



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA
INGENIERÍA MECANICA

“Diseño de una máquina empaquetadora automática para polvos y cereales para las PYMES”.

AUTORES:

Br. Allan Joel Cruz Guillen.

Br. Bosco Daniel Gaitán Urroz.

TUTOR:

Ing. Mario de Jesús García.

Managua, 20 de septiembre de 2016.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

DECANATURA

A: Brs. Allan Joel Cruz Guillen
Bosco Daniel Gaitán Urroz

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA: Viernes 29 de enero del 2016

Por este medio hago constar que su trabajo de Investigación Titulado “**Diseño de una máquina empaquetadora automática para polvos y cereales para las PYMES**”, para obtener el título de Ingeniero Mecánico, y que contara con el Ing. Mario de Jesús García, Como tutor, ha sido aprobado por esta Decanatura por lo que puede proceder a su realización.

Cordialmente,




Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano

C/c Archivo

Managua 22 de septiembre de 2016

Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano de la F.T.I.
Su despacho

Saludos Cordiales Ing. Cuadra:

Por este medio le comunico que la Monografía titulada "**Diseño de una maquina empaquetadora automática para polvos y cereales para las PYMES**" elaborada por los Brs. **BOSCO DANIEL GAITAN URROZ Y ALLAN JOEL CRUZ GUILLEN** esta lista para su correspondiente presentación y defensa al jurado que Ud. Como máxima Autoridad Académica disponga.

Sin otro particular me despido de Ud.

Atentamente



Master Ing. Mario de Jesús García
Tutor de la Monografía

Cc: Archivo



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA hace constar que:

CRUZ GUILLEN ALLAN JOEL

Carne: 2011-36735 Turno **Diurno** Plan de Estudios 972A de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECÁNICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los diez días del mes de marzo del año dos mil dieciseis.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

GAITÁN URROZ BOSCO DANIEL

Carne: 2011-37122 Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los cuatro días del mes de marzo del año dos mil dieciseis.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad



Dedicatoria.

Dedicamos la monografía a nuestros padres que nos apoyaron durante toda nuestra carrera y sobre todo durante la elaboración del presente trabajo monográfico, gracias a ellos estamos aquí y les estamos agradecidos de todo corazón.

Resumen del tema.

En el presente diseño se muestra una maquina empaedora automática vertical para cereales con el fin de ofrecer una solución para las PYMES que trabajan regularmente utilizando métodos manuales o semiautomáticos para el empaquetado de distintos productos ,dicho método provoca una baja utilidad debido a la pérdida de tiempo, recursos y mano de obra debido a procesos defectuosos o poco eficientes, el presente diseño pretende ofrecer una alternativa de solución para las PYMES mediante la implementación de la maquina diseñada.

La maquina diseñada proporciona ventajas sobre las maquinas que se pueden encontrar en los mercados exteriores e interiores del país, dichas ventajas son adaptabilidad a la cantidad de produjo que manejan las PYMES los cuales son cantidades moderadas debido al tamaño de las empresas y su producción, así como también el precio de compra el cual se encuentra perfectamente al alcance de una PYME y podrá ser amortiguado rápidamente con las ganancias conseguidas con el aumento de productividad y eficiencia, a diferencia de los precios manejados actualmente en el mercado los cuales son excesivamente elevados y no se encuentran al alcance del presupuesto de una PYME.

Índice:

Introducción.	1
Objetivos.	2
Justificación.	3
Glosario	4
Simbología utilizada.	6
Marco teórico.	8
Diseño Metodológico.	19
Capitulo 1 Introducción al diseño de la maquina empaquetadora automática propuesta	22
1.1 Maquinas empacadoras horizontales.	23
1.2 Propiedades del empaque.	24
1.3 Técnicas de sellado de bolsa en el proceso de empaque.	25
1.3.1 Sellado por ultrafrecuencia.	26
1.3.2 Sellado por gas caliente.	26
1.3.3 Sellado por resistencias eléctricas.	26
1.3.4 Sellado por impulso eléctrico.	26
Capitulo2 Parámetros de funcionamiento de la maquina propuesta	28
2.1 Procesos de la maquina empaquetadora.	30
Capitulo 3 Diseño del circuito eléctrico y neumático	34
3.1 Diseño del circuito Neumático:	35
3.1.1 Calculo de los parámetros de los actuadores neumáticos.....	37
3.1.1.1 Calculo de la fuerza necesaria de los actuadores neumáticos.	38
3.1.2 Selección de los actuadores neumáticos.	40
3.1.3 Cálculo de aire requerido para los actuadores neumáticos.....	43
3.1.4 Selección del diámetro de la tubería neumática.....	45
3.1.4.1 Selección de diámetro de tubería normalizada.....	50
3.1.5 Cálculo de las pérdidas de carga.	50
3.1.6 Calculo de parámetros del compresor.....	51
3.1.7 Selección del compresor.	55
3.1.8 Válvulas y elementos de trabajo.	56
3.1.9 Diagramas y estructura del sistema neumático.	71

3.2 Diseño de circuito eléctrico y electro neumático de la maquina empacadora.....	73
3.2.1 Sistema eléctrico del mecanismo de sellado.	83
3.2.2 Diseño tablero de control de la maquina empacadora.	86
Capitulo 4 Presentación de lógica de programación	90
4.1 Selección de Control lógico programable.....	98
4.2 Programación del control lógico programable LOGOj.	102
Capítulo 5 Diseño Mecánico de la Maquina Empaquetadora	107
5.1 Diseño de Tolva	107
5.1.1 Calculo de espesor de las placas de la tolva.....	110
5.2 Diseño Sistema de dosificación.....	117
5.2.1 Diseño del tornillo de potencia para regular altura.	121
5.2.2 Dimensionamiento del engrane y piñón.....	124
5.2.3 Selección del motor reductor.....	130
5.2.4 Diseño de la transmisión por cadena.	131
5.3Diseño del tubo formador o de alimentación y el cuello formador.....	133
5.4 Diseño del mecanismo de halado de la película plástica.	136
5.4.1 Diseño del sistema de guiado de la lámina del plástico.	137
5.4.2 Calculo de potencia para jalar el plástico.	142
5.5 Diseño de engranajes cónicos, eje transversal y eje motriz.	148
5.5.1Diseño de ejes.	155
5.6 Diseño del bastidor.....	171
5.6.1 Geometría de la estructura.	171
5.7 Soldadura de elementos de la maquina empaquetadora.	171
5.7.1 Soldadura TIG.	172
5.8 Operaciones tecnológicas.....	178
5.8.1 Tiempos de fabricación y montaje.	179
Capitulo 6 Presentación de costos de construcción de la maquina empaquetadora.	180
6.1 Costos directos.....	180
6.2Costos indirectos.....	188
6.3 Costo total y beneficios económicos de la maquina empaquetadora.	190
Conclusiones.....	192
Recomendaciones.....	194

Bibliografía.....	195
-------------------	-----

Introducción.

Al tratarse de la producción de productos comerciales es necesario utilizar empaques que garanticen la inocuidad de los productos y a la misma vez una presentación atractiva para los consumidores ,es con razón de suplir dicha demanda que se utilizan las llamadas maquinas empaquetadoras cuya función es dosificar la cantidad necesaria de producto en los empaques y luego sellar y cortar los empaques debidamente dotados con la marca de la empresa.

En la actualidad existen diversas PYME en el país que se dedican a empacar y distribuir una gran variedad de sólidos alimenticios, sin embargo sus procesos en su gran mayoría son manuales o semiautomáticos lo que representa un riesgo potencial en cuanto a la integridad y sanidad de los productos alimenticios a ser distribuidos, de igual forma al ser procesos que involucran la acción de un operario de manera manual o semiautomática se obtienen costos y tiempos de empaque del producto elevados ,con una maquina empacadora automática es posible reducir tanto los costos como el tiempo de empaque de los sólidos alimenticios y al mismo tiempo se asegura un producto inocuo.

Objetivos.

General:

1. Diseñar una maquina empaquetadora automática para polvos y cereales.

Específicos:

1. Definir los parámetros de funcionamiento de la maquina.
2. Diseñar los circuitos neumático y eléctrico.
3. Elaborar el diseño mecánico.
4. Presentar la lógica de control.
5. Evaluar los costos de construcción.
6. Mostrar los planos constructivos.

Justificación.

Durante los últimos años la apertura del mercado internacional a los productos de fabricación artesanales, ha generado la necesidad de tener o desarrollar equipos que permitan realizar un empaçado que cumpla con los estándares sanitarios internacionales, con el objetivo de satisfacer esta necesidad, esta tesis se enfoca en el desarrollo del diseño de un equipo que permita empaquetar productos en polvo y cereales.

Las PYME (Pequeñas y Medianas empresas), en su mayoría se encargan de empaçar estos productos de forma artesanal, al realizar el proceso de empaçado del producto de forma manual, se corre el riesgo de contaminarlo biológicamente o de agregar impurezas al mismo, con lo cual se afecta calidad y pone en riesgo su registro sanitario, provocando desconfianza entre los consumidores, lo cual ocasionaría pérdidas para la empresa y también evitaría el acceder a los mercados internacionales.

De acuerdo a lo anterior se hace necesario el diseño de equipos de empaçados automatizados, que cumpla con los estándares sanitarios, que facilite el proceso de empaque, de fácil operación e instalación y que genere un impacto positivo en el proceso de producción al reducir el tiempo que se requiera para el empaque con un costo de inversión muy bajo que resulte de fácil adquisición para las PYME, con el objetivo de que estas mejoren su producción y agreguen calidad al procesos de producción y a sus productos.

Glosario.

Maquina empaquetadora: Maquina encargada de dosificar,empacar y presentar productos debidamente tratados.

PYME:Pequeñas y medianas empresas .

Solidos alimenticios: Productos adecuados para alimentación humana presentados en su forma solida.

Inocuo: Propiedad que indica el nivel de limpieza en el tratamiento de un producto.

Automatizacion industrial: La automatización industrial es el uso de sistemas o elementos computarizados y electromecánicos para controlar maquinarias o procesos industriales.

Empaquetadoras verticales: son maquinas en las que se introduce el producto desde la parte superior de la maquina específicamente en la tolva para su posterior dosificación en cada empaque y su debido proceso de sellado y corte de las bolsas antes de ser finalmente presentadas.

Empaquetadora horizontal: las horizontales cumplen con el mismo proceso con la diferencia de que el proceso se realiza en dirección horizontal.

Termosellable:Material que puede ser sellado utilizando la exposición a altas temperaturas por cortos periodos de tiempo.

PLC:Aparato eléctrico encargado de sustituir los circuitos eléctricos complejos tradicionales ,por un sistema sencillo manejado por un solo elemento.

Neumática: La neumática es la ciencia encargada del estudio y utilización del aire comprimido en las distintas aplicaciones para la industria.

Electrónica: La electrónica es la rama de la física y especialización de la ingeniería, que estudia y emplea sistemas cuyo funcionamiento se basa en la conducción y el control del flujo de los electrones u otras partículas cargadas eléctricamente.

Dosificar : consiste en medir la cantidad o porción de producto por ciclo de llenado con un margen de error dentro de los límites aceptables.

Vasos telescópicos: Tipo de vasos que al igual que un telescopio pueden extenderse o contraerse sobre un mismo eje sin necesidad de separarse por completo.

Tolva: Deposito inicial de los productos a ser empacados con forma trapezoidal y encargada de guardar la cantidad de producto necesario para el proceso antes de ser llenada nuevamente.

Tornillo de potencia: son aquellos destinados a la transmisión de potencia y movimiento, y que generalmente se utilizan para convertir un movimiento angular o de giro, en un movimiento de traslación o lineal, acompañado además de una transmisión de esfuerzo.

Piñon: rueda de un mecanismo de cremallera o a la rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas, ya sea en una transmisión directa por engranaje o indirecta a través de una cadena de transmisión o una correa de transmisión dentada.

Engrane: Se denomina **engranaje** al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina *corona* y la menor *piñón*.

Tubo formador: Tubo encargado de alojar el producto en su desplazamiento hasta el empaque de polipropileno.

Cuello formador: Mecanismo en forma de cuello encargado de dar la forma de la bolsa a la película de plástico.

Bobina de polipropileno: Pelicula de polipropileno enrollada sobre un eje, presentación usual de venta en empresas distribuidoras de plástico.

Simbología utilizada.

D_{cil} : Diametro de cilindro de actuador neumático.

d_{vas} : Diametro de vástago de actuador neumático.

l : Carrera de actuador neumático.

n : Numero de ciclos realizados por un actuador neumático.

P_{man} : Presion manométrica medida al inicio del sistema neumático.

V_{tolva} : Volumen de tolva.

M_Y : momento a lo largo de los lados empotrados en $N \cdot m$

β_4 : factor relacionado con la posición sobre el eje x donde el momento es máx., m .
este se determina a partir de la relación de b y h1.

q_0 : carga por unidad de área ejercida en el extremo inferior de la placa, Pa.

h_1 : altura de la placa

ρ_{RMS} : densidad del producto a empacar.

h : altura de la placa.

g : constante gravitatoria.

A : área de la placa trapezoidal

F : fuerza hidrostática

σ_{mat} : resistencia a la tracción del material en MPa.

m : masa del producto a empacar

V : volumen del cilindro

γ : densidad del producto a empacar

h : altura del vaso inferior.

e : espesor del plato giratorio

V_2 : Volumen total de los vasos

V_a : Volumen del vaso inferior.

V_1 : Volumen del vaso superior.

M:Modulo del engrane.

ϕ : Angulo de presión

Dp: Diámetro de paso del piñón

mg: Relación de transmisión

Np: Numero de dientes Piñón

dr:Diametro de raíz.

dp:Diametro de paso.

L:Avance

λ :Angulo de avance.

Pd:Paso diametral.

Ne:Numero de dientes de engrane.

Γ :Angulo de paso de piñon

Υ :Angulo de paso de engrane.

F: Ancho máximo de la cara

A₀: Distancia del cono

d_{mp}: Diámetro medio Piñón

d_{mg}: Diámetro medio Engrane

Marco teórico.

Automatización Industrial:

La automatización industrial es el uso de sistemas o elementos computarizados y electromecánicos para controlar maquinarias o procesos industriales. Como una disciplina de la ingeniería más amplia que un sistema de control, abarca la instrumentación industrial, que incluye los sensores, los transmisores de campo, los sistemas de control y supervisión, los sistemas de transmisión y recolección de datos y las aplicaciones de software en tiempo real para supervisar y controlar las operaciones de plantas o procesos industriales. Por lo tanto cuando se habla de automatizar un proceso se pretende disminuir el tiempo y los costos que genera dicho proceso. En la actualidad las diversas empresas tienen como objetivo disminuir costos y aumentar ganancias. En Sistemas de Producción Industrial, los procesos de producción son operaciones o fases que definen un estado de un producto o consiguen el estado final de un producto. Estas operaciones se realizan a través de actividades de producción, siendo éstas las que transforman materia y energía, incluso información, desde un estado físico, químico y biológico a otro. Al tratarse de automatización de procesos se tienen distintos niveles en dependencia de la participación del ser humano en el proceso estos pueden ser manuales, semiautomáticos o automáticos.

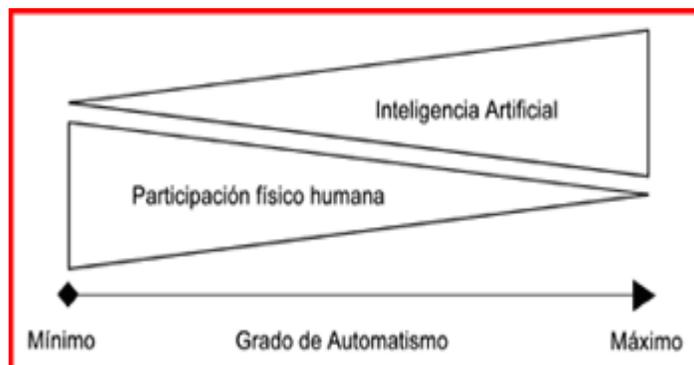


Fig.1 Diagrama del grado de automatismo de un proceso.

Fuente: Maloney, J. (2006). *Electronica industrial moderna*.

Las maquinas empacadoras son maquinas capaces de empacar diversos productos alimenticios ya sea de manera manual o automática, estas pueden ser clasificadas según su distribución de componentes en verticales u horizontales las verticales son maquinas en las que se introduce el producto desde la parte superior de la maquina específicamente en la tolva para su posterior dosificación en cada empaque y su debido proceso de sellado y corte de las bolsas antes de ser finalmente presentadas ,las horizontales cumplen con el mismo proceso con la diferencia de que el proceso se realiza en dirección horizontal ,dichas maquinas pueden ser adaptadas según su diseño para distintos tipos de envases y de productos. Siendo las más comunes las verticales debido al poco espacio que utilizan y su fácil accionamiento, para la presente maquina el diseño será del tipo vertical y estará dirigida al empaque de cereales y polvos, además será automática garantizando la menor participación posible del operario en el proceso. En cuanto al empaque se usaran bolsas prefabricadas, termosellables de polipropileno. Este tipo de bolsas se puede conseguir en diferentes dimensiones dependiendo de la aplicación. En cuanto al material de empaque existen distintos materiales y tipos de diseño, debido a las características de los cereales y polvos que los hacen sensible a la luz y al aire, el empaque más adecuado es el de polipropileno el cual ofrece la protección adecuada para el producto y puede ser fácilmente obtenido con proveedores presentes en el país.

Debido a que se pretende que la maquina empaque distintos cereales y polvos es necesario tomar en cuenta sus características y propiedades tanto físicas como químicas para elegir de manera correcta el empaque, Se conoce como Cereales al conjunto de semillas o granos comestibles de las plantas de la familia de las *gramíneas*. Se caracterizan porque la semilla y el fruto son poco diferenciables entre los cambios que se producen.

Son plantas anuales, es decir, que deben plantarse cada año, ya que una vez han producido las semillas maduras se mueren, por sus características morfológicas y fisiológicas tienen las propiedades de almacenarse por periodos prolongados sin que se altere su composición y sus características. Estas plantas se han cultivado por sus

semillas comestibles, convirtiéndose en una parte importante de la dieta de los seres humanos. Todos los granos de cereales a excepción del arroz con cáscara (contiene un hollejo que envuelve el pericarpio), presentan iguales características anatómicas y celulares. Son frutos monospermos, que tienen una envoltura externa llamada pericarpio, la cual encierra al endospermo en donde se almacena el almidón de donde se obtiene la harina y la otra capa es el germen o embrión; cada una de las tres capas mencionadas se subdividen en varias capas o regiones.

Componentes	Trigo %	Maíz %	Arroz sin cáscara %	Sorgo %
Salvado	15.0	5.5	6.0	6.0
Germen	2.5	11.5	2.0	10.0
Endospermo	82.5	83.0	92.0	84.0

Tabla 1. Componentes en granos de cereales

Fuente: Terranova editores. (1995). Enciclopedia Agropecuaria terranova.

Resumiendo lo anterior, Tabla 1. La estructura del grano de cereales (figura 2) está compuesta principalmente por:

- La cáscara de celulosa, la cual no tiene valor nutritivo para el hombre
- El pericarpio y la testa: son capas fibrosas que contienen pocos nutrientes
- La aleurona: rica en proteínas, grasas, vitaminas y minerales El embrión o germen: compuesto por la plúmula, el escutelo y la radícula. es rico en nutrientes como las proteínas y lípidos y en vitamina B1, genera la mayor cantidad de enzimas necesarias para el proceso de germinación.
- El endospermo: comprende más de la mitad del grano y está compuesto principalmente por almidón

Dentro del grupo de las gramíneas se incluyen el trigo, el arroz, el maíz, la cebada, la avena, el mijo y el triticale, que resulta del cruce del trigo y el centeno. El contenido de los nutrientes de los cereales, varía no solamente de una especie a otra sino que

esta composición depende también de factores externos como el clima y el suelo. Tabla 2. Los granos de cereales contienen muy poca agua, de ahí su fácil conservación.

COMPONENTE	PORCENTAJE
Humedad	10-14
Proteína	7-12
Carbohidratos	63-73
Fibra	4-8
Grasa	1-6
Cenizas	1.5-2.5
Vitaminas	E y B1
Minerales	Fe, K, Ca, y Na

Tabla 2. Composición general de los cereales

Fuente:Ramirez,G.(1998).Notas para el curso de bromatología.Universidad de Antioquia.

En resumen los cereales pueden ser conservados por una cantidad considerable de tiempo siempre que se tenga el empaque y proceso de empackado adecuado considerando su protección contra la luz y aire.

Un ejemplo de los productos que pueden ser empacados con la maquina en cuestión es el café el cual posee las siguientes propiedades:

En sus semillas posee Ácidos, aminoácidos, Aceites, fibras grasas, taninos, minerales como hierro y fosforo, y algunas vitaminas como: Niacina, tiamina y colina.

Por otro lado en sus hojas posee ácidos, alcaloides, Betacoretano, fibras, grasas y minerales como el calcio.

También es necesario aclarar la presencia de cafeína en el café.la cafeína es un alcaloide de la familia metilxantina, cuyos metabolitos incluye los compuestos teofilina y teobromina. Con estructura química similar y similares efectos. En estado puro es un polvo blanco muy amargo.

Cuando se trata de cereales pueden ser empacados fácilmente sin ningún contratiempo debido a que no ofrecen gran resistencia a fluir y no presentan una gran humedad que provoque que se peguen en alguna cavidad de la maquina. Con respecto a los polvos alimenticios son considerados como sólidos particulados y poseen una serie de propiedades las cuales se dividen en características primarias y secundarias las primeras son las inherentes de acuerdo a la naturaleza química del material mientras que las segundas son relevantes solo cuando el sólido se asocia con otra fase, como con un fluido. Las propiedades primarias son las que conciernen a la forma y densidad aunadas al estado de dispersión y concentración además estas gobiernan las propiedades secundarias, como la velocidad de asentamiento de partículas, la rehidratación de polvos finos y la resistencia de una torta de filtración. Los polvos son catalogados en su mayoría en finos y muy finos por lo que deberá tomarse en cuenta que mientras más finos mayor es la cohesión entre ellos lo que podría presentar problemas al momento de fluir durante el proceso de empacado, es decir que será necesario mantener un ambiente seco dentro de la maquina y con la menor cantidad de vibraciones para evitar estos problemas.

Para el diseño de la maquina se deberán tomar en cuenta los aspectos tanto operacionales como comerciales para garantizar un diseño optimo y eficiente

Materiales:

Durante la producción, y para proteger el alimento, los componentes de la máquina no deben desprender ni absorber sustancias nocivas ni que alteren negativamente el sabor ni el olor de los alimentos, tanto por contacto directo como indirecto. Para garantizar la seguridad durante la limpieza, los materiales de los componentes de la máquina no deben reaccionar al producto de limpieza ni a los productos químicos antimicrobianos (desinfectantes). Por lo tanto, deben ser resistentes a la corrosión, estables mecánicamente y diseñados de manera que la superficie del material no sufra alteraciones. Los más utilizados en la industria alimenticia son el aluminio y el acero inoxidable.

El acero inoxidable de aleación fina suele ser la opción más lógica para la construcción de máquinas y equipos en la industria alimentaria. El acero inoxidable es esencialmente un acero de bajo carbono, el cual contiene como mínimo un aproximado 10.5% de cromo en peso, lo que le hace un material resistente a la corrosión. La capa de cromo forma una capa de óxido de Cr, impermeable, dura, resistente que impide la corrosión. Este acero se puede clasificar en: ferríticos, martensítico, austeníticos, dúplex y endurecido por precipitación.

Los aceros inoxidables son ampliamente utilizados en varios sectores, desde la más sofisticada aplicación industrial hasta los utensilios domésticos. Contribuyen, de manera indirecta, a satisfacer las necesidades humanas básicas tales como alimentación, salud, construcción, medio ambiente, transporte y energía. Por ello se muestra algunas de las aleaciones que pueden ser utilizadas:

Serie 400

Aceros Inoxidables Martensíticos, Son la primera rama de los aceros inoxidables, llamados simplemente al Cromo y fueron los primeros desarrollados industrialmente (aplicados en cuchillería) Tienen un contenido de Carbono relativamente alto de 0.2 a 1.2% y de Cromo de 12 a 18%. Los tipos más comunes son el AISI 410, 420 y 431 Las propiedades básicas son: Elevada dureza (se puede incrementar por tratamiento térmico) y gran facilidad de maquinado, resistencia a la corrosión moderada. Principales aplicaciones: Ejes, flechas, instrumental quirúrgico y cuchillería.

Serie 300

Aceros Inoxidables Ferríticos. También se consideran simplemente al Cromo, su contenido varía de 12 a 18%, pero el contenido de Carbono es bajo <0.2%.

Los tipos más comunes son el AISI 304, 316 y 321 Las propiedades básicas son: Buena resistencia a la corrosión. La dureza no es muy alta y no pueden incrementarla por tratamiento térmico. Principales aplicaciones: Equipo y utensilios domésticos y en aplicaciones arquitectónicas y decorativas.

Serie 300

Los Aceros Inoxidables Austeníticos.

