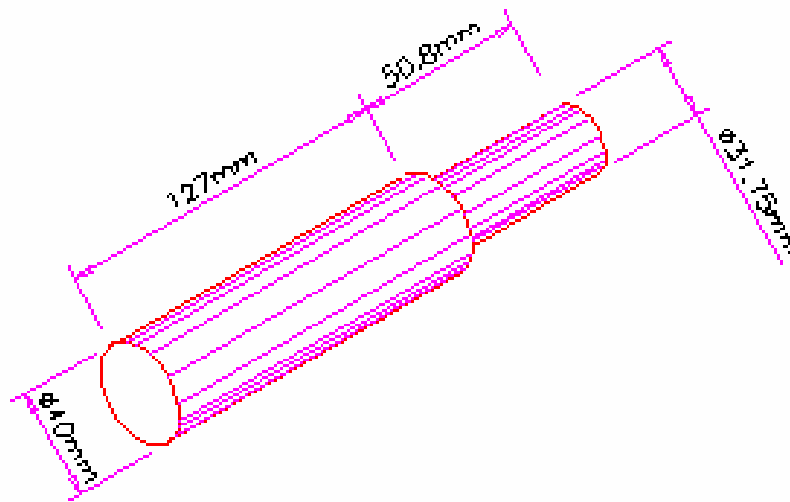
por fluencia

$$h = \frac{S_{yt}}{s_{\max}}$$

$$2 = \frac{73,862d^3}{22,46}$$

$$d = 0,85in$$

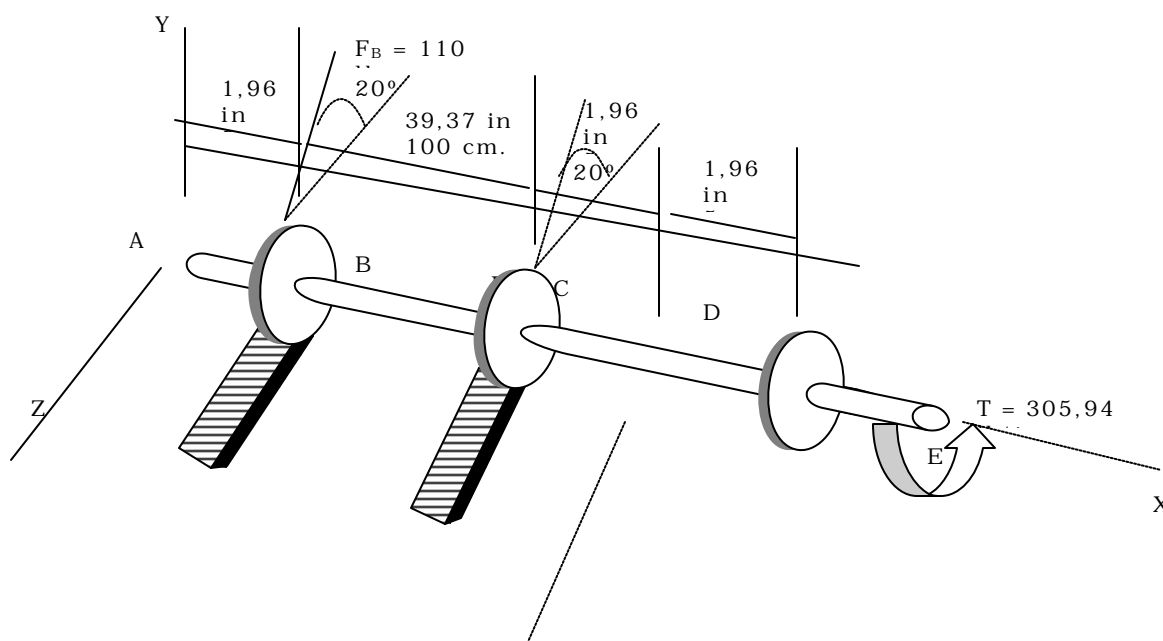
Corrigiendo el factor  $k_b$  ,  $k_e$  y realizando los mismos procedimientos se llegó a la conclusión de que por flexión es más crítico por tal razón se toma para el diseño  $d = 1 \frac{1}{4}$  in AISI 1045.



**Figura 5. Dimensiones Eje Sujetador**

#### 4.4 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

para este diseño tendremos en cuenta los elementos que actuarán sobre el eje, en este caso tenemos dos piñones que transmitirán su movimiento a dos cremalleras y un piñón de cadena el cual transmitirá el movimiento al eje:



**Figura 6. Fuerzas que actúan sobre el eje principal**

Dpiñón = 70 mm

Dpiñón cadena = 68,7 mm





Despreciando el peso de los piñones

Por trigonometría

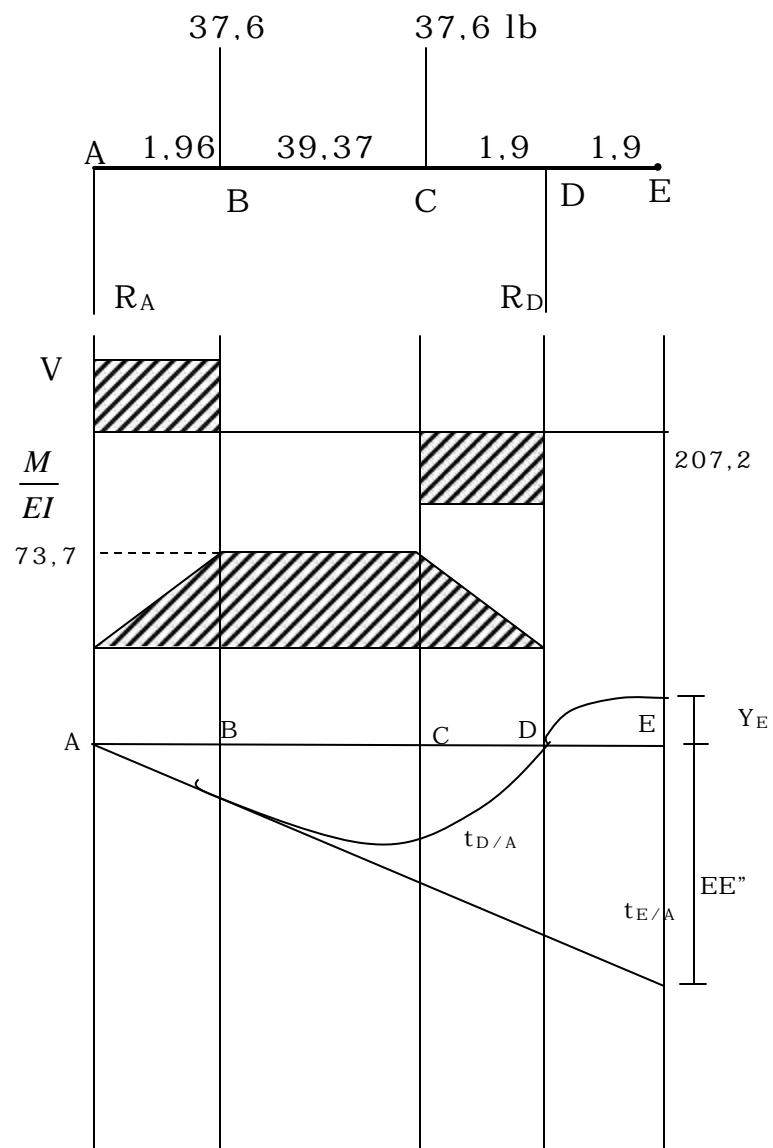
$$F_{BY} = 37,6 \text{ lb}$$

$$F_{BZ} = 103,36 \text{ lb}$$

$$F_{CY} = 37,6 \text{ lb}$$

$$F_{CZ} = 103,36 \text{ lb}$$

Siguiendo los mismos pasos del diseño anterior tenemos:



**Figura 7. Diagrama de cuerpo libre plano xy**

Por simetría

$$R_A = 37,6 \text{ lb}$$

$$R_D = 37,6 \text{ lb}$$

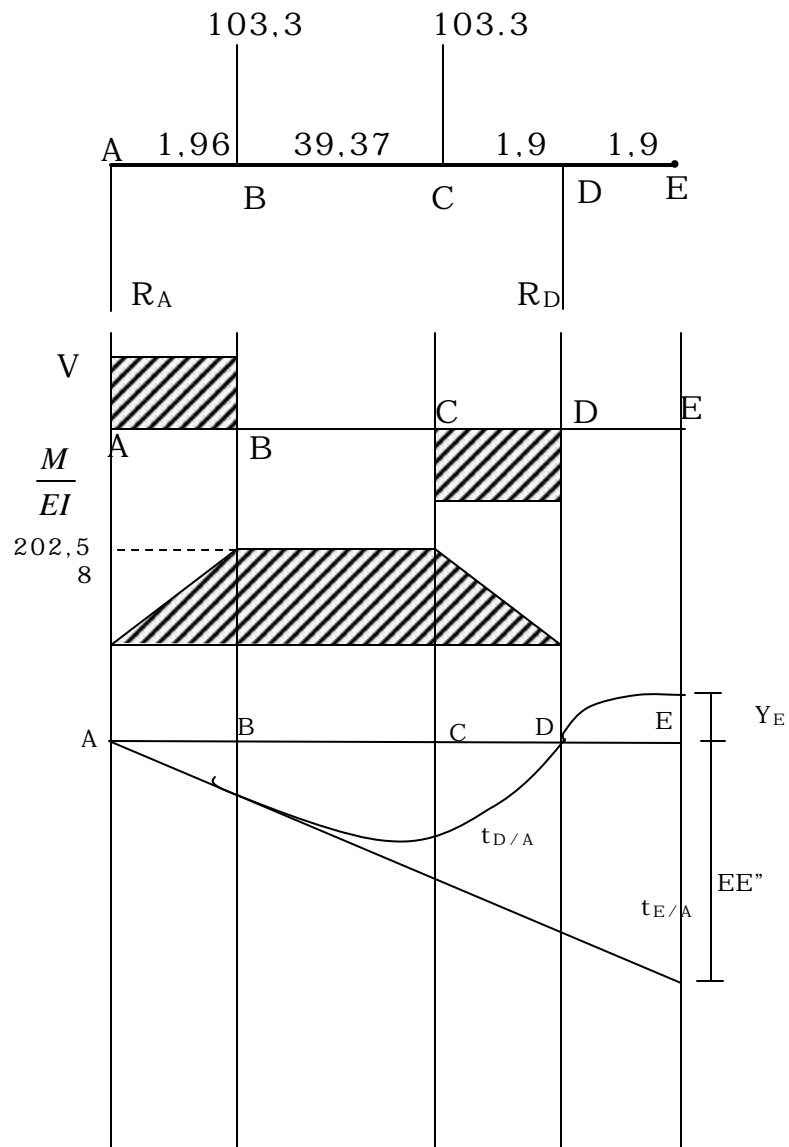
$$T_{D/A} = 65931,11$$

$$T_{E/A} = 71901,31$$

$$EE' = 68916,2$$

$$Y_E = \frac{2985,11}{EI}$$

De igual forma para el plano xz tenemos:



**Figura 8. Diagrama de cuerpo libre plano xz**

Por simetría

$$R_A = 103,36 \text{ lb}$$

$$R_D = 103,36 \text{ lb}$$

$$T_{D/A} = 181225,6$$

$$T_{E/A} = 197635,9$$

$$EE' = 189430,78$$

$$Y_E = \frac{8205,12}{EI}$$

Calculamos la deflexión resultante en el punto E como:

$$Y_{ER} = \frac{\sqrt{(8205,112)^2 + (2985,1)^2}}{EI}$$

$$Y_{ER} = \frac{8731,25}{EI} \text{ (Ecuación A)}$$

Tomando las mismas condiciones para el eje tenemos:

$$0,001 * \frac{43,29}{12} = \frac{8731,25 * 64}{30 * 10^6 * \mathbf{p}, d^4} \quad \text{Despejando}$$

$$d = 1,13 \text{ in}$$

$$d = 1 \frac{3}{16} \text{ in}$$

El cálculo del eje por fatiga estará centrado en el punto B ó C, donde se presenta el mayor esfuerzo y un cambio de sección.

$$M_D = \sqrt{(202,58)^2 + (73,7)^2}$$

$$M_D = 215,57 \text{ lb} * \text{in}$$

Tomando para el eje Acero AISI 1045 calibrado con un  $S_{ut} =$

$$88065 \text{ Psi}, \quad S_{yt} = 73862 \text{ Psi}.$$

Por lo tanto:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_c * S_e'. \text{ (ecuación B)}$$

Siguiendo las mismas consideraciones hechas en el diseño del eje anterior tenemos:

$$\underline{S_e = 23,9 \text{ kPsi}}$$

Por lo tanto tenemos:

$$s_a = \frac{32(215,57)}{pd^3} \Rightarrow s_a = \frac{2,195}{d^3}$$

$$T_D = 152,97 \text{ lb} * \text{in}$$

$$T_m = \frac{16(152,97)}{pd^3} \Rightarrow T_m = \frac{0,779}{d^3}$$

$$s_m = \sqrt{3 \left( \frac{0,779}{d^3} \right)^2} \Rightarrow s_m = \frac{1,349}{d^3}$$

El esfuerzo máximo permitido será:

$$s_{\max} = \frac{\sqrt{(2,195)^2 + (1,349)^2}}{d^3}$$

$$s_{\max} = \frac{2,576}{d^3}$$

Por Goodman modificado tenemos con un factor de seguridad igual a 2

$$\frac{2,195}{23,9} + \frac{0,1124}{88,065} = \frac{d^3}{2}$$

$$d = 0,58in$$

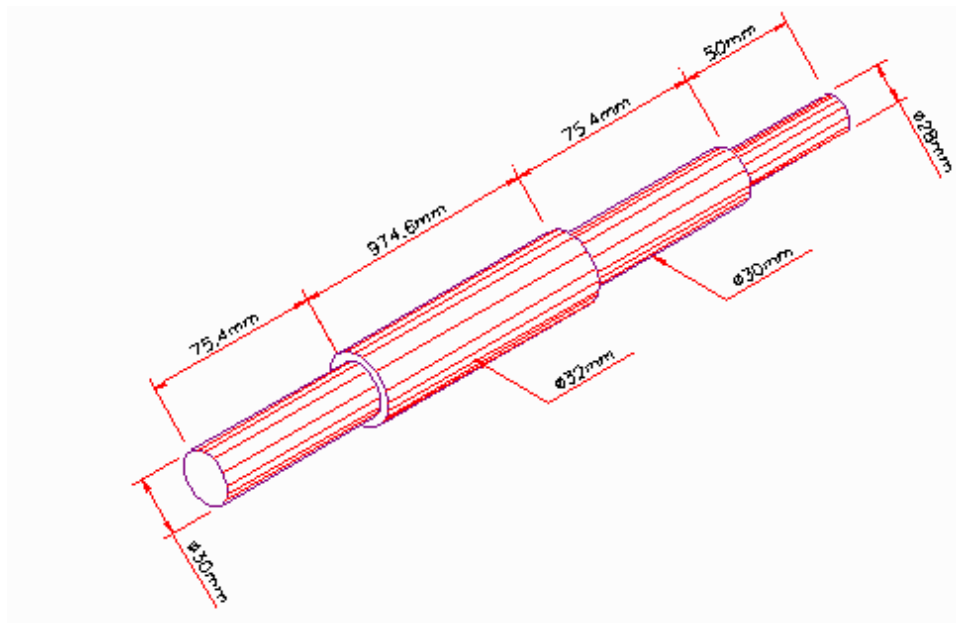
Por fluencia

$$2 = \frac{73,862d^3}{2,576}$$

$$d = 0,42in$$

Corrigiendo los factores asumidos y procediendo de igual manera tenemos que por deflexión es más crítico por tal razón se toma para el diseño:

$$d = 1\frac{3}{16}in \text{ AISI 1045}$$



**Figura 9. Dimensiones Eje Principal**

## **5. SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO**

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuada para una aplicación determinada, por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medias, así como cargas axiales. Tienen un bajo rozamiento y pueden producirse con alta precisión y en variantes de funcionamiento silencioso.

En muchos casos, sin embargo, cuando se selecciona el tipo de rodamiento tienen que considerarse diversos factores y contrastarlos entre sí, razón por la cual no es posible dar unas reglas generales de selección.

Entre los diferentes factores tenemos:

### **5.1 ESPACIO DISPONIBLE**

Hay muchos casos en que al menos una de las dimensiones principales del rodamiento, generalmente el diámetro del

agujero, viene determinada por las características de diseño de la máquina a la que va destinada.

Para los ejes de pequeños diámetros se puede utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, siendo los rodamientos rígidos de bolas los más comúnmente utilizados.

## **5.2 CARGAS**

**5.2.1 Magnitud de la carga.** Este es normalmente el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. En general, para unas mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas.

Los rodamientos de bolas son los más comúnmente utilizados cuando las cargas son pequeñas o moderadas; los rodamientos de rodillos son la elección más adecuada para cargas pesadas y ejes de grandes diámetros.

**5.2.2 Dirección de la carga.** Para carga radial: Con las excepciones de los rodamientos de rodillos cilíndricos sin pestañas en algunos de sus aros y de los rodamientos radiales de aguja que solo son adecuados para cargas estrictamente



radiales, todos los demás rodamientos radiales pueden soportar tanto cargas radiales como axiales.

### **5.3 DESALINEACION**

Los llamados rodamientos rígidos no pueden compensar desalineación alguna a su capacidad para absorber desalineaciones, sin que aparezcan sobrecargas, es muy pequeña.

### **5.4 VELOCIDAD**

La velocidad a la cual un rodamiento puede funcionar viene limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento. Las máximas velocidades pueden obtenerse con los rodamientos rígidos de bolas cuando las cargas son radiales puras y con los rodamientos de bolas con contacto angular para cargas combinadas.

## **6. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTO**

El tamaño del rodamiento para una determinada aplicación se selecciona sobre las bases de la carga que ha de soportar y de los requisitos que se imponen a su valor numérico, denominado la carga básica del rodamiento.

### **6.1 CAPACIDAD DE CARGA**

Se utiliza la carga básica dinámica “C” para los cálculos en que intervienen rodamientos giratorios sometidos a carga expresa, la carga constante en Newton bajo la cual la duración nominal prevista del rodamiento es de 1'000.000 de revoluciones.

Se usa la carga estática “Co” en los cálculos cuando los rodamientos han de ser estacionarios, de manera muy lenta o sometidos a movimientos lentos de oscilación.