Son los más utilizados por su amplia variedad de propiedades, se obtienen agregando Níquel a la aleación, por lo que la estructura cristalina del material se transforma en austenita y de aquí adquieren el nombre. El contenido de Cromo varía de 16 a 28%, el de Níquel de 3.5 a 22% y el de Molibdeno 1.5 a 6%. Los tipos más comunes son el AISI 304, 304L, 316, 316L, 310 y 317.

Las propiedades básicas son: Excelente resistencia a la corrosión, excelente factor de higiene - limpieza, fáciles de transformar, excelente soldabilidad, no se endurecen por tratamiento térmico, se pueden utilizar tanto a temperaturas criogénicas como a elevadas temperaturas. Principales aplicaciones: Utensilios y equipo para uso doméstico, hospitalario y en la industria alimentaria, tanques, tuberías, etc.

Los materiales de aluminio suelen utilizarse con frecuencia para las estructuras. Son económicos y fáciles de procesar y mecanizar. Debido a sus propiedades mecánicas de conductividad del calor y de barrera protectora frente a la luz, el oxígeno, la contaminación y la humedad, su aplicación en la industria alimentaria es muy alta para la fabricación de materiales en contacto con alimentos (envases, recipientes, cazuelas, film de envasado, utensilios de cocina, etc.).

La utilización de dicho metal a los alimentos depende de la temperatura y tiempo de calentamiento, el pH y la composición del alimento crudo, y la presencia de ácidos orgánicos, sal y otros iones, ya que el aluminio es soluble en soluciones ácidas. Por ello, muchas latas y tetrabriks que contienen alimentos ácidos (refrescos, verduras, leche, etc.) tienen una capa protectora de polímeros de plástico o lacas que impiden el contacto directo del aluminio con el alimento. Otra de sus grandes aplicaciones es en los aditivos alimentarios.

Ya sea considerando la cantidad o el valor del metal empleado, el uso industrial del aluminio excede al del cualquier otro metal exceptuando el hierro / acero. El aluminio

es un material importante en muchas de las actividades económicas y ha sido considerado un recurso estratégico en situaciones de conflicto.

Soldadura:

Es un proceso de unión entre metales, por la acción del calor con o sin aportación de material metálico nuevo, dando continuidad a los elementos unidos. Es necesario suministrar calor hasta que el material de aportación funda y una ambas superficies, o bien haga el propio metal de las piezas.

Deben evitarse porosidad y grietas añadiendo elementos de aleación al metal de aportación, sujetando firmemente la pieza que se quieren soldar para evitar deformaciones. También puede suceder que la zona afectada por el calor quede dura y quebradiza. Para evitar estos defectos indeseables, a veces se realizan precalentamientos o tratamientos térmicos posteriores.

Para la presente máquina se usarán materiales de acero inoxidable por cuestiones de garantizar la sanidad de los sólidos alimenticios por lo que las soldaduras deberán ser de tipo TIG. La soldadura *TIG* (del inglés *tungsten inert gas*) o soldadura *GTAW* (del inglés *gas tungsten arc welding*) se caracteriza por el empleo de un electrodo permanente de tungsteno, aleado a veces con torio o circonio en porcentajes no superiores a un 2%. La gran ventaja de este método de soldadura es, básicamente, la obtención de cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en el resto de procedimientos, ya que el gas protector impide el contacto entre el oxígeno de la atmósfera y el baño de fusión. Además, dicho gas simplifica notablemente el soldeo de metales ferrosos y no ferrosos, por no requerir el empleo de desoxidantes, con las deformaciones o inclusiones de escoria que pueden implicar. Otra ventaja de la soldadura por arco en atmósfera inerte es la que permite obtener soldaduras limpias y uniformes debido a la escasez de humos y proyecciones; la movilidad del gas que rodea al arco transparente permite al soldador ver claramente lo que está haciendo en todo momento, lo que repercute favorablemente en la calidad de la soldadura. El cordón obtenido es por tanto de un buen acabado superficial, que puede mejorarse con sencillas operaciones de

acabado, lo que incide favorablemente en los costes de producción. Además, la deformación que se produce en las inmediaciones del cordón de soldadura es menor.

Control Lógico Programable (PLC):

El Controlador Lógico Programable (PLC) nació como solución al control de circuitos complejos de automatización. Por lo tanto se puede decir que un PLC no es más que un aparato electrónico que sustituye los circuitos auxiliares o de mando de los sistemas automáticos. A él se conectan los captadores (finales de carrera, pulsadores, etc.) por una parte, y los actuadores (bobinas de contactores, lámparas, pequeños receptores, etc.) por otra.

Los PLC son utilizados en muchas industrias y máquinas. A diferencia de las computadoras de propósito general, el PLC está diseñado para múltiples señales de entrada y de salida, rangos de temperatura ampliados, inmunidad al ruido eléctrico y resistencia a la vibración y al impacto. Los programas para el control de funcionamiento de la máquina se suelen almacenar en baterías copia de seguridad o en memorias no volátiles. Un PLC es un ejemplo de un sistema de tiempo real, donde los resultados de salida deben ser producidos en respuesta a las condiciones de entrada dentro de un tiempo limitado, de lo contrario no producirá el resultado deseado.

Sus reducidas dimensiones, la extremada facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización, la modificación o alteración de los mismos, etc., hace que su eficacia se aprecie fundamentalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- Espacio reducido.
- Procesos de producción periódicamente cambiantes.
- Procesos secuenciales.
- Maquinaria de procesos variables.
- Instalaciones de procesos complejos y amplios.

- Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso.
- Maniobra de máquinas.
- Maniobra de instalaciones.
- Señalización y control.
- Chequeo de Programas
- Señalización del estado de procesos

Neumática:

La neumática es la ciencia encargada del estudio y utilización del aire comprimido en las distintas aplicaciones para la industria. El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce y utiliza el hombre para reforzar sus recursos físicos. Algunas de las propiedades del aire comprimido son:

1. Generación del aire comprimido sin limitaciones ya que la materia prima es sin costo.
2. Fácil distribución, no precisa recuperación.
3. Fácil de acumular en tanques o depósitos.
4. Puede ser utilizado en ambientes explosivos o inflamables.
5. No interfiere con el medio ambiente.
6. Los componentes son de costo moderado y de fácil aplicación.
7. Admite altas velocidades de trabajo, regulación de fuerzas, no tiene problemas por bloqueos o detenciones forzadas por sobrecarga.

Electrónica:

La electrónica es la rama de la física y especialización de la ingeniería, que estudia y emplea sistemas cuyo funcionamiento se basa en la conducción y el control del flujo de los electrones u otras partículas cargadas eléctricamente. Como se comento anteriormente la maquina empaquetadora utilizara sistemas automáticos que requieren de un apropiado sistema eléctrico con motivo de garantizar un apropiado funcionamiento y un fácil mantenimiento del mismo. Un circuito es una red eléctrica (interconexión de dos o más componentes, tales como resistencias, inductores,

condensadores, fuentes, interruptores y semiconductores) que contiene al menos una trayectoria cerrada. Los circuitos que contienen solo fuentes, componentes lineales (resistores, condensadores, inductores) y elementos de distribución lineales (líneas de transmisión o cables) que pueden analizarse por métodos algebraicos para determinar su comportamiento en corriente directa o en corriente alterna. Un circuito que tiene componentes electrónicos es denominado un circuito electrónico. Estas redes son generalmente no lineales y requieren diseños y herramientas de análisis mucho más complejos.

Diseño Metodológico.

El diseño metodológico son los pasos a seguir para generar la información que el proyecto requiere. Es una relación clara y concisa de cada una de las etapas de la intervención.

1. **Búsqueda y recopilación de la información:**
Se recurre a fuentes externas especializadas en el tema del empaque y su influencia en el mercado.
2. **Selección de la información a utilizar:**
Se selecciona la información más acorde al tema a desarrollar en la tesis
3. **Definir el tipo de investigación:**
Se define que el tipo de investigación es mixta, ya que, se tomaran en cuenta los datos cualitativos y cuantitativos de la información investigada.
4. **Alcance de la investigación:**
Si hemos decidido, una vez hecha la revisión de la literatura, que nuestra investigación vale la pena y debemos realizarla, el siguiente paso consiste en visualizar el alcance que tendrá. Esta reflexión es importante, pues del alcance del estudio depende la estrategia de investigación.
5. **Identificar los diferentes empaques del mercado de proveedores:**
Se investigan los diferentes tipos de empaques existentes en el mercado y su aplicación de cada uno de ellos.
6. **Identificar las presentaciones (volumen) que requieren los productores:**
Se identifican las diferentes capacidades volumétricas de los empaques.
7. **Selección del empaque de los productos:**
Se usaran bolsas prefabricadas, termosellables de polipropileno.

8. Identificar los diferentes tipos de máquinas empaquetadoras del mercado.
9. Selección del tipo de máquina empaquetadora que más se adecua a las necesidades de los pequeños productores:
Una vez identificado los diferentes tipos de máquinas empaquetadoras, estas se estudian, selecciono una Máquina vertical, donde se da forma de tubo en una sección circular sobre un cuello formador.
10. Se realiza el diseño mecánico del concepto elegido, generando la geometría de cada pieza y sus análisis estructurales:
Se selecciona el tipo de prototipos a realizar en este proyecto, definiendo si serán físicos, analíticos, parciales o completos, generando la geometría de cada pieza y sus análisis estructurales.
11. Se realizara la definición del sistema de mando del equipo:
Se realiza la estrategia de control que gobernará todo el sistema y entregará información de las variables del proceso.
12. Se estima el costo del diseño de la máquina.
Se hace una estimación del costo del proyecto, determinando así su rentabilidad para los pequeños productores.

ESQUEMA GENERAL DEL DISEÑO METODOLÓGICO				
Objetivo general	Diseñar una Máquina Automática Empaquetadora de polvos y cereales			
Preguntas	Objetivos	Categorías	Variables	Instrumentos
¿Qué aspectos se debe tomar en cuenta al diseñar la maquina empaquetador?	Definir los parámetros de diseño	Selección documental	Tipo de alimentos a empacar, tipo de máquina empaquetadora	investigación documental
según el tipo de máquina empaquetadora ¿Cómo debe de ser el diseño , electrico y	Diseñar los circuitos Neumático y Eléctrico	Diseño	Tipo de alimentos a empacar, volumen del empaque, regimen de	Investigación documental
según el tipo de máquina empaquetadora ¿Cómo debe de ser el diseño mecánico?	Elaborar el diseño mecánico	Diseño	Tipo de alimentos a empacar, volumen del empaque	Investigación documental
¿Cuál es el sistema de mando de automatización de la máquina?	Presentar la lógica de control	Diseño	Tipo de alimentos a empacar, volumen del empaque, regimen de	Investigación documental
¿cual es el costo del diseño de la máquina empaquetadora?	Evaluar los costos de construcción	Económico	Material de constitución de la máquina	Investigación documental
¿Cómo será la máquina empaquetadora diseñada?	Mostrar los planos constructivos	Presentación	Dimensión de los elementos que constituyen la máquina	Planos

Tabla 3. Esquema general del diseño metodológico.

Fuente: Propia.

Capítulo 1

Introducción al diseño de la maquina empaquetadora automática propuesta.

Existen diversos tipos de maquinas empaquetadoras en función de sus especificaciones como el producto que se desea empaquetar, el tipo de dosificación o sistema de llenado y la forma física de la maquina. es posible identificar tres tipos principales de maquinas empaquetadoras para sólidos según el sistema de llenado como son de dosificación volumétrica, dosificación por peso y dosificación por recuento.

La dosificación volumétrica consiste en un sistema de vasos telescópicos y un mecanismo tipo revolver encargados de regular la cantidad de producto que llegara a cada empaque en función del volumen de dicho producto.

La dosificación por peso utiliza un sistema de galgas y fuentes de energía para regular según el peso del producto la cantidad que será enviada a cada empaque durante el proceso.

Por otro lado la dosificación por recuento utiliza una combinación de sistemas electrónicos y mecánicos para tener un control preciso sobre la cantidad de producto que ha envasado.

De igual manera se pueden dividir en tres tipos, así:

- Máquinas verticales, donde se da forma de tubo en una sección circular sobre un cuello formador.
- Máquinas horizontales, donde al material se le da forma de tubo de sección rectangular a través de una caja formadora.
- Máquinas formadoras de saquitos, que pueden ser de dos tipos. La primera utiliza una simple hoja plegadora por la mitad, y luego se sella

Transversalmente, mientras que la segunda utiliza dos hojas juntas y que Sella por tres lados. En ambos casos, después del llenado el lado que Queda es sellado para formar el envase.

Las Máquinas verticales de formado-llenado-sellado (f.f.s)

Producen tres tipos de envase:

1. Envase con cabezal. Estos normalmente tienen una rebaba o sellado sobrepuesto en la base del paquete y sellados transversales a cada extremo. Las aplicaciones más comunes se hacen en los productos preformados sólidos o multipaquetes.
2. Envases saquito o sobres. Tienen un sellado de rebaba por los cuatro lados (ocasionalmente solo tres). Las aplicaciones más comunes son en productos pulverulentos o granulados (ej. Sopas instantáneas, puré de papas instantáneo).
3. Envases en tiras. Consiste en dos capas de material selladas juntas que contienen el producto entre ellas bolsitas individuales. Las aplicaciones más comunes son las farmacéuticas: píldoras, supositorios, cápsulas.

1.1 Maquinas empacadoras horizontales.

Tienen mucho en común con las verticales. Al igual que la vertical, la horizontal combina las tres operaciones separadas de formado del envase, introducción del producto y cerrado. El proceso también utiliza una o varias bobinas de material para envasar; la diferencia principal estriba en que el material estirado de la bobina en un plano horizontal en donde tienen lugar las operaciones de dosificado y sellado. El estilo del envase puede dividirse en dos grupos. Los envases con cabezal son virtualmente similares a los envases verticales. Las aplicaciones horizontales más comunes son para sólidos individuales o en envases múltiples (ej. Barras de caramelo, galletas). Los envases saquito normalmente

tienen tres o cuatro rebabas de sellado alrededor de los extremos. Su aplicación es prácticamente la misma que la de la máquina de saquitos vertical: polvos y líquidos., ej. Sopa instantánea, puré de patata instantáneo, postres instantáneos, etc.

1.2 Propiedades del empaque.

El empaque debe cumplir una misión fundamental: preservar el producto en su interior desde el momento del empaçado, durante el transporte, almacenamiento, distribución y exhibición, hasta el momento que es abierto por el consumidor.

Muchas propiedades deseables obtenibles de los empaques flexibles están relacionadas directamente con las propiedades de los plásticos. Algunas de las propiedades más importantes del material del cual se realizará el empaque son:

- Resistencia mecánica a la tracción

Esta propiedad frecuentemente determina la cantidad de material plástico que se necesita para formar la pared del empaque

- Resistencia mecánica a la perforación

El material de empaque debe ser mecánicamente resistente al efecto destructivo de ciertos productos envasados cediendo elásticamente ante el efecto de la perforación, sin romperse ni deformarse.

- Sellabilidad

Todos los empaques flexibles deben ser cerrados de alguna manera, la gran mayoría lo son por termo sellado. Este es un proceso en el cual una de las capas que componen el empaque logra conseguir su fusión y luego es

mantenida en contacto con la superficie opuesta, de similar constitución, hasta que las dos capas solidifiquen formando una sola única capa.

- Imprimibilidad

El uso del empaque para promocionar y describir el producto es una importante herramienta de mercadeo. Los gráficos, el texto, la disposición de las figuras en el empaque, se deben mostrar de manera precisa y llamativa.

- Durabilidad

Como el vidrio, los plásticos no se oxidan y son inertes al ataque de la gran mayoría de agentes ambientales comunes, con excepción de los rayos UV, dando así una durabilidad del producto y manteniéndolo protegido de agentes contaminantes.

1.3 Técnicas de sellado de bolsa en el proceso de empaque.

Ya se han estudiado aspectos que tienen que ver con los tipos de envases y los diferentes métodos que utilizan las máquinas empacadoras para cumplir su función.

Sin embargo otro aspecto muy importante es el que tiene que ver con el material de envase a utilizar. La selección de éste se determina por varios factores que incluyen la naturaleza del producto, sus parámetros de marketing y el sistema de distribución que se utilice. El material seleccionado tiene una influencia vital así como los sistemas de sellado a utilizar por la máquina envasadora. Para esta parte vital del proceso de empaque, en la industria pueden encontrarse diferentes técnicas de sellado.

1.3.1 Sellado por ultrafrecuencia.

El sistema de ultra frecuencia o método dieléctrico es usado para sellar materiales como el cloruro de polivinilo (PVC) y su funcionamiento consiste en colocar el termoplástico entre dos electrodos usándolo a manera de dieléctrico.

Cuando un material como el PVC es expuesto a corrientes de alta frecuencia la fricción entre las moléculas que se trasladan de un lado a otro respondiendo al campo magnético producen el calor suficiente para fundir y sellar la película.

1.3.2 Sellado por gas caliente.

El sellado por gas caliente es el método de unir materiales plásticos en donde éstos son calentados por un chorro de aire o gas inerte que es previamente aumentado en su temperatura.

1.3.3 Sellado por resistencias eléctricas.

Los principales sistemas que utilizan resistencias eléctricas como fuente de calor son la "mordaza caliente" que produce una unión del tipo sello por presión, aquí la temperatura es controlada durante todo el proceso utilizando resistencias eléctricas montadas dentro o fuera de una mordaza que se fabrica de un buen conductor térmico, la temperatura es medida por un termopar conectado a ésta y el suministro de corriente controlado por algún instrumento de control, generalmente un pirómetro

1.3.4 Sellado por impulso eléctrico.

Otro sistema usado para este mismo tipo de sello es el denominado de "impulso" en donde la temperatura no permanece constante en la mordaza, en realidad ésta no se calienta, en realidad el instrumento que sella es una

resistencia del tipo banda que sólo es calentada en una porción del tiempo pequeña del ciclo de sellado.

El sellado por impulso permite remover el calor rápidamente después de que el sello se ha producido teniendo presiones mayores sin flujo de material fundido produciendo una unión más resistente y una apariencia más homogénea.

Capitulo2

Parámetros de funcionamiento de la maquina propuesta.

En la industria alimenticia constantemente se buscan métodos para reducir costos y tiempo de producción debido a la alta competitividad presente entre las distintas empresas productoras de alimentos empacados, Nicaragua no es la excepción debido a que las diversas PYMES tratan de crecer y aumentar sus ganancias, para esto es necesario optimizar los procesos y la manera de conseguirlo es implementar maquinas empacadoras automatizadas.

El presente diseño de una maquina empaquetadora contempla como materia prima para empacar a los polvos y cereales Cuando se trata de cereales pueden ser empacados fácilmente sin ningún contratiempo debido a que no ofrecen gran resistencia a fluir y no presentan una gran humedad que provoque que se peguen en alguna cavidad de la maquina.

Con respecto a los polvos alimenticios son considerados como sólidos particulados y poseen una serie de propiedades las cuales se dividen en características primarias y secundarias las primeras son las inherentes de acuerdo a la naturaleza química del material mientras que las segundas son relevantes solo cuando el sólido se asocia con otra fase, como con un fluido.

Las propiedades primarias son las que conciernen a la forma y densidad aunadas al estado de dispersión y concentración además estas gobiernan las propiedades secundarias, como la velocidad de asentamiento de partículas, la rehidratación de polvos finos y la resistencia de una torta de filtración .Los polvos son catalogados en su mayoría en finos y muy finos por lo que deberá tomarse en cuenta que mientras más finos mayor es la cohesión entre ellos lo que podría presentar problemas al momento de fluir durante el proceso de empacado ,es decir que será necesario mantener un ambiente seco dentro de la maquina y con la menor cantidad de vibraciones para evitar estos problemas.

Algunos ejemplos de los polvos y cereales que podrán ser empacados por la maquina son el café, la cebada, el arroz y el maíz .La maquina no tendrá ningún problema en trabajar con este tipo de alimentos debido a que no presentan una gran resistencia a fluir, tienen una dureza relativamente baja por lo que no habrá peligro de daño en las paredes internas de la maquina o en la tolva al momento de verter los productos.

Como consideraciones se deberá tener en cuenta que no se podrá trabajar con dos productos a la vez sin antes realizar una debida limpieza de la maquina, además en el caso de los polvos alimenticios se deberá asegurar un ambiente seco y con pocas vibraciones para evitar que el producto se pegue a las distintas cavidades de la maquina un ejemplo de polvos alimenticios es el café instantáneo que debido a sus propiedades altamente cohesivas requiere una especial atención para evitar problemas en el empaquetado de este.

En cuanto al tipo de empaque serán utilizadas bolsas termosellables de polipropileno laminado. El polipropileno o PP es un plástico de desarrollo relativamente reciente que ha logrado superar las deficiencias que presentaba este material en sus inicios, como eran su sensibilidad a la acción de la luz y al frío. Ello es posible mediante la adición de estabilizantes y la inclusión de cargas reforzantes como el amianto, el talco o las fibras de vidrio.

El polipropileno se obtiene a partir del propileno extraído del gas del petróleo. Es un material termoplástico incoloro y muy ligero. Además, es un material duro, y está dotado de una buena resistencia al choque y a la tracción, tiene excelentes propiedades eléctricas y una gran resistencia a los agentes químicos y disolventes a temperatura ambiente.

Es un polímero formado de enlaces simples carbono-carbono y carbono-hidrógeno, pertenece a la familia de las poliolefinas (polietilenos entre otros) y su estructura molecular consiste de un grupo metilo (CH₃) unido a un grupo vinilo (CH₂); por medio del arreglo molecular de este último se logra obtener diferentes configuraciones estereoquímicas (isotáctico, sindiotáctico y atáctico); en orden de

cristalinidad y ordenamiento de las moléculas, en primer lugar se encuentra la configuración isotáctica (mas usado en el polipropileno), luego la sindiotáctica y por último la atáctico que presenta un alto grado de desorden en la estructura molecular (mayor porcentaje amorfa que cristalina).

4. PROPIEDADES.

Propiedades para Película de Polipropileno

Propiedad	Valor
Alargamiento a la Rotura	%
Factor de Disipación @1 MHz	50-1000
Permeabilidad al H ₂ O @25C	$\times 10^{-13} \text{ cm}^3 \cdot \text{cm cm}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
Permeabilidad al H ₂ O @38C	$\times 10^{-13} \text{ cm}^3 \cdot \text{cm cm}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
Permeabilidad al CO ₂ @25C	$\times 10^{-13} \text{ cm}^3 \cdot \text{cm cm}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
Permeabilidad al H ₂ @25C	$\times 10^{-13} \text{ cm}^3 \cdot \text{cm cm}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
Permeabilidad al N ₂ @25C	$\times 10^{-13} \text{ cm}^3 \cdot \text{cm cm}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
Permeabilidad al O ₂ @25C	$\times 10^{-13} \text{ cm}^3 \cdot \text{cm cm}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
Resist. Dieléctrica a 25µm de grosor	kV mm ⁻¹
Resistencia al Desgarre Inicial	g µm ⁻¹
Temperatura de Sellado en Caliente	C

15

Fig2. Propiedades de la película de polipropileno.

Fuente: Morales, Z. (2013) Materiales polimericos.

Debido a sus propiedades de alta resistencia a la humedad y al oxígeno es decir que es capaz de mantener de manera efectiva aislado de él oxígeno y la humedad a los distintos productos empacados además es un empaque disponible en empresas del país por lo que su costo no es muy elevado, las presentaciones propuestas para esta maquina son de entre 200 g y 350 g dependiendo de la exigencia y necesidades de las distintas PYMES.

2.1 Procesos de la maquina empaquetadora.

Una vez que se tienen el producto y el empaque que será utilizado lo siguiente es el proceso de llenado El objetivo de la función de llenado de la máquina, es la de dosificar el producto a empacar, con un sistema q sea repetible, manteniendo márgenes de error por repetición aceptables ($\pm 1\%$ de la cantidad programada en

cada llenada). Dosificar el producto consiste en medir la cantidad o porción de producto por ciclo de llenado con un margen de error dentro de los límites aceptables o permisibles.

Las bolsas prefabricadas vienen en paquetes llamadas bobinas. Las bolsas vienen cerradas, completamente planas y con una abertura superior para poder llenarlas y sellarlas después. El primer paso para poder llenar el empaque es abrirlo, de tal manera que pueda mantener su forma y posición firme, para que sea manipulable en el proceso de llenado y sellado.

El proceso de llenado se realizara mediante un sistema de conjuntos de vasos telescópicos encargados de medir el volumen de producto que se entrega en el empaque .

Cuando empieza el proceso de llenado del empaque se hace atravez del tubo de llenado por el cual bajan por gravedad los productos hacia los empaques y debe ser limpiado regularmente para evitar alguna contaminación del producto.

Una vez que el empaque está lleno, debe sellarse de acuerdo al material del que está hecho. Una termoselladora o sellador térmico es una máquina utilizada para el sellado de materiales termoplásticos utilizando calor. Esto puede ser con materiales termoplásticos monocapas o que tienen varias capas, siendo al menos una termoplástica. El termosellado puede unir dos materiales similares entre sí o pueden unirse a materiales distintos, uno de los cuales debe tener una capa termoplástica.

Existen dos tipos principales de termoselladoras por contacto directo: por barra caliente y por impulso según sea el sistema de calentamiento de la herramienta, continuo o discontinuo respectivamente. El sellado básicamente consiste en dos piezas o mordazas que generan calor en el empaque y lo derriten, fundiendo las dos capas de empaque.

En este sellado, las mordazas que hacen el sello en el empaque deben permanecer a una temperatura constante, por lo que las resistencias eléctricas están encendidas gran parte del tiempo. El calibre de la bolsa determina la temperatura de sellado. Es ideal para materiales como Polipropileno, laminadas de aluminio y bolsas de grueso calibre.



Fig3. Termosellador de calor constante.

Fuente: Gonzalez, G. (2012) Tecnologia de los plásticos

<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2013/12/termosellado.html>.

Todos los procesos anteriormente mencionados deberán ser realizados por la máquina de manera automática es decir sin que el operario se involucre de manera significativa, para esto será necesario un programador lógico controlable o PLC dentro de la definición de PLC existen distintos dispositivos en dependencia de la complejidad del proceso que se desea controlar al no ser un proceso que requiera un gran número de entradas o salidas ,el controlador más adecuado por su precio y disponibilidad en el mercado es el tipo LOGO .Básicamente funciona de la siguiente manera: al LOGO! Se le da como datos de entrada una serie de señales, las cuales van a ser procesadas en el programa, y el LOGO! va a dar unos datos de salida.

Esto en el mundo real se traduce en unos pulsadores, manetas, sensores etc. (datos de entrada), un procesamiento en el LOGO y una activación o no de salidas de relé (datos de salida). Finalmente el empaque sellado será presentado al operario para su posterior empaque y distribución.

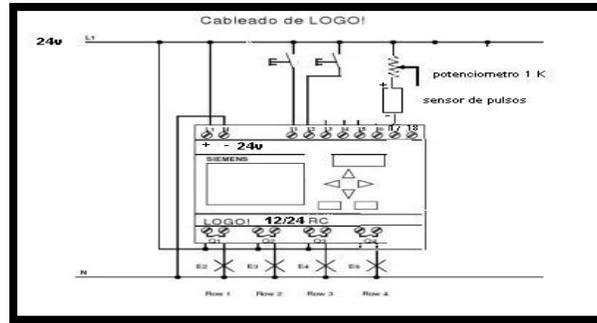


Fig4. Ejemplo de cableado de un controlador LOGO.

Fuente:Maloney,J.(2006).Electronica industrial moderna.

En resumen la maquina diseñada tendrá los siguientes parámetros de manera general:

Parámetros de la maquina empaquetadora automática.	
Presentación del producto	350g
Material de la bolsa	Polipropileno laminado
Tiempo de funcionamiento al día	8 horas
Funcionamiento en días a la semana	6 días
Volumen de producción por día	900 bolsas/día
Volumen de producción en kilogramos por día.	2,520 Kg
Velocidad de empaque	15 bolsas /min

Tabla 4.Parametros de funcionamiento de la maquina empaquetadora.

Fuente: Propia.

Capitulo 3

Diseño del circuito eléctrico y neumático.

El sistema eléctrico en la maquina a ser diseñada es de gran importancia debido a que se pretende que los procesos sean realizados de manera automática y esto requiere de múltiples actuadores y controlodares que necesitan ser abastecidos de energía eléctrica. Y un sistema central que controle cada proceso de la máquina, así como un par de motores eléctricos que realicen la función de mover el sistema de dosificado y el sistema de jalado de la película de polipropileno.

Los sensores de proximidad magnéticos son caracterizados por la posibilidad de distancias grandes de la conmutación, disponible de los sensores con dimensiones pequeñas. Detectan los objetos magnéticos (imanes generalmente permanentes) que se utilizan para accionar el proceso de la conmutación. Los campos magnéticos pueden pasar a través de muchos materiales no magnéticos, el proceso de la conmutación se puede también accionar sin la necesidad de la exposición directa al objeto. Usando los conductores magnéticos, el campo magnético se puede transmitir sobre mayores distancias.



Fig.5 Sensor magnético.

Fuente: Maloney, J. (2006).Electronica industrial moderna.

La maquina trabajara empacando bolsas con los productos en presentaciones de 350 g, esta se escogió en base a las presentaciones más populares disponibles en el

mercado actual. Las bolsas adecuadas para esta presentación son de polipropileno y poseen medidas de 150mm x 180 mm.

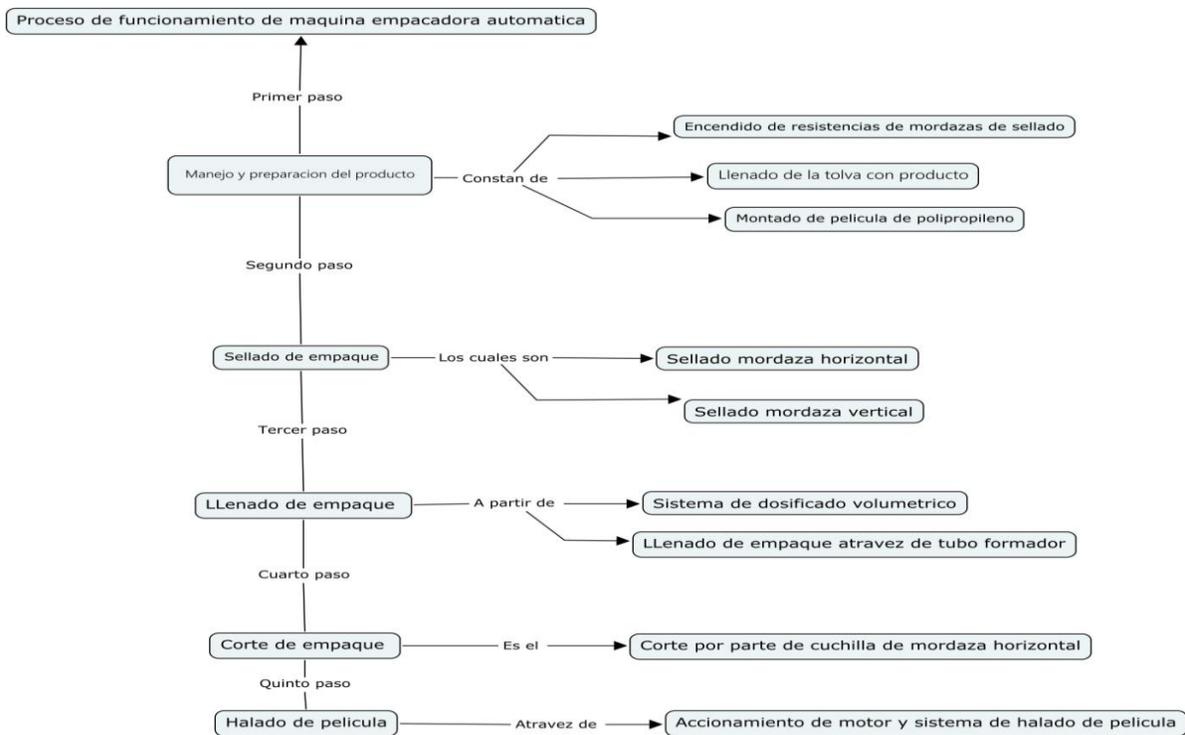


Fig.6 Diagrama de funcionamiento de maquina empacadora.

Fuente: Propia

En el diagrama anterior se muestran los pasos que realizara la maquina durante cada ciclo de funcionamiento pasando por el llenado de los empaques y el halado de la película de polipropileno.

3.1 Diseño del circuito Neumático:

La neumática es la ciencia encargada del estudio y utilización del aire comprimido en las distintas aplicaciones para la industria. El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce y utiliza el hombre para reforzar sus recursos físicos.

Para la presente maquina se utilizaran Cilindros neumáticos para conseguir el movimiento de las dos partes que conforman las mordazas vertical y horizontal para el sellado y corte de el empaque.

El cilindro neumático consiste en un cilindro cerrado con un pistón en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago .Se compone de las tapas trasera y delantera, de la camisa donde se mueve el pistón, del propio pistón, de las juntas estáticas y dinámicas del pistón y del anillo rascador que limpia el vástago de suciedad.

Los cilindros neumáticos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados. Entre los mismos se encuentran los cilindros de simple y doble efecto, el cilindro tándem, el de multiposición, el cilindro neumático guiado, el cilindro sin vástago y el cilindro neumático de impacto.

En el cilindro neumático de doble efecto, el aire a presión entra por el orificio de la cámara trasera y, al llenarla, hace avanzar el vástago, que en su carrera comprime el aire de la cámara delantera que se escapa al exterior a través del correspondiente orificio. En la carrera inversa del vástago se invierte el proceso, penetrando ahora el aire por la cámara delantera y siendo evacuado al exterior por el orificio de la cámara trasera.



Fig.7 Cilindro de doble efecto

Fuente:Ningbo VPC Pneumatic. <http://www.vpc-pneumatic.com>.

El cilindro neumático de simple efecto funciona de forma similar exceptuando que la carrera inversa se efectúa gracias a la acción del muelle.

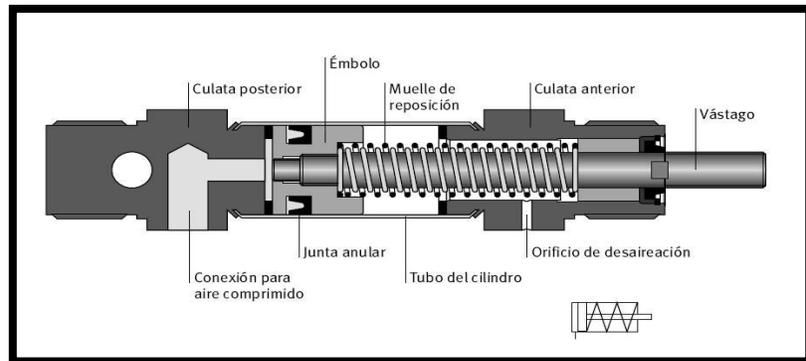


Fig.8 Cilindro neumático de simple efecto.

Fuente:Ningo VPC Pneumatic. <http://www.vpc-pneumatic.com>.

Como se aclaró en el presente capítulo, existen distintos tipos de cilindros o actuadores neumáticos para diferentes tareas y objetivos específicos. El presente diseño contempla el uso de cilindros neumáticos para mover las partes que conforman a las mordazas vertical y horizontal que sellan y cortan los empaques.

3.1.1 Cálculo de los parámetros de los actuadores neumáticos.

Ahora se procederá a realizar los procedimientos pertinentes para determinar las principales variables a considerar en la selección de los cilindros neumáticos las cuales son:

- la fuerza del cilindro.
- la carga.
- el consumo de aire.
- la velocidad del pistón.

3.1.1.1 Calculo de la fuerza necesaria de los actuadores neumáticos.

La fuerza del cilindro es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del embolo, Para este paso lo primero será determinar el peso del cuerpo que desea moverse y por ende la fuerza necesaria para realizar dicho movimiento.

Los cilindros de doble efecto no cuentan con un resorte para volver a su posición de equilibrio, así su fuerza no disminuye en la carrera de avance, pero si en su carrera de retroceso, debido a la disminución del área del embolo por la existencia del vástago.

Lo siguiente será calcular la fuerza necesaria para mover las mordazas de sellado las cuales son las mordazas horizontales y vertical y poseen una masa aproximada de 5 kg cada una incluyendo tanto las mordazas como las partes que conforman el mecanismo que las sostiene de esta manera podrá escogerse el modelo necesario para realizar dicha tarea.

Calculo de fuerza necesaria para conjunto mordaza horizontal 1 y 2.

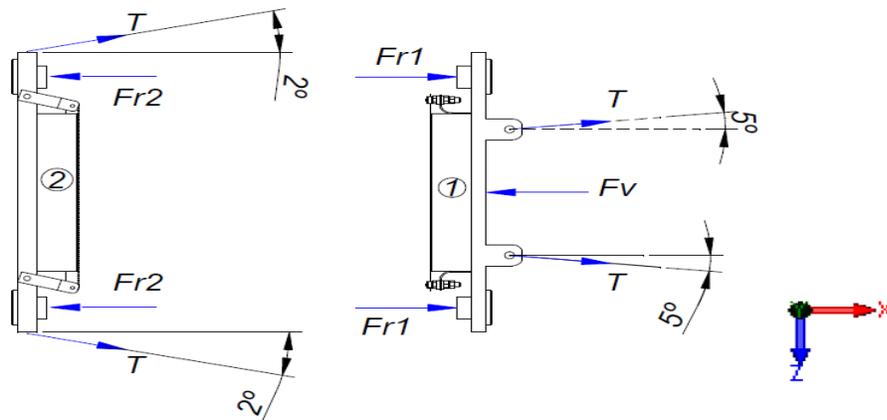


Fig. 9. Diagrama de cuerpo libre para las mordazas horizontales 1 y 2.

Fuente: Propia.

Conjunto Mordaza 2:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$2Fr_2 = 2T \sin 2^\circ$$

$$2N = m g$$

$$T = \frac{\mu N_0}{\sin 2^\circ}$$

$$N_0 = \frac{m g}{2} = \frac{5(9.8)}{2} = 24.5 \text{ N}$$

$\mu_s = 0.183$ Coeficiente estatico de bronce sobre acero con superficiel lubricada.(

Extraido de :Koshkin N. I., Shirkévich M. G.. *Manual de Física Elemental*. Editorial Mir 1975.)

$$T = \frac{0.183(24.5)}{\sin 2^\circ} = 128.46 \text{ N}$$

Conjunto mordaza 1

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$2Fr_1 + 2T \sin 5^\circ = F_v$$

$$2N = m g$$

$$F_v = 2(0.183)(23) + 2(128.46) \sin 5^\circ \quad N = \frac{m g}{2} = \frac{5(9.8)}{2} = 24.5$$

$$F_v = 30.81 \text{ N}$$

Es decir que se necesita que el cilindro pueda aplicar al menos 30.81 N de fuerza sobre el cuerpo.

Ahora se procede a calcular las fuerzas reales y teóricas.

Factor de carga $\lambda = 0.7$ (Extraido de:Catalogo SMC)

$$F_{real} = \frac{F_n}{\lambda} \text{ (Ec. 3-1)}$$

$$F_{real} = \frac{F_n}{\lambda} = \frac{30.81 \text{ N}}{0.7} = 44.01 \text{ N}$$

Rendimiento interno del cilindro $\mu = 0.9$ (Extraido de Catalogo SMC)

$$F_t = \frac{F_{real}}{\mu} \text{ (Ec. 3-2)}$$

$$F_t = \frac{F_{real}}{\mu} = \frac{44.01 \text{ N}}{0.9} = 48.90 \text{ N}$$

Por ultimo se procede a calcular los diámetros de cilindro de los actuadores neumáticos para luego ubicar en el catalogo de SMC los actuadores neumáticos.

Calculo de diámetro de cilindro de actuador neumático.

La Fuerza teorica calculada anteriormente es de 48.90 N a la cual se le agregara un factor de seguridad del 50% por recomendaciones realizadas por los distintos fabricantes de actuadores neumáticos,por lo tanto la fuerza teorica utilizada sera de 73.35 N.

$$D \geq \sqrt{\frac{Ft*4}{\pi*p}} \text{ (Ec. 3-3)}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{Ft*4}{\pi*p}} = \sqrt{\frac{73.35 N*4}{\pi*6*10^5 pascal}} = 0.01247m = 12.47mm$$

El presente diametro de cilindro calculado será el necesario para los actuadores neumáticos que moveran las mordazas 1 y 2 ,así como también la mordaza vertical debido a que presenta una masa similar al mecanismo de mordaza horizontal ,el mecanismo de corte de la mordaza horizontal se acciona a partir de un cilindro neumático sin embargo en este caso no es necesario que ejerza una gran fuerza por lo que se seleccionara a partir de la carrera que debe cumplir,los mecanismos anteriormente mencionados se pueden apreciar de forma clara en los dibujos (mordaza vertical isometrico,mordaza horizontal y mecanismo de corte)ubicados en el Anexo.

3.1.2 Selección de los actuadores neumáticos.

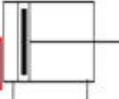
Lo siguiente será escoger los cilindros neumáticos para el mecanismo de sellado vertical y horizontal incluyendo los diámetros de vástago y de cilindro, tomando en cuenta que el diámetro de cilindro minimo calculado para los actuadores neumáticos que serán utilizados es de 12.47mm , y las carreras de los actuadores serán de 100mm para la mordaza horizontal,20mm para el mecanismo de corte ,cabe destacar que como se menciono anteriormente en el caso de el actuador del mecanismo de corte se elegirá tomando en cuenta únicamente la carrera necesaria para mover la

cuchilla y 90 mm para la mordaza vertical ahora se procede a buscar en el catalogo de SMC y se encuentra que el más cercano para un actuador de doble efecto con un diámetro de cilindro de al menos 12.47mm es un cilindro de 16 mm de diametro con una carrera de 100mm,dicho actuador es apropiado para el mecanismo de la mordaza horizontal, en el caso de la mordaza vertical se utilizaran 2 actuadores neumáticos de igual diámetro de 16 mm y una carrera de 80 mm . y por ultimo el mecanismo de corte utilizara una carrera de 20 mm

Cilindro norma ISO/CETOP
Serie C85
DIN-ISO 6432



Cilindro estándar, doble efecto, imán integrado, tope elástico

Cilindro Ø (mm)	Carreras estándar (mm)	Referencia con		Símbolo del circuito
		Modelo de montaje del detector		
		Montaje sobre raíl	Montaje en banda	
8	10, 25, 40, 50, 80, 100	CD85N8- <input type="checkbox"/> -A	CD85N8- <input type="checkbox"/> -B	
10	(Máx. 400)	CD85N10- <input type="checkbox"/> -A	CD85N10- <input type="checkbox"/> -B	
12	10, 25, 40, 50, 80, 100	CD85N12- <input type="checkbox"/> -A	CD85N12- <input type="checkbox"/> -B	
16	125, 160, 200, (máx. 400)	CD85N16- <input type="checkbox"/> -A	CD85N16- <input type="checkbox"/> -B	
20	10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300	CD85N20- <input type="checkbox"/> -A	CD85N20- <input type="checkbox"/> -B	
25	(máx. 1000)	CD85N25- <input type="checkbox"/> -A	CD85N25- <input type="checkbox"/> -B	

Longitud de carrera

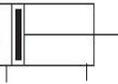
Fig9. Modelo de actuador neumático para mordaza horizontal.

Fuente: Catalogo SMC.

Cilindro norma ISO/CETOP
Serie C85
DIN-ISO 6432



Cilindro estándar, doble efecto, imán integrado, tope elástico

Cilindro Ø (mm)	Carreras estándar (mm)	Referencia con		Símbolo del circuito
		Modelo de montaje del detector		
		Montaje sobre rail	Montaje en banda	
8	10, 25, 40, 50, 80, 100	CD85N8-□-A	CD85N8-□-B	
10	(Máx. 400)	CD85N10-□-A	CD85N10-□-B	
12	10, 25, 40, 50, 80, 100,	CD85N12-□-A	CD85N12-□-B	
16	125, 160, 200, (max. 400)	CD85N16-□-A	CD85N16-□-B	
20	10, 25, 40, 50, 80, 100,	CD85N20-□-A	CD85N20-□-B	
25	125, 160, 200, 250, 300 (máx. 1000)	CD85N25-□-A	CD85N25-□-B	

□ Longitud de carrera

Fig10. Modelo de cilindros neumáticos para mordaza vertical.

Fuente: Catalogo SMC.

Minicilindro de Doble efecto
Serie CJP2



Ref.	Diámetro (mm)	Longitud de carrera (mm)	Rosca de conexión	Detectores magnéticos posibles
CDJP2B4-□-D	4	5, 10, 15, 20	M3	Reed: D-A93L
CDJP2B6-□-D	6	5, 10, 15, 20, 25	M3	3 hilos estado sólido:
CDJP2B10-□-D	10	5, 10, 15, 20, 25,	M3	NPN: D-M9NL / PNP: D-M9PL
CDJP2B16-□-D	16	30, 35, 40	M5	2 hilos estado sólido: D-M9BAL

□ Longitud de carrera

Fig.11 Modelo de cilindro neumático para corte.

Fuente: de catalogo SMC.

3.1.3 Cálculo de aire requerido para los actuadores neumáticos.

Datos del cilindro de mordaza horizontal.

Dcil: 16mm

dvas: 6mm

l: 100mm

n: se considerará que el cilindro trabaje 15 ciclos/min.

Pman: la presión antes de la Unidad de Mantenimiento será de 6 bar.106.18

✓ En la carrera a más (salida)

$$Q_{\text{avance}} = \pi \frac{D_{\text{cil}}^2}{4} * l * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987 + P_{\text{man}}}{0.987} * \frac{n}{\text{min}} \quad (\text{Ec.3-4})$$

$$Q_{\text{avance}} = \pi \frac{16^2}{4} * 100 * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987 + 6}{0.987} * \frac{15}{\text{min}} = \mathbf{2.13 \text{ lit/min}}$$

✓ En la carrera a menos (retorno)

$$Q_{\text{avance}} = \pi \frac{D_{\text{cil}}^2 - d_{\text{vas}}^2}{4} * l * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987 + P_{\text{man}}}{0.987} * \frac{n}{\text{min}} \quad (\text{Ec.3-5})$$

$$Q_{\text{retroceso}} = \pi \frac{16^2 - 6^2}{4} * 100 * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987 + 6}{0.987} * \frac{15}{\text{min}} = \mathbf{1.83 \text{ lit/min}}$$

$$Q_{\text{CILINDRO}} = Q_{\text{avance}} + Q_{\text{retroceso}} \quad (\text{Ec. 3-6})$$

$$Q_{\text{CILINDRO}} = 2.13 + 1.83 = 3.96 \text{ lit/min}$$

Datos del cilindro de mecanismo de corte.

Dcil: 16mm

dvas: 6mm

l: 20mm

n: se considerará que el cilindro trabaje 15 ciclos/min.

Pman: la presión antes de la Unidad de Mantenimiento será de 6 bar.

✓ En la carrera a más (salida)

$$Q_{\text{avance}} = \pi \frac{16^2}{4} * 20 * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987+6}{0.987} * \frac{15}{\text{min}} = \mathbf{0.42 \text{ lit/min}}$$

✓ En la carrera a menos (retorno)

$$Q_{\text{retroceso}} = \pi \frac{16^2 - 6^2}{4} * 20 * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987 + 6}{0.987} * \frac{15}{\text{min}} = \mathbf{0.36 \text{ lit/min}}$$

$$Q_{\text{CILINDRO}} = 0.42 + 0.36 = 0.78 \text{ lit/min}$$

Datos de los cilindros de la mordaza vertical.

Dcil: 16mm

dvas: 6mm

l: 80mm

n: se considerará que el cilindro trabaje 15 ciclos/min.

Pman: la presión antes de la Unidad de Mantenimiento será de 6 bar.

✓ En la carrera a más (salida)

$$Q_{\text{avance}} = \pi \frac{16^2}{4} * 80 * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987+6}{0.987} * \frac{15}{\text{min}} = \mathbf{1.70 \text{ lit/min}}$$

✓ En la carrera a menos (retorno)

$$Q_{\text{retroceso}} = \pi \frac{16^2 - 6^2}{4} * 80 * \frac{\text{lit}}{10^6} * \frac{0.987 + 6}{0.987} * \frac{15}{\text{min}} = \mathbf{1.46 \text{lit/min}}$$

$$Q_{\text{CILINDRO}} = 1.70 + 1.46 = 3.16 \text{ lit/min} \times 2 = 6.32 \text{ lit/min}$$

$$Q_{\text{total}} = \Sigma Q_{\text{Cilindro}} \text{ (Ec. 3-7)}$$

$$Q_{\text{total}} = 3.96 + 0.78 + 6.32 = 11.06 \text{ lit/min}$$

Considerando un 5% del volumen del cilindro que se aloja en el circuito neumático.

$$Q_{\text{CILINDROS}} = 11.06 * 1.05 = 11.61 \frac{\text{lit}}{\text{min}} * 0.06 = \mathbf{0.69 \text{ m}^3/\text{h}}$$

3.1.4 Selección del diámetro de la tubería neumática.

En la mayor parte de las plantas, el compresor de aire se coloca a cierta distancia del taller principal y del área de instalaciones; es decir, del punto real de consumo, debido a razones del problema de ruido llevado por el aire o relacionadas con la seguridad de la maquinaria y otros problemas de operación, como la transmisión de vibración al demás equipo. El aire comprimido se almacena en un tanque de compresión, del cual se lleva hacia el punto de consumo por medio de una tubería. Al tender la tubería neumática para el sistema, se debe tener suficiente cuidado y poner atención en ver que la caída de presión, desde el punto de generación hasta el de consumo, permanezca tan baja como se pueda. Por razones económicas, siempre es mejor si la caída total de presión se limita a un valor máximo de 0.1 bar, o incluso menos. Algunas de las normas internacionales prescriben un valor de 0.01 bar para una presión en la línea de 6 bar (man), debido a necesidades específicas de

operación. Al seleccionar los tubos neumáticos y otras instalaciones de la línea de aire, se toman en cuenta los factores siguientes:

1. Presión del aire en la línea.
2. Gasto total a través de la línea.
3. Caída de presión admisible en la línea.
4. Tipo del material del tubo y tipo de accesorios de la línea.
5. Longitud y diámetro del tubo o de otras tuberías.
6. Medio ambiente de trabajo, etcétera.