### **6.2 CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE**

Todas las cargas que actúan sobre el rodamiento y que no cumple las condiciones de la carga básica dinámica “C” dadas

anteriormente, deben convertirse en una carga dinámica equivalente.

La carga dinámica equivalente se define como la carga radial constante hipotética, o la carga axial para los rodamientos axiales, que aplicada produce el mismo efecto que las cargas reales sobre la duración del rodamiento.

Por lo tanto, para el diseño se tomará rodamientos “Y” los cuales están basados en los probados rodamientos rígidos de bolas de las series 62 y 63. estos rodamientos se fabrican para ejes métricos comprendidos dentro de la gama de tamaños de diámetro de 12 a 100 mm y para ejes en pulgadas con diámetros comprendidos entre 5/8 y 4 pulgadas.

Todos los rodamientos “Y” tienen obturaciones rozantes en ambos lados y se suministran lubricados con una grasa de base lítica de consistencia NLGI3, la cual tiene buenas propiedades anticorrosivas y es adecuada para temperaturas de funcionamiento comprendidas entre - 30 y + 110° C. los rodamientos pueden funcionar sin mantenimiento en condiciones normales, aunque en condiciones adversas puede ser necesario relubricarlos.

Los factores para los rodamientos “Y” se determinan de la misma forma que para los rodamientos rígidos de bolas.

### **6.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EJE DEL ENGRANAJE**

Para la selección utilizaremos catálogos de la SKF

#### **6.3.1 Determinación de las fuerzas que soportan los rodamientos**

En los puntos A y B de la gráfica 2 y 3

❖ Punto A, fuerzas (Fr)

$$Fr = \sqrt{R^2y + R^2z}; Ry = 55,6; Rz = 77,7 \text{ lb}$$

$$Fr = \sqrt{(55,6)^2 + (77,7)^2}$$

$$Fr = 95,54 \text{ lb} = 424,6 \text{ N}$$

❖ Punto B; fuerzas (Fr)

$$Fr = \sqrt{Rx^2 + Rz^2}; Rx = 204 \text{ lb}; Rz = 284,9 \text{ lb}$$

$$Fr = \sqrt{(204)^2 + (284,9)^2}$$

$$Fr = 350,4 \text{ lb} = 1557,33 \text{ N}$$

Haremos la selección en base al apoyo más cargado, en este caso, Punto B.

Como la fuerza que se necesita para sostener el tanque en su posición es pequeña, asumiremos que la fuerza axial será igual:

$$F_a = 0,2(F_r)_B \text{ (sugerencia de fabricantes)}$$

$$F_a = 0,2(350,4lb)$$

$$F_a = 70,08lb = 311,46N$$

### **6.3.2 Carga estática equivalente (Po)**

Para rodamientos individuales tenemos:

$$P_o = 0,6F_r + 0,5F_a$$

$$P_o = 0,6(1557,3) + (311,46)$$

$$P_o = 1090,11N$$

Cuando  $P_o < F_r$ , tomar  $P_o = F_r$ , por lo tanto:

$$P_o = 1557,33N$$

**6.3.3 Capacidad de carga estática (Co).** La capacidad de carga estática necesaria  $C_o$  puede determinarse mediante la ecuación:

$$C_o = S_o P_o \text{ donde}$$

$C_o$  = Capacidad de carga estática en N

$S_o$  = Factor de seguridad estático

Po = Carga estática equivalente en N

De la tabla 9 (Anexo F), valores orientativos para el factor de seguridad estático, con referencia a rodamientos de bolas y un tipo de funcionamiento normal, tomaremos:

$$S_o = 0,5$$

Procedemos a calcular Co

$$C_o = 0,5(1557,53N)$$

$$C_o = 778,76N$$

**6.3.4 Carga dinámica equivalente (P).** Para rodamientos individuales tenemos:

$$P = Fr \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = xFr + yFa \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

En los rodamientos rígidos de bolas, los factores x e y necesarios para el cálculo de la carga dinámica equivalente, dependen de la relación entre la carga axial Fa y la capacidad de carga estática Co. Esta relación la podemos encontrar en factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas (Anexo F).

De las siguientes relaciones

$$\frac{F_a}{F_r} \quad \frac{F_a}{C_o} \quad e$$

$$0,20 \quad 0,40 \quad 0,41$$

Se puede determinar que  $\frac{F_a}{F_r} < e$ , por lo tanto la carga dinámica equivalente es

$$P = F_r$$

$$P = 1557,33\text{N}$$

Con referencia a la carga estática y carga dinámica equivalente seleccionamos el siguiente rodamiento (Anexo F)

$d = 40 \text{ mm}$ , designación SY 40 FM.

#### **6.4 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO EJE PRINCIPAL**

Determinamos la fuerza radial que actúan en el punto A y D.

$$\text{Punta A : } F_r = 110 \text{ lb} = 488,89 \text{ N}$$

$$\text{Punto B : } F_r = 110 \text{ lb} = 488,89 \text{ N}$$

$$\text{Tomando } F_a = 0,2 F_r, \text{ entonces } F_a = 22 \text{ lb} = 97,78 \text{ N}$$

La carga estática equivalente será:

$$P_o = 0,6(488,89) + (0,5)(97,78)$$

$$P_o = 342,224 \text{ N}$$

Como  $P_o < F_r$  entonces

$$P_o = 488,89 \text{ N}$$

La capacidad de carga estática será:

$$S_o = 0,5 \text{ entonces}$$

$$C_o = 244,44 \text{ N}$$

De la misma forma como se calculó anteriormente tenemos que la capacidad de carga dinámica equivalente es de:

$$P = 488,89 \text{ N}$$

Con referencia a la carga estática y carga dinámica equivalentes seleccionamos el siguiente rodamiento

$d = 30 \text{ mm}$ . Designación SY 30 FM. (Anexo F)



## **7. SELECCIÓN DE LAS CHAVETAS Y CHAVETEROS**

Estos elementos se usan por lo general para fijar sobre su eje piezas como engranajes, poleas o ruedas. Se utilizan para transmitir momento de rotación desde un eje hasta el elemento que soporta dicho árbol.

Para nuestro diseño utilizaremos chavetas de sección cuadrada, las cuales la longitud de la chaveta se basa en la longitud del cubo y la carga torsional por transmitir.

### **7.1 SELECCIÓN DE CHAVETA QUE FIJA EL ENGRANAJE DE SUJECCIÓN**

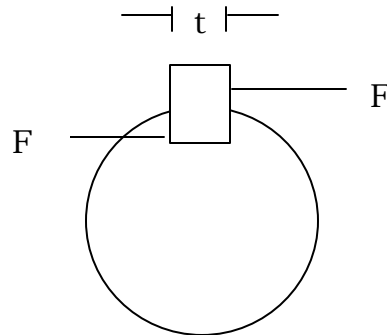
Potencia = 0,5 Hp

Torque = 2527,85 lb-in

Diámetro eje = 1 ¼ in

Con el diámetro del eje 1 ¼ in, se escoge una chaveta sección cuadrada de 1/4 in de espesor (t), y una profundidad de chavetero de 1/8 in (Ver Anexo J), la chaveta será de un

material acero 1040 estirado en frío, con su  $S_y = 71$  KPSI (Ver Anexo C).



**Figura 10. Fuerzas que actúan sobre las Chavetas**

Por la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es

$$S_{sy} = 0,577S_y = (0,577)(71\text{Kpsi}) = 40,967 \text{ Kpsi}$$

Utilizando un factor de seguridad  $n = 2$

La falla por corte está dada por:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (1)$$

Donde:

La fuerza tangencial  $F$  en la superficie del eje es

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2527,85\text{lb-in}}{0,625\text{in}} = 4044,56\text{lb}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (1)

$$L = 0,7898 \text{ in}$$

La falla por resistencia al aplastamiento será:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tL/2} \quad (2)$$

Reemplazando valores en la ecuación (2)

$$L = 0,9114 \text{ in}$$

Por lo tanto, estandarizamos la longitud  $L = 1 \text{ in}$

## **7.2 SELECCIÓN DE CHAVETA QUE FIJA LOS PIÑONES AL EJE PRINCIPAL**

$$\text{Potencial} = 0,25 \text{ Hp}$$

$$\text{Torque} = 152,97 \text{ lb} - \text{in}$$

$$\text{Diámetro del eje} = 1 \frac{3}{16} \text{ in}$$

Con  $f$  del eje  $1 \frac{3}{16}$ ", se escoge una chaveta de sección cuadrada de  $1/4 \text{ in}$  de espesor ( $t$ ) y una profundidad de chavetero de  $1/8$ ".

La chaveta será acero 1010 rolado en caliente con  $S_y = 26 \text{ Kpsi}$

$$S_{sy} = 15,002 \text{ Kpsi}$$

$$n = 2$$

Falla por corte:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tL}$$

donde:  $F = \frac{T}{r} = \frac{152,97lb \cdot in}{0,5937in} = 257,63lb$

Reemplazando valores:

$$L = 0,14 \text{ in}$$

Falla por resistencia al aplastamiento:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tL/2}$$

Reemplazando tenemos:

$$L = 0,16 \text{ in}$$

Estandarizando la longitud mínima será  $L = 0,2 \text{ in}$ .

## **8. SELECCIÓN DE LOS MOTOREDUCTORES**

### **8.1 SELECCIÓN MOTOREDUCTOR PRINCIPAL**

Se selecciona a partir de los catálogos sumitomo el cual utiliza una nueva tecnología en el principio de motoreductor.

#### ***Cómo seleccionar el modelo***

Para una apropiada selección son fundamentales las siguientes condiciones:

1. Aplicación
2. Horas de operación por día
3. Velocidad de salida requerida
4. Potencia o torque requerido
5. posición como va a ser instalado
6. velocidad de entrada del motoreductor SM-CYCLO

Determinamos la clasificación de la máquina mediante tabla (Anexo G), suministrada por la línea sumitomo.

### **Moderate Shock = M**

En base a la selección anterior establecemos el factor de servicio tabla (Anexo G) con las siguientes condiciones:

- ❖ Prime Mover = Electric Motor
- ❖ Duration of service = Upto 10 hrs per day
- ❖ Load classifications = Moderate Shock
- ❖ Service factors = SM - Cyclo = 1.2

Este factor de servicio de 1.2 es equivalente al factor de servicio de la AGMA de 1.25 con lo que se está demostrando una mayor eficiencia.

Tomando como base la potencia en el eje de 0.51 HP calculamos la potencia del reductor (Pr)

$$Pr = \text{Service factor} * \text{potencia en el eje}$$

$$Pr = 0,612 \text{ Hp}$$

Calculamos la relación requerida:

$$Ratio = \frac{1750input \text{ rpm}}{106,2output \text{ rpm}} \Rightarrow Ratio = 16,5:1$$

Como una relación de 16,5:1, 106,2 rpm de salida y 0,612 Hp no se encuentra determinado, sumitomo recomienda tomar el entero más próximo, para nuestro caso tendremos:

Rating tables (Anexo G)

Ratio 17

O/p Prm 103

Input Hp 0,93

Frame size 4090

Por lo tanto seleccionamos el modelo 4090 YB posición horizontal con sus dimensiones en (Anexo G).

## **8.2 SELECCIÓN MOTOREDUCTOR SISTEMA DE UBICACIÓN EN LA BASE DEL TANQUE**

Tomando como base los diámetros de los tanques y los rodillos

$$mw = \frac{D \text{ tan que}}{D \text{ rodillo}}$$

$$mw = \frac{620mm}{76,2mm}$$

$$mw = 8,13$$

Se necesita que el tiempo máximo de ubicación del tanque sea de 7 segundos y asumiendo que no existe rodadura suponemos que nuestra relación de velocidad será igual a la relación de los diámetros.

$$m_w = \frac{RPM_{rodillo}}{RPM_{tanque}} \quad \text{donde } tanque = 7/60 \text{ rev/min}$$

por lo tanto rodillo = 69,68 rpm

Este número de revoluciones es el que necesitaremos en la salida del motoreductor, por lo tanto tomando el de menor potencia de la línea sumitomo tenemos un modelo 4075 con un factor de servicio de 1.



## **9. SELECCIÓN DE CADENAS Y SPROCKERS**

### **9.1 MOTOR PRINCIPAL**

Para esta selección utilizaremos catálogos de la INTERMEC.

El eje principal necesita una potencia de 0,51 HP, la velocidad de salida del motoreductor es de 103 RPM y la de los piñones son de 106 RPM, por tanto la relación de velocidad será de 1:1.

Solución:

Número de dientes recomendados del piñón para velocidades bajas es de  $N = 17$ , con éste número de dientes impar y un número par de eslabones en la cadena se obtiene una mejor distribución del desgaste entre el piñón y la cadena.

$N_{sf}$  = coeficiente de servicio = 1.3 (Anexo H)

Potencia de proyecto = 0,51 HP

En la tabla de capacidad para las cadenas del catálogo de INTERMEC (Anexo H), y con las condiciones de RPM y número de dientes del piñón conductor, seleccionamos el tipo de cadena

que cumpla con la capacidad de transmisión. La cadena seleccionada es de rodillos No. 40 paso  $\frac{1}{2}$ , tipo de lubricación: A

Como la relación de velocidad es 1:1 tenemos que el piñón conductor como el conducido tendrá el mismo número de dientes, por lo tanto, la longitud de la cadena es:

$$L = 2c + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{40C} \quad (\text{pasos})$$

$$C = 10 \text{ in}$$

$$C = 20 \text{ pasos}$$

Reemplazando

$$L = 57 \text{ pasos}$$

Para evitar el uso de un eslabón compensador tomaremos un número par de pasos.

$$L = 58 \text{ pasos equivalente a } 29 \text{ in}$$

Utilizamos

Cadena No. 40, paso  $\frac{1}{2}$ ", de 29 in de longitud, remachada.

## **9.2 MOTOR UBICACIÓN BASE DEL TANQUE**

De igual forma como se calculó en el paso anterior seleccionaremos el sistema de transmisión.

Potencia en el eje principal	1/8 HP
Revolución eje principal	70 rpm
Relación de velocidad	1:1

### **Solución**

$N = 17$  (asumido)

$N_{sf} = 1,0$  (Anexo H)

Potencia de proyecto = 1/8 HP

Con estas condiciones seleccionamos el catálogo de INTERMEC (Anexo H) la cadena No. 35, paso 3/8 (Anexo H).

La longitud de la cada para una distancia entre centros de 5 in tenemos:

$C = 5 \text{ in} = 13,33 \text{ pasos}$

$L = 44 \text{ pasos}$

$L = 16,4 \text{ pulg.}$

Utilizamos

Cadena No. 35, paso 3/8", 16.4 in de longitud remachada.

## **10. DISEÑO DEL VOLTEADOR**

La máquina será instalada con la línea de producción para así generar una alimentación continua de envases, para esto será necesario ubicar los tanques en la posición correcta para el proceso de Screen.

Un dispositivo volteador será el encargado de ubicar los envases en la forma correcta, el cual estará accionado por un sistema electroneumático. Este dispositivo estará ubicado sobre la línea de producción la cual presenta las siguientes características:

- ❖ Rodillos metálicos de 7 cm de diámetro exterior sobre los cuales se transportan los envases provenientes del horno secador.
- ❖ Distancia entre rodillos de 4 cm.
- ❖ Longitud de los rodillos de 58 cm.

La base del volteador encargada de levantar el envase por su parte inferior, tendrá una forma de lo que comúnmente se

conoce como tenedor y el cual ocupará los espacios entre rodillos.

Como el diámetro del envase metálico es de 575 mm, para el cual existe una disposición de 5 rodillos en la línea de producción, existirá por lo tanto 4 espacios de 4 cm cada uno para la ubicación de las pequeñas vías que hagan parte de la base del volteador, y por razones de un mejor apoyo para el tanque tomaremos 5 brazos para la base, espaciados 11 cm el uno del otro y contarán con un ancho de  $\frac{3}{4}$  in \*  $\frac{1}{4}$  de espesor, esta selección está en base al acero AISI 1010 (Anexo C), con una longitud aproximada de 58 cm.

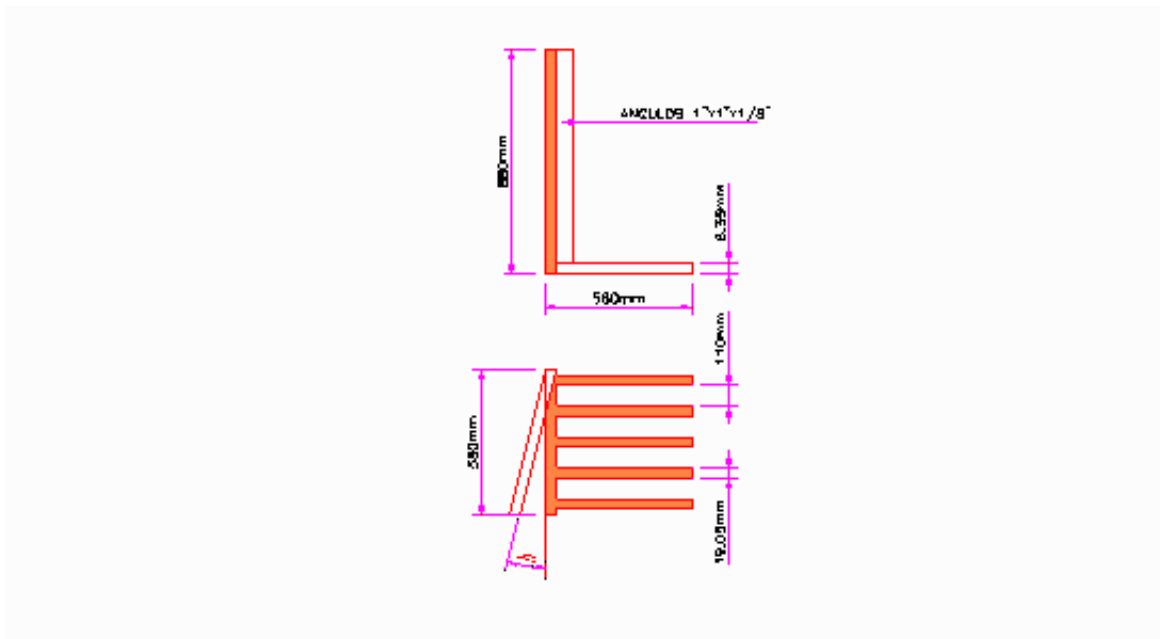
Por el diseño del espaldar tendremos en cuenta la altura del tanque y el diámetro del mismo, el cual constará de una estructura a base de ángulos, con platinas en disposiciones horizontales, para que estas sirvan de apoyos a un forraje en caucho que se hará a toda la superficie que estará en contacto con el tanque permitiendo así su correcto apoyo y próximo deslizamiento sin que sufra ningún tipo de daño en la pintura, y la cual constará de las siguientes dimensiones:

❖ Altura de 880 mm

❖ Ancho de 580 mm

Elaborado con un perfil en "L"(Angulo) con la siguiente especificación L 1x1x1/8 (Anexo C).