Al tender el sistema de tuberías del aire comprimido, el único factor al que se le debe dar una importancia primordial es el de reducir la caída en la presión en el extremo más alejado de la tubería. Esto es muy importante para el uso económico global del aire comprimido. Con el fin de lograrlo, es esencial que se use el tipo de tubería de circuito cerrado, y debe descartarse, tanto como se pueda, la disposición de la tubería en largas distancias rectas. Se deben utilizar un número mínimo de codos en la línea para mantener lo más bajas que se puedan las pérdidas debidas a la fricción. Otro factor que a menudo plantea problemas de mantenimiento es librarse del agua acumulada en la tubería. Para esto, es esencial que la tubería (en especial si se debe tirar una tubería más larga) tenga un gradiente de 6 a 10 mm por metro. En cada punto de desviación de la línea, deben colocarse colectores adecuados para el agua. Se pueden observar varios puntos de extracción de la tubería principal de un sistema neumático.

Para la correcta selección de la tubería primero será utilizar los datos de la siguiente tabla que se han recolectado hasta ahora en la realización del diseño neumático para seleccionar la correcta tubería.

CONSUMO FINAL DE AIRE DE LOS ACTUADORES	
Consumo requerido	11.61 lit. /min(0.69 m ³ /h)
Aumento planificado	30 % (0.20 m ³ /h)
Consumo total	0.89 m ³ /h
Presión de funcionamiento	6bar (600,0 kPa)

Caída admisible de la presión Δp	0.20 bar (20,0 kPa)
Longitud total de la Tubería	20m
Accesorios de tubería	
Codos normales (90°)	4 unidades
Empalmes en T	4 unidades
Válvulas de paso	4 unidades

Tabla.5 Datos generales del circuito neumático.

Fuente: Propia.

Determinación del diámetro de la tubería según nomograma.

Paso 1

El diámetro provisional recurriendo al nomograma "Determinación del diámetro del tubo", Diámetro provisional = 7 mm.

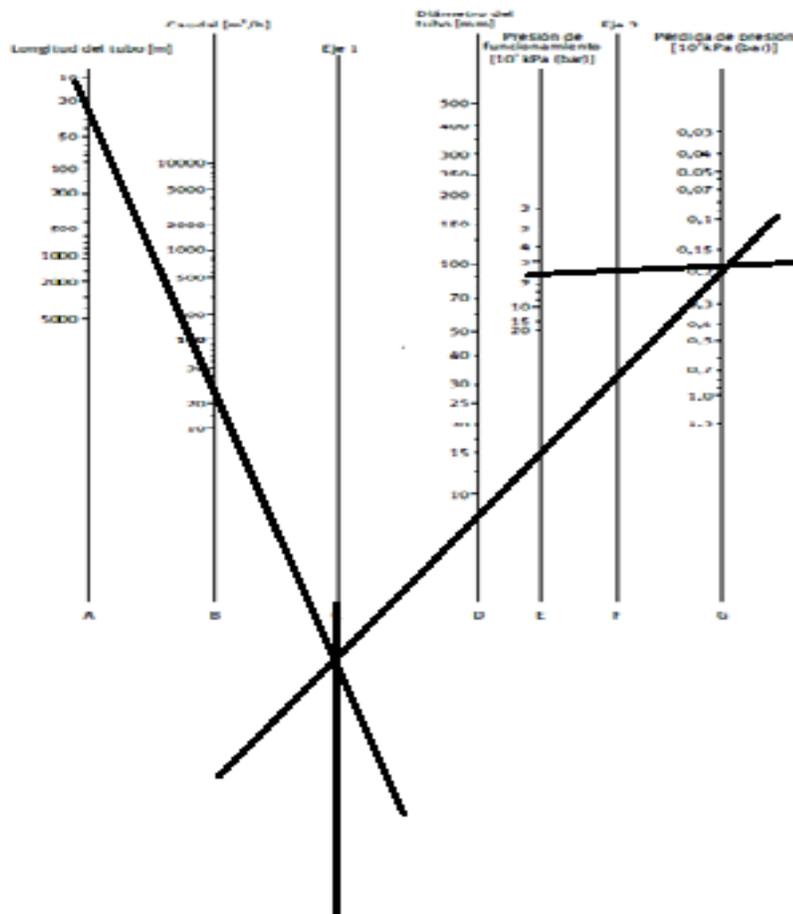


Fig.12 nomograma de determinación de diámetro de tubería.

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Paso 2

Las longitudes equivalentes de las resistencias, recurriendo a las tablas. Utilizando como valor del diámetro el diámetro provisional que se obtuvo en el paso 1 el cual resulto ser 7mm sin embargo al no aparecer en la tabla se escoge el inmediato superior que sería 8mm.

	8 mm	10 mm	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm
T (empalme directo)	0.15	0.15	0.21	0.34	0.46	0.55	0.67	0.92
T (salida lateral)	0.76	0.76	1.01	1.28	1.62	2.14	2.47	3.18
Codo 90°	0.43	0.43	0.52	0.64	0.79	1.07	1.25	1.59
Codo 45°	0.15	0.15	0.24	0.30	0.38	0.49	0.58	0.73
Valvula esferica*	0.01	0.03	0.09	0.12	0.15	0.22	—	—

* Auto escape – completamente abierto

Tabla 6. Perdidas por fricción en acoplamientos de tubos en términos de metros equivalente de tubo recto.

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

ACCESORIOS	CANT.	Diámetro del tubo en mm	FACTOR DE PERDIDA	PERDIDA LOCAL
Piezas en T	4	8	0.76	3.04 m
Codo normal (90°)	4	8	0.43	1.72 m
Válvulas de paso	4	8	0.01	0.04 m
Longitud equivalente total				4.8 m
Longitud total				24.8 m

Tabla7. Longitudes equivalentes de las resistencias.

Fuente: Propia.

Paso 3: Se seleccionara el diametro definitivo utilizando el nomograma de diametros de tuberias con la diferencia de que se usara la longitud total encontrada en la tabla de longitudes equivalentes. Longitud definitiva =6mm.

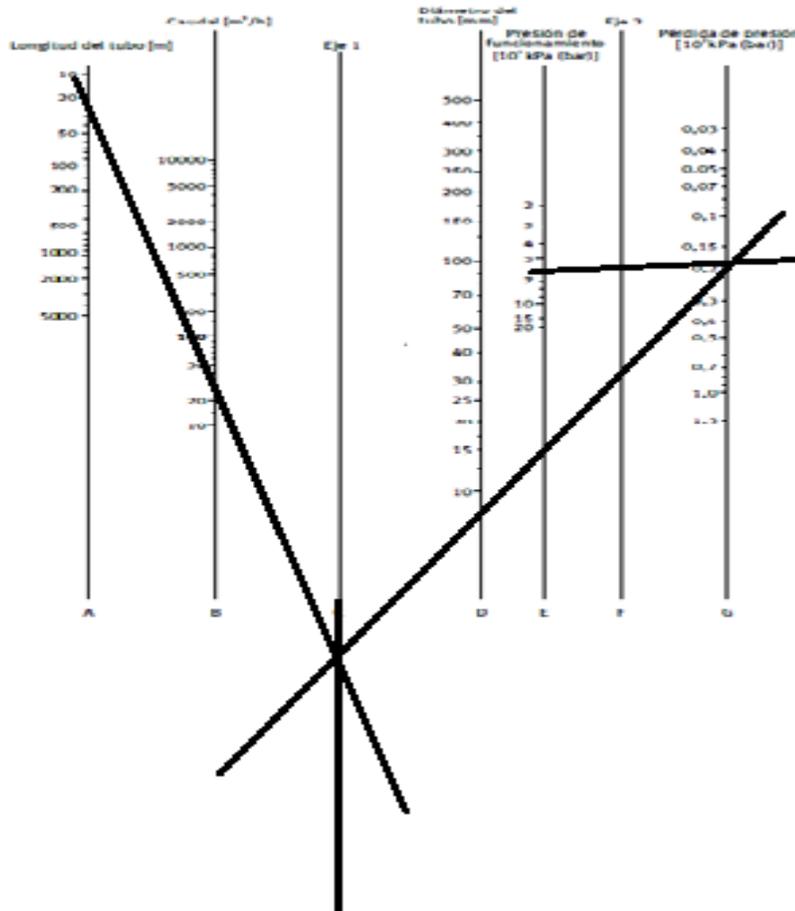


Figura 13. Nomograma de diámetros de tubería definitivo.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

3.1.4.1 Selección de diámetro de tubería normalizada.

El Diámetro definitivo encontrado con ayuda del nomograma es de 6 mm ahora se procede a encontrar el diámetro de tubería disponible en catalogo de SMC y se escoge una tubería de 6 mm de diámetro exterior y 4 mm de diámetro interior, ideal para sistemas de neumatica.

<p>Tubos</p> <p>Serie TU</p> <p>Ø: 2 • 4 • 6 • 8 • 10 • 12 • 16 mm</p> <p>Poliuretano</p> <p>Serie TU</p>	Tipo	TU0212	TU0425	TU0604	TU0805	TU1065	TU1208
	Ø exterior (mm)	2	4	6	8	10	12
	Ø interior (mm)	1.2	2.5	4	5	6.5	8
	Radio mín. de flexión (mm)*	4	10	15	20	27	35
	Presión de trabajo	0,8MPa					
	Rango de temperatura	-20 ~ +60°C					
	Material	Poliuretano					
* a 20° C							
Forma de pedido							

Tabla8. Diametros de tubería normalizados.

Fuente: Catalogo SMC.

3.1.5 Cálculo de las pérdidas de carga.

Anteriormente se había señalado que se utilizaría una pérdida de carga de diseño de 0.20 bar. Sin embargo, este valor sólo es aplicable a cada tramo de tuberías. Ahora se calculará la pérdida de carga de toda la red. De modo que el compresor pueda satisfacer la demanda de presión a la cual será utilizado.

Para calcular la pérdida de carga se utilizará la siguiente ecuación:

$$P_i^2 - P_f^2 = \frac{76.35 \times L_t \times Q_n^{1.875}}{D^5} \text{ (Ec. 3-8)}$$

Donde:

P_i : Presión inicial en bar absolutos.

P_f : Presión final en bar absolutos.

L_t : Largo total (incluyendo las longitudes equivalentes) en m.

Q_n : Caudal normal, en m^3/h .

D : Diámetro interior del tubo en mm.

$$P_i - P_f = \sqrt{\frac{76.35 * 24.8 * 0.89^{1.875}}{4^5}} = 1.21 \text{ bar}$$

$$P_i = 6 + 1.21 = 7.21 \text{ bar}$$

3.1.6 Calculo de parámetros del compresor.

En el momento de seleccionar un compresor se han de considerar una serie de factores que dependen en gran medida de la instalación a la que ha de servir. Por tal motivo debe en primer término diseñarse la instalación y una vez conocida ésta suficientemente, se elige el compresor más idóneo.

Los factores fundamentales de la instalación a considerar son el caudal de aire necesario y la presión requerida. Otra serie de factores mecánicos y energéticos propios del compresor también tendrán incidencia en el momento de la selección.

Caudal que ha de proporcionar el compresor.

Evidentemente el compresor ha de ser capaz de proporcionar el caudal suficiente para atender a todos y cada uno de los puntos de consumo, en el momento que lo requieran.

Como primera medida es necesario conocer el consumo de cada una de las máquinas y procesos en que se utilice el aire comprimido. Ahora bien, hasta conocer el caudal que ha de facilitar el compresor hay que recorrer un largo camino, ya que es preciso considerar una serie de cuestiones que se concretan y comentan en los próximos párrafos.

Coefficientes de corrección del consumo.

En un principio puede parecer que el caudal a proporcionar por el compresor es la suma de los consumos de cada máquina, pero esto no es así, ya que es preciso tener en cuenta una serie de consideraciones que se concretan en unos coeficientes de corrección, multiplicadores de dicha suma.

Coefficiente de uso (CU)

Se denomina coeficiente de uso (CU) al cociente entre el tiempo en que un equipo neumático está consumiendo aire y el tiempo total de funcionamiento de dicho equipo. También es conveniente conocer este parámetro a través del propio fabricante, aunque puede ser variable, dependiendo incluso del operario que lo utilice. En la tabla 9 se facilitan valores de este coeficiente, el cual debe multiplicarse por el consumo específico correspondiente a cada máquina para conocer el caudal medio realmente consumido por la máquina.

COEFICIENTE DE USO EN EQUIPOS NEUMÁTICOS	
Máquinas rectificadoras	0,5
Máquinas de pulir	0,3
Taladradoras	0,4
Terrajadoras	0,2
Atomilladores	0,2
Aprietatuercas	0,2
Mordazas	0,1
Cinzeladores	0,4
Remachadores	0,1
Pisones	0,2
Chorros de arena	0,5
Boquillas sopladores	0,1
Pistolas de pintura	0,5
Cilindros de aire	0,2

Tabla 9. Coeficiente de uso de equipos neumáticos.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Coefficiente de simultaneidad (CS)

El factor de simultaneidad también es un valor empírico. Las unidades consumidoras en este caso son los actuadores neumáticos los cuales no funcionan de modo continuo por lo que suelen conectarse en diversos momentos, con lo que no todas funcionan al mismo tiempo. Ello significa que pueden aplicarse los factores de simultaneidad que se indican a continuación.

Cantidad de equipos	Coefficiente Simultaneidad C_s
1	1.00
2	0.94
3	0.89
4	0.86
5	0.83
6	0.80
7	0.77
8	0.75
9	0.73
10	0.71
11	0.69
12	0.68
13	0.67
14	0.66
15	0.65
100	0.20

Tabla10. Coeficiente de simultaneidad según el número de equipos.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Coefficiente de mayoración para futuras ampliaciones (CMA).

Normalmente se suele prever que el consumo puede aumentar hasta 30% en el futuro al añadir nuevas unidades consumidoras a la instalación. En este caso el coeficiente de mayoración será igual a 1.3.

Coefficiente de mayoración por fugas (CMF).

Las fugas de aire son inherentes a toda instalación neumática. Se va a tratar de que el montaje de la instalación lo realice personal calificado y con material de calidad por lo que se va a cifrar este coeficiente en 1.05. (5%)

Coefficiente debido al ciclo de funcionamiento del compresor (C_{cc})

El último coeficiente que hay que tener en cuenta está motivado por el ciclo de funcionamiento del propio compresor. El compresor tiene que proporcionar todo el volumen de aire consumido en la fracción del ciclo de funcionamiento en la que produce aire comprimido. Por tanto, su valor es el cociente entre la duración total del ciclo de funcionamiento y el tiempo en el que el compresor está produciendo aire comprimido. Lógicamente su valor es siempre mayor que uno y normalmente cercano a dos.

Para el cálculo del compresor, tanto la presión máxima como el caudal total a suministrar por el compresor, serán factores fundamentales a considerar.

Para esto, se recurre a la siguiente fórmula:

$$Q_{COMP} = C_S * C_{MF} * M_A * C_{CC} * C_U * \sum_{i=1}^n Q_{espi} \text{ (Ec. 3-9)}$$

Donde:

C_S : Coeficiente de simultaneidad. Dependerá del número de equipos conectados a la red. Según el número de equipos conectados son 4 en la red, los datos de la Tabla 10, el C_S en este caso es 0.86.

C_{MF} : Coeficiente de mayoración por fugas. En este caso es de 5% (1.05).

C_{MA} : Coeficiente de mayoración por futuras ampliaciones. En este caso es de 30% (1.30).

C_{CC} : Coeficiente de ciclo de funcionamiento del compresor.

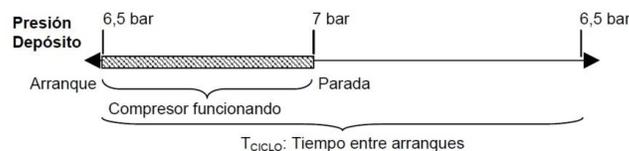


Fig14. Coeficiente de ciclo de funcionamiento del compresor

Fuente:Creus,A.(2007).Neumática e hidráulica.

En este caso se va a suponer el compresor está en marcha durante la mitad del ciclo, por lo que el valor de este coeficiente C_{CC} va a ser igual a 2. C_U : Coeficiente de uso. Para cilindros neumáticos (0.85).

3.1.7 Selección del compresor.

El compresor tendrá que ser capaz de suministrar un caudal de 11.61 l/min, y con una presión mínima de 7.21 bares.

Según catálogo “Compresores de Aire CEVIK”

Coef. de simultaneidad C_s	Coef. de Mayoración por fugas C_{MF}	Coef. de Mayoración por futuras ampliaciones C_{MA}	Coef. de Ciclo de funcionamiento del compresor C_{CC}	Coef. de Uso C_U	Consumo de la Instalación $Q_{CONSUMO}$	Caudal Proporcionado por el Compresor $Q_{COMPRESOR}$
0.86	1.05	1.30	2	0.85	11.61 L/min	23.16 L/min

Tabla 11. Caudal a suministrar por el compresor.

Fuente: Propia.

PRO 40 SILENT

Compresor portátil silencioso. Poderoso motor de 2hp y gran calderín para almacenamiento de aire. Ideal para trabajos en interior y en exterior como soplar, hinchar y óptimo para la utilización de clavadora y grapadora neumática. Ultrasilencioso. Compresor sin mantenimiento, no tiene aceite, puede ser transportado en cualquier posición, incluso tumbado. Doble salida de aire.





MODELO	VOLT.	HP.	LTS	BAR	LT. MIN	RPM.	KG.
PRO SILENT 40	230	2	40	8	196	1400	38

Fig.15 Compresor PRO 40 SILENT .

Fuente: Catalogo Compresores de Aire CEVIK.

MODELO	CAUDAL	PRESION	POTENCIA MOTOR	PESO Kg
<i>PRO 40 SILENT</i>	<i>196 l/min</i>	<i>8 bar</i>	<i>2 Hp</i>	<i>38</i>

Es muy importante destacar que el compresor seleccionado incorpora el tanque de almacenamiento por lo cual no se hace necesario calcularlo **por tanto: el acumulador es de 40 litros.**

3.1.8 Válvulas y elementos de trabajo.

Para regular el arranque, parada y el sentido así como la presión o el caudal del aire de los cilindros neumáticos, existen varios sistemas de accionamiento de las válvulas: manual, mecánico, eléctrico, hidráulico o neumático.

Los sistemas más utilizados son :

- Válvulas distribuidoras o de vías
- Válvulas de bloqueo
- Válvulas de presión
- Válvulas de caudal
- Válvulas de cierre

3.1.8.1 Características de las válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras dirigen el aire comprimido hacia varias vías en el arranque, la parada y el cambio del sentido del movimiento del pistón dentro del cilindro. En la simbología de estas válvulas DIN-ISO 1219 (Internacional Standard Organization) y CETOP (Comite Europeo de Transmisiones Oleohidraulicas y Neumáticas).

ISO 1219 Alfabética	CETOP Numérica	Función
P	1	Conexión del aire comprimido(alimentación)
A,B,C	2,4,6	Tuberías o vías de trabajo con letras mayúsculas
R,S,T	3,5,7	Orificios de purga o escape
X,Y,Z	12,14,16	Tuberías de control, pilotaje o accionamiento
L	9	Fuga

Tabla12.Simbologia de las válvulas según DIN.

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Válvula normal cerrada = No permite el paso del aire en posición de reposo. Si se excita (acciona), permite circular el aire comprimido.

Válvula normal abierta = En reposo el paso del aire esta libre y al excitarla (accionarla) se cierra.

Posición de partida = Movimiento de las partes móviles de una válvula al estar montada en un equipo y alimentarla a la presión de la red neumática. Los cilindros

accionados por las válvulas distribuidoras se representan con letras A, B, C, etc. Los sensores asociados de posiciones iniciales y final del vástago con un código alfanumérico:

Cilindro A:

a0 = final retracción (posición inicial vástago con el pistón completamente Retraído)

a1 = final extensión (posición final vástago con el pistón completamente Extendido)

Cilindro B:

b0 = final retracción (posición inicial vástago con el pistón completamente Retraído)

b1 = final extensión (posición final vástago con el pistón completamente Extendido)

Válvulas distribuidoras, direccionales o de vías

Las válvulas distribuidoras son elementos constructivos que modifican, abren o cierran los pasos de flujos en sistemas hidráulicos o Sistemas Neumáticos. Estas válvulas permiten controlar la dirección del movimiento y parada de los elementos de trabajo. Las definiciones de las válvulas de vías están definidos por la norma DIN/ISO 1219 conforme a una recomendación del CETOP (comité Européen des transmissions Oiéohydrauliques et Pneumatiques).

3.1.8.2 Tipos de válvulas Distribuidoras.

Válvulas de 2/2 vías

Este tipo de válvulas tienen dos vías y dos posiciones. Las encontramos normalmente abiertas y normalmente cerradas: **La válvula normalmente abierta**, hacen que el caudal circule libremente desde 1 a 2 si no se accionan para cambiar su posición inicial. Si se aplica el accionamiento cambia su posición inicial y cierra el paso del caudal entre las vías 1 y 2. Si la señal de accionamiento desaparece

regresa a su posición inicial por medio del muelle de retorno volviendo a abrir las vías entre 1 y 2.

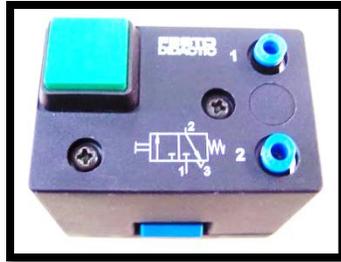


Fig16. Válvula 2/2 normalmente abierta

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

La válvula normalmente cerrada, hacen que el caudal se bloquee entre las vías 1 a 2 en su posición inicial. Si se aplica el accionamiento cambia su posición inicial y permite que el caudal circule libremente entre las vías 1 y 2. Si la señal de accionamiento desaparece regresa a su posición inicial por medio del muelle de retorno volviendo a cerrar las vías entre 1 y 2.

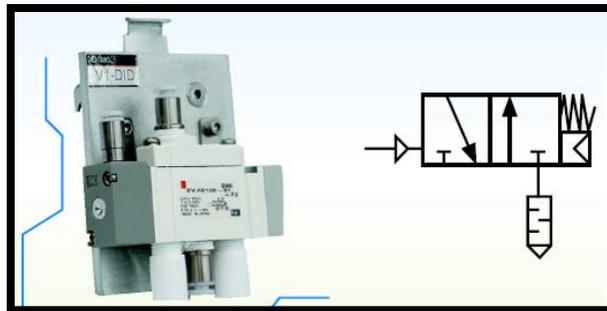


Figura 17. Foto de una válvula distribuidora 3/2 neumática.

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Válvula 3/2:

Este tipo de válvulas tienen 3 vías y dos posiciones. Se encuentran normalmente abiertas y normalmente cerradas.

La normalmente cerrada, si se le aplica la señal para cambiar su posición inicial, el caudal circulará libremente desde 1 a 2. Al retirar la señal de accionamiento, la válvula regresa a su posición de partida por el muelle de retorno. Impidiendo el paso del fluido de 1 hacia 2.

Normalmente abierta, si no se le aplica señal para cambiar su posición inicial, el fluido fluye libremente de 1 a 2. Si dejamos de aplicar señal de control a la válvula, ésta regresa a su posición de partida por el muelle de retorno, cerrando la conexión 1 e impidiendo el paso del fluido hacia la vía 2.

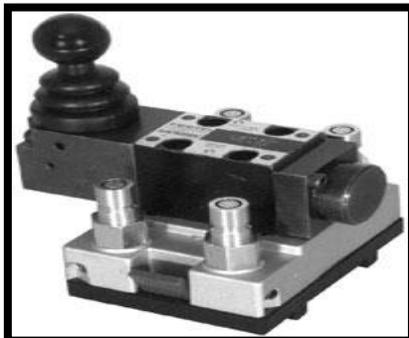


Figura 18. Foto de una válvula distribuidora 4/2 hidráulica.
Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Válvulas 4/2:

Son aquellas que tiene 4 vías y 2 posiciones, ésta válvula opera de tal manera que si se la aplica señal de control para cambiar su estado inicial, el fluido circulará de 1 hacia 4 y el retorno a tanque será de 2 hacia 3. Al dejar de aplicar la señal de control la válvula regresa a su posición inicial haciendo que el fluido circule de 1 hacia 2 y el retorno a tanque sea de 4 hacia 3.

Válvulas 5/2:

Son aquellas que tienen 5 vías y 2 posiciones, Véase. ésta válvula cambia de su posición inicial al aplicar una señal de accionamiento provocando que el fluido o aire circule libremente de 1 a 4, el retorno a tanque o escape a la atmosfera se realiza de

2 a 3 y se cierra la vía 5. Al dejar de aplicar la señal de accionamiento la válvula regresa a su posición de partida haciendo que el fluido circule de 1 a 2, el retorno de 4 a 5 y se cierra la vía 3.



Figura 19. Foto de una válvula distribidora 5/2 NEUMÁTICA.
Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Válvulas 5/3:

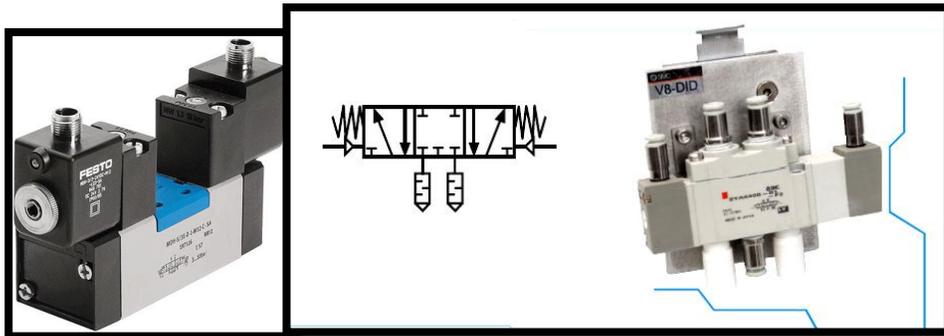


Figura 20. Foto de una electroválvula distribidora 5/3 neumática centro cerrado.
Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Son válvulas que tienen 5 vías y 3 posiciones, operan cambiando las 3 posiciones por medio de señales aplicadas a ambos extremos y retornando a su posición inicial por medio de muelles. Si se aplica señal en la terminal 14 la válvula cambia a la

segunda posición donde el fluido o aire circula libremente de 1 a 4, el retorno a tanque es de 2 a 3 y la vía 5 queda cerrada.

Si se aplica señal en la terminal 12 la válvula cambia a la tercera posición haciendo que el fluido circule de 1 a 2, el retorno de 4 a 5 y la vía 3 queda cerrada. Si no se le aplica señal de accionamiento la válvula regresa a su posición de partida donde las 5 vías se encuentran cerradas.

Válvulas de Bloqueo:

Son elementos que bloquean el paso de caudal preferentemente en un sentido y lo permiten únicamente en el otro. La presión del lado de salida actúa sobre la pieza obturadora y apoya el efecto del cierre hermético de la válvula.

Válvula de antirretorno:

Las válvulas de antirretorno bloquean el caudal en un solo sentido y permiten el flujo en sentido contrario. El bloqueo debe ser totalmente hermético y sin fugas, por lo que estas válvulas siempre son de asiento y tienen la siguiente construcción.

El elemento de cierre por lo general una bola o un cono es presionado sobre una superficie de cierre correspondiente. La válvula puede abrir el paso para el caudal, separando el elemento de cierre su asiento.

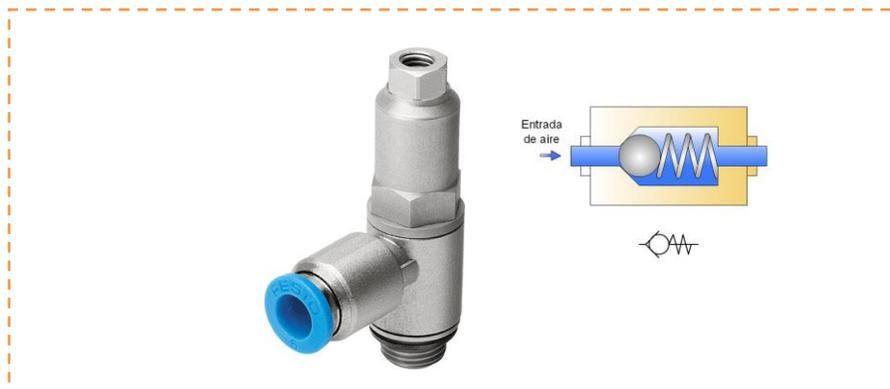


Figura 21. Foto de una válvula de antirretorno.
Fuente: Creus. A. (2007).Neumática e hidráulica.

Válvula de Escape rápido:

Se utiliza para purgar rápidamente el aire de un cilindro, aumentando notablemente su velocidad. Se monta también junto al cilindro.

Si circula aire de $P \Rightarrow A$, la junta de labio cierra a R. Al purgarse el cilindro, la junta cierra el paso hacia P, uniéndose $A \Rightarrow R$.



Figura 22. Foto de una válvula de escape rápido.
Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Válvula OR (O):

Se trata de una válvula que implementa la función OR, También se le llama selectora o antirretorno doble. Con ella se permite que un mando determinado se pueda realizar desde puntos distintos. Véase la Siguiete Figura.



Figura 23. Foto de una válvula or.
Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e

Válvula AND (Y):

Se trata de una válvula que implementa la función AND, esto es, sólo permite pasar el aire o el aceite a la salida cuando hay fluido con presión por las dos entradas a la vez. Se utiliza para hacer circuitos de seguridad, el cilindro sólo se activará cuando existe presión en las dos entrada.

Válvulas reguladoras de presión:

Las válvulas limitadoras y reguladoras de presión tienen la función de controlar y regular la presión en un sistema y en circuitos parciales. Las válvulas reguladoras de presión reducen la presión de entrada hasta alcanzar el valor de una presión de salida previamente ajustada. Estas válvulas sólo cumplen debidamente su función si el sistema hidráulico respectivo trabaja con diversas presiones.



Figura 24. Válvula limitadora de presión.
Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e
hidráulica.

Las válvulas reguladoras de presión son utilizadas como:

- **Válvulas de seguridad:**

La válvula de seguridad es el elemento indispensable en las instalaciones hidráulicas y es el aparato que más cerca debe ponerse de la bomba, su misión es limitar la presión máxima del circuito para proteger a los elementos de la instalación.

En este caso, la válvula está ajustada a la presión máxima de la bomba y sólo se abre en casos de emergencia.

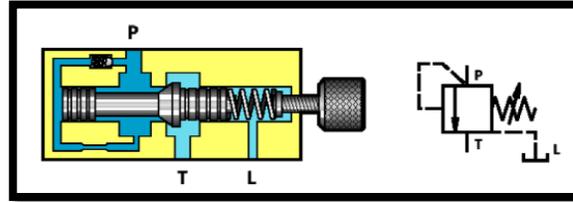


Figura 25. Válvula de seguridad.
Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

- **Válvula de contra presión:**

Esta válvula actúa contra la inercia de las masas oponiéndoles una carga. La válvula debe tener una compensación de presiones y además, la conexión del depósito debe soportar una carga.

- **Válvula de freno:**

Estas válvulas evitan picos de presión que pueden surgir a causa de fuerzas de inercia de masas cuando se cierra repentinamente la válvula distribuidora.

- **Conectoras y desconectoras (válvulas de secuencia):**

Se trata de válvulas dispuestas en serie que se abren o cierran cuando se alcanza una determinada presión. Son muy parecidas a las limitadoras de presión con la diferencia de que en lugar de evacuar a tanque el aceite se dirige al lugar que se requiera y no se produce la laminación de las anteriores.

Válvula estranguladora de caudal con anti retorno incorporado (válvula combinada):

También se conoce por el nombre de regulador de velocidad o regulador unidireccional. Estrangula el caudal en un solo sentido. Una válvula anti retorno cierra el paso del aire o el fluido hidráulico en un sentido, y el flujo puede circular sólo por la sección ajustada. En el sentido contrario, el fluido circula libremente a través de la válvula anti retorno abierta. Estas válvulas se utilizan para regular la velocidad de cilindros neumáticos.

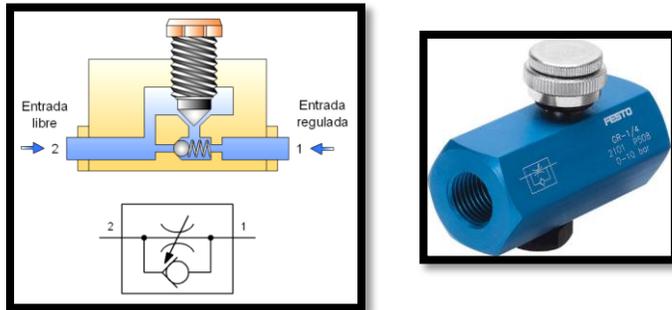


Figura 26. Foto de una válvula estranguladora de caudal con antirretorno.

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Temporizadores Neumáticos:

Los temporizadores neumáticos se construyen combinando una estrangulación, un depósito y una válvula de pilotaje neumático. Este temporizador permite el retardo de una señal neumática; un período de tiempo ajustable que pasa entre la aparición de la señal de control neumático y la señal de salida. El ajuste es a través de la rotación del botón graduado, la banda de ajuste es completada por una revolución completa del botón. Bandas de ajuste de Temporización: 0 a 3 s, 0 a 30 s, 0 a 180 s. Hay Temporizador NC (Normal Cerrado) y NA (Normal Abierto).

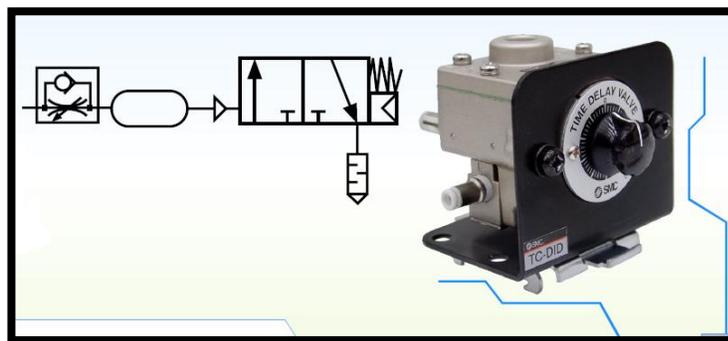


Figura 27. Foto de una válvula temporizadora neumática.

Fuente: Creus, A. (2007).Neumática e hidráulica.

Válvulas de cierre:

Son aquellas que abren o cierran el paso de caudal sin escalones. El paso puede producirse en ambas direcciones.

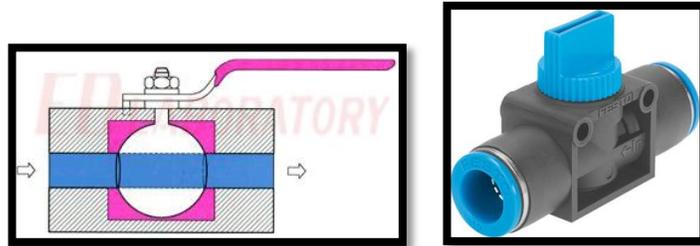


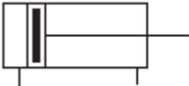
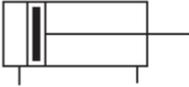
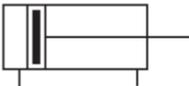
Figura 28. Foto de una válvula de cierre.

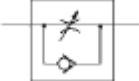
Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Selección de válvulas para el circuito neumático:

Como se mencionó anteriormente existen distintos tipos de válvulas, cada una con funciones características necesarias para el funcionamiento del circuito. En el presente diseño serán necesarios 4 cilindros neumáticos de doble sentido, 1 cilindro que cumplirá la función de mover la mordaza horizontal, 1 que moverá la cuchilla de corte y 2 que moverán la mordaza vertical.

El accionamiento eléctrico se realiza por medio de bobinas de solenoide que en el caso de máxima seguridad están siempre alimentadas, para que ante un fallo en la alimentación eléctrica, vayan a la posición de seguridad. De hecho las válvulas de solenoide son válvulas distribuidoras 2/2 (2 vías, 2 posiciones) o 3/2 (3 vías, 2 posiciones), 4/2 (4 vías, 2 posiciones) y 5/2 (5 vías, 2 posiciones). Las válvulas de 5 vías son semejantes a las de 4 vías diferenciándose en que disponen de orificios de escape separados para cada tubería de entrada. Y las válvulas distribuidoras 4/2 son una combinación de dos válvulas 3/2.

Elemento	Cantidad	Detalle	Descripcion	Simbolo
Cilindro neumático de doble sentido CD85N16.Dcil:16mm y 100 mm de carrera , SMC.	1	<p>Cilindro norma ISO/CETOP Serie C85 DIN-ISO 6432</p> 	Actuador neumático de doble sentido de entrada de rosca M 5	
Cilindro neumático de doble sentido CDJP2B16. Dcil:10mm y 320mm de carrera,SMC.	1	<p>Minicilindro de Doble efecto Serie CJP2</p> 	Actuador neumático de doble sentido de entrada de rosca M 5	
Cilindro neumático de doble sentido CD85N16.Dcil:16mm y 80mm de carrera, SMC.	2	<p>Cilindro norma ISO/CETOP Serie C85 DIN-ISO 6432</p> 	Actuador neumático de doble sentido de entrada de rosca M 5	

<p>Electro válvula 5/2 biestable SMC SY7220-5LOU-C8F-Q SMC.</p>	<p>4</p>	<p>Electroválvulas de 5 vías Montaje individual Serie SY3000•5000 SY7000•9000</p> 	<p>Electro válvula de paso biestable de conexión de racor de M 5 y entrada eléctrica de 24 V DC.</p>	
<p>Valvula reguladora de caudal EAS2200-F01-S SMC.</p>	<p>8</p>	<p>Regulador de caudal Serie EAS Metal</p> 	<p>Valvula reguladora de caudal de conexión de M 5.</p>	
<p>Unidad de mantenimiento SMC AC10-M5</p>	<p>1</p>	<p>Filtro+Regulador+Lubricador Serie AC</p> 	<p>Unidad de mantenimiento de filtro regulador y lubricador con conexión de M 5.</p>	
<p>Silenciador SMC AN120-M5.</p>	<p>8</p>	<p>Silenciador roscado Serie AN</p> 	<p>Silenciador roscado paraválvulasde paso de conexiónM 5.</p>	

Racor recto macho KQ2H06-M5 SMC.	29	 Recto macho KQ2H R ØD	Racor recto para conexión neumática de actuadores y válvulas de paso y reguladoras de rosca M 5 y para diámetro de manguera de 6mm.	
Racor de tubo enT KQ2L06-00 SMC.	3	 T tubo KGT ØD ØD ØD	Racor de codo en T para diámetros de manguera de 6 mm de entrada y salida.	
Compresor PRO40 silent.CEVIK	1	 Nuevo nro 2015 Ultrasilencioso 65 dB Autolubricado CEVIK	Compresor silencioso de 2 hp y 196 lts/min con acumulador de 40 lts.	
Tubo de poliuretano serie TU SMC.	20 m		Tubo de poliuretano de 6mm de diámetro exterior y 4mm de diámetro interior.	

Tabla 13.Elementos utilizados en el circuito neumático.

Fuente: Propia.

3.1.9 Diagramas y estructura del sistema neumático.

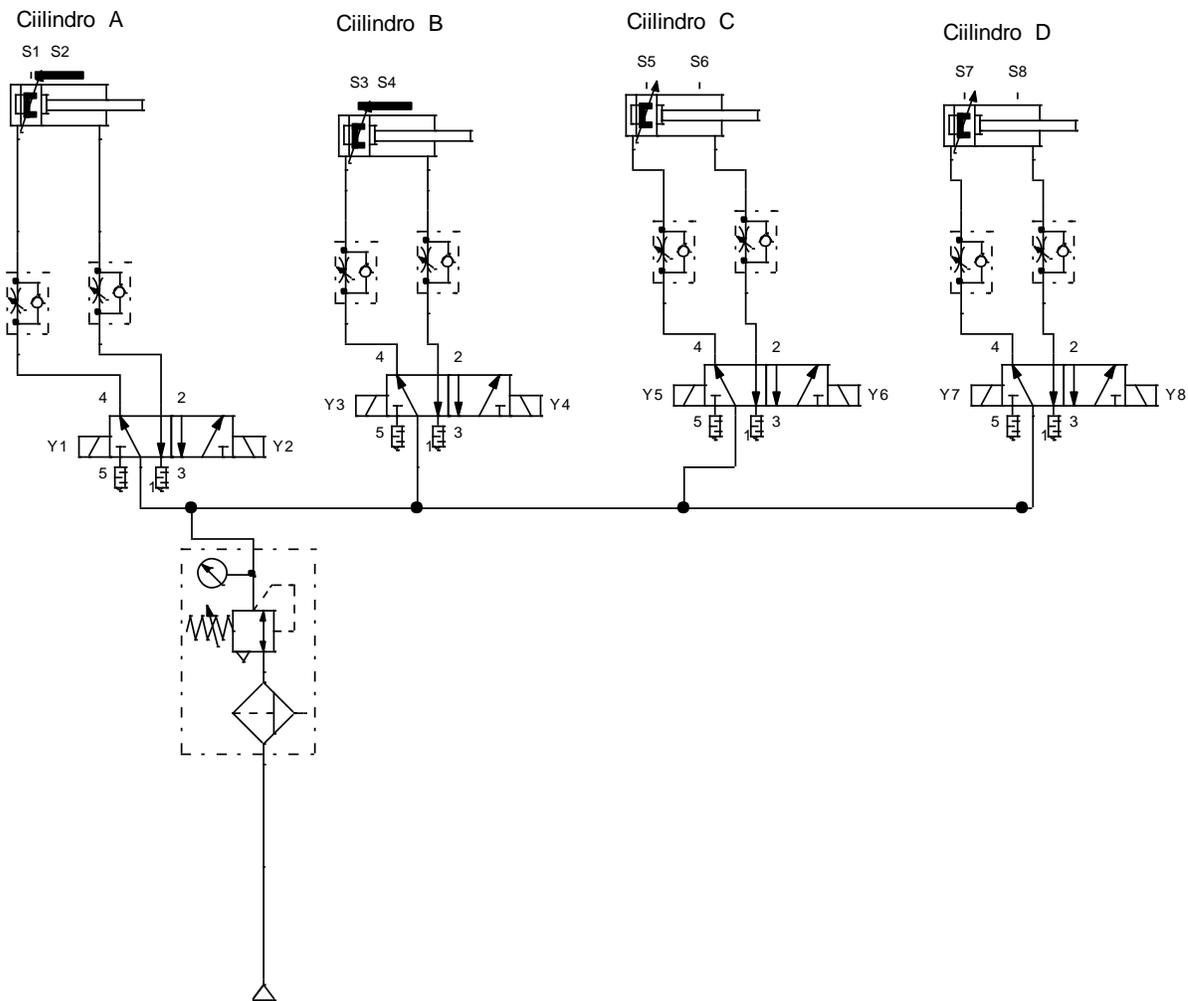


Fig.29 Diagrama de estructura del sistema neumático.

Fuente: Propia

Una vez que se poseen los datos necesarios y se han seleccionado los componentes que forman parte del sistema es posible crear la estructura que tendrá todo el sistema neumático como se puede ver en la figura anterior en la que se encuentran los cilindros A,B,C y D de los cuales el cilindro A corresponde al cilindro de las mordazas de sellado horizontal ,el cilindro B el cual es el encargado de mover las cuchillas de corte en las mordazas horizontales y los cilindros C y D son los encargados de mover las mordazas selladoras verticales.

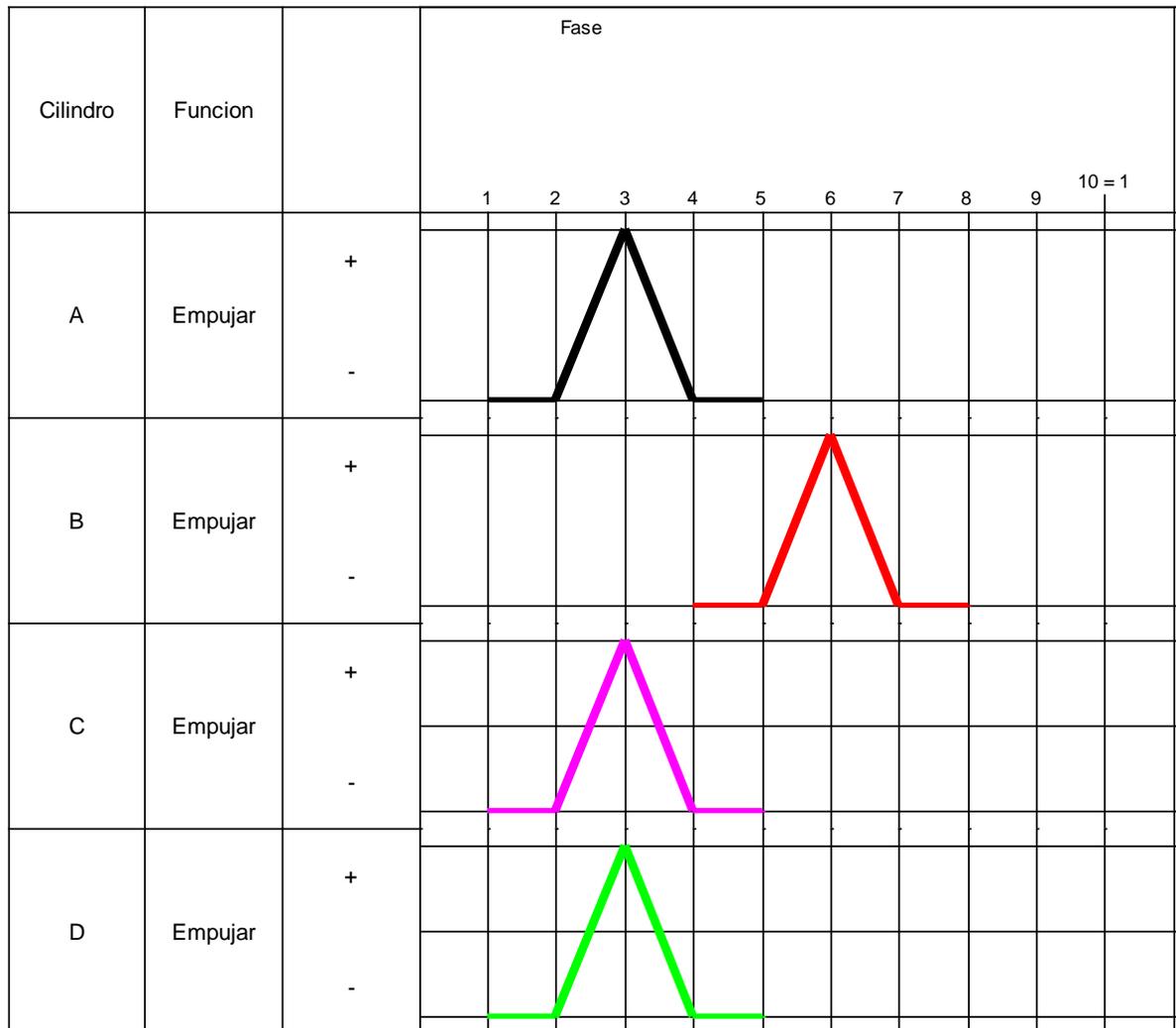


Fig30. Diagrama de fases de los actuadores neumáticos del sistema.

Fuente: Propia

En la figura anterior se muestra el diagrama de fases de los actuadores neumáticos con lo que se puede apreciar que los actuadores A, C y D se expandirán y antes que el actuator A inicie el movimiento de contracción el actuator B procederá a expandirse y contraerse para que posteriormente se contraigan de manera simultánea los actuadores A, C y D.

3.2 Diseño de circuito eléctrico y electro neumático de la maquina empacadora.

Los componentes eléctricos son de primordial importancia en todas las maquinas que se pretende que trabajen de manera automática, a su vez cada componente requiere de un apropiado circuito de alimentación, protección y control de sus respectivos componentes.

Para ello es necesario determinar de entre una serie de componentes cuales son los necesarios para diseñar de manera correcta el circuito eléctrico de la maquina. Concretamente la maquina constara principalmente de los siguientes elementos.

Elementos principales del circuito eléctrico de la maquina.			
Proceso	Elemento	Cantidad	Función
Empaque	Mordaza de sellado	3	Sellar y cortar los empaques.
	Sensor de proximidad	1	Dar aviso cuando no haya polipropileno para el proceso.
	Termocupla	4	Controlar la temperatura en las mordazas.
	Sensor de posición	8	Controlar la carrera del actuador neumático.

Tabla 14. Elementos principales del circuito eléctrico.

Fuente: Propia.

Fuente de tensión:

Este dispositivo transforma de 110V de corriente alterna a 24V de corriente continua, y sirve para alimentar a los demás componentes del sistema electro hidráulico/Neumático es decir: entrada de señales (pulsadores), relé triple, para

posteriormente derivar a los otros componentes la energía (electro válvulas, sensores eléctricos).

Relé triple:

Este elemento consiste en tres relés con sus respectivas conexiones y con dos barras de bus para la alimentación de tensión. La unidad se monta en el bastidor de soporte o en la placa perfilada por medio de una palanca de sujeción.