Esta estructura tendrá 6 platinas distanciadas a 14 cm la una de la otra, y tendrá la particularidad de una pequeña inclinación con respecto a la línea de producción, la cual garantizará la caída del tanque por gravedad en la banda transportadora encargada de alimentar el procesos de Screen.



**Figura 11. Volteador**

## **11. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA MÓVIL SUJETADOR**

El sistema móvil del dispositivo sujetador será en base a rodamientos. Esta determinación está basada en las siguientes condiciones:

- ❖ Velocidad muy baja a la cual va a funcionar.
- ❖ Peso moderadamente pequeño para su capacidad real.
- ❖ Mucho más económico que utilizar ruedas y carriles.
- ❖ No necesita mucha precisión.
- ❖ Fácil instalación.

Por estas características nos inclinamos por un rodamiento rígido de bolas, las cuales se utilizan en una variedad de aplicaciones particularmente amplia, por lo tanto, el peso aproximado de la estructura a soportar será:

Sujetador tapa del tanque	47,26 lb
Eje	9,76 lb
Rodamientos y soportes	0,5 lb
Estructura de soporte	27,51 lb

Como los rodamientos de la parte delantera del soporte soportarán aproximadamente un 60% e la carga radial tenemos:

$F_r = 38 \text{ lb}$  (con un margen de seguridad del 50%)

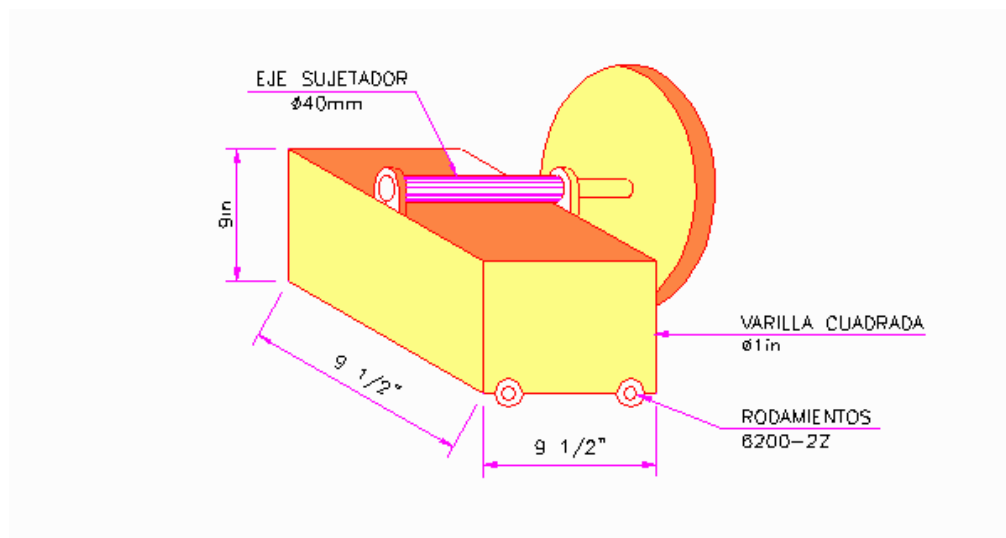
Siguiendo los mismos procedimientos utilizados anteriormente para rodamientos tenemos:

$F_r = 38 \text{ lb}$ ,                       $F_a = 3,8 \text{ lb}$

Capacidad de carga dinámica =  $38 \text{ lb} = 186 \text{ N}$

Capacidad de carga estática =  $38 \text{ lb} = 186 \text{ N}$ .

Del catálogo de la SKF seleccionamos el rodamiento rígido de bolas: 6200 - 2Z (Anexo F).



**Figura 12. Sistema Móvil de Sujeción**



## **12. DISEÑO DE LA BASE Y UBICACIÓN DEL TANQUE**

La estructura base para el tanque estará conformada por ángulos, rodillos, rodamientos, motor y cilindro neumático.

- ❖ El acero estructural en ángulo será  $1 \frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{2} \times 1/8$  (Anexo C).
- ❖ Los rodillos varían en diámetro y resistencia desde 1 pulgada, con una capacidad de 5 lb por rodillo, hasta 4 pulgadas, con una capacidad de 1800 lb por rodillo. Para nuestro diseño tomaremos rodillos pequeños fabricados para mover objetos ligeros. La separación entre los rodillos varía según el tamaño y el peso de los objetos que se van a mover.

Por lo tanto seleccionamos un rodillo con las siguientes características:

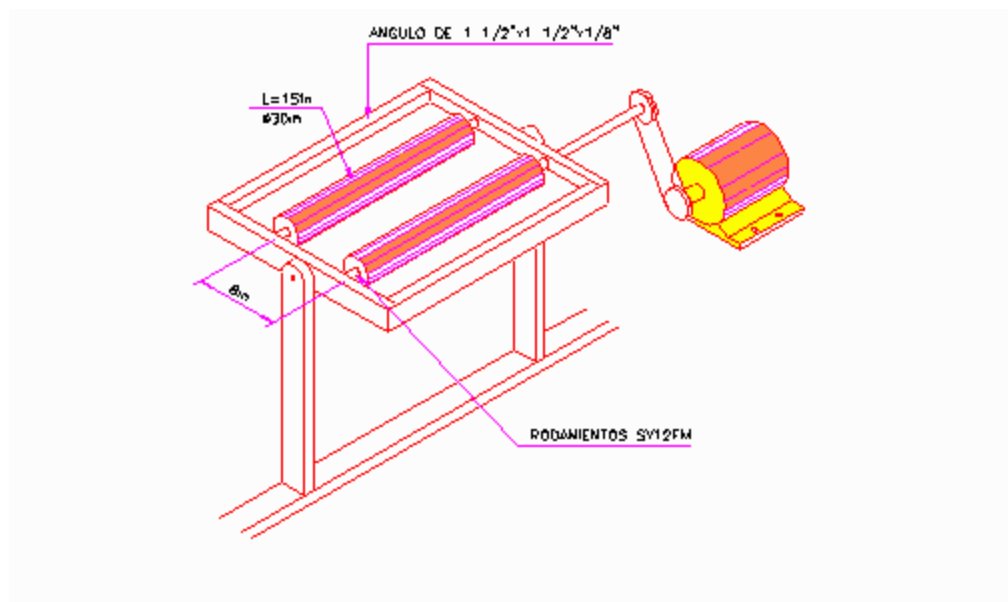
$D_{\text{exterior}} = 3 \text{ in}$

Longitud = 15 in

Distancia entre centros = 8 pulg.

La función de los rodillos será la de servir de soporte giratorio a los tanques para el proceso de Screen, además tendrá como función secundaria la ubicación correcta del tanque para iniciar este proceso.

Uno de los rodillos estará apoyado en sus extremos por soportes de pie con rodamientos “Y”, designación SY20FM (Anexo F), a su vez estará conectado a un motor, el cual será el encargado de proporcionarle movimiento rotatorio, transmitiéndoselo por contacto de manera directa al tanque para su correcta ubicación.



**Figura 13. Mecanismo Base y Ubicación del Tanque**

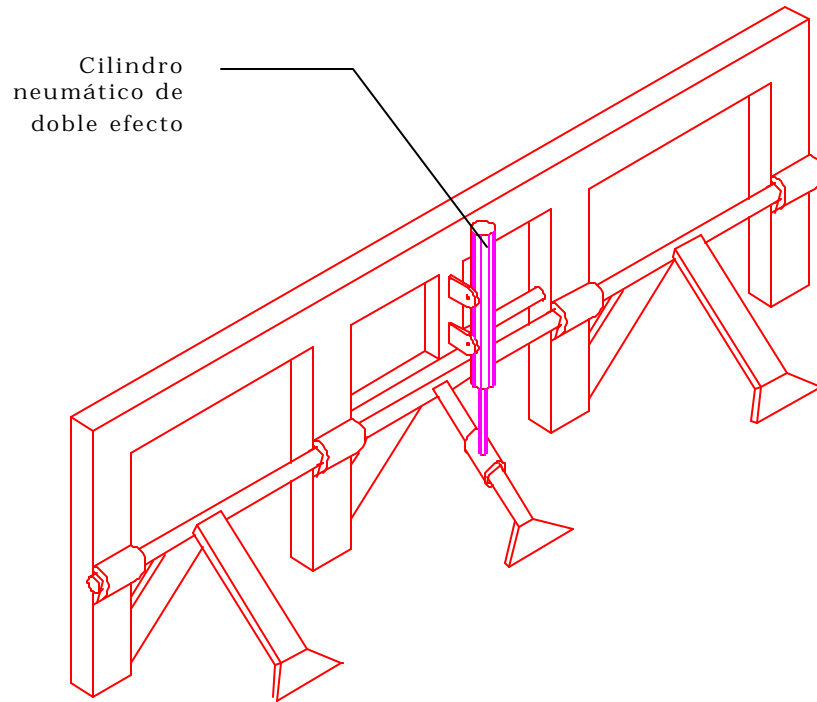
### **13. DISEÑO DEL SISTEMA DE PINTURA**

El sistema de pintura es el encargado de ubicar en forma correcta y en el momento indicado el rasero, para así poder llevar a cabo el proceso de screen.

Para cumplir su función este consta de un cilindro neumático de doble efecto, quien es el encargado de efectuar el cambio de rasero, los cuales estarán unidos a un eje guía por medio de platinas separadas a un ángulo de 60°, las cuales tendrán las siguientes características; acero AISI 1010, platina 1" x ¼".

El eje guía estará apoyado por cuatro bujes que estarán unidos a la estructura de la máquina, este eje tendrá las siguientes características; acero AISI 1016 con un  $f$  de ½".

El cambio de rasero se hará por medio de un buje de ½"  $f$  que estará pivotado al cilindro neumático de doble efecto el cual convierte el movimiento lineal del cilindro en un movimiento de giro del eje guía, al estar acoplado a un eje de ½" que sostiene uno de los raseros, este sistema puede observarse en la gráfica.



**Figura 14. Sistema de Pintura**

## **14. SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA**

El transportador de banda debe cumplir los siguientes requisitos:

1. Se necesita un transportador de banda con una inclinación de  $3^\circ$ .
2. Material de caucho
3. Con 20 in de ancho y 120 in de longitud.
4. Con cleats de separación.
5. Distancia entre cleats de 24 in.
6. Se requiere transportar envases metálicos de 55 galones, con un peso de 157 N cada uno.
7. Una velocidad de 0.2 mt/seg.
8. Se desea transportar 5 envases al mismo tiempo

En base a estos datos, la selección de este dispositivo estuvo a cargo de la empresa Rapiscol S.A., ya que es política de la propia empresa no entregar metodología de selección y diseño.

Todos los equipos de Rapiscol S.A son garantizados por el termino de un año, contra defectos de fabricación y/o ensamble, siempre y cuando sean sometidos a las condiciones normales de uso y las capacidades establecidas. Además, son procesados bajo rigurosas normas técnicas internacionales emitidas por sus proveedores de tecnología y por la CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURER ASSOCIATION.

Atendiendo nuestra solicitud, Rapiscol S.A. puso a nuestra consideración la siguiente oferta:

### **Descripción General Transportadores Ofrecidos**

Se ofrece como propuesta principal un transportador inclinado tipo banda sobre mesa modelo 400, con una longitud de 3 m y un ancho de 24 - ¼”.

### **Especificaciones técnicas**

**Chasis:** Conformado en lámina de acero al carbón de 5 ¼” de altura con dos distanciadores atornillados y rodillos de 1.9” de diámetro ubicados cada 1.22 mts para el retorno de la banda. El ancho del chasis es de 24 ¼”.

**Banda:** De caucho con una capacidad de 140 PIW con un ancho de 20". unión vulcanizada con cleats de 3", de alto separados cada 61 cm.

**U.T. Set.:** La unidad tensora la conforma una polea de 4 ½" de diámetro, con rodamiento de bolas de precisión montados a las caras laterales de polea y eje de 1" de diámetro para ancho hasta 24", platos deslizadores fabricados en láminas de acero al carbono, accionados por medio de un par de tornillos de 5/8" de diámetro con un recorrido de 4".

**U. motriz:** Extremo de 225 libras.

**Motor Reductor:** Trifásico a 220 - 440 voltios - 60HZ, tipo sinfín corona, acoplados mediante una brida B5.

Marca motor: Siemens o similar

Velocidad: 1200 rpm.

Frecuencia: 60 Hz

Aislamiento: Clase B.

Potencia: 2.4 HP

Marca reductor: Ramfe o similar

Origen: Nacional

Potencia: 2.4 HP

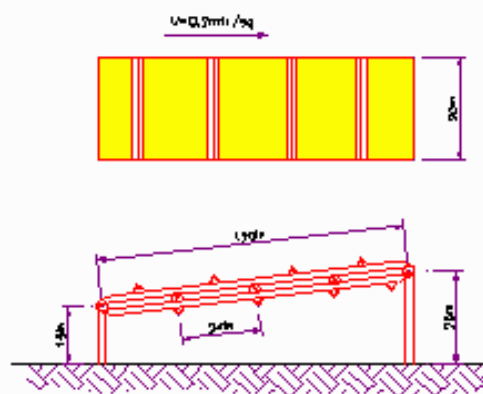
Relación de reducción: 40:1

**Transmisión:** El reductor transmite la potencia al eje de la polea del transportador mediante una transmisión por cadena tipo ASA; el suministro incluye la cadena y piñones adecuados así como el guardacadena.

**Soportes:** Soporte de piso. Se utiliza soportes RAPISCOL RH 24, los cuales se componen de dos paraleles en lámina conformada de acero al carbón y dos canales telescópicos en lámina de acero al carbón.

**Control eléctrico:** Se ofrece un control compuesto por una botonera de arranque y parada, elementos de protección contra sobrecarga y cortocircuito.

**Acabado:** El acabado del equipo será con grata y cepillo y se le aplicará una capa de pintura color verde máquina.



**Figura 15. Banda Transportadora**



## **15. DISEÑO DEL MARCO PARA LAS PANTALLAS**

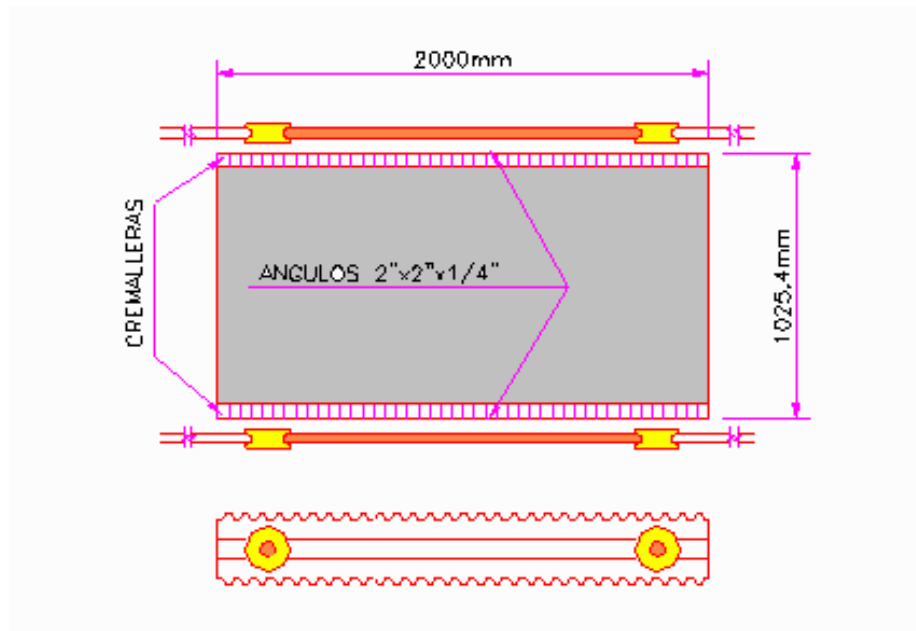
Para este diseño tendremos en cuenta los siguientes factores:

- ❖ Perímetro del tanque.
- ❖ Altura del tanque.

Como ésta debe soportar los 3 cremalleras y las 3 pantallas además debe estar acoplado a 4 ruedas en "V" las cuales le permitirán un movimiento lineal libre y preciso para el proceso de Screen, estas ruedas estarán ubicadas en ambos extremos de la pantalla. Las dimensiones necesarias para esta pantalla será:

- ❖ Longitud 2 mts.
- ❖ Ancho 1,025 mts

Se selecciona ángulos en acero estructural de 2\*2\*1/4.



**Figura 16. Marco para las Pantallas con sistema motriz**

### **15.1 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ DEL MARCO**

Este sistema estará conformado por cuatro ruedas y dos carriles. Generalmente para estos casos en los que se necesita precisión en el desplazamiento estos dispositivos son los indicados. Las ruedas y carriles no tienen sistemas de selección, es decir, se diseñan empíricamente a consideración del ingeniero que en ese momento quiera implementarlo. Es por eso que para nuestro diseño hemos seleccionado el siguiente dispositivo.

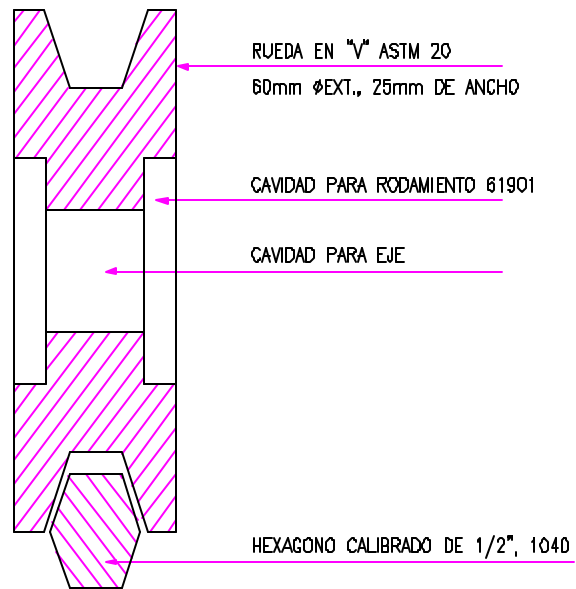
Tomando como base que todo el conjunto que se desea movilizar tiene un peso aproximado de 980 N distribuido en cuatro ruedas, podemos decir que:

Para el riel o guía de desplazamiento de las ruedas hemos tomado un hexágono calibrado de  $\frac{1}{2}$ " en acero AISI 1045 (Anexo C).

La rueda se ha diseñado en "V" con un diámetro exterior de 60 mm y un espesor total de la rueda de 25 mm. El material de la rueda será un ASTM 20 (Anexo B). La rueda será mecanizada con el fin de adaptarle un eje de apoyo y a su vez éste eje será apoyado sobre rodamientos.

Los rodamientos para las ruedas fueron seleccionados con los mismos procedimientos de carga dinámica y estática equivalentes, llegando a la siguiente selección.

Rodamiento rígido de bolas 6001ZZ (Anexo F), esta disposición la podemos observar en la siguiente figura.



**Figura 17. Rueda en V sistema móvil**

## **16. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA ELECTRONEUMÁTICO**

La automatización tiene como fin aumentar la competitividad de la industria por lo que requiere la utilización de nuevas tecnologías; por esta razón, cada vez es más necesario que toda persona relacionada con la producción industrial tenga conocimiento de aquellas.

En otras palabras, el objetivo general de la automatización es ayudar al hombre a sustituirlo en las trabajos penosos o monótonos (manipulaciones repetidas), que requieren poco o ningún esfuerzo mental y de responsabilidad; con el fin de obtener una producción más rápida, económica y de una calidad constante. Sobre todo en el desarrollo de trabajos en los cuales hay que observar forzosamente un determinado orden de procesos individuales.

La extensión de la automatización en forma sencilla en cuanto a mecanismos y además bajo costo se ha logrado utilizando técnicas relacionadas con la neumática, la cual se basa en la

utilización del aire comprimido, y es empleada en la mayor parte de las máquinas modernas.

En la actualidad, la necesidad de automatizar la producción no afecta únicamente a las grandes empresas, sino también la pequeña industria.

La energía neumática puede realizar muchas funciones mejor y más rápidamente, de forma más regular y sobre todo durante más tiempo sin sufrir efectos de la fatiga.

Las implicaciones de la neumática en la industria son cada vez más numerosas. Conviene reseñar que tiene dos tipos principales de aplicación: En el trabajo y en automatización.

Entre los trabajos que puede realizar la energía neumática se pueden citar los siguientes:

- ❖ Accionamientos: Empuje, tracción.
- ❖ Elevación.
- ❖ Alimentación y expulsión de materiales.
- ❖ Transporte.
- ❖ Inspección y comprobación de medidas o cantidad de piezas.

- ❖ Mecanización.
- ❖ Operaciones de seguridad y protección.

Sustituir actividades manuales por dispositivos mecánicos y neumáticos solo es un paso dentro del proceso de automatización de la producción industrial. Este paso está encaminado, al igual que otros muchos a obtener el máximo rendimiento con un costo mínimo. Podemos decir que un sistema automático es aquel que puede tomar unas ciertas decisiones, más o menos complejas, según como haya sido proyectado. Estas decisiones las toman unas válvulas mandadas por señales que hacen actuar de una manera o de otra, según esté previsto. Casi todas las máquinas que efectúan trabajo con un órgano neumático tienen también algún automatismo neumático.

La energía neumática no es utilizable en todos los casos de automatización. Las posibilidades técnicas de ésta tecnología están sometidas a ciertas limitaciones en lo que se refiere a fuerza, espacio, tiempo y velocidad en el proceso de la información. La neumática tiene su ventaja más importante en la flexibilidad y variedad de aplicaciones en casi todas las ramas de la producción industrial.

La energía neumática, que emplea aire comprimido como fuente de potencia, tiene las cualidades excelentes entre las que se destacan:

- ❖ El aire es abundante y barato.
- ❖ Se transforma y almacena fácilmente.
- ❖ Es limpio, no contamina y carece de problemas de combustión con la temperatura.

Sus principales ventajas frente a otras tecnologías utilizadas en automatización son:

- ❖ Rapidez de accionamiento del cilindro.
- ❖ Fácil utilización.
- ❖ Rapidez en la solución de averías.
- ❖ Ausencia de peligro de explosión.
- ❖ Limpieza ante escapes.
- ❖ Las fugas pequeñas no son problema grave.



- ❖ Circuitos sencillos.
  
- ❖ Instalación económica.
  
- ❖ Montaje rápido.
  
- ❖ Facilidad de conversión de la energía neumática en hidráulica.
  
- ❖ Consumo solamente durante la utilización.

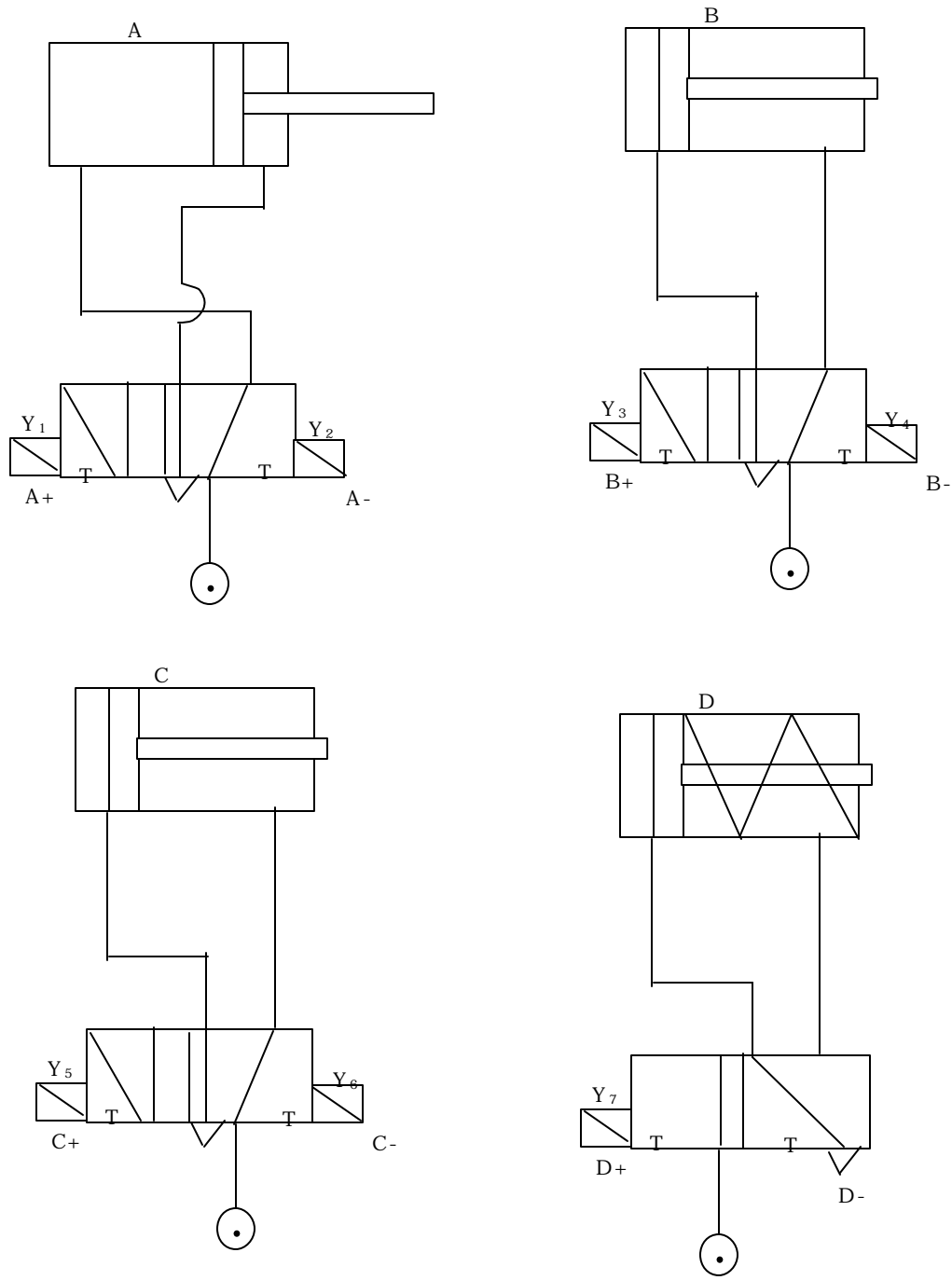
Sin embargo es conveniente anotar que la automatización no sustituye al hombre totalmente, sino que multiplica su fuerza productiva y su dominio sobre la naturaleza. Sustancialmente cambia el carácter del trabajo del hombre, el número de obreros manuales disminuirá, pero crecerá el número de los dedicados a la preparación técnica de la producción, afinación y supervisión de los equipos complicados. En síntesis, elimina la dependencia del proceso productivo de las posibilidades fisiológicas del hombre.

Este sistema estará conformado por un circuito neumático y un circuito eléctrico. El cual su función será controlar el proceso

mediante una secuencia establecida de funcionamiento de los circuitos de potencia electroneumáticos.

### **16.1 CIRCUITO NEUMÁTICO**

Estará conformado por cilindros de doble efecto, simple efecto, válvulas electroneumáticas. Su función principal será realizar un desplazamiento y en el caso particular un giro para cumplir una tarea determinada. Las válvulas electroneumáticas son las que controlan las operaciones del cilindro neumático mediante señales del circuito de control eléctrico. (Véase la siguiente figura).



- A = Volteador
- B = Sujetador
- C = Sist. Pintura
- D = Expulsión

**Figura 18. Circuito Neumático**

**16.1.1 Selección de los cilindros neumáticos.** Para esta selección se utilizarán catálogos de la festo Pneumatic, de los cuales habrá un Software para CAD.

Los parámetros a utilizar para la selección de los diferentes cilindros neumáticos serán los siguientes:

1. Se tomará como presión de funcionamiento, una presión de 6 bar, la cual es la presión normalizada para trabajo industrial.
2. Fuerza aplicada por el cilindro.
3. Carrera: Espacio que debe recorrer el vástago.

**16.1.2 Selección del cilindro para sujetar el tanque.** Este cilindro tendrá la función de mover la estructura que soporta la tapa de sujeción del tanque, la cual rodará a través de unas guías colocadas en la parte inferior de éste. Este movimiento se facilitará gracias a la acción de rodamientos los cuales disminuirán la fricción y por lo tanto la fuerza a aplicarse por el cilindro. Además de esto, el cilindro deberá aplicar una fuerza extra que sea capaz de mantener sujeto el tanque mientras se realiza el proceso de Screen, este será un cilindro de doble efecto.

- **Cálculo de diámetro del émbolo**

Peso de la estructura = 377 N.

La estructura estará apoyada en cuatro rodamientos que teniendo en cuenta que el coeficiente de fricción dinámico

$m_k = 0.1$  tenemos que:

Fuerza de Rozamiento (Fr) = Normal (N)\*  $m_k$

$$Fr = 377 \text{ N} * 0.1$$

$$Fr = 37.7 \text{ N}$$

Esta fuerza sería la fuerza a vencer para poder iniciar el movimiento.

La fuerza necesaria para mantener en su posición ha sido estimada en 100 N. Por tal razón la fuerza total necesaria para el cilindro será de  $F = 137.7 \text{ N}$ , la cual se aproximará a  $F = 140 \text{ N}$ .

La carrera del cilindro será  $L = 100 \text{ mm}$ . Entonces con:

$$P = 6 \text{ bar}$$

$$F = 140 \text{ N}$$

$$L = 100 \text{ mm}$$

Para la selección del diámetro del émbolo utilizamos el diagrama 1 (Anexo k).

En el diagrama desde  $F = 140 \text{ N}$ , verticalmente hasta la línea de 6 bar, luego horizontalmente nos proporciona un diámetro del émbolo de 18 mm.

#### ▪ **Determinación del diámetro del vástago**

La carga admisible del vástago para grandes carreras, debido al esfuerzo de pandeo, es inferior a la que resulta de la presión de trabajo y la superficie del émbolo dada. La carga no debe sobrepasar en ese caso de determinados valores máximos que dependen de la carrera y el diámetro del vástago.

Se determina mediante el diagrama 2 (Anexo k) y este está realizado de acuerdo al diámetro mínimo que puede tener un vástago.

En el diagrama desde  $F = 140 \text{ N}$ , verticalmente hasta cuando se intercepte con la línea que identifica una carrera de 100 mm, nos proporciona un diámetro del vástago mínimo de 4 mm.

Normalizando, tenemos un cilindro de 20 mm de diámetro (Ver tabla 1 Anexo L).

▪ **Determinación del consumo de aire**

Para este cálculo utilizaremos el diagrama 3 (Anexo K).

Partiendo del diámetro del cilindro seleccionado de 20 mm en forma horizontal, hasta interceptar con la línea inclinada de la presión de funcionamiento de 6 bar, verticalmente hacia abajo nos proporciona un consumo de 0.017 L/cm de carrera.

Para una carrera de 100 mm, corresponde:

$$10\text{cm} * 0.017 \frac{\text{L}}{\text{cm}} = 0.17\text{L} \text{ Para la carrera de avance.}$$

Para la carrera de retorno debe reducirse el volumen del vástago, con la siguiente expresión:

$$Q = \frac{P}{4} * d^2 * h * P * 10^{-6}$$

Q = Volumen de aire por centímetro de carrera (L)

d = Diámetro del émbolo o vástago (mm)

h = Carrera (aquí constante 10 mm)

P = Presión de trabajo (bar)

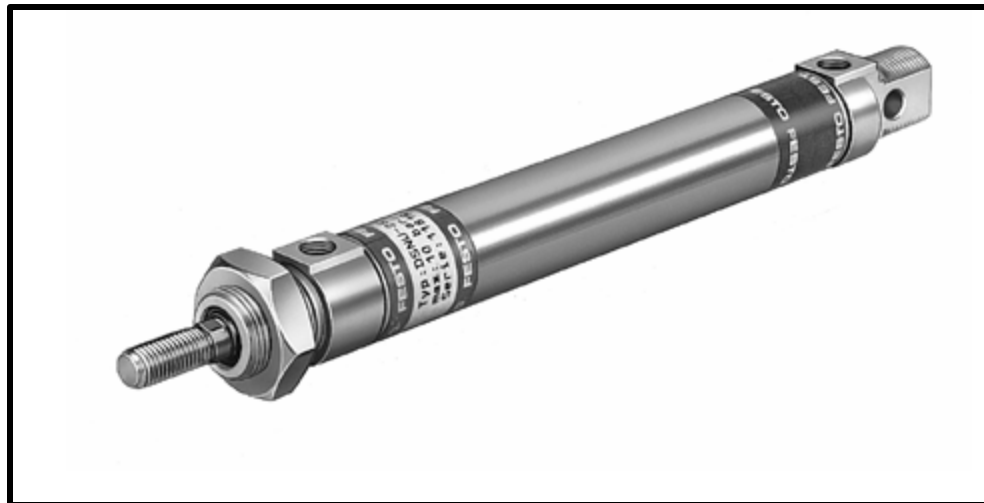
Por lo tanto para 8 mm de diámetro del vástago,  $Q = 0.0030$  L/cm. Multiplicando por la carrera tenemos:

$0.0030 \frac{L}{cm} * 10cm = 0.03L$ , por lo tanto el consumo para dicha carrera es de 0.14 L. El consumo total para el ciclo de ida y vuelta es de 0.311.

La designación del cilindro seleccionado es DNS - 20 - 100 - P (Anexo M), donde:

Tipo DNS...P, con amortiguación elástica en ambos sentidos.

Datos y figura del cilindro seleccionado:



**Figura 19. Cilindro de Doble Efecto**

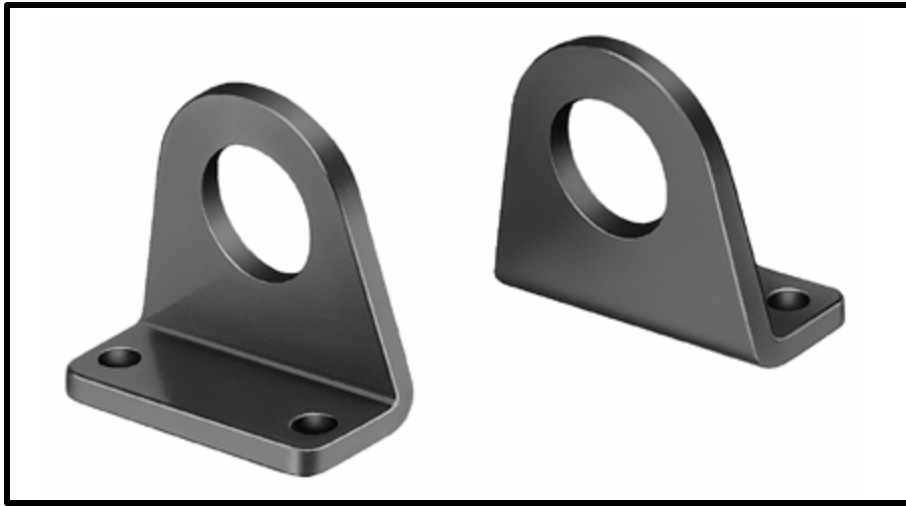


- El actuador genera un movimiento lineal.
  - Cilindro de doble efecto. El aire comprimido provoca las carreras de avance y retroceso.
  - En los finales de carrera se encuentran anillos amortiguadores elásticos.
  - El actuador cumple la norma DIN ISO 6432.
  - En el extremo del vástago hay una rosca exterior.
- 
- **Fijación del cilindro**

Debido a que el cilindro estará en posición fija horizontalmente la fijación se hará por medio de soportes tipo pie, el cual incluye dos soportes más una tuerca, la designación de la fijación será la siguiente:

HBN - 20/25 - 2 (ver Anexo N).

Datos y figura del sistema de fijación seleccionado:



**Figura 20. Soporte tipo Pie**

- Accesorio para actuador.
- Elemento de fijación directo.
- Fijación por pies doble.

**16.1.3 Selección del cilindro de expulsión del tanque.** Este cilindro tendrá la función de expulsar el tanque después de que ésta halla finalizado el proceso de Screen. El cilindro hará girar la base sobre la que se encuentra ubicado el tanque la cual está pivotada, y al ser levantada por uno de sus extremos permitirá que el tanque caiga por gravedad.