Relé o Bobina relevadora:

El relé o bobina relevadora es un conductor eléctrico diseñado con una bobina (arrollamiento de conductores eléctricos) de tal manera que al introducirle corriente eléctrica sea capaz de crear un campo magnético.

El relé también tiene un núcleo que puede ser atraído o expulsado, pero este núcleo es especial ya que tiene unos contactos que algunos son abiertos y otros son cerrados.

El relé utilizado en el diseño de circuitos electro neumático permite por medio de sus contactos retener o memorizar una señal eléctrica la que es enviada a la electroválvula.

Sensores:

Un sensor es un objeto capaz de detectar magnitudes físicas o químicas, llamadas variables de instrumentación, y transformarlas en variables eléctricas. Las variables de instrumentación pueden ser por ejemplo: intensidad, temperatura, lumínica, distancia, aceleración, inclinación, presión, desplazamiento, fuerza, torsión, humedad, movimiento, pH, etc. Una magnitud eléctrica puede ser una resistencia eléctrica (como en una RTD), una capacidad eléctrica (como en un sensor de humedad), una tensión eléctrica (como en un termopar), una corriente eléctrica (como en un fototransistor), etc.

Un sensor se diferencia de un transductor en que el sensor está siempre en contacto con la variable de instrumentación con lo que puede decirse también que es un dispositivo que aprovecha una de sus propiedades con el fin de adaptar la señal que mide para que la pueda interpretar otro dispositivo. Como por ejemplo el termómetro de mercurio que aprovecha la propiedad que posee el mercurio de dilatarse o contraerse por la acción de la temperatura. Un sensor también puede decirse que es un dispositivo que convierte una forma de energía en otra.

Interruptores de acción mecánica:

Entre los más utilizados están los interruptores de límite de carrera (limits switches). Estos interruptores se usan ordinariamente para desconectar, límites de carreras, el avance de bancadas en máquinas o herramientas como fresadoras, así como limitar el avance de los portaherramientas de los tornos, en montacargas, ascensores, robots, etc.

Para poder accionar estos interruptores se requiere contacto físico entre la parte de la máquina y la palanca del interruptor con la fuerza suficiente para operar.

Estos finales de carrera pueden ser normalmente abiertos o normalmente cerrados, y en posición de reposo pueden estar activados por la cabeza del cilindro.

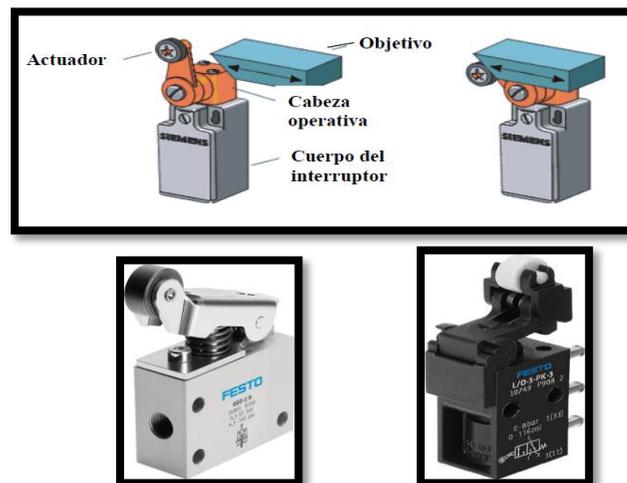


Figura 31. Finales de carrera mecánicos.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Sensores de proximidad:

Estos sensores que pueden ser implementados con diferentes técnicas de accionamientos, tienen en común que para que una reacción sea producida, sólo se requiere la proximidad física entre el objeto y el sensor, sin necesidad de contacto mecánico alguno entre ambos. A este tipo de sensores también se le conoce con el nombre de detectores o interruptores de proximidad.

Sistema electroneumatico:

En lo que respecta a la presente maquina a ser diseñada utilizara actuadores neumáticos como se aclaro anteriormente en el presente capitulo, dado que dicho sistema se pretende que actúe de manera automática será necesario que trabaje con mecanismos eléctricos que aseguren su correcto funcionamiento en combinación con las válvulas, sensores e interruptores del sistema electroneumatico.

Con este punto aclarado se procederá a mostrar las fases o pasos que deberá realizar el sistema electroneumatico y el papel que tendrán en cada una de dichas fases los distintos sensores, relevadores y el resto de dispositivos eléctricos.

Sea una instalación neumática con la secuencia A+C+D+, B+, B-, A-C-D-. Siendo A él actuador neumático con la tarea de mover las mordazas de sellado horizontal, B el actuador encargado de mover la cuchilla de la mordaza horizontal, mientras que C y D son los actuadores neumáticos de mover la mordaza vertical.

Secuencia	A+ C+ D+	B+	B-	A- C- D-
Fases	1	2	3	4

Tabla15. Fases y secuencias numeradas.

Fuente: Propia.

En la tabla anterior se muestran las distintas fases que cumplirán los diferentes actuadores neumáticos del sistema, lo recomendado al momento de diseñar un sistema electroneumático es que se utilicen tantos relevadores como fases posea el circuito neumático en este caso son 4 fases por lo que se utilizarán 4 relevadores, la primera parte del circuito que serán los sensores y el sistema PLC serán los encargados de dictar el momento en el que cada relevador será activado o bien desactivado.

Fase	Secuencia	Activación	Desactivación
N° de fase		Fase anterior y finales de carrera de la fase anterior	Grupo siguiente
Fase 1	A+C+D+	Fase 4 y a0 y c0 y d0	Fase 2
Fase 2	B+	Fase 1 a1 y c1 y d1	Fase 3
Fase 3	B-	Fase 2 b0	Fase 4
Fase 4	A- C-D-	Fase 3 b1	Fase 1

Tabla 16. Activación y desactivación de las fases.

Fuente: Propia.

En la tabla anterior se especifican las diferentes fases que constituyen el proceso del sistema neumático y las activaciones y desactivaciones de cada uno de estos procesos con el fin de mostrar de manera clara el funcionamiento del sistema. Cada válvula distribuidora de los cilindros se activa cuando esta activa una fase u otra (en el caso de repetición del movimiento a lo largo de la secuencia). Dos fases en un mismo movimiento, se representan como dos contactos en paralelo de los relés correspondientes a las fases. A continuación se explicaran las fases del proceso del sistema electroneumático y sus respectivos componentes que participan durante el proceso.

Fase 1:

Al pulsar el Arranque se excita el relé K4 y su contacto de retención K4 cierra. Las válvulas A-,C-,D- se excitan y mantienen los cilindros B,C ,D en retracción(b0,c0,d0 y e0 cerrado y b1,c1,d1 y e1 abierto).

El relé K1 se excita y su contacto de retención K1 cierra manteniendo excitado el relé K1.Al abrir K1, K4 se des excita y las válvulas B-, C-, D- se desexcitan.Se excita la válvula A+ y el cilindro A.

Fase 2:

Se abre b1 y se cierran a0, c0 y d0 con a0, c0 y d0 cerrados se excita el relé K2 y se excita la válvula B+.

Fase 3:

Se contrae el vástago del cilindro B, cerrando b1 .El relé K4 se excita y se excitan las válvulas A+, C+ y D+.

Fase 4:

Se contrae el vástago del cilindro B, abriendo a1 y cerrando a0.Se contrae el vástago del cilindro C, abriendo c1 y cerrando c0. Con b0, c0, d0 y K4 abierto se excita el relé K3 y sus contactos de retención K3 se cierran y lo mantienen excitado excitando las válvulas B-, C- y D- .

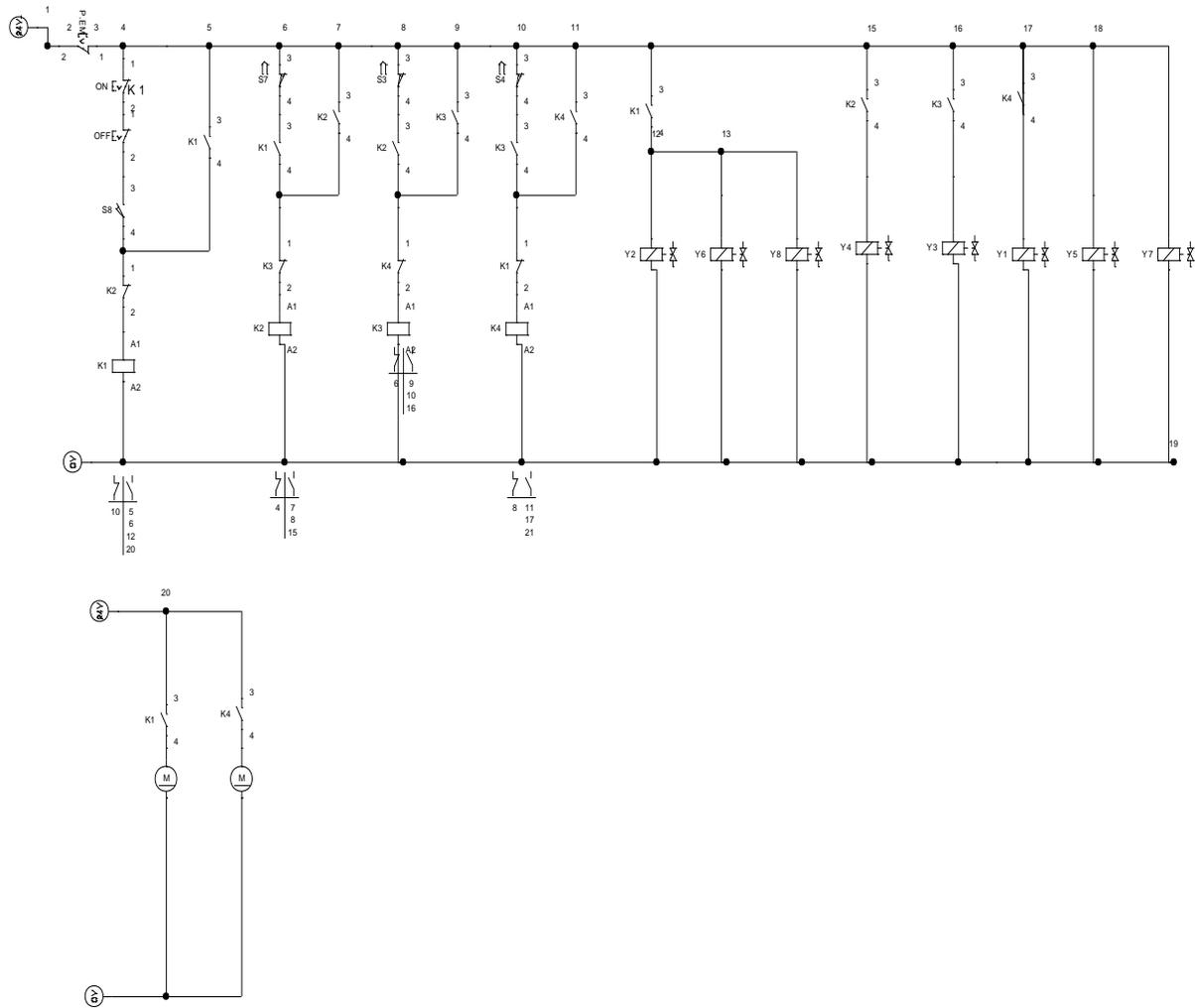


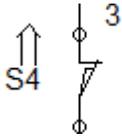
Figura32.Diagrama eléctrico del sistema neumático.

Fuente: Propia.

Como se puede ver en la figura anterior(33) se muestran los componentes del sistema electroneumático con sus respectivos relevadores, solenoides de válvulas bien señalados .A continuación se muestra una tabla(16) con los respectivos componentes y las funciones que cumplirá en el sistema cada uno de ellos.

Componentes del sistema electro neumático

Elemento	Cantidad	Descripción	Detalle	Simbolo
Fuente de alimentación SITOP Lite.	1	Entrega corriente eléctrica de 120v DCde entrada y 24v DC y 1.3 A de salida a los componentes del sistema.		
Relé Para maniobra en corriente DC 3TC4417-0AB4.	6	Excita los solenoides de las válvulas de dirección de los actuadores neumáticos y los motores DC,utiliza24 V		

		DC.		
Sensor de final de carrera D-M9PL.	8	Detecta y marcar los finales de carrera de los actuadores neumáticos. Trabaja con 24 V DC para el envío de señal.		
Motor eléctrico Sc.50-LA171C4.	1	Motor eléctrico DC de 0.22 Kw y 60hz y par de salida de 28 RPM.		

Motor eléctrico Sc.63- LA171S6.	1	Motor eléctrico DC de 0.22 Kw y 60hz y par de salida de 10.2 RPM .		
--	----------	---	--	---

Tabla17.Elementos del circuito electroneumatico.

Fuente: Propia.

3.2.1 Sistema eléctrico del mecanismo de sellado.

Para el sellado por resistencia, se tienen en cuenta tres aspectos, los cuales aparecen a continuación.

Tiempo.

Se debe considerar el tiempo que toma la transferencia de calor a través de la película de BOPP para realizar el sellado. El diseño garantiza el tiempo de sellado sugerido por el fabricante del material no debe exceder 1 segundo, para evitar un daño irreversible en la película.

Temperatura.

Cada material termosellable tiene una temperatura determinada por los tipos de compuestos utilizados. Para el caso del material escogido, se tiene que la temperatura de sellado es de 130 °C.

Presión.

El tercer aspecto que se tiene en cuenta es la presión. Las dos capas de material deben ser presionadas juntas con la suficiente fuerza para que se lleve a cabo una transferencia de calor efectiva de las mordazas de sellado al sitio donde se lleva a cabo el sellado. Según las especificaciones técnicas, para el material escogido, la presión ejercida en el momento del sellado debe ser de 2.7 bar.

En el mercado existen varios fabricantes de accesorios para el proceso de sellado de bolsas en la industria del empaque. Para la selección de las mordazas de sellado se debe tener en cuenta que estas cumplan con los requerimientos del empaque.

De esta forma seleccionó el fabricante Lako Tool, empresa, que ofrece la línea de mordazas de sellado MSD (modelo MSD SC0043). Estas mordazas tienen insertos selladores intercambiables que le dan forma rizada al extremo sellado (Sellado horizontal), razón por la cual estas son idóneas para su implementación en el modulo de sellado de la maquina.



Figura 34.Mordaza de sellado lako tool.

Fuente: Catalogo Lako Tool.

Para la selección de las dimensiones de las mordazas tanto del sellado vertical como para el sellado horizontal es necesario conocer las dimensiones de los empaques, en el caso de la presente maquina se tomo la decisión de que trabajaría con presentaciones de 200 y 350 g dichas presentaciones poseen como medidas 90 x 180 mm y 150 x 180 mm respectivamente por lo que se escogen mordazas con dimensiones mayores que las de las bolsas para asegurar un correcto sellado debido a esto se estima que las mordazas para el sellado horizontal serán de 250mm de longitud , 40 mm de ancho y 40 mm de espesor y las de sellado vertical serán de 250mm de longitud y 40mm de ancho y 40mm de espesor.

Otro de los aspectos importantes es la distancia que deben separarse al momento de abrirse las mordazas de sellado la cual depende en el caso de las mordazas de sellado horizontal de el diámetro de la salida del tubo formador el cual es de aproximadamente 95.5mm por lo que deberán abrirse 47.75 mm a cada lado .

En el caso de las mordazas de sellado vertical solo deberá tomarse en cuenta que se abran un espacio suficiente para permitir que las bolsas avancen comodamente por lo que se determina que deberán abrirse 80 mm.

Las mordazas de sellado utilizadas deben ser continuamente calentadas, a una temperatura que no exceda las especificaciones del material a sellar. Esta temperatura se puede controlar gracias a que trae incorporada una termocupla que permite el monitoreo continuo de esta variable.

El componente intercambiable de la mordaza, es el que da la forma ondulada al sellado . Además, las mordazas incorporan una cuchilla para separar el sello en dos (un sellado superior en una bolsa e inferior en la siguiente).

Las mordazas de sellado actúan juntas en el sellado vertical y horizontal, siendo el diseño realizado para garantizar una distribución uniforme de la presión de sellado sobre el papel. Para esto se utilizan cuatro cilindros neumáticos, que actúan simultáneamente, para garantizar tal acción.

Las mordazas de referencia MSD SC0043 de Lako tool, escogidas para su implementación en la máquina tienen una termocupla que permite controlar la temperatura de la misma, se debe implementar un circuito que permita al sistema garantizar una temperatura que es determinada por el fabricante de la película plastica de BOPP, y así lograr un sellado óptimo. Se asume el circuito sugerido por el fabricante, seleccionando valores preajustables para la temperatura requerida de 130 °.

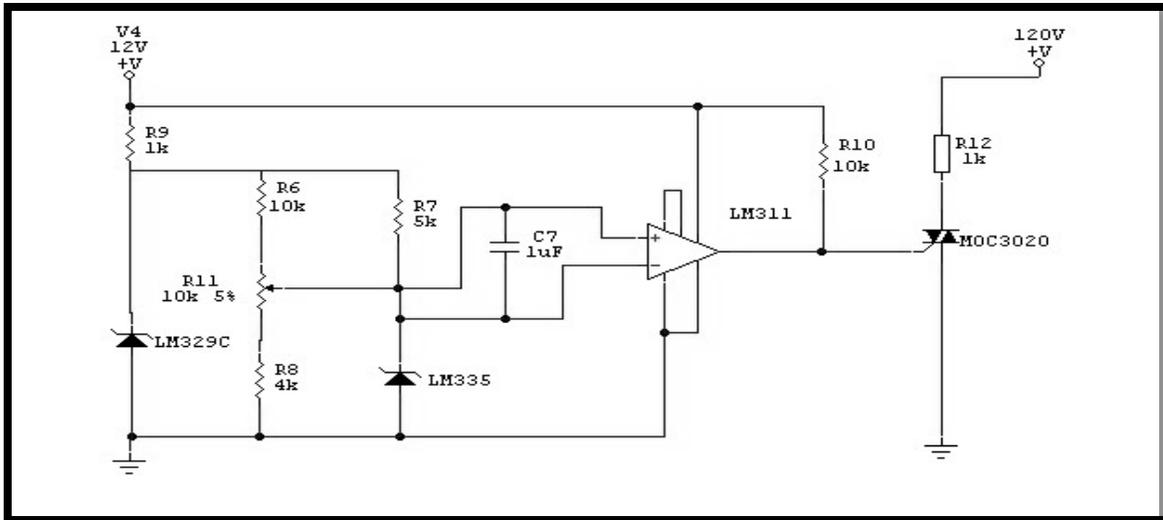


Figura 34. Circuito de control de temperatura de las mordazas de sellado.

Fuente: Catalogo Lako Tool.

3.2.2 Diseño tablero de control de la maquina empacadora.

Las estaciones de botones, son cajas de lamina, aluminio, plástico o hierro fundido, donde van alojados los botones pulsadores, para controlar las maquinas asignadas. Las estaciones de botones son parte solo del circuito de control, por lo que aquí solo se mostrara estos circuitos, aclarando que faltaría el circuito de potencia para completar el arranque de los mecanismos. Lo más común es que se utilice una sola estación que contengan un botón de arranque (normalmente abierto) y un botón de paro (normalmente cerrado), aunque también se encuentran cajas de mayor tamaño para albergar un mayor número de botones.

En una instalación eléctrica, los tableros eléctricos son la parte principal. En los tableros eléctricos se encuentran los dispositivos de seguridad y los mecanismos de maniobra de dicha instalación.

En términos generales, los tableros eléctricos son gabinetes en los que se concentran los dispositivos de conexión, control, maniobra, protección, medida,

señalización y distribución, todos estos dispositivos permiten que una instalación eléctrica funcione adecuadamente.

Dos de los constituyentes de los tableros eléctricos son: el medidor de consumo (mismo que no se puede alterar) e interruptor, que es un dispositivo que corta la corriente eléctrica una vez que se supera el consumo contratado. Es importante mencionar que el interruptor no tiene funciones de seguridad, solamente se encarga de limitar el nivel del consumo.

Para fabricar los tableros eléctricos se debe cumplir con una serie de normas que permitan su funcionamiento de forma adecuada cuando ya se le ha suministrado la energía eléctrica. El cumplimiento de estas normas garantiza la seguridad tanto de las instalaciones en las que haya presencia de tableros eléctricos como de los operarios.

Una importante medida de seguridad para los tableros eléctricos es la instalación de interruptores de seguridad, estos deben ser distintos del interruptor explicado más arriba. Dichos interruptores de seguridad suelen ser de dos tipos: termo magnético, que se encarga de proteger tanto el tablero eléctrico como la instalación de variaciones en la corriente, y diferencial, que está dirigido a la protección de los usuarios.

En el caso de la maquina del presente diseño se necesitara un tablero de control desde el cual el usuario pueda encender y parar la maquina empaquetadora en su totalidad, esto incluye la puesta en marcha de un motor eléctrico, de las resistencias eléctricas en las mordazas de sellado y del sistema de control lógico programable de la maquina.

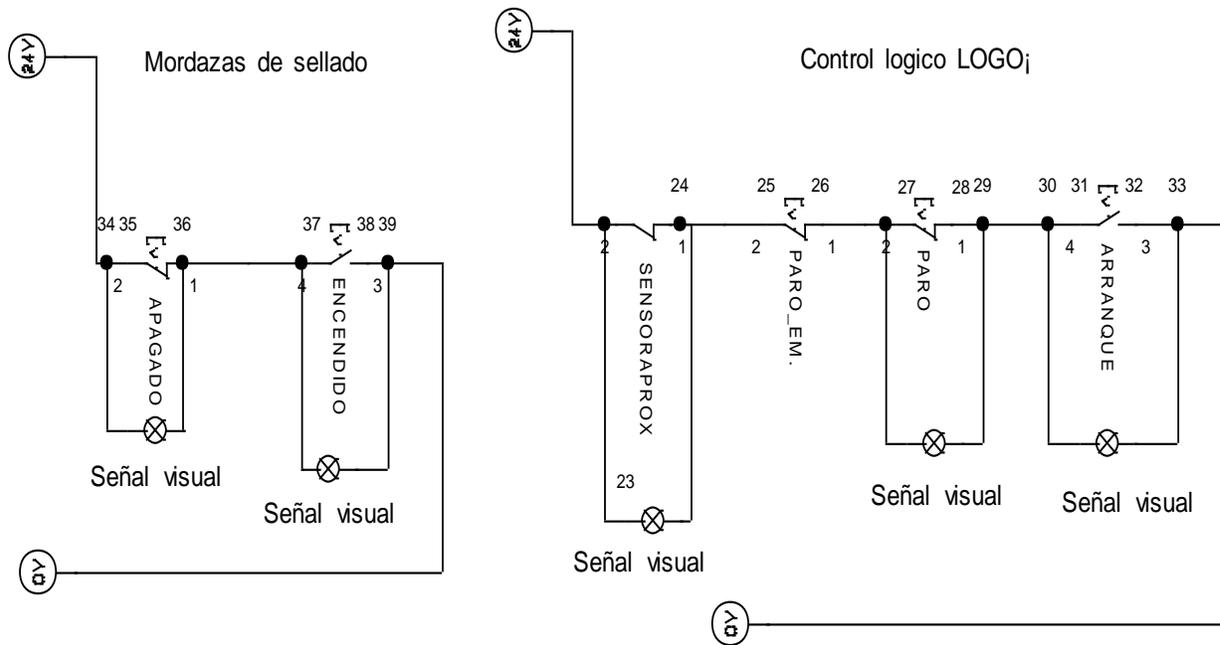


Fig35. Diagrama de tablero de control de la maquina.

Fuente: Propia.

En la figura anterior (36) se muestra a manera de detalle el diseño del sistema eléctrico del tablero de control encargado de controlar tanto las mordazas de sellado como el control lógico LOGO_i el cual es el encargado de manejar la mayor parte de los procesos automáticos de la maquina, en dicho diagrama es posible distinguir los botones de encendido y apagado así como de paro de emergencia de el LOGO_i ,los botones de encendido y apagado de la mordaza y el sensor de proximidad encargado de mostrar por medio de una señal visual cuando llegue el momento en el que no haya polipropileno para los empaques lo que significara que es momento de cambiar la bobina de polipropileno.

Componentes del tablero de control.			
Elemento	Cantidad	Función	Imagen
Botón pulsador Normalmente cerrado 800FM-E4MX01.	2	Enviar una señal de paro de manera manual.	
Botón pulsador Normalmente abierto 800FP-F3PX10.	2	Enviar una señal de arranque de manera manual.	
Operador de paro de emergencia 800FP- MT44PX01S.	1	Detener el funcionamiento de la máquina de manera rápida en caso de emergencia.	
Indicador visual XVBC2B Tabla15.Componentes del tablero de control.	5	Mostrar de manera visual el estado de encendido o apagado de los distintos elementos de la maquina.	

Tabla18.Componentes del tablero de control.

Fuente: Propia

Capítulo 4

Presentación de lógica de programación.