El procedimiento de selección será parecido al anterior exceptuando en el calculo del consumo, puesto que para este dispositivo emplearemos un cilindro de simple efecto.

▪ **Calculo del diámetro del émbolo**

Con los siguientes datos:

$$P = 6 \text{ bar}$$

$$L = 10 \text{ mm}$$

$$F = 157 \text{ N}$$

De la figura 1 (Anexo K), siguiendo el mismo procedimiento anteriormente planteado tenemos:

$$\text{Diámetro del émbolo} = 18 \text{ mm}$$

▪ **Determinación del diámetro del vástago**

Con los siguientes datos:

$$F = 157 \text{ N}$$

$$L = 100 \text{ mm}$$

De la figura 2 (Anexo K), siendo el mismo procedimiento anteriormente planteado tenemos:

Diámetro del vástago = 4.5 mm

Normalizando tenemos un cilindro de 20 mm de diámetro (Ver tabla 2 Anexo L).

▪ **Determinación del consumo del aire**

Con los siguientes datos:

$P = 6 \text{ bar}$

Diam. Embolo normalizado = 20 mm

De la figura 3 (Anexo K), siguiendo el mismo procedimiento anteriormente planteado tenemos:

$10 \text{ cm} * 0.017 \text{ L/cm} = 0.17 \text{ L}$  para la carrera de avance.

En estos cilindros se aplica aire comprimido por una sola cámara. Una vez expulsado el aire de la cámara el vástago vuelve a su posición inicial por medio de un muelle de retroceso incorporado.

La designación del cilindro seleccionado es:

ESN - 20 - 100 - P (Anexo M) donde

Tipo ESN...P anillo de amortización elástico en las posiciones finales.



**Figura 21. Cilindro Simple Efecto**

- El actuador genera un movimiento lineal.
- Cilindro impelente de simple efecto. El aire comprimido provoca la carrera de avance. La carrera de retroceso corre a cargo de un muelle integrado en el cilindro.
- En los finales de carrera se encuentran anillos amortiguadores elásticos.
- En el extremo del vástago hay una rosca exterior.

- **Fijación del cilindro**

Debido a que el cilindro estará en posición vertical y deberá compensar un pequeño movimiento, la fijación se hará por medio de caballete tipo:

LBN - 20 (Ver Anexo N), con una horquilla SG - M8 (Anexo P).

Datos y figuras de accesorios:



**Figura 22. Horquilla**

- Accesorio para actuador.
- Elemento de fijación para vástago de émbolo.
- Cabezal de rótula.



**Figura 23. Caballete de Fijación**

- Accesorio para actuador.
- Elemento de fijación indirecto.
- Caballete.

**16.1.4. Selección del cilindro del sistema de pintura.** La función de este cilindro, el cual será de doble efecto, será la de convertir el movimiento lineal del cilindro en un movimiento de giro, para así invertir el sentido de los raseros y poder pintar en la otra dirección.

▪ **Calculo del diámetro del émbolo**

Con los siguientes datos:

$$P = 6 \text{ bar}$$

$L = 25 \text{ mm}$

$F = 50 \text{ N}$

De la figura 1 (Anexo K)

Diámetro del émbolo = 12 mm

#### ▪ **Determinación del diámetro del vástago**

Con los siguientes datos:

$F = 50 \text{ N}$

$L = 25 \text{ mm}$

De la tabla 2 (Anexo K)

Diámetro del vástago = menor de 3 mm

Normalizando, tenemos un cilindro de 12 mm de diámetro.

(Véase tabla 1 Anexo L).

#### ▪ **Determinación del consumo del aire**

Como este cilindro es demasiado pequeño, el consumo de aire es por ende bastante pequeño.

La designación del cilindro seleccionado es:

DSN - 12 - 25 - P. (Anexo M).



### ▪ **Fijación del cilindro**

Debido a que el cilindro estará en posición fija verticalmente la fijación se hará por medio de soportes tipo pie, la designación es:

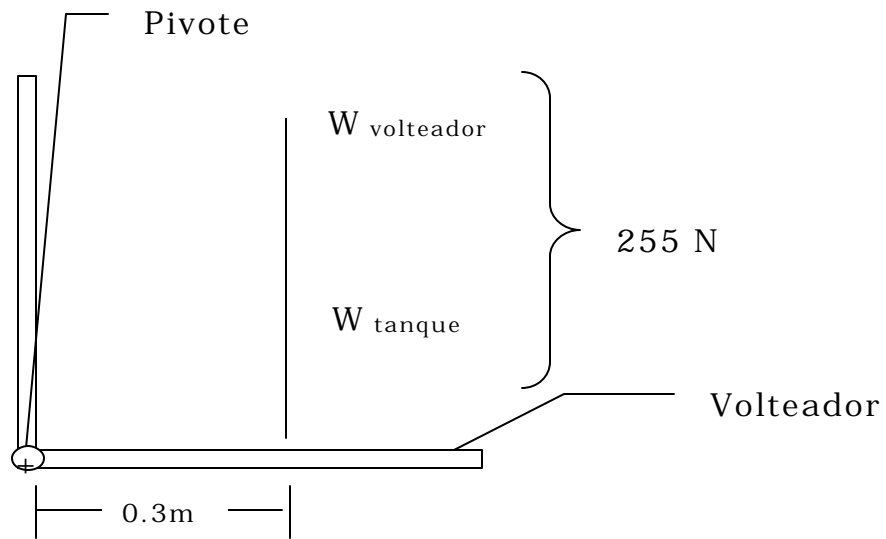
HBN - 12/16 - 2 (Ver Anexo N).

**16.1.5 Selección del cilindro para el volteador.** La función de este cilindro, el cual es de doble efecto, será la de convertir el movimiento lineal del cilindro en un movimiento de giro del volteador, con el fin de acostar los tanques sobre la banda transportadora, provenientes de la línea de producción.

### ▪ **Calculo del diámetro del émbolo**

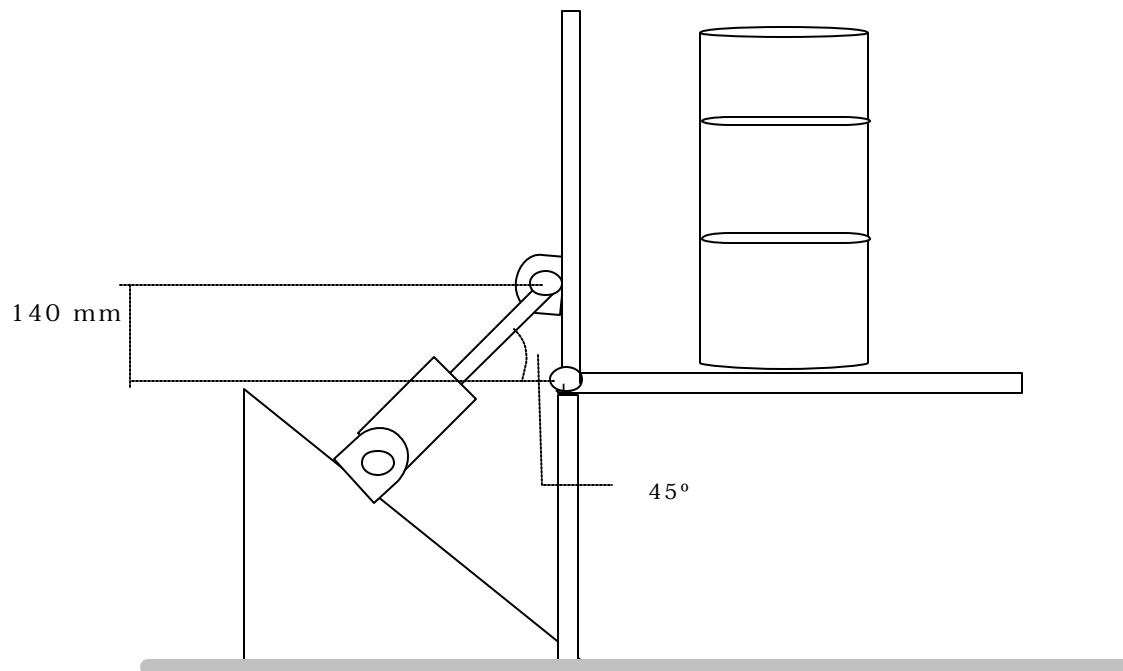
Para este calculo necesitamos la carrera y la fuerza que se necesitan para girar el volteador 90°.

El peso del tanque junto con la estructura del volteador es de 255 N, la cual provocará un torque en el pivote de 76.5 Nm. Este es el torque a vencer por el cilindro neumático. Este sistema de fuerzas lo podemos observar en la siguiente figura.



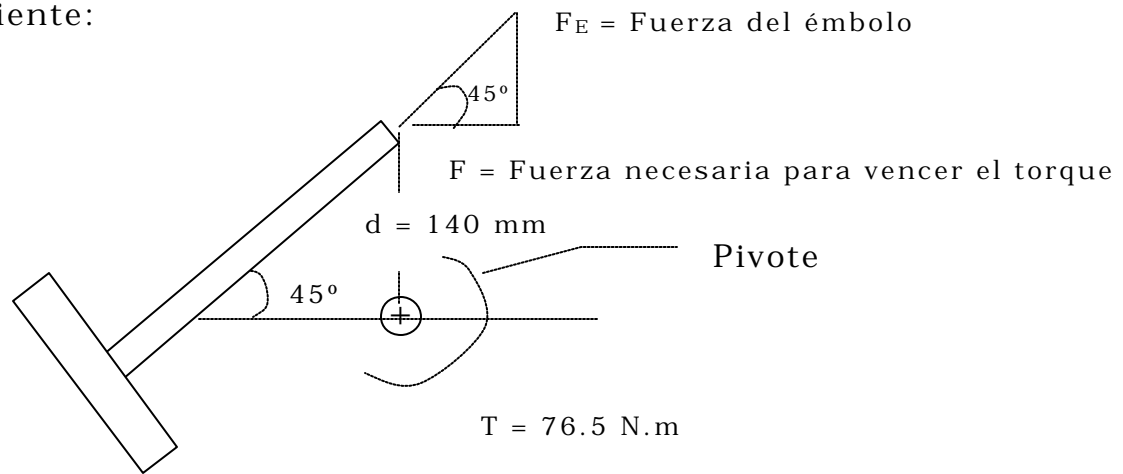
**Figura 24. Diagrama de fuerzas en el volteador**

El vástago del cilindro formará un ángulo de  $45^{\circ}$  con la horizontal y tendrá una carrera de 200 mm, por lo cual el montaje del cilindro quedará de la siguiente forma:



**Figura 25. Montaje del cilindro para el volteador**

Por lo tanto el diagrama de fuerzas sobre el vástago será el siguiente:



**Figura 26. Fuerzas que actúan en el vástago del cilindro**

Por definición:

$$T = F \cdot d$$

La fuerza necesaria para vencer el torque será:

$$F = \frac{T}{d} \text{ de donde } F = 546.4 \text{ N.}$$

Por Pitágoras calculamos la fuerza  $F_E$ , resultante en el émbolo:

$$F_E = \sqrt{(546.4)^2 + (546.4)^2}$$

$$F_E = 772.7 \text{ N}$$

Entonces con:

$$F = 772.7 \text{ N}$$

$$P = 6 \text{ bar}$$

$$L = 200 \text{ mm}$$

De la figura 1 (Anexo K)

$$\text{Diámetro del émbolo} = 43 \text{ mm}$$

### ▪ **Determinación del diámetro del vástago**

Con los siguientes datos:

$$F = 772.7 \text{ N}$$

$$L = 200 \text{ mm.}$$

De la tabla 2 (Anexo K)

$$\text{Diámetro del vástago} = 9 \text{ mm.}$$

Normalizando, tenemos un cilindro de 50 mm de diámetro (Ver tabla 1 Anexo L).

### ▪ **Determinación del consumo de aire**

Con los datos siguientes:

$$P = 6 \text{ bar}$$

$$\text{Diámetro del émbolo normalizado} = 50 \text{ mm.}$$

De la figura 3 (anexo K)

$$20 \text{ cm} * 0.25 \text{ L/cm} = 5 \text{ L para la carrera de avance.}$$

Para la carrera de retorno tenemos:

$0.012 \text{ L/cm} * 20 \text{ cm} = 0.24 \text{ L}$ , por lo tanto, el consumo para dicha carrera es de 4.76 L. El consumo total para el ciclo de ida y vuelta es de 9.76 L.

La designación del cilindro seleccionado es:

DN - 50 - 200 - PPV (Anexo M), donde:

DN,...- PPV, doble efecto con amortiguación regulable en ambos sentidos.

#### ▪ **Fijación del cilindro**

El cilindro estará ubicado en posición inclinada y deberá compensar un pequeño movimiento, la fijación se hará por medio de caballete articulado tipo LSN - 50 (Anexo N).

También necesitará una horquilla la cual será la siguiente:

Para una rosca M16X1.5, tenemos una horquilla tipo SG - M16X1.5 (Anexo P).

**16.1.6 Selección de las válvulas electroneumáticas.** Para el circuito se necesitaran válvulas 5/2 para los cilindros de doble efecto y válvulas 3/2 para los cilindros de simple efecto.

Entre las diferentes válvulas seleccionamos:

5/2: Electroválvula de impulsos CPE18 - M2H - 5J - 1/4.



**Figura 27. Válvula Electroneumática 5/2**

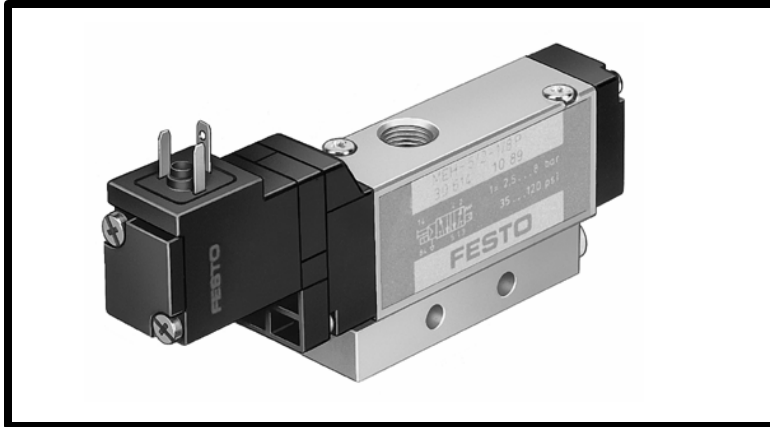
- La misión de la válvula de vías es bloquear, abrir o desviar vías de circulación del aire comprimido.
- La función de 5/2 vías posee cinco empalmes y dos posiciones. El empalme (1) es la entrada de aire comprimido, el empalme (2) y el (4) son las salidas de aire comprimido y los empalmes (3) y (5) sirven de purga de aire.
- Válvula biestable de accionamiento eléctrico indirecto. Después de la conmutación, la válvula conserva la

posición adoptada hasta ser repuesta por una señal contraria.

- La válvula sólo puede conectarse cuando existe una señal. Si existen dos señales al mismo tiempo, la primera señal conecta y la segunda queda sin efecto.
  
- Bobina de la serie EB.
  
- De accionamiento indirecto.
  
- La válvula puede maniobrarse con un accionamiento auxiliar manual.
  
- Para tensión alterna.
  
- La válvula tiene empalmes individuales y es apropiada para montaje en batería sobre placas base.

Todos los elementos proporcionados por FESTO poseen una ficha técnica como se muestra en el Anexo Q.

3/2: Electroválvula directamente pilotada MEBH - 3/2 - 1/8 - B - 110 AC.



**Figura 28. Válvula Electroneumática 3/2**

- La misión de la válvula de vías es bloquear, abrir o desviar vías de circulación del aire comprimido.
- La función de 3/2 vías posee tres empalmes y dos posiciones. El empalme (1) es la entrada de aire comprimido, el empalme (2) es la salida de aire comprimido y el empalme (3) sirve de purga de aire.
- Válvula monoestable de accionamiento eléctrico. Después de la conmutación, la válvula conserva la posición adoptada sólo mientras existe la señal de cambio de



posición. Después de la desconexión de esta señal, la válvula es repuesta por un muelle mecánico.

- Bobina de la serie EB.
- En la posición básica (de reposo) está abierta.
- De accionamiento indirecto.
- La válvula puede maniobrarse con un accionamiento auxiliar manual.
- Para tensión alterna.
- La válvula tiene empalmes individuales.

**16.1.7 Accesorios del sistema neumático.** La seguridad de funcionamiento y la duración de una instalación neumática dependen considerablemente del acondicionamiento del aire comprimido.

La suciedad del aire comprimido, cascarilla, óxido y polvo. Así como también partículas líquidas contenidas en el aire, como

agua condensada, pueden causar grandes deterioros en las instalaciones neumáticas. Estas suciedades provocan el desgaste en superficies deslizantes y elementos de junta, influyendo sobre su funcionamiento y duración de los elementos neumáticos.

Unidad de mantenimiento (Filtro - Regulador - Lubricador)  
(Anexo R).

### **Tipo FRC - 1/8 -S**



**Figura 29. Unidad de Mantenimiento FRL**

- Es una combinación de la unidad de mantenimiento básica.
- La función del filtro de aire comprimido es retener las partículas de suciedad presentes en el aire comprimido.

- El aire comprimido es enriquecido con una niebla de aceite en cantidad dosificable proporcionalmente al caudal de aire. El número de gotitas se regula con el tornillo de ajuste. En la práctica bastan de 1 a 12 gotitas por cada 1000 litros de aire.
- Puede ajustarse un valor presión deseado, que se mantiene en forma estable.
- Antes de que el agua condensada se acumule hasta un nivel máximo, tiene que vaciarse manualmente para evitar que penetre en la instalación.

Entre los aceites recomendados para los lubricantes tenemos:

### **Cuadro 1. Aceite recomendado para la FRL**

<b>Tipo de aceite apropiado</b>	<b>Margen de viscosidad</b>
Aceite especial festo Avila avilub RSL-10 BP Energol HLP10 ESSO Spinesso 10 Shell Tellus oil c10 Mobil DTE 21 Blaser Blasol 154	9 hasta 11 mm <sup>2</sup> /s (=cst) a 40°C clase ISO VG10 según ISO 3448

Fuente: Catálogo de FESTO PNEUMATIC.

## Racores

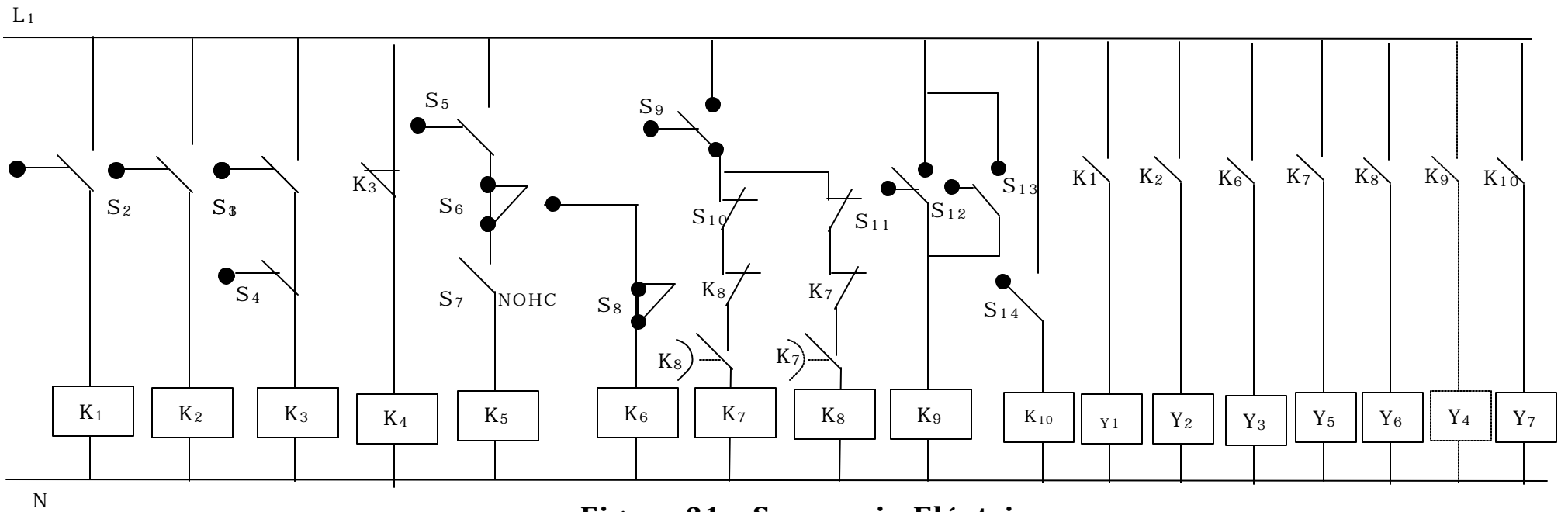


**Figura 30. Accesorio para Cilindro (Racor)**

- Parte la técnica de unión.
- Puede unirse una manguera con una rosca.
- Racor rápido de la serie QS (Quick Star).
- Para el empalme tiene que estar calibrado el diámetro exterior de la manguera.
- Forma recta.

## 16.2 CIRCUITO ELÉCTRICO

Está conformado por micro-switches, reles, contactores. Los cuales están interconectados para proporcionar la secuencia de operación de los cilindros neumáticos y motorreductores Ver la siguiente figura:



**Figura 31. Secuencia Eléctrica**

### 16.2.1 Elementos constitutivos del circuito.

#### Micros-witch



**Figura 32. Interruptores de Final de Carrera**

- El sensor tiene una señal de salida eléctrica.
- El sensor tiene que ser accionado por fuerza mecánica.
- La salida del sensor proporciona una señal binaria. Por lo tanto puede adoptar sólo dos estados.
- El sensor posee un contacto.
- Conexión a través de un cable montado en el sensor.
- Contacto conmutador.

## Contactor

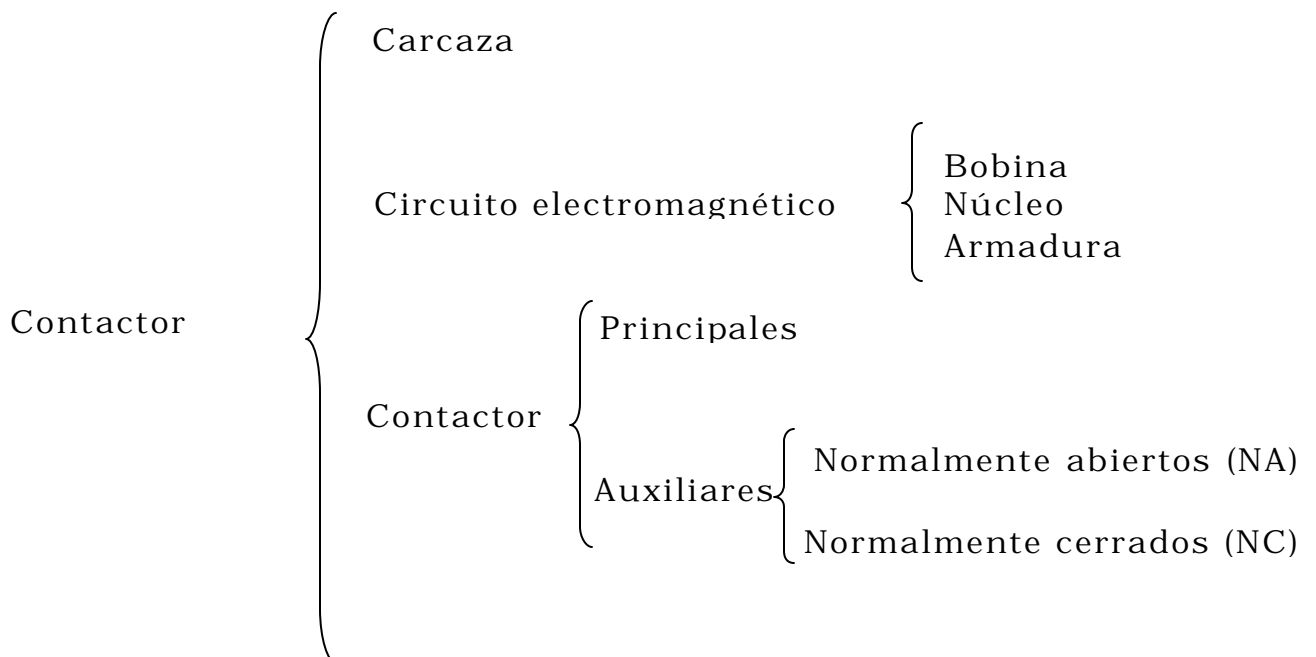
El contactor forma parte de los aparatos de maniobra automáticos como poder de corte.

Se le define como:

Un interruptor accionado o gobernado a distancia por medio de un electroimán.

### ❖ **Partes:**

En forma esquemática indicamos las partes que tiene todo contactor:



### ❖ **Funcionamiento**

Cuando la bobina es recorrida por la corriente eléctrica, genera un campo magnético intenso, de manera que el núcleo atrae la armadura con un movimiento muy rápido. Al producirse este movimiento, todos los contactos del contactor (tanto principales como auxiliares) cambian de posición solidariamente: los contactos cerrados se abren y los contactos abiertos se cierran.

Para volver los contactores a su posición inicial de reposo basta con desenergizar la bobina.

### ❖ **Ventajas**

- a) Control y automatización de equipos y máquinas con procesos complejos, con la ayuda de los aparatos auxiliares de mando como interruptores de posición, detectores, presostatos, etc. (llenado automático de tanques, puente grúas, sistemas secuenciales, etc.).
- b) Automatización en el arranque y paro de motores.



- c) Posibilidad de maniobrar circuitos sometidos a corrientes muy altas mediante corrientes débiles. Por ejemplo se puede accionar una carga que adsorbe 100 A maniobrando un contacto cuya bobina absorbe solamente miliamperios.
- d) Posibilidad de controlar completamente una máquina desde varios puntos de maniobra (estaciones).
- e) Seguridad del personal, dado que las maniobras se realizan desde lugares alejados del motor u otro tipo de carga y las corrientes (incluso tensiones) que se manipulan con los aparatos de mando (pulsadores, manipuladores) son muy débiles.
- f) Ahorro de tiempo al realizar maniobras prolongadas.

❖ **Elección:**

Para elegir el contactor más conveniente y adecuado hay que tener presente:

- a) Tipo de corriente, tensión y frecuencia de alimentación de la bobina.

- b) Potencial nominal de la carga.
- c) Condiciones de servicio: ligera, normal, dura, extrema.  
Existen maniobras (marcha a impulsos, inversión directa o inmediata de un motor, etc) que modifican la intensidad de arranque y de ruptura.
- d) Frecuencia de maniobras (robustez mecánica) y robustez eléctrica: no es lo mismo una maniobra diaria que millares de maniobras diarias.
- e) Si es para el circuito de potencia o de mando y el número de contactores auxiliares que necesita.
- f) Posición de funcionamiento del contactor: vertical u horizontal.
- g) Categoría de empleo o clase de carga.

\* Circuitos de distribución:

Habrá que tener en cuenta especialmente:

- Si se usa como contactor de línea: debe ser de gran calibre y alto poder de corte; número reducido de maniobras y gran duración del servicio;

normalmente para cierre en vacío y apertura a carga normal.

- Si se usa como contactor de acoplamiento o distribución: se usa para alimentar varios circuitos; duración y servicio como en el punto anterior, apertura y cierre por lo general en vacío.
- \* Circuito de calefacción: pocas maniobras y corte bajo carga.
- \* Arranque de motores asíncronos jaula de ardilla y de anillos:
- Corte en funcionamiento: se puede tener un número significativo de maniobras; la apertura del circuito es a plena carga; el contactor debe estar dimensionado por la intensidad absorbida en el cierre del circuito (5 a 7 In).
  - Corte en el arranque: gran número de maniobras; intensidad de corte considerable, por lo que el desgaste de los contactores es mayor, debido a la frecuencia del arco que se produce;

el contactor debe estar dimensionado para una intensidad mayor a la  $I_n$ .

**Nota:** *La simbología neumática la podemos observar en Anexo T.*

## **17. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE**

### **17.1 DEFINICIÓN**

Un controlador lógico programable (PLC) es una máquina electrónica programable, por personal no informático, destinada a cumplir funciones de automatismos lógicos y control de procesos de manufactura, en ambiente industrial y tiempo real, tanto sean de tipo combinacional ó secuencial.

Esta definición no debe interpretarse en forma rigurosa ya que los controladores lógicos programables modernos tienden a incorporar funciones especiales no solo de tratamiento lógico sino también de cálculo numérico (función aritmética), de regulación PID y de servocontrol.

## **17.2 VENTAJAS DE SU EMPLEO**

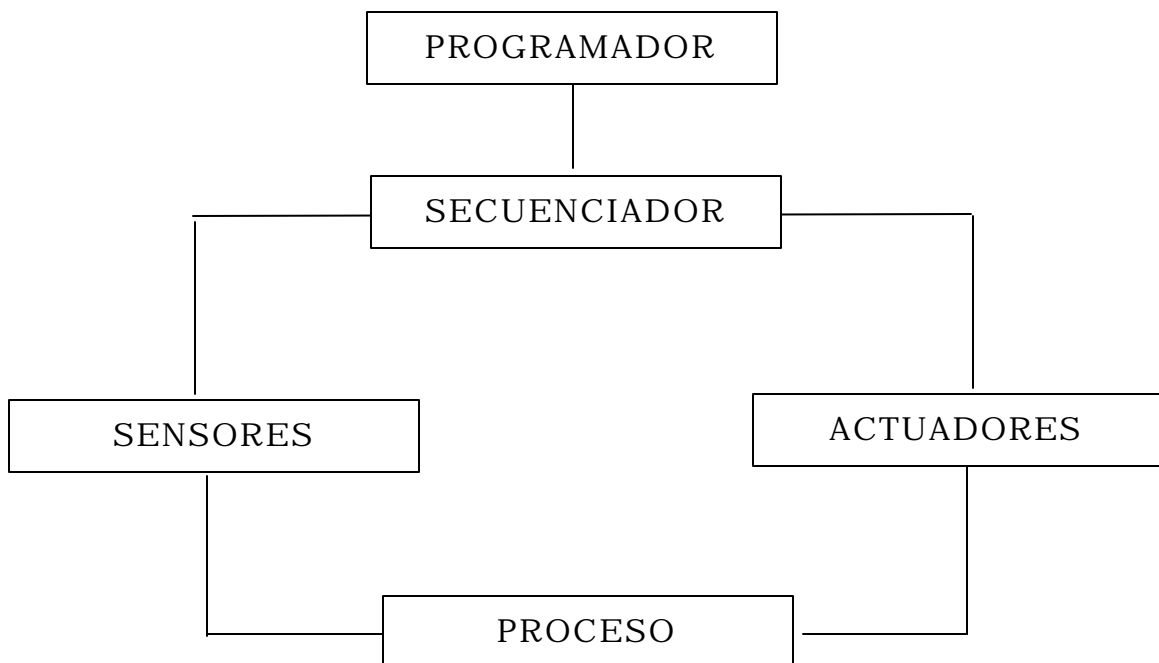
- Utiliza la lógica programada y no la cableada.
- Permite introducir cambios fácilmente, según sea el desarrollo (evolución) de la máquina ó del proceso.
- Emplea menor tiempo de realización y menor mano de obra.
- Facilita la implementación de sistemas de control distribuido ó de control jerarquizado.
- Tanto los costos, como el peso, el tamaño, el volumen de los componentes, el mantenimiento y la mano de obra, son menores.
- Aumenta la confiabilidad.
- Se puede instalar en cualquier tipo de ambiente. El PLC es diseñado para aplicación industrial y puede estar sometido a influencias físicas, eléctricas y químicas

(temperatura, humedad, vibración), ruidos, cortes de energía, contaminantes ambientales como el polvo, etc.

- Permite la simulación de procesos, alarmas y fallas, sin influir en forma directa sobre las máquinas.

### 17.3 ESTRUCTURA BÁSICA

La estructura básica de un controlador lógico programable se puede representar mediante el diagrama de bloques que se muestra en la figura.



### **Figura 33. Estructura básica de un PLC mediante una representación en diagrama de bloques**

Existen dos formas constructivas típicas para los controladores programables: compacta y modular.

La forma **compacta** se utiliza generalmente en automatismos lógicos con equipos pequeños y donde se tiene un número fijo de entradas y salidas (I/O).

La forma **modular** se emplea más frecuentemente en aplicaciones industriales. Los módulos son desmontables y el sistema tiene la posibilidad de expandirse en entradas y salidas (I/O) tanto digitales como analógicas.

#### **17.4 APLICACIONES GENERALES**

Los PLC tienen infinidad de aplicaciones en la industria, entre ellas se pueden destacar las siguientes:

- Control de movimientos en máquinas - herramientas (avanzar, retroceder, girar, doblar, plegar).
- En prensas, estampadoras, trefiladoras, embutidoras, máquinas de soldadura.

- En procesos de manufactura como: embotellado, embalaje, etiquetado, pesaje, dosificación.
- En diferentes aplicaciones donde se requiere el control de automatismos lógicos, tales como: ascensores, bombas, compresores, hornos industriales, señalización (semáforos), grupos electrógenos, manejo de materiales (metalurgia, siderurgia), calderas, programación de energía, lavadoras, control de motores, etc.
- En subestaciones eléctricas, actuadores, seccionadores, interruptores y en coordinación de protecciones en fallas de alta tensión.
- Para regulación, en procesos fisicoquímicos, cuando el controlador programable está configurado con bloques funcionales PID.

### **17.5 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE SELECCIONADO.**



La función de este dispositivo será la de controlar todo el proceso de Screen, para que se lleve una secuencia lógica del mismo.

La serie S7 - 200 comprende diversos sistemas de automatización pequeños (Micro-PLCs) que se pueden utilizar para numerosas tareas. En la figura 1-1 (Anexo S) se muestra un Micro-PLC S7 - 200. gracias a su diseño compacto, su capacidad de ampliación, su bajo costo y su amplio juego de operaciones, los Micro-PLCs S7 - 200 se adecuan para numerosas aplicaciones pequeñas de control. Además, los diversos tamaños y fuentes de alimentación de las CPUs ofrecen la flexibilidad necesaria para solucionar las tareas de automatización.

## **17.6 FUNCIONES DE LOS DIVERSOS MICRO-PLCs S7-200**

### **Equipo necesario**

En la figura 1-2 (Anexo S) se muestra la estructura básica de un Micro-PLC S7-200 que incluye una CPU S7-200, un PC, el Software de programación STEP 7-Micro/WIN y un cable de comunicación.

Para poder utilizar un PC se requiere un cable PC/PPI o una tarjeta MPI. El cable de comunicación se suministra junto con la tarjeta MPI.

### **Capacidad de las CPUs S7-200**

La serie S7-200 comprende diversas CPUs. Por lo tanto, se dispone de una amplia gama de funciones que permiten diseñar soluciones de automatización a un precio razonable. En la tabla 1-1 (Anexo S) se resumen las principales funciones de cada CPU.

## **17.7 PRINCIPALES COMPONENTES DE UN MICRO-PLC S7-200**

### **Módulos SPU S7-200**

La CPU S7-200 se un aparato autónomo compacto que comprende una unidad central de procesamiento (CPU), la fuente de alimentación, así como entrada y salidas digitales.

- La CPU ejecuta el programa y almacena los datos para la tarea de automatización o el proceso.
- La fuente de alimentación le proporciona corriente a la unidad central y a los módulos de ampliación conectados.

- Las entradas y salidas controlan el sistema de automatización. Las entradas vigilan las señales de los aparatos de campo (p.ej. sensores e interruptores) y las salidas supervisan las bombas, motores u otros dispositivos del proceso.
- El interface de comunicación permite conectar la CPU a una unidad de programación o a otros dispositivos. Algunas CPUs S7-200 disponen de dos interfaces de comunicación.
- Los diodos luminosos indican el modo de operación de la CPU (RUN o STOP), el estado de las entradas y salidas integradas, así como los posibles fallos del sistema que se hayan detectados.

En la figuras 1-4, 1-5 y 1-6 (Anexo S) se muestran las diferentes CPUs.

### **Módulos de ampliación**

Los módulos de ampliación para las CPU S7-20 ofrecen un número determinado de entradas y salidas integradas. Si se

conecta un módulo de ampliación se dispondrá de más entradas y salidas. Como se muestra en la figura 1-3 (Anexo S), los módulos de ampliación disponen de un conector de bus par su unión al aparato central.