Los Controladores Lógicos Programables son máquinas secuenciales que ejecutan correlativamente las instrucciones indicadas en el programa de usuario almacenado en su memoria, generando unas órdenes o señales de mando a partir de las señales de entrada leídas de la planta (aplicación): al detectarse cambios en las señales, el autómata reacciona según el programa hasta obtener las órdenes de salida necesarias. Esta secuencia se ejecuta continuamente para conseguir el control actualizado del proceso. La secuencia básica de operación del autómata se puede dividir en tres fases principales: Lectura de señales desde la interfaz de entradas. Procesado del programa para obtención de las señales de control. Escritura de señales en la interfaz de salidas. A fin de optimizar el tiempo, la lectura y escritura de las señales se realiza a la vez para todas las entradas y salidas; Entonces, las entradas leídas de los módulos de entrada se guardan en una memoria temporal (Imagen entradas). A esta acude la CPU en la ejecución del programa, y según se va obteniendo las salidas, se guardan en otra memoria temporal (imagen de salida). Una vez ejecutado el programa completo, estas imágenes de salida se transfieren todas a la vez al módulo de salida.

El funcionamiento del Controlador Lógico Programable es, salvo el proceso inicial que sigue a un Reset, de tipo secuencial y cíclico, es decir, las operaciones tienen lugar una tras otra, y se van repitiendo continuamente mientras el autómata esté bajo tensión. Siendo las operaciones del ciclo de operación las que se repiten indefinidamente. Estas se dividen en dos procesos el inicial y el ciclo de operación.

Proceso inicial:

Antes de entrar en el ciclo de operación el autómata realiza una serie de acciones comunes, que tratan fundamentalmente de inicializar los estados del mismo y

chequear el hardware. Estas rutinas de chequeo, incluidas en el programa monitor ROM, comprueban:

El bus de conexiones de las unidades de E/S.

Si se encontrara algún error en el chequeo, se activaría el LED de error y quedaría registrado el código del error. Comprobadas las conexiones, se inicializan las variables internas:

- Se ponen a OFF las posiciones de memoria interna (excepto las mantenidas o protegidas contra pérdidas de tensión)
- Se borran todas las posiciones de memoria imagen E/S.
- Se borran todos los contadores y temporizadores (excepto los mantenidos o protegidos contra pérdidas de tensión).

Transcurrido el Proceso Inicial y si no han aparecido errores el autómeta entra en el *Ciclo de Operación*.

Ciclo de operación Este ciclo puede considerarse dividido en tres bloques:

- Proceso Común
- Ejecución del programa
- Servicio a periféricos

Proceso común: En este primer bloque se realizan los chequeos cíclicos de conexiones y de memoria de programa, protegiendo el sistema contra:

Errores de hardware (conexiones E/S, ausencia de memoria de programa, etc.).

Errores de sintaxis (programa imposible de ejecutar).

El chequeo cíclico de conexiones comprueba los siguientes puntos:

- Niveles de tensión de alimentación
- Estado de la batería si existe.
- Buses de conexión con las interfaces

El chequeo de la memoria de programa comprueba la integridad de la misma y los posibles errores de sintaxis y gramática:

- Mantenimiento de los datos, comprobados en el "checksum".
- Existencia de la instrucción END de fin de programa
- Estructura de saltos y anidamiento de bloque correctas
- Códigos de instrucciones correctas

Ejecución del programa: En este segundo bloque se consultan los estados de las entradas y de las salidas y se elaboran las órdenes de mando o de salida a partir de ellos. El tiempo de ejecución de este bloque de operaciones es la suma del:

- Tiempo de acceso a interfaces de E/S.
- Tiempo de escrutación de programa

Y a su vez esto depende, respectivamente de:

- Elementos y Equipos Eléctricos Número y ubicación de las interfaces de E/S.
- Longitud del programa y tipo de CPU que lo procesa

Servicio a periféricos: Este tercer y último bloque es únicamente atendido si hay pendiente algún intercambio con el exterior. En caso de haberlo, la CPU le dedica un tiempo limitado, de 1 a 2 ms, en atender el intercambio de datos. Si este tiempo no fuera suficiente, el servicio queda interrumpido hasta el siguiente ciclo.

Tiempo de ejecución y control en tiempo real: El tiempo total que el Controlador Lógico Programable emplea para realizar un ciclo de operación se llama tiempo de ejecución de *ciclo de operación* o más sencillamente tiempo de ciclo "Scan time". Dicho tiempo depende de:

- El número de E/S involucradas.
- La longitud del programa usuario
- El número y tipo de periféricos conectados al autómata.

Los tiempos totales de ciclos son entonces la suma de tiempos empleados en realizar las distintas operaciones del ciclo:

- Autodiagnóstico (Proceso común)
- Actualización de E/S (Ejecución del programa)
- Ejecución de programa.(Ejecución del programa)
- Servicio a periféricos.(Servicio a periféricos)

Una instalación neumática puede controlarse desde un PLC con la ventaja de ser modificable. De modo que la programación y el aspecto de las pantallas del monitor pueden cambiarse más adelante para una nueva instalación, o bien, diseñar simplemente una mejora en el circuito o en la presentación de datos en pantalla.

Existe una norma de estandarización de programas para el PLC, la IEC-61131- 3 con cuatro lenguajes de programación que son los más utilizados.

Lenguaje de contactos (ladder):

El lenguaje de contactos emula la estructura de los esquemas eléctricos. Representa una red de contactos y bobinas que el autómata ejecuta secuencialmente.

En la red hay dos barras de potencial con circulación de la corriente de izquierda a derecha y con dos zonas, la zona de prueba que describe las condiciones necesarias para la acción y la de acción que aplica el resultado consecutivo a un encadenamiento de prueba. De este modo, los contactos activan y desactivan la bobina objetivo.

Lenguaje lista de instrucciones:

Está formado por una serie de instrucciones ejecutadas secuencialmente por el PLC y es parecido al lenguaje ensamblador, pero se estructura igual que el lenguaje de contactos porque las instrucciones se organizan en secuencia.

Dispone de dos tipos de códigos de instrucción, el de prueba y el de acción.

El código de prueba equivale a la zona de prueba del lenguaje de contactos.

Entre las instrucciones de prueba están AND, OR...etc.

Después de haber pasado por el enlace de prueba se ejecuta el código de acción.

Entre las instrucciones de acción están las ST, STN, R, JMP, etc.

Lenguaje literal estructurado:

El lenguaje literal estructurado al igual que el de lista de instrucciones es un lenguaje evolucionado. Se basa en el código C y resulta muy sencillo para gestionar tablas, funciones aritméticas, etc.

Lenguaje Grafcet:

El lenguaje Grafcet permite representar gráficamente el funcionamiento de un automatismo secuencial. El grafcet nació en el año 1977 creado por un grupo de trabajo de la I' AFCET –Association Française por la Cybernétique Economique et Technique y fue adoptado en el año 1982 por la norma francesa UTE NF C 03-190 con el nombre de Diagrama funcional “GRAF CET” (Graphe Fonctionnel de

Commande Etapes-Transitions) para la descripción de los sistemas lógicos de comando. En 1990 fue internacionalizado por la IEC bajo el nombre de IEC 848: Diagrama funcional. Y en 2002 aparece el nombre de Grafcet en la norma IEC 60848 Ed.2 Lenguaje de especificación GRAFCET para diagramas funcionales secuenciales. Su estructura está basada en etapas y transiciones y permite representar cualquier diagrama de estados. Las etapas son parte del programa englobando un conjunto de acciones asociadas, de manera que cuando la etapa esta activa se efectúa dichas acciones. Se representan mediante un cuadro numerado. Las transiciones permiten evolucionar de una etapa a la otra y se representan gráficamente por una línea horizontal.

Debe cumplirse que dos etapas no pueden estar unidas directamente y que solo pueden existir las alternancias etapa-transición y transición-etapa. Los términos o expresiones del lenguaje Grafcet son:

Etapa inicial = Rectángulo con línea doble.

Etapa activa = marca binaria.

Transición: A cada transición le corresponde una receptividad, es decir, la condición a cumplir para pasar la transición. Esta condición puede ser lógica booleana, crestas de subida o bajada de alguna variable, variables temporales, ...etc.

La transición es válida si la etapa anterior inmediata esta activa. Si la transición es válida y se cumple su receptividad, es una transición franqueable. *Acciones:* Están asociadas a las etapas y pueden ser continuas o puntuales.

Continuas:

Básica - se ejecuta mientras la etapa esta activa. Condicional - acción continúa sometida a una condición lógica. Temporizada - acción condicionada a una condición

temporal (retardo en la activación, en la desactivación, en las dos, temporización respecto a otra etapa).

Puntuales:

A la activación – la acción se realiza una única vez cuando la etapa se activa. A la desactivación - lo mismo cuando la etapa se desactiva. Al franqueo - acción asociada al franqueo de una transición. Al evento - acciones asociadas a cualquier evento puntual (activación o desactivación de etapas, franqueo de transiciones, crestas de subida o bajada de alguna entrada o variable interna, etc.)

Estructuras

Secuencias básicas:

- Secuencia - estructura elemental de etapas consecutivas sin bifurcaciones.
- Ciclo de una secuencia - repetición indefinida de una secuencia.
- Selección de secuencias – se muestra una elección para la evolución del sistema.
- Salto de etapas - caso particular de una selección de secuencias en que una de ellas consiste en saltarse una o varias etapas.
- Salto de etapas hacia atrás - se trata de un salto de etapas que salta las etapas hacia atrás a fin de repetir la secuencia.
- Activación de secuencias paralelas – se activa más de una secuencia de forma simultánea y ligadas a una única transición.

- Sincronización de secuencias - Inverso al caso anterior, un conjunto de secuencias deben haber cumplido la última etapa – sincronización a fin de activar una única etapa siguiente, con una única transición asociada.
- Sincronización y activación de secuencias paralelas - se sincroniza un conjunto de secuencias para activar inmediatamente otro conjunto de secuencias con una única transición asociada.
- Inicio de secuencia mediante una etapa fuente - la secuencia se activa por medio de una etapa sin etapas precedentes, activada solamente mientras es etapa inicial.
- Fin de secuencia por etapa de programa - la secuencia se termina al desembocar en una etapa sin continuación, que permanece activa indefinidamente.
- Inicio de secuencia mediante una transición fuente - es una secuencia con una transición sin etapa anterior asociada.
- Cada vez que la receptividad de la transición se cumple, se activa la etapa o las etapas siguientes a la transición fuente.
- Fin de secuencia mediante una transición de programa - la secuencia termina al franquearse una transición sin etapa anterior, que comporte la desactivación de la etapa precedente.

Reglas de evolución:

Son cinco reglas elementales que garantizan que la evolución de un Grafcet es Univoca.

- Regla 1 - La situación inicial es la situación activa en el instante inicial.
- Regla 2 - Una transición es válida cuando todas las etapas inmediatamente anteriores a ella están activas. Para franquear una transición, es necesario que esta sea válida y que su receptividad se cumpla.
- Regla 3 - El franqueo de una transición provoca de forma simultánea la activación de todas las etapas inmediatamente posteriores y la desactivación de todas las etapas inmediatamente anteriores.
- Regla 4 - Si varias transiciones pueden ser franqueadas simultáneamente, es necesario que sean franqueadas simultáneamente.
- Regla 5 - Si por cualquier motivo una etapa activa ha de ser activada y desactivada simultáneamente, ha de permanecer activa.

4.1 Selección de Control lógico programable.

Para seleccionar el tipo de controlador lógico programable es necesario saber el trabajo que se pretende que realice por la maquina, la corriente de trabajo, el número de componentes que serán controlados y el ambiente de trabajo del controlador. Para el caso particular de la presente maquina se necesita que el controlador maneje 4 actuadores neumáticos y dos motores eléctrico de corriente directa.

El Controlador Lógico Programable (PLC) nació como solución al control de circuitos complejos de automatización. Por lo tanto se puede decir que un PLC no es más que un aparato electrónico que sustituye los circuitos auxiliares o de mando de los sistemas automáticos. A él se conectan los captadores (finales de carrera,

pulsadores, etc.) por una parte, y los actuadores (bobinas de contactores, lámparas, pequeños receptores, etc.) por otra.

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control, señalización, etc., por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industriales de cualquier tipo a transformaciones industriales, control de instalaciones, etc.

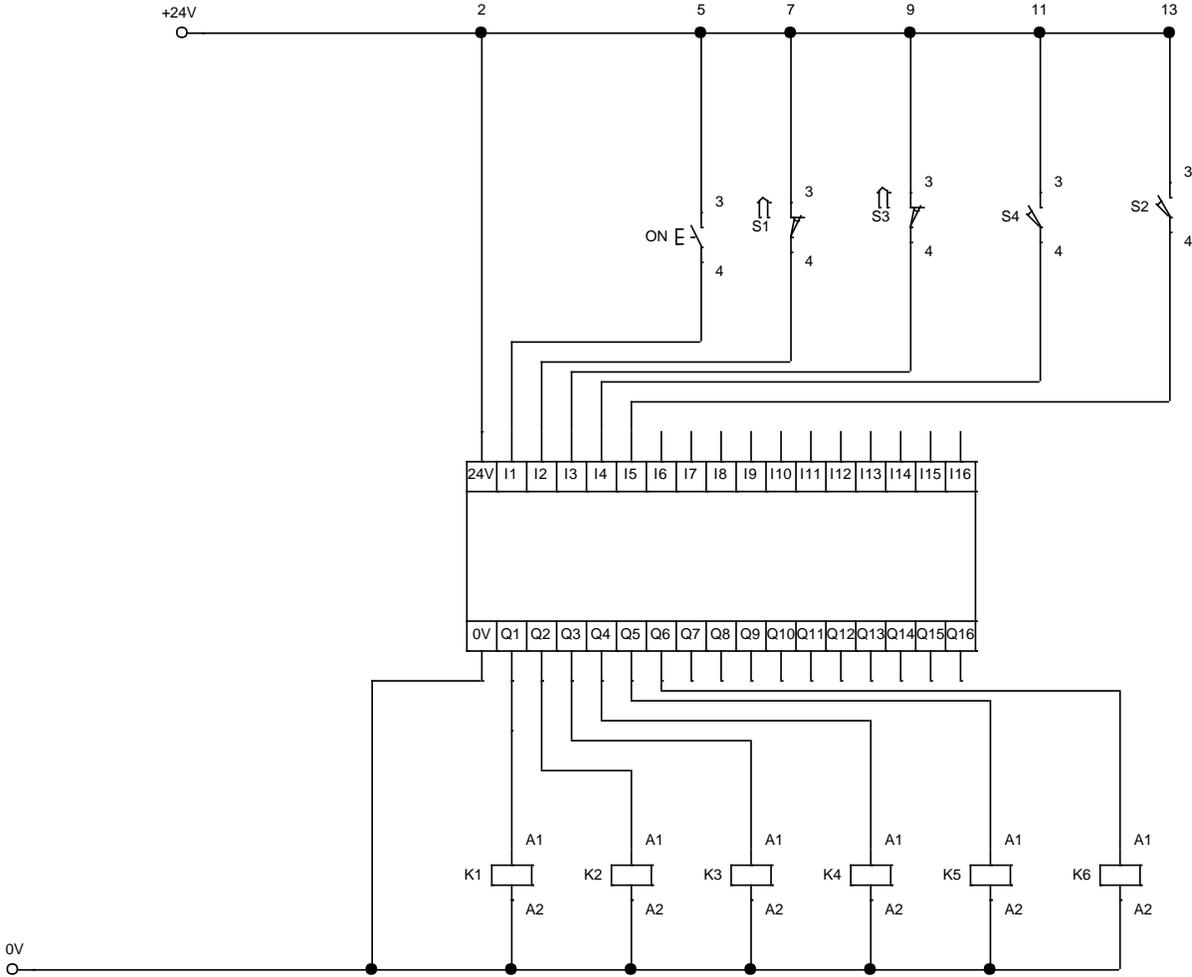


Fig.36 Diagrama de control lógico de la maquina.

Fuente: Propia.

En la figura anterior se puede observar las conexiones del sistema eléctrico dirigido al controlador lógico que está ubicado en el centro con sus respectivas 5 entradas digitales y 5 salidas digitales.

También poseen cuatro sensores de carrera que se pueden identificar cada uno con las letras S y su posterior número que indica el número de sensor de carrera correspondiente a los distintos actuadores neumáticos.

En la parte inferior están los relés que controlan los solenoides correspondientes a cada una de las válvulas direccionales que controlan los actuadores neumáticos y los motores eléctricos encargado de movilizar las bolsas.

Elemento.	Descripcion.
	Interruptor de encendido de logo.
	Sensor de final de carrera de salida de actuador de mordaza horizontal.
	Sensor de final de carrera de salida de actuador de mecanismo de corte.
	Sensor de final de carrera de entrada de actuador de mecanismo de corte.
	Sensor de final de carrera de entrada de actuador de mordaza horizontal.
	Rele de electroválvula de actuador de mordaza horizontal.
	Rele de electroválvula de actuador de mecanismo de corte.
	Rele de electroválvula de actuador de mordaza vertical.
	Rele de electroválvula de actuador de mordaza vertical.

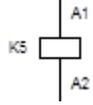
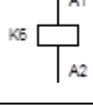
	Rele de motor reductor de mecanismo de jalado de plastico.
	Rele de motor reductor de mecanismo de dosificado.

Tabla 19. Elementos controlados por el control lógico LOGO.

Fuente:Propia.

Una vez que se tiene las características del sistema a manejar en la maquina lo siguiente será escoger de un catalogo el dispositivo más adecuado para las tareas que se desean cumplir.

Debido a que no se necesita que se ocupe de una gran cantidad de tareas y no son muy complejas se decide utilizar el modelo LOGO!8 24CE el cual no posee un alto precio y es capaz de cumplir a cabalidad con las necesidades presentadas por la maquina.



LOGO! 24CE, MOD. LOGICO DISPLAY AL/E/S:
24V/24V/24V TRANS. 8ED(4EA)/4SD, MEM. 400
BLOQUES, AMPLIABLE
MODULARMENTE, ETHERNET WEB-SERVER
INTEGR., DATALOG, TARJETA MICRO SD
ESTANDAR PARA LOGO! SOFT COMFORT >=
V8 PROYECTOS ANTIGUOS EJECUTABLES

Diseño/montaje	
Montaje	sobre perfil normalizado de 35 mm, 4 módulos de ancho
Tensión de alimentación	
24 V DC	Sí
Rango admisible, límite inferior (DC)	20,4 V
Rango admisible, límite superior (DC)	28,8 V
Hora	
Programadores horario	
• Cantidad	190
• Reserva de marcha	480 h
Entradas digitales	
Nº de entradas digitales	8; de ellas, 5 aptas como E analógicas (0 a 10 V)
Salidas digitales	
Número de salidas	5; Transistor
Protección contra cortocircuito	Sí; eléctrica (1 A)

Fig.37 modelo Logo!8 24CE .

Fuente: Catalogo SIEMENS.

En la figura anterior se puede observar el modelo de logo seleccionado para cumplir con los requisitos de la maquina los cuales indican que como mínimo debe tener 5 entradas digitales y 5 salidas digitales, además posee un protector contra cortocircuito por lo que no será necesario seleccionar un relé u otro dispositivo para cumplir con dicha función.

4.2 Programación del control lógico programable LOGOj.

Ah manera de breve resumen se aclara que lo que se desea al automatizar la maquina empaquetadora es que se realicen de manera automática los procesos de Llenado, sellado y movilización de los empaques atreves de la maquina, por lo que el LOGOj deberá manejar el motor eléctrico encargado de mover el dosificador por volumen del cereal, los actuadores neumáticos que moverán hacia delante y atrás las mordazas de sellado, y el paro y arranque del motor eléctrico encargado de mover el polipropileno para los empaques .

Por programar se entiende la creación de programas. Básicamente, un programa de LOGO! no es más que un esquema eléctrico representado de una forma diferente. Es decir que se utilizara el lenguaje de programación de bloques para poder generar las ordenes que deberá realizar la máquina de manera puntual, estas incluirán la del modulo de dosificación ,el modulo de empaquetado que posee las mordazas selladoras y el motor eléctrico encargado de movilizar las películas de plástico con las que se elaborará el empaque.

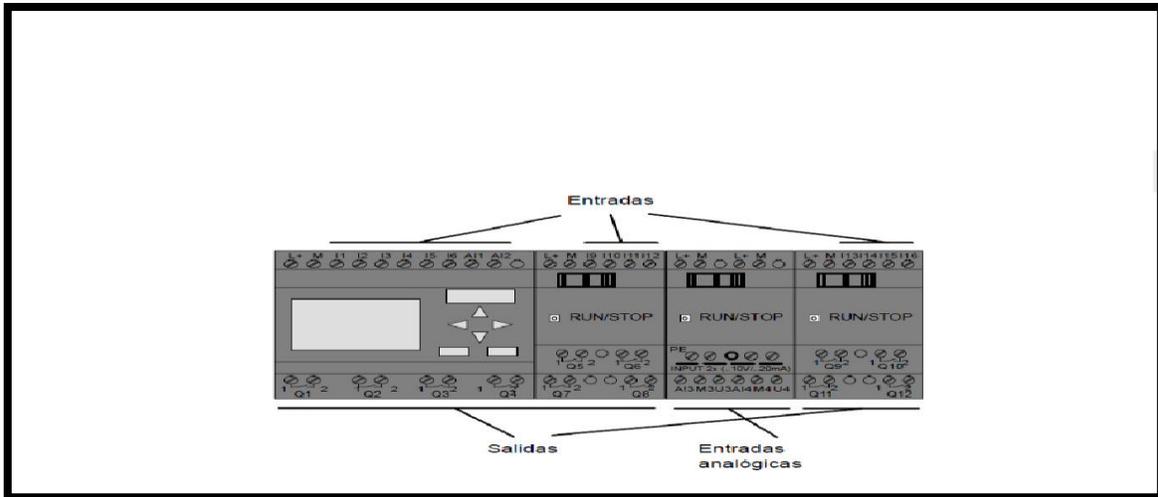


Fig38. Bornes entradas y salidas digitales en el LOGOj.

Fuente: Catalogo SIEMENS.

Un controlador LOGOj posee una cierta cantidad de bornes con sus respectivas entradas y salidas digitales que cumplen con los papeles de enviar y recibir las señales, provenientes y hacia el LOGOj. Las entradas se designan con la letra I y una cifra. Si observa la parte frontal de LOGO!, verá en la parte superior los bornes de las entradas. Las salidas se designan con la letra Q y una cifra. Los bornes de las salidas se hallan en la parte inferior.

Como bornes identificamos todas las conexiones y estados que se pueden utilizar en LOGO!. Las entradas y salidas pueden tener el estado '0' o el estado '1'. El estado '0' significa que no hay tensión en la entrada. El estado '1' significa que sí hay tensión.

Como se mencionó anteriormente para la programación del proceso del LOGOj se utilizará lenguaje de bloques y números de bloque. En LOGO!, un bloque es una función que convierte información de entrada en información de salida. Antes era necesario cablear los distintos elementos en el armario eléctrico o en la caja de conexiones. Al elaborar el programa debe conectar bornes con bloques. A tal efecto, basta con elegir la conexión deseada en el menú **Co**. El menú Co debe su nombre al término inglés "Connector" (borne).

Las funciones básicas son elementos lógicos sencillos del álgebra de BOOLE. En LOGO! existen las siguientes funciones básicas:

Y (AND) Figura 7:

La salida de AND solo ocupa el estado 1 cuando **todas** las entradas tienen estado 1, es decir, están cerradas. Si no es cableado (x) un pin de entrada de ese bloque, rige para la entrada $x = 1$.



Fig. 39 Circuito equivalente de la función AND.

Fuente: Catalogo SIEMENS.

Y-NEGADA (NAND):

La salida de NAND solo ocupa el estado 0 cuando **todas** las entradas tienen estado 1, es decir, están cerradas. Si no es cableado (x) un pin de entrada de ese bloque, rige para la entrada $x = 1$.

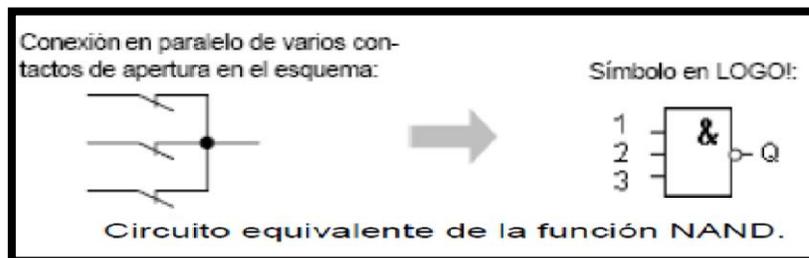


Fig. 40 Circuito equivalente de la función NAND.

Fuente: Catalogo SIEMENS.

O (OR) :

La salida de OR ocupa el estado 1 cuando **por lo menos** una entrada tiene estado 1, es decir, está cerrada. Si no es cableado (x) un pin de entrada de ese bloque, rige para la entrada $x = 0$. 15

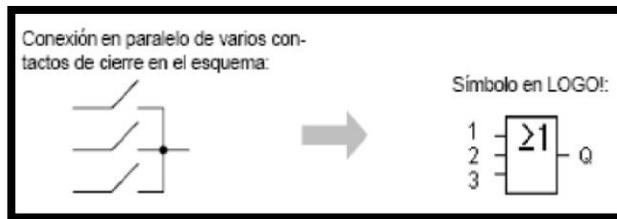


Fig. 41 Circuito equivalente de la función OR.