## **18. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO**

- Viene el tanque en la línea de producción.
- Al final de la línea de producción, acciona un micro mecánico de rodillo ( $S_1$ ), el cual tiene la función de activar el rele ( $K_1$ ) encargado de accionar el cilindro neumático ( $Y_1$ ) que hará girar el volteador  $90^\circ$ .
- Al caer el tanque por gravedad en la banda transportadora, y al recorrer una pequeña distancia accionará un micro ( $S_2$ ), el cual activará ( $K_2$ ) que le dará al volteador su posición original al activar ( $Y_2$ ).
- Al final de la banda transportadora, el tanque accionará un micro mecánico ( $S_3$ ) el cual tendrá la función de detectar el tanque en esa posición, además, en conjunto con otro micro mecánico ( $S_4$ ) ubicado entre los rodillo de la base de la máquina tendrán la misión de detener la banda transportadora cuando ambos estén activados,

desactivando en este caso (K<sub>3</sub>) el cual sacará de funcionamiento (K<sub>4</sub>) y con esto el funcionamiento de la banda. Esto con el fin de que cuando este un envase en el proceso de Screen, el otro se encuentre inmediatamente a la espera de su turno.

- Otro micro (S<sub>5</sub>) ubicado entre los rodillos de la base, al activarse dará funcionamiento a un motor, el cual tendrá la función de proporcionarle el movimiento rotatorio al tanque para su correcta ubicación, la cual estará determinada por el accionamiento de un micro mecánico de brazo largo flexible (S<sub>6</sub>), el cual se activará al hacer contacto con la tapa del tanque. Dando así una señal que desactivará automáticamente el motor, y a su vez activará el cilindro neumático que mueve el sistema de sujeción del tanque (Y<sub>3</sub>).
- Al final de la carrera del cilindro neumático, se activará un micro mecánico (S<sub>9</sub>), el cual tendrá la función de activar el funcionamiento del motor principal, así inicia el proceso de Screen.

- Al final de cada lado, se activará un micro (S<sub>10</sub>, S<sub>11</sub>) cuyas funciones serán la de invertir el sentido de giro del motor; además cambia de posición el sistema de pintura activando (Y<sub>5</sub> y Y<sub>6</sub>).

Nota: al cambiar el giro del motor, por medio de un temporizador se sacará de funcionamiento el motor.

- Dos micros mecánicos de rodillos abatibles (S<sub>12</sub>, S<sub>13</sub>) ubicados a la mitad del recorrido, se activaran dependiendo de la dirección del movimiento, y la función será la de activar (Y<sub>4</sub>) al cilindro de doble efecto para su carrera de regreso.
- En su carrera de retorno el cilindro activará un micro abatible (S<sub>14</sub>) el cual dará funcionamiento al cilindro de simple efecto utilizado para la expulsión de tanque, desactiva el micro entre rodillos y da funcionamiento a la banda para la ubicación del próximo tanque.

## **19. RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO**

El mantenimiento que recibe una máquina es decisivo en la duración y eficiencia de la misma, si a éste se le aplica un buen mantenimiento puede esperarse que su vida útil aumente.

### **Mantenimiento preventivo**

Es un mantenimiento programado el cual es un proceso de reparaciones generales, periódicas o servicios del equipo. Esto puede ser cualquier cosa, desde una rutina de lubricación hasta un tiempo estipulado para reemplazo de partes componentes en una pieza de equipo, el punto es que el mantenimiento es ajustado para un período de tiempo. Este tiempo puede ser en horas de operación, número de cambio de operación o un determinado servicio periódico en días, semanas o meses.

#### **19.1 RODAMIENTOS**



En el cuadro No 2 se relacionan todos los rodamientos que están montados en la máquina para Screen con su tipo de lubricante y su período de lubricación.

**Cuadro 2. Rodamientos en la máquina para screen**

<b>Tipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Ubicación</b>	<b>Tipo de lubricante</b>	<b>Período de lubricación</b>
SY20FM	4	Rodillos base para tanques	A	Mensual
SY40FM	4	Eje del engranaje y polea	A	Mensual
SY30FM	2	Eje principal	A	Mensual
6200-ZZ	8	Sistema móvil sujetador	B	Trimestral
6001-ZZ	8	Ruedas hexagonales	B	Trimestral

Fuente: Los autores

Tipo lubricante:

A: Grasas para rodamientos con base de litio

B: Grasa amarilla tipo industrial

Los rodamientos de la serie SY tienen dos prisioneros de fijación en el aro interior, y son adecuados para aquellas aplicaciones en las que el sentido de rotación varía.

Como estos rodamientos, solo trabajan durante determinados períodos, la grasa debe ser introducida poco a poco mientras el rodamiento gira hasta que salga grasa nueva del rodamiento. No se debe aplicar una presión excesiva para no dañar las obturaciones, además, deben limpiarse y examinarse frecuentemente.

## **19.2 MOTOREDUCTORES**

Colocar el aceite a los reductores hasta el nivel de llenado, luego de las primeras 100 horas de trabajo el aceite que inicialmente se colocó en el reductor deberá ser drenado y reemplazado y lavado el mecanismo interno con aceite hidráulico.

Posteriormente bajo condiciones normales, verificar el nivel del lubricante en el reductor cada 6 meses, procediendo a llevarlo nuevamente a su nivel normal si este se encuentra por debajo del establecido.

El motoreductor es lubricado con aceite tipo valvulina número 140. el cambio de aceite se puede realizar periódicamente cada año.

Antes de poner en marcha el equipo revise y asegúrese de los siguientes aspectos:

- Perfecta alineación con la transmisión de la cadena.
- La conexión de entrada al motoreductor debe ser correcta.

### **19.3 CADENAS**

Las cadenas se deben lubricar en breves intervalos de funcionamiento, a mano, con aceitadora o brocha.

La viscosidad del aceite en grado SAE recomendada por INTERMEC para lubricar la cadena con una temperatura de trabajo que oscila entre +5 y +40° C es SAE 30.

Se recomienda no dejar marchar la transmisión sin previa lubricación, de lo contrario se producirá desgaste prematuro.

### **19.4 ENGRANAJES, PIÑONES Y CREMALLERAS**

Todos los engranajes sin importar tipos y materiales tendrá mayores probabilidades de vida útil si se les lubrica en forma adecuada.

Los métodos que se siguen para la aplicación de los lubricantes a los dientes de estos dispositivos varían con el tipo, velocidad considerada en la línea primitiva, el acabado superficial, la dureza y la combinación de materiales.

Para nuestro caso (engranaje, piñón, cremallera descubiertos y baja velocidad) utilizaremos grasa para evitar el salpique del aceite en las pantallas. La grasa a utilizar es jabón Diéster de aceite - litio, especificación MIL - G3278A (Ver Anexo U, Tabla 8.3.17).



## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

La implementación de una máquina semiautomática para la aplicación de Screen, se constituye para las empresas que trabajan con ésta técnica, en una herramienta que facilitará el proceso ya establecido, atacando así todos los factores que inciden en forma negativa durante el estampado. Tales como: prealmacenamiento, alimentación de los tanques, ubicación de los tanques para el inicio del proceso, entre otros.

Todos los dispositivos fueron seleccionados bajo las condiciones más económicas de operación.

En el transcurso de la elaboración de este proyecto se presentaron muchos inconvenientes como la fue la selección de la banda transportadora, donde nos encontramos con políticas, tales como: la restricción de los parámetros de selección, los cuales nos obligan a adaptarnos a los criterios de las empresas destinadas a la implementación de este tipo de dispositivos.

Las cuales perjudican en cierta forma una cotización de equipos más económico.

Debemos tener en cuenta que el mejoramiento del proceso productivo nunca debe parar, puesto que la competencia cada vez es mejor y cada día nacen nuevos competidores.

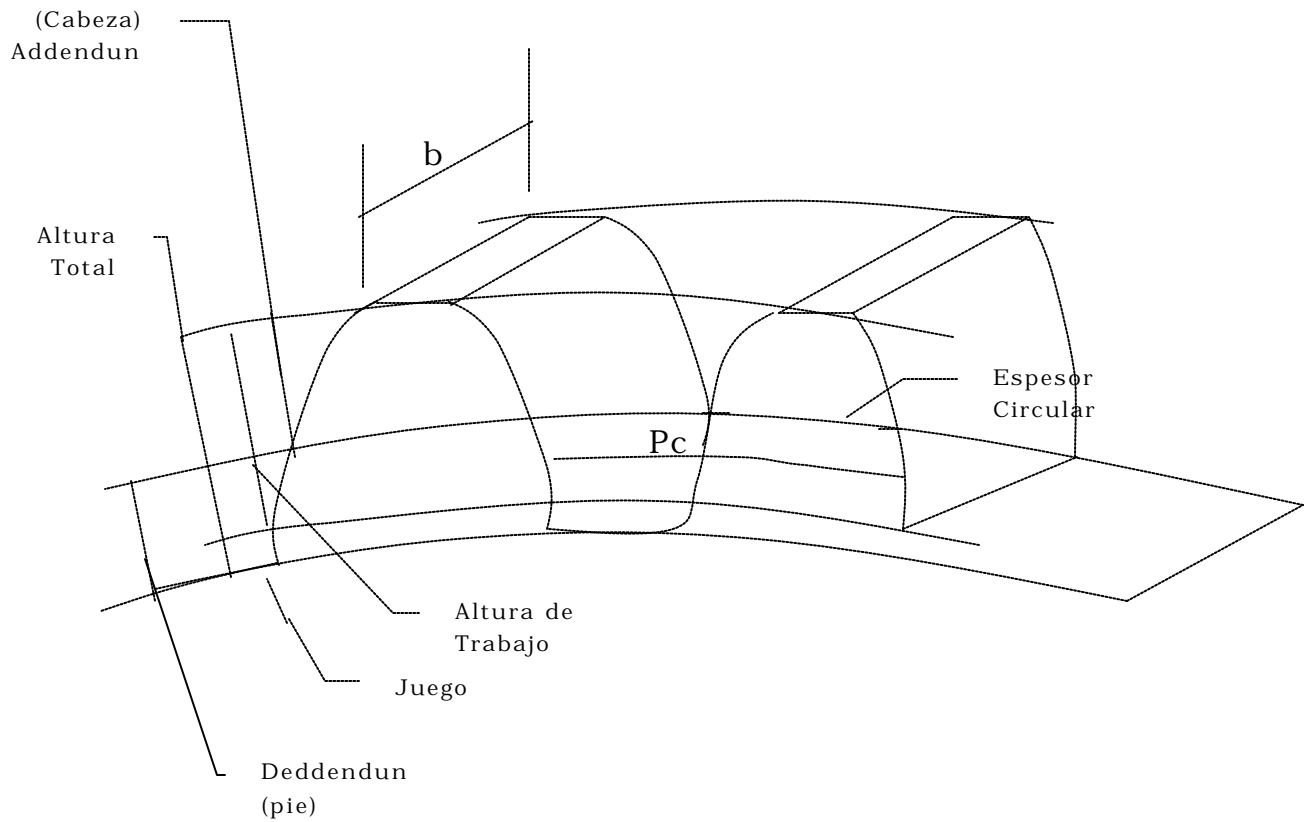
## **BIBLIOGRAFÍA**

- AVALLONE, Eugene A. , BAUMEISTER III, Marks Theodore. Manual del Ingeniero Mecánico. 9 ed. México : Mc Graw Hill, 1997. Tomo 1 y 2.
- BEER, Ferdinand P., E. RUSSELL, Johnston Jr. Mecánica de Materiales. 2 ed. Santafé de Bogotá : Mc Graw Hill, 1996. pag 528 - 544
- CATALOGO FESTO PNEUMATIC. Programa de fabricación. Santafé de Bogotá : Festo Ltda., 1999. pag 4 - 18
- CIA GENERAL DE ACEROS. Catalogo técnico de aceros. Santafé de Bogotá : Cia general de aceros s.a. 1999. pag 20 -38
- DUPLEY. Darle W. Manual de engranajes. 2 ed .México : Compañía editorial Continental S.A 1980: pag 340 - 362
- ERNST, Hellmut. Aparato de elevación y transporte, principios y elementos constructivos. 1 ed. Barcelona : Editorial Blume, 1994. Tomo 1.
- FAIRES VIRGL, Moring. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México : Limusa, 1992. pag 464 - 520
- SHIGLEY, Josept Edwart, MITCHELL, Larry D. Manual de Diseño Mecánico. 4a edición. México : Mc Graw Hill., 1990. Tomo 4.
- SKF. Catalogo general de rodamientos. Santafé de Bogotá : SKF, 1998. pag 630 - 637
- TERMINI, María. Serigrafía. 1ª edición. México : Editorial Diana, 1996. pag 10 -60.



- VALENCIA G., Herman. Controladores lógicos programables (PLC). 1 ed. Medellín : Universidad Pontificia Bolivariana, 1992. pag 32 - 61

## ENGRANAJES CILÍNDRICOS RECTOS



### Ecuación (1)

$b$  = Ancho del diente / Anchura de la cara: (Dientes tallados)

$$\left. \begin{array}{l} 2.5Pc < 4Pc \\ 8M < b < 12.5M \end{array} \right\} (b \text{ en mm}) \qquad \left. \begin{array}{l} 2.5Pc < 4Pc \\ 8/Pd < b < 12.5/Pd \end{array} \right\} (b \text{ en in})$$

### **Ecuación (2)**

$P_c$  = Paso Circular

$$P_c = \frac{pD_p}{N_g} \quad D = \text{Diámetro de la circunferencia primitiva (mm)}$$

$N_g$  = Numero de dientes del engranaje

### **Ecuación (3)**

$P_d$  = Paso Diametral

$$P_d = \frac{N_g}{D_p(\text{in})} \quad P_c * P_d = p$$

### **Ecuación (4)**

$M$  = Módulo

$$M = \frac{25.4(\text{mm})}{P_d(\text{in})} \quad M = 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20$$

$$P_d = 2 \rightarrow 16$$

### **Ecuación (5)**

$P_b$  = Paso Base: (sólo en caso de engranajes de evolvente)

$$P_b = \frac{pD_b}{N_g} = \frac{pD \cos f}{N_g} = P_c \cos f \quad D_b = \text{Diam. Circunf. Base}$$

$D$  = Diam. primitivo

$$D_b = D_p \cos f$$

### **Ecuación (6)**

$m_w$  = Relación de Velocidad

$$m_w = \frac{w_p(\text{rueda})}{w_g(\text{piñón})} = \frac{n_p(\text{rpm})}{n_g(\text{rpm})} = \frac{D_{pg}}{D_{pp}} = \frac{N_g}{N_p}$$

N = Numero de dientes

### **Ecuación (7)**

$m_g$  = Relación de engranaje

$$m_g = \frac{N_p}{N_g}$$

### **Ecuación (8)**

Interferencia

$$\text{Radio de cabeza máximo} \leq \sqrt{(\text{Radio circunf. Base})^2 + (\text{Dist. entre centros})^2 (\text{sen } f)^2}$$

Para caso piñón engranaje

### **Ecuación (9)**

Resistencia

$$F_s = \frac{Sb}{P_d} * Y \quad \text{inglesas} \quad F_s = SbP_c y \quad \text{Metricas}$$

Y = Factor de forma AT-24

U. Inglesas

U. Métricas

S = Esfuerzo flexión (lb/in<sup>2</sup>)

Fs = lbs

Fs = Kg

b = Ancho del diente

S = lb/in<sup>2</sup>

S = kg/cm<sup>2</sup>

Pc = Paso circular

b = in

b = cm

Fs = Fuerza transmitida en lb

Pc = in

Pc = cm

### **Ecuación (10)**

Concentración de esfuerzos

r = radio de curvatura

t = espesor del diente

b = ancho del diente

K<sub>t</sub> = Coeficiente de concentración de esfuerzos

q = coeficiente de entalle

K<sub>f</sub> = coeficiente que debilita la resistencia del material en el entalle

$$k_t = 0,22 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0,2} \left(\frac{t}{h}\right)^{0,4} \quad \text{para } 141/2^0 \quad 1,345 < k_t < 1,47 \text{ (tracción)}$$

$$k_t = 0,18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0,2} \left(\frac{t}{h}\right)^{0,4} \quad \text{para } 20^0 \quad k_t \leq 1,61 \text{ (compresión)}$$

### **Ecuación (11)**

Cuando se tiene en cuenta el entalle

$$F_s = \frac{Sb}{P_d} * \frac{Y}{k_f} \quad Y = py \quad F_s = \frac{SbP_c y}{k_f}$$

### **Ecuación (11.1)**

Carga en la punta del Diente  $1.2 < k_f < 1.7$

Cerca de la parte central  $1.4 < k_f < 2$

### **Ecuación (12)**

$F_t$  = Fuerza transmitida

$$F_t = \frac{33000cv}{V_m} (lbs) \quad F_t = \frac{4500HP}{V_m} (kg)$$

Ecuación (12.1)

Velocidad media

$$V_m = D_p * \mathbf{p} * n, \begin{pmatrix} mpm \\ fpm \end{pmatrix} \quad V_m. \text{ Depende de la calidad del acabado}$$

### **Ecuación (13)**

Cargas Dinámicas =  $F_d$  "Intermitente" "No desgaste"

#### Tallado Comercial

$$F_d = \frac{183 + V_m}{183} F_t \quad (kg) \quad V_m \leq 610 \text{ mpm}$$

$$F_d = \frac{600 + V_m}{600} F_t \quad (lb) \quad V_m \leq 2000 \text{ fpm}$$

#### Tallado Cuidadoso

$$F_d = \frac{366 + V_m}{366} F_t \quad (\text{kg}) \quad 305 < V_m < 1220 \text{ mpm}$$

$$F_d = \frac{1200 + V_m}{1200} F_t \quad (\text{lb}) \quad 1000 < V_m < 4000 \text{ fpm}$$

### Tallado de Precisión

$$F_d = \frac{43 + \sqrt{V_m}}{43} F_t \quad (\text{kg}) \quad V_m < 1220 \text{ mpm}$$

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_m}}{78} F_t \quad (\text{lb}) \quad V_m < 4000 \text{ fpm}$$

### Tallado de Ultraprecisión

$$\left. \begin{aligned} F_d &= \frac{27.6 + \sqrt{V_m}}{27.6} F_t \quad (\text{kg}) \\ F_d &= \frac{50 + \sqrt{V_m}}{50} F_t \quad (\text{lb}) \end{aligned} \right\} \text{Tallado con fresa o raspado comercial}$$

### **Ecuación (14) Ley de Buckingham**

$$F_d = F_t + I$$

$$F_d = F_t + \frac{0.164 V_m (bc + Ft)}{0.164 V_m + 1.484 (bc + Ft)^{1/2}} \text{ kg}$$

$$F_d = F_t + \frac{0.05 V_m (bc + Ft)}{0.05 V_m + (bc + Ft)^{1/2}} \text{ lb} \quad C = \frac{k E_g E_p}{E_g + E_p}$$

$$F_d = \text{Carga dinámica (kg) (lb)}$$

Ft = Carga transmitida (kg) (lb)

Vm = Vel. ½ sobre la circunferencia primitiva (mpm) (fpm)

b = Anchura de la cara del diente (cm) (in)

C = Función de la magnt. de error de los mod. De elasticidad  
(kg/cm<sup>2</sup>)(ksi) Tabla AT25

K = 0.107e “Diente largo” “14 ½°”

K = 0.111e “Diente largo” “20°”

K = 0.115e “Diente largo” “20°”

e = factor de error en la construcción del diente AF19. AF20

### Ecuación (15)

Descripción	Diente largo	Diente corto
Addendum (a), altura de cabeza	1/Pd=Pc/ <b>p</b>	0.8/Pd
Deddendum, altura de pie (d)	1.25/Pd	1/Pd=Pc/ <b>p</b>
Juego (j)	0.25/Pd	0.2/Pd
Altura de trabajo (H')	2/Pd	1.6/Pd
Altura total, profundidad total (HT)	2.25/Pd	1.8/Pd
Angulo de presión	14 ½	20°
D <sub>exterior</sub>	D <sub>p</sub> + 2 <sup>a</sup>	Por interferencia rueda
D <sub>pie</sub> Rad. De cabeza máximo (rueda)	De - 2HT $\frac{Dp}{2} + Addendum$	

### Ecuación (16)

Si no conocemos los Dp de Rueda/piñón

$$S_{\text{piñón}} = \frac{2Mt(Pd)^3}{p^2 * k * y * Np} \quad Mt = \frac{63000HP}{rpm}$$



si consideramos los  $D_p$  rueda/Piñón

$$F_s = \frac{S_p^2 k_y}{(P_d)^2}$$

### **Ecuación (17)**

Debilidad relativa

Capacidad de resistencia =  $S_n \cdot y$

### **Ecuación (18)**

Carga de desgaste permisible =  $F_w$

$F_w = D_p \cdot b \cdot k_g \cdot Q$        $k_g$  = factor de fatiga de superficie AT-26

$$Q = \frac{2N_g}{N_g + N_p} \quad k_g = \frac{S_n \text{ superficie } 1 \cdot \text{sen } f \cdot \left( \frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{1.4}$$

### **Ecuación (18.1)**

Para que el sistema rueda/piñón sea durable y garantizar en desgaste

$$\left. \begin{array}{l} 1) F_s \geq F_d \\ 2) F_w \geq F_d \end{array} \right\} \text{ con el más débil}$$

### **Ecuación (19)**

Para aceros (sin tabla)

$$S_n \text{ superficial} = 400(\text{BHN}) - 1000 \text{ PSI}$$

$$\text{BHN}_{\text{acero prom.}} \cong 350$$

# ANEXOS

# Anexo A. Ecuaciones para los engranajes.

## Anexo B. Propiedades típicas del hierro fundido gris.

## Anexo C. Propiedades típicas de aceros.

## Anexo D. Características de diseño para los engranajes.

## Anexo E. Parámetros de diseño para ejes.



## Anexo F. Rodamientos.

# Anexo G. Características de Motoreductores.

## Anexo H. Cadenas de transmisión de potencia.

Anexo J. Selección de chavetas.

## Anexo K. Diagramas para calculo de cilindros neumáticos.

# Anexo L. Cilindros normalizados.

## Anexo M. Descripción de cilindros normalizados.

Anexo N. Fijación de cilindros.



Anexo P. Horquillas para  
cilindros neumáticos.

Anexo Q. Hoja de datos válvula  
electroneumática 5/2 CPE18 -  
MZH - SJ -  $\frac{1}{4}$ .

## Anexo R. Unidad de mantenimiento FRL.

# Anexo S. Controlador lógico programable. PLCs S7-200

## Anexo T. Simbología neumática

# Anexo U. Lubricantes típicos para engranajes

## **21. EVALUACION ECONOMICA DEL PROYECTO.**

Para la evaluación económica se determina el costo de la operación del screen de los tanques realizada en forma manual, estos cálculos, son basados en el salario devengado por los trabajadores que realizan la operación. Este costo se comparará con el valor del costo de la operación realizada con la ayuda de la maquina, luego se analizará el ahorro por costo de producción en un mes.

Para realizar los cálculos se hace necesario cuantificar las inversiones, los gastos operativos y la disminución en los costos operacionales que representa el proceso de screen con la ayuda de la maquina. De la información suministrada por una empresa en particular, se ha establecido las siguientes relaciones :

- ❖ La producción mensual promedio obtenida por tres operarios en un turno diario de ocho horas cada uno es de 28.800 tanques estampados.

❖ El salario de cada uno de los trabajadores es de \$286315, por tanto los costos de operación de screen mensualmente se obtienen multiplicando el número de operarios por el valor del salario :

(salario de un trabajador)\*(número de trabajadores)

$$(\$286315)*(3) = \$858945$$

Este es el costo del estampado manual por mes.

Ahora se desea calcular el valor de la operación manual de screen unitario, para esto se divide el costo del screen entre la producción mensual.

$$\text{Valor estampado manual unitario} = \frac{\text{Costo de estampado mes}}{\text{Producción mensual}}$$

$$\text{Valor estampado manual unitario} = \frac{858945}{28.800} = 29,82$$

De igual manera se necesitan los costos de la operación del screen, pero realizado con la maquina, La producción obtenida con la maquina y el valor unitario de la operación realizada con la misma.



- ❖ Costos de operación mensual realizada con la maquina: la maquina utiliza un motor eléctrico de 1 HP de potencia, estos son convertidos en KW y se obtiene el consumo en KW-H del motor eléctrico, luego, como la maquina trabajará ocho horas diarias, en un mes trabajará 240 horas, para obtener el consumo mensual, con el valor del KW-H, establecido por la empresa de energía eléctrica, el cual es de \$132, se tiene el costo de la energía eléctrica de operación, a esta se le suma el costo de mantenimiento que posee un valor de \$550.000

Como  $1 \text{ KW} = 1.34 \text{ HP}$ , entonces  $1 \text{ HP} = 0.0746 \text{ KW}$

Luego,  $0.0746 \text{ KW} * 240 \text{ H} = 179.10 \text{ KW-H}$

$179.10 \text{ KW-H} * \$132 = \$ 23641.8$  en energía eléctrica

$23.641,8 + 550.000 = 573.641,8$

- ❖ Producción obtenida con la maquina : Según información suministrada, en un mes los trabajadores estampan 28800

tanques, con un tiempo para cada empaque de 30 segundos, por lo tanto el tiempo real de trabajo se calcula al multiplicar el número de empaques estampados en un mes por el tiempo de estampado de cada tanque, esto es:

$$28.800 * 30 = 864.000 \text{ segundos}$$

- ❖ Para obtener la producción realizada por la maquina en un mes, se divide el tiempo real de trabajo mensual (864.000 seg.) entre el tiempo de marcado por la maquina (19.5 segundos) así:

$$\frac{864.000}{19.5} = 44.307,7 \text{ mensual}$$

- ❖ El valor unitario de la operación de screen se consigue dividiendo el costo de la operación (573.641,8) entre la cantidad de empaques marcados por la maquina (44.307,7), entonces:

$$\frac{573.641,8}{44.307,7} = 12.946 \text{ pesos}$$

Los cálculos anteriores se visualizan mejor en los siguientes cuadros.

**Cuadro 3. Comparación de costos de operación.**

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>OPERACIÓN MANUAL</b>	<b>OPERACIÓN CON LA MAQUINA</b>
Producción promedio mensual (estampados)	28.800	44.307,7
Costo promedio de la operación unitaria mensual (\$)	29,82	12.946
Costo promedio de la producción (\$)	858.816	573.607,48
Ahorro mensual promedio (\$)		285.208,52
Porcentaje promedio de ahorro (%)		33.20
Incremento mensual promedio de la producción (tanques marcados)		15.507,7
Porcentaje Promedio de incremento de producción (%)		53.84

Según estudio preliminar, los resultados son :

- ❖ El horizonte del proyecto es de tres años, tiempo en el cual se recuperará la inversión, los estudios complementarios y la negociación de los equipos se harán en seis meses antes del

inicio. El proyecto funcionará cinco semestres y se liquidará el semestre siguiente, solo por tratarse de la verificación de la recuperación de la inversión, se estima que el valor de salvamento de los equipos será del 20%.

- ❖ Los costos estimados por producción, mensual son de 80% variables y 20% fijos, los costos fijos equivalen a mantenimiento preventivo y los costos variables equivalen al valor de la energía y cualquier mantenimiento correctivo que se le haga al sistema. En los costos totales, los cuales son la suma de los costos anteriores; intervienen los siguientes costos mensuales: el valor del consumo de la energía eléctrica, el valor del costo de mantenimiento, el valor del salario de un trabajador; los dos restantes no son necesarios con la utilización de la maquina, por lo cual se transfieren a otra dependencia; a la suma de estos valores se le estima un 10% a causa de trabajos adicionales, el subtotal es multiplicado por seis, que son los periodos semestrales, y del total resultante de estas operaciones, el 20% son los costos fijos y el 80% los costos variables como se mencionó anteriormente.
- ❖ Las inversiones del proyecto son:

a. Para equipos (activos fijos depreciables)	\$
8.000.000	
b. Para gastos de operación y montaje	\$
1.030.000	
c. Capital de trabajo	\$
4.570.000	
<b>Total</b>	<b>\$</b>
13.600.000	

El capital de trabajo se recupera al final del proyecto junto con el valor de salvamento.

Se fija una tasa de interés de oportunidad del 15% E.A. (efectivo anual). Los activos fijos y los activos diferidos se deprecian en cinco semestres.

A continuación se muestra la información de la evaluación económica en forma resumida para facilitar su análisis, teniendo presente que los periodos son semestrales.

#### **Cuadro 4. Balance general**

<b>Activos</b>	<b>Pasivos</b>
----------------	----------------

Caja	4.570.000	Obligaciones	0
Diferido	1.030.000	Patrimonio	13.600.000
Activos fijos	8.000.000		
Total	13.600.000	Total	13.600.000

**Cuadro 5. Ingresos por ventas**

<b>PERIODOS</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Cantidad de emp.		265.846,2	265.846,2	265.846,2	265.846,2	265.846,2	265.846,2
Costo producción manual		3441644. 9	3441644. 9	3441644. 9	3441644. 9	3441644. 9	3441644. 9

**CUADRO 6. Presupuesto de inversión**

<b>PERIODO S</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Activo fijo	8000000						
Diferido	1030000						
Capital de trabajo	4570000						
Total	13600000						

**Cuadro 7. Costos (80% VARIABLES Y 20% FIJOS)**

<b>PERIODO S</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Costos fijos		1135142.9 7	1135142.9 7	1135142.9 7	1135142.9 7	1135142.9 7	
Costos variables		4540571.9	4540571.9	4540571.9	4540571.9	4540571.9	
Costos totales		5675714.8	5675714.8	5675714.8	5675714.8	5675714.8	

**Cuadro 8. Depreciación y diferidos**

<b>PERIODOS</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Fijos depreciables	8000000						
Depreciación semestral		1600000	1600000	1600000	1600000	1600000	
Diferidos	1030000						
Amortización diferida		206000	206000	206000	206000	206000	



**Cuadro 9. Flujo de producción**

<b>PERIODO</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Costos de producción manual		7927533.6	7927533.6	7927533.6	7927533.6	7927533.6	
Costos totales		5675714.8	5675714.8	5675714.8	5675714.8	5675714.8	
Utilidad por distribuir		2251818.8	2251818.8	2251818.8	2251818.8	2251818.8	
Depreciación		1600000	1600000	1600000	1600000	1600000	
Amortización diferida		206000	206000	206000	206000	206000	
Flujo de producción		3851818.8	3851818.8	3851818.8	3851818.8	3851818.8	

**Cuadro 10. Flujo neto de caja**

<b>PERIODO S</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Flujo de inversión	13600000						6170000
Flujo de producción		3851818.8	3851818.8	3851818.8	3851818.8	3851818.8	
Flujo neto de caja	-13600000	3851818.8	3851818.8	3851818.8	3851818.8	3851818.8	6170000



Con el flujo neto de caja se procede a determinar el Valor Presente Neto (VPN), utilizando los factores de interés compuesto discreto. La tasa interna de oportunidad (TIO) propuesta es de 15% E.A. ( efectiva anual), pero se ha trabajado con periodos semestrales, por la que se debe buscar su interés equivalente mediante la siguiente expresión:

$$i_p = (1 + i_e)^{1/n} - 1$$

Donde  $i_p$  : Interés periódico

$i_e$  : Interés efectivo

$n$  : Número de veces que el periodo de composición cabe en él

periodo de referencia

$$i_p = (1 + 0.15)^{1/2} - 1 = 7.24 \cong 8 \% \text{ semestral}$$

Para calcular el VPN, empleamos la siguiente ecuación:

$$VPN = \sum VP_I + \sum VP_E - Inversión$$

$$VPN = 3851818.8 (P/A, i, n) + 6170000 (P/F, i, n) - 13600000$$

$$\text{VPN} = 3851818.8 (P/A, 8, 5) + 6170000 (P/F, 8, 6) - 13600000$$

$$\text{VPN} = 3851818.8 (3.99271) + 6170000 (0.63017) - 13600000$$

$$\text{VPN} = 15379195.46 + 3888148.9 - 13600000 = 5667344.356$$

$$\text{VPN} = 5667344.356 \quad \text{VPN} > 0$$

Esto significa que el VPN indica la utilidad económica; si este es positivo, o la pérdida económica; si este es negativo, que el proyecto genera por encima de los requerimientos mínimos de la recuperación del capital y de retorno, lo que permite decidir si el proyecto es viable o si se justifica económicamente o no, porque para que el VPN sea positivo es necesario que los ingresos superen los egresos y el retorno mínimo y dejen una utilidad adicional reflejada por el VPN. Entonces si este indicativo es positivo, el proyecto es factible.

Para calcular la tasa interna de retorno (TIR), se emplea la expresión:

$$\Sigma \text{VP}_E = \Sigma \text{VP}_I$$

$$13600000 = 3851818.8 (P/A, i, n) + 6170000 (P/F, i, n)$$

$$13600000 = 3851818.8 (P/A, i, 5) + 6170000 (P/F, i, 6)$$

$$13600000 = 3851818.8 \left[ \frac{(1+i)^5 - 1}{i(1+i)^5} \right] + 6170000 \left[ \frac{1}{(1+i)^6} \right]$$

Donde resulta que  $i = 19.95 \%$  (TIR > TIO)

Para calcular el tiempo en el cual se recupera la inversión, se emplea la expresión anterior, despejando el valor de n:

$$\Sigma VP_E = \Sigma VP_I$$

$$13600000 = 3851818.8 (P/A, i, n) + 6170000 (P/F, i, n)$$

$$13600000 = 3851818.8 (P/A, 8, n) + 6170000 (P/F, 8, n)$$

$$13600000 = 3851818.8 \left[ \frac{(1+0.08)^n - 1}{0.08 * (1+0.08)^n} \right] + 6170000 \left[ \frac{1}{(1+0.08)^n} \right]$$

Se obtiene un valor de  $n = 2.53 \cong 3$  semestres.

**Por lo tanto, en tres semestres se recupera la inversión.**

## 20, Presupuesto para construcción máquina semiautor

Presupuesto para construcción máquina semiautor  
Corporación Universitaria Tecnológica de

Realizado por: Jimmy Contreras y Cloodovaldo

Fecha de Realización:

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	VALOR UNI
1	Volteador			
1.1	Estructura	UN	1.00	50
1.2	Cilindro doble efecto	UN	1.00	34
1.2.1	Válvula electropneumática 5/2	UN	1.00	28
1.2.2	Accesorios	UN	1.00	14
2.	Banda transportadora	UN	1.00	4,000
3	Base para el tanque			
3.1	Estructura	UN	1.00	40
3.2	Rodillos	UN	2.00	30
3.3	Rodamientos	UN	4.00	40
3.4	Motoreductor	UN	1.00	49
3.5	Sprockers y cadena	UN	1.00	30
3.6	Cilindro de simple efecto	UN	1.00	150
3.6.1	Válvula electropneumática 3/2	UN	1.00	20
3.6.2	Accesorios	UN	1.00	40
4.	Sistema Sujetador			
4.1	Engranaje	UN	1.00	700
4.1.1	Eje engranaje	UN	1.00	50
4.1.2	Rodamientos y soportes	UN	2.00	60
4.2	Polea móvil	UN	1.00	220
4.2.1	Eje polea móvil	UN	1.00	50
4.2.2	Rodamientos y soportes	UN	2.00	60
4.2.3	Sistema móvil sujetador	UN	1.00	70
4.2.3.1	Rodamientos	UN	8.00	80
4.3	Cilindro doble efecto	UN	1.00	170
4.3.1	Válvula electropneumática 5/2	UN	1.00	280
4.3.2	Accesorios	UN	1.00	20
5.	Marco para las pantallas			
5.1	Marco	UN	1.00	40
5.2	Cremalleras	UN	3.00	340
5.3	Ruedas hexagonales	UN	4.00	140
5.3.1.	Rodamientos	UN	8.00	80
5.4	Hexagono calibrado de 1/2	MTS	6.00	40

6.	Sistema de transmisión			
6.1	Motoreductor	UN	1.00	650
6.1.1	Cadena y Sprockers	UN	1.00	100
6.2	Eje principal	UN	1.00	110
6.2.1	Soportes y rodamientos	UN	2.00	50
6.3	Piñones	UN	2.00	90
7.	Sistema de pintura			
7.1	Eje para raseros	UN	1.00	20
7.1.1	Bujes	UN	4.00	100
7.2	Cilindro doble efecto	UN	1.00	110
7.2.1	Válvula electroneumática 5/2	UN	1.00	280
7.2.2	Accesorios	UN	1.00	20
8.	Circuito electrico	UN	1.00	1,500
9.	Estructura de la máquina	UN	1.00	710
	Costo directo			
	Imprevistos	15%		
	Costo Total de Construcción			