Fuente: Catalogo SIEMENS.

O-NEGADA (NOR):

La salida de NOR solo ocupa el estado 1 cuando **todas** las entradas tienen estado 0, es decir, están desactivadas. Tan pronto como se active alguna de las entradas (estado 1), se repone a 0 la salida de NOR. Si no es cableado (x) un pin de entrada de ese bloque, rige para la entrada $x = 0$.

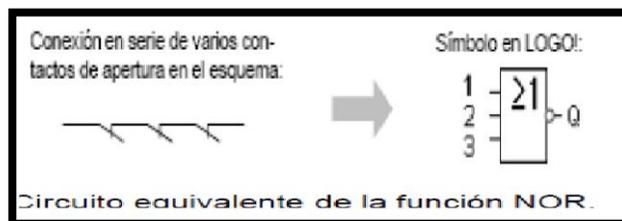


Fig. 42 Circuito equivalente de la función NOR.

Fuente: Catalogo SIEMENS.

INVERSOR (NOT) :

La salida ocupa el estado 1 cuando la entrada tiene estado 0. El bloque NOT invierte el estado en la entrada.



Fig. 43 Circuito equivalente de la función NOT.

Fuente: Catalogo SIEMENS.

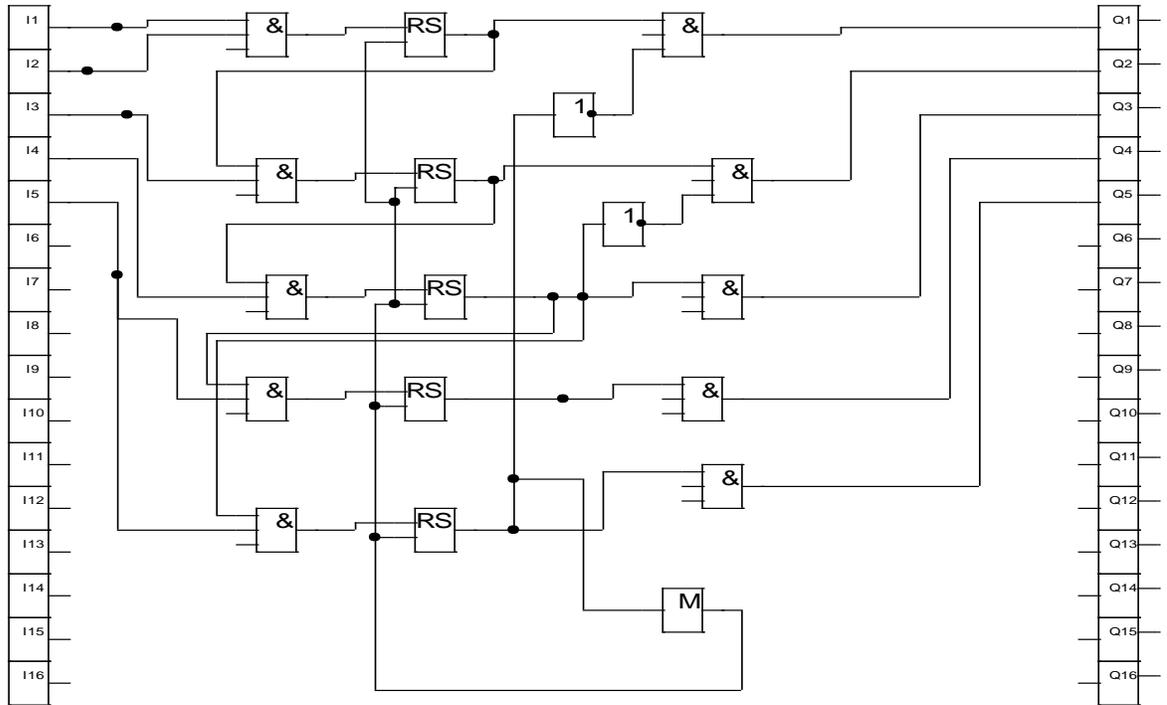


Figura 44. Diagrama en bloque de la programación del LOGO_j.

Fuente: Propia.

Una vez que se sabe los procesos que se desea que realice la máquina de manera automática así como la cantidad de componentes que deberá controlar el LOGO_j es posible crear el diagrama de bloque de la manera que se realizó para el presente diseño con ayuda del programa fluid sim, dicho diagrama resultante para el LOGO se puede apreciar en la figura anterior. En el momento en el que el usuario decida que la máquina trabaje con un cereal o una presentación distinta a la mostrada deberá cambiar entre los distintos modos de programa almacenados previamente en el disco duro del LOGO_j

Capítulo 5

Diseño Mecánico de la Máquina Empaquetadora.

Parámetros iniciales para el diseño:

- Presentación del producto: 350g
- Material de la bolsa: polipropileno laminado
- Tiempo de funcionamiento al día: 8 horas
- Funcionamiento en días a la semana: 6 días
- Volumen de producción por día: 900 bolsas/día
- Volumen de producción en kilogramos por día: 2,520 kg
- Velocidad de empaque: 15 bolsas/min

5.1 Diseño de Tolva

La tolva está destinada al depósito y almacenamiento del producto a empacar con la finalidad de brindar a la máquina autonomía de trabajo durante una hora de producción.

La capacidad requerida de la tolva para ser cargada cada hora se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Capacidad requerida} = n \text{ bolsas/min} \times g/\text{bolsas} \times \frac{1\text{kg}}{1000\text{g}} \times \frac{60\text{min}}{1\text{h}} \text{ (Ec. 5-1)}$$

$$\begin{aligned} \text{Capacidad requerida} &= 15 \text{ bolsas/min} \times 350 \text{ g/bolsas} \times \frac{1\text{kg}}{1000\text{g}} \times \frac{60\text{min}}{1\text{h}} \\ &= 315 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Para determinar las dimensiones y el volumen requerido de la tolva, se tienen los siguientes datos:

- Capacidad requerida de la tolva.
- Densidad del material a empacar

Nota: se ha seleccionado el producto con mayor densidad, para evitar fallas en la tolva debido a las diferentes densidades de estos.

A partir de estos datos y con la ecuación siguiente podemos obtener el volumen de la tolva

$$V_{tolva} = \frac{m}{\rho} \text{ (Ec. 5-2)}$$

Donde:

- V_{tolva} : volumen de la tolva
- m : capacidad de la tolva requerida en kg
- ρ : la densidad del producto

$$V_{tolva} = \frac{m}{\rho} = \frac{315 \text{ Kg}}{770 \text{ Kg/m}^3} = 0.40909\text{m}^3 \approx 0.41\text{m}^3$$

Forma geométrica de la tolva

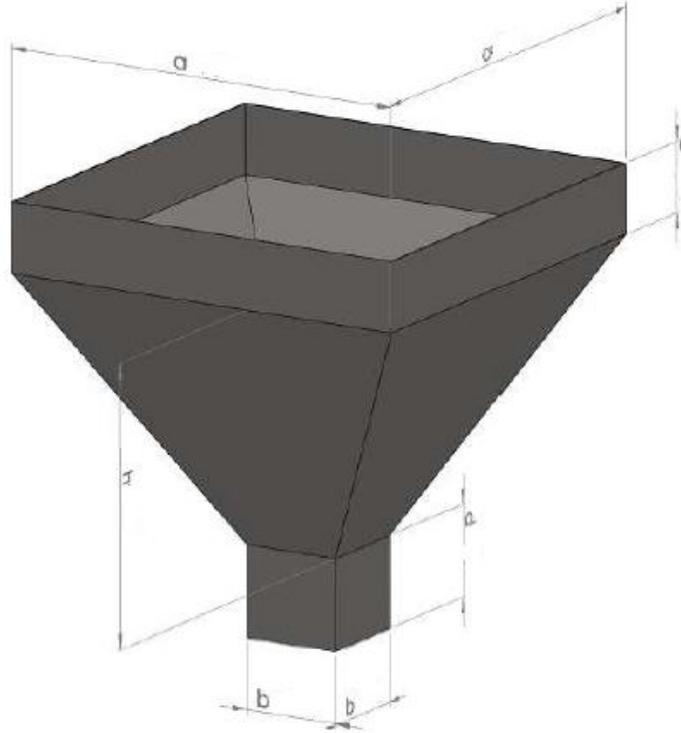


Fig. 45 Forma geométrica de la tolva.

Fuente: propia

La forma de la tolva diseñada tiene una geometría trapezoidal. Las placas o paredes de la misma tienen una forma y una inclinación tal que permite la canalización del flujo del producto.

$$V_{tolva} = \left[\frac{h}{3} (a^2 + b^2 + \sqrt{a^2 b^2}) \right] + a^2 c + b^2 d \quad (\text{Ec. 5-3})$$

Donde:

- a : lado del prisma superior
- b : lado del prisma inferior
- c : altura del prisma superior
- d : altura del prisma inferior
- h : altura de la pirámide truncada

Así con los datos anteriores procedemos a encontrar la altura del trapecio.

$$V_{tolva} = \left[\frac{0.69m}{3} \left((0.85m)^2 + (0.25m)^2 + \sqrt{(0.85m)^2(0.25m)^2} \right) \right] + (0.85m)^2(0.25m) + (0.25m)^2(0.16m) = 0.42m^3$$

El ángulo beta se obtiene de la siguiente forma:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{h}{b} \right) \text{ (Ec. 5-4)}$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{1.1m}{0.3m} \right) = 74.74^\circ$$

Dimensiones de la tolva	
Base mayor	0.85m
Base menor	0.25m
Altura	1.1m
Angulo beta	74.74°

Tabla. 20 Dimensiones de tolva.

Fuente: Propia.

5.1.1 Calculo de espesor de las placas de la tolva.

La carga debido al peso debido al peso del producto se distribuye hidrostáticamente en las cuatro placas que conforman la tolva tal como se puede observar en la figura:

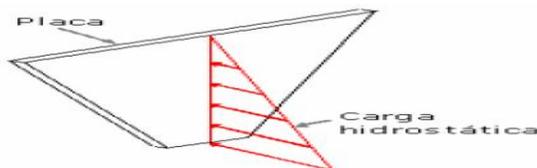


Fig.46 Distribución del peso en la pared de la tolva

Fuente: ZIGNOLI, Vittorio. (1979). Construcciones metálicas.

Para determinar el espesor de la placa se recurrió a la solución aproximada mediante la serie de Fourier planteada por Zignoli; donde las solicitudes para placas se aproximaron a una placa rectangular.

De los casos planteados , el que más se asemeja a la situación de la placa trapezoidal es el caso 3 para dos lados opuestos apoyados, dos empotrados y $b > a$ o $b > h_1$ (según las variables con las que se ha venido trabajando). En la figura se puede observar la placa trapezoidal con dos lados empotrados y dos apoyados, la placa cuadrada tomada como analogía y la carga distribuida hidrostáticamente sobre la placa inclinada.

Placa cuadrada tomada como analogía y la carga distribuida hidrostáticamente sobre la placa inclinada.

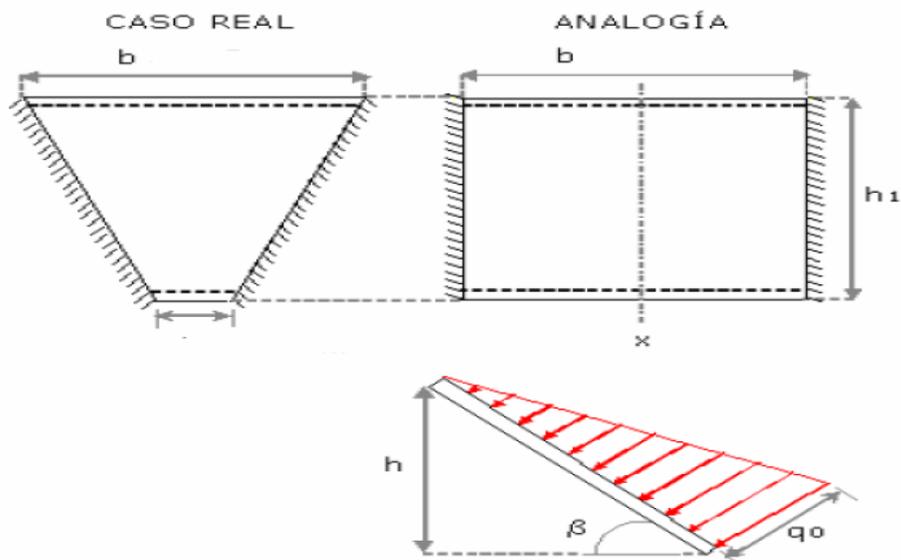


Fig. 47 Analogía de placas

Fuente: ZIGNOLI, Vittorio. (1979). Construcciones metálicas.

A continuación la ecuación del momento máximo a lo largo de los lados empotrados.

$$M_Y = \beta_4 q_0 h_1^2 \text{ (Ec. 5-5)}$$

Donde:

- M_Y : momento a lo largo de los lados empotrados en N*m
- β_4 : factor relacionado con la posición sobre el eje x donde el momento es máx., m. este se determina a partir de la relación de b y h1
- q_0 : carga por unidad de área ejercida en el extremo inferior de la placa, Pa.
- h_1 : altura de la placa

La carga q_0 se calcula con la siguiente ecuación:

$$q_0 = \rho_{RMS} * h * g \text{ (Ec. 5-6)}$$

Donde:

- ρ_{RMS} : densidad del producto a empacar.
- h : altura de la placa.
- g : constante gravitatoria.

$$q_0 = 770 \text{ Kg}/\text{m}^3 * 0.76875\text{m} * 9.81 \text{ m}/\text{s}^2 = 5806.90\text{Pa}$$

A partir de la carga se puede obtener el valor de la fuerza que se distribuye hidrostáticamente sobre cada una de las paredes de la tolva.

$$F = q_0 * A \text{ (Ec.5-7)}$$

Donde:

- A : área de la placa trapezoidal
- F : fuerza hidrostática

$$F = 5806.90\text{Pa} \left(\frac{0.8\text{m} + 0.4\text{m}}{2} * 0.76875\text{m} \right) = 2678.4326\text{N}$$

El factor β_4 se determina a partir de la relación de b y h_1 :

$$\beta_4 = \frac{b}{h_1} \text{ (Ec. 5-8)}$$

$$\beta_4 = \frac{b}{h_1} = \frac{0.8m}{0.7943m} = 1.007 \approx 1$$

Luego se obtiene β_4

$$\beta_4 = 0.070$$

Reemplazando valores en la ecuación del momento máximo se obtiene el valor del momento máximo a lo largo de los lados empotrados:

$$M_Y = \beta_4 q_0 h^2$$

Donde:

- M_Y : momento a lo largo de los lados empotrados en Nm.
- β_4 : factor relacionado con la posición sobre el eje x donde el momento es máximo en m.
- q_0 : carga por unidad de área ejercida en el extremo interior de la placa en N/m^2

$$M_Y = 0.070m * 5806.90Pa * (0.76875m)^2 = 240.22Nm$$

Por último para encontrar el espesor de la placa se necesita la resistencia a la flexión del material de la tolva, es por esto que primero seleccionaremos el material del cual estará constituido.

5.1.1.1 Material de las placas de la tolva.

Durante la producción, y para proteger el alimento, los componentes de la máquina no deben desprender ni absorber sustancias nocivas ni que alteren negativamente el sabor ni el olor de los alimentos, tanto por contacto directo como indirecto. Para garantizar la seguridad durante la limpieza, los materiales de los componentes de la máquina no deben reaccionar al producto de limpieza ni a los productos químicos antimicrobianos (desinfectantes).

Por lo tanto, deben ser resistentes a la corrosión, estables mecánicamente y diseñados de manera que la superficie del material no sufra alteraciones.

El acero inoxidable de aleación fina suele ser la opción más lógica para la construcción de máquinas y equipos en la industria alimentaria. Clasificación de los aceros inoxidables:

AUSTENÍTICOS

Los aceros inoxidables austeníticos al Cromo- Níquel tienen un contenido de:

- CARBONO: entre 0,02% a 0,25%
- CROMO: entre 17,0% a 26,0%
- NÍQUEL: entre 7,0% a 22,0%

Poseen características mecánicas muy buenas de gran ductilidad, no son magnéticas y presentan excelente soldabilidad. De gran aplicación en las industrias químicas, farmacéuticas, de alcohol, aeronáutica, naval, arquitectura, alimenticia, transporte, cubiertos, vajillas, piletas, revestimientos y un sin número de aplicaciones.

FERRÍTICOS

Los aceros inoxidables ferríticos tienen un contenido de:

- CARBONO: máximo 0,12%
- CROMO: desde 11,0%

Son magnéticos. A pesar de tener una cantidad menor de carbono que los martensíticos, se toman parcialmente austeníticos a altas temperaturas y precipitan martensita durante el enfriamiento. Son parcialmente endurecibles por tratamiento térmico. Entre sus tantas aplicaciones podemos mencionar, cubiertos, vajillas, cocinas, piletas, monedas, revestimientos, mostradores y mesadas.

MARTENSÍTICOS

Los aceros inoxidable martensíticos tienen un contenido de:

- CARBONO: entre 0,10% a 0,50%
- CROMO: desde 11,0%

Son magnéticos y la concentración de carbono permite la formación de austenita en altas temperaturas. Son endurecibles por tratamiento térmico. Estos aceros son producidos en estado recocido, y en condición de templado aumenta su resistencia a la corrosión. Sus características determinan aplicaciones en cuchillería, discos de freno, equipos quirúrgicos, odontológicos, turbinas, válvulas, etc.

Según lo antes expuesto se ha de seleccionar el acero austenítico AISI 304.

Denominación y características físicas. Calidades más usuales.

AISI (W.Nr)	TEMPERATURA AMBIENTE	A ELEVADAS TEMPERATURAS	LIMITES DE UTILIZACION	FABRICACION	PRINCIPALES APLICACIONES
304 (1.4301)	Grado básico de inoxidable. Buena resistencia a la corrosión atmosférica, ambientes húmedos neutros, corrosión alcalina, ambientes ácidos no clorados. Dúctil a todas las temperaturas	Buena resistencia a la oxidación de alta temperatura hasta 900°C (1652°F). Buena resistencia mecánica a la tensión y a la deformación permanente.	Susceptible a la corrosión intergranular por cloruros a temperaturas entre 600-800°C (1112-1471°F) especialmente en ambientes oxidantes, y a la rotura por corrosión bajo tensiones en ambientes húmedos y calientes.	Soldable (TIG o MMA) pero con posibilidad de ataque intergranular. Se puede doblar y expandir.	Tuberías y cambiadores de calor para industria química, petroquímica, criogénica y calderas. Industria alimentaria, construcción y decoración.

Tabla 21. Características físicas del acero AISI 304

Fuente: ZIGNOLI, Vittorio. (1979). Construcciones metálicas.

Propiedades Físicas	
Densidad (kg/m^3)	7,930
Punto de fusión (C^0)	1,400-1,455
Propiedades Mecánicas	
Alargamiento (%)	Menor a 60
Dureza Brinell	160-190
Módulo de Elasticidad (Gpa)	190-210
Resistencia a la tracción (Mpa)	460-1,100

Tabla 22. Propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable AISI 304

Fuente: ZIGNOLI, Vittorio. (1979). Construcciones metálicas.

Resistencia a la flexión σ_{fmat} :

$$\sigma_{fmat} = 0.6\sigma_{mat} \text{ (Ec. 5-9)}$$

Donde:

- σ_{mat} : resistencia a la tracción del material en MPa.

$$\sigma_{fmat} = 0.6 * 900MPa = 540MPa$$

Entonces el espesor de la placa está dada por la siguiente ecuación:

$$S = \sqrt{\frac{6M_Y}{\sigma_{fmat}}} \text{ (Ec. 5-10)}$$

$$S = \sqrt{\frac{6M_Y}{\sigma_{fmat}}} = \sqrt{\frac{6 * 240.22Nm}{540Mpa}} = 1.5mm$$

Por lo tanto el espesor requerido por la placa sera de 1.5mm el cual puede ser fácilmente encontrado en las empresas distribidoras de aceros en el país.

5.2 Diseño Sistema de dosificación.

Dimensionamiento de vasos y contravasos:

Para un cilindro el volumen está dado por la ecuación.

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h \text{ (Ec. 5-11)}$$

Lo primero será calcular las dimensiones de los vasos necesarias para suministrar el volumen de producto requerido para las distintas presentaciones de empaques adecuados para la máquina.

Para calcular las dimensiones de los vasos es necesario saber el volumen de producto necesario para cada producto, sin embargo los paquetes se venden en función de la masa que son capaces de albergar sin dañarse de alguna manera, pero se sabe que:

$$m = V\gamma \text{ (Ec. 5-12)}$$

Donde:

- m : masa del producto a empacar
- V : volumen del cilindro
- γ : densidad del producto a empacar

En el caso del presente diseño los paquetes apropiados son de 200-350g, si a esto agregamos la información de las distintas densidades de la siguiente tabla se puede obtener el volumen de producto en los paquetes.

Nombre	γ : Densidad en Kg/m^3
Maíz	720
Trigo	770
Arroz blanco	580
Sorgo	730
Cebada	610
Café en polvo	450

Tabla 23. Densidades de los cereales

Fuente: ZIGNOLI, Vittorio. (1979). Construcciones metálicas.

Para las bolsas de 200 g y Café en polvo

$$V = \frac{M}{\gamma}$$

$$V = \frac{0.200Kg}{450Kg/m^3} = 0.000444m^3 * 10^6 \frac{cm^3}{m^3} = 444cm^3$$

Ahora como se aclaró anteriormente el sistema de dosificación consistirá esencialmente en un cilindro neumático conectado a un brazo y a su vez conectado a un pistón que estará dentro de un cilindro, las dimensiones de dicho cilindro serán de 84 mm de diámetro y el largo será determinado en función de la carrera que sea necesaria para el pistón de modo que pueda realizarse dentro del cilindro sin problemas.

Una vez que ya se conoce el volumen necesario de producto el cual es aproximadamente el volumen que se necesita utilizar del cilindro y el diámetro del cilindro es posible pasar a determinar el largo de la carrera necesaria para abarcar dicho volumen.

Para un cilindro $V = \pi x r^2 x h$

$$h = \frac{V}{\pi x r^2} = \frac{444cm^3}{\pi x 17.64cm^2} = 8.0cm$$

Luego se repite el cálculo para el trigo y por ultimo para las bolsas de 400g de esta manera se podrá saber el rango de carreras que será necesario para dosificar los distintos cereales en sus presentaciones.

Para bolsas de 200g y Trigo

$$V = \frac{M}{\gamma} = \frac{0.200Kg}{770Kg/m^3} = 0.000260m^3 * 10^6 \frac{cm^3}{m^3} = 260cm^3$$

$$h = \frac{V}{\pi x r^2} = \frac{260cm^3}{\pi x 17.64cm^2} = 4.7cm$$

Altura para presentación de 200g					
Cereal	Densidad(Kg/m ³)	Masa(gramos)	Volumen(m ³)	Radio(Cm)	Altura(Cm)
Maíz	720	0,200	277,78	4,2	5,01
Trigo	770	0,200	259,74	4,2	4,69
Arroz blanco	580	0,200	344,83	4,2	6,23
Sorgo	730	0,200	273,97	4,2	4,95
Cebada	610	0,200	327,87	4,2	5,92
Café en polvo	450	0,200	444,44	4,2	8,02

Tabla 24. Dimensiones de los vasos telescópico para los distinto cereales

Fuente: propia.

Altura para presentación de 350g					
Cereal	Densidad(Kg/m ³)	Masa(gramos)	Volumen(m ³)	Radio(Cm)	Altura(Cm)
Maíz	720	0,350	486,11	4,2	8,78
Trigo	770	0,350	454,55	4,2	8,21

Arroz blanco	580	0,350	603,45	4,2	10,89
Sorgo	730	0,350	479,45	4,2	8,66
Cebada	610	0,350	573,77	4,2	10,36
Café en polvo	450	0,350	777,78	4,2	14,04

Tabla 25. Dimensiones de los vasos telescópico para los distinto cereales

Fuente: Propia

Con los cálculos ya realizados se determinó que las alturas de los vasos telescópicos completamente extendidos y completamente contraídos necesarias deberán ser de 4.7cm – 16.0cm.

En las tablas anteriores se especifican las alturas necesarias para los vasos telescópicos encargados de dosificar el producto por lo que siguiendo los datos de las alturas únicamente el usuario deberá seleccionar la altura para su necesidad en función de la presentación y tipo de cereal ah ser empaquetado y luego mover el tornillo encargado de fijar la altura del plato fijo Dimensiones vaso superior.

Dimensiones del vaso superior.

$$H = h + e \text{ (Ec. 5-13)}$$

Donde:

h: altura del vaso inferior.

e: espesor del plato giratorio.

$$H = h + e = 4.7 \text{ cm}$$

$$h = 3.7 \text{ cm}; e = \text{espesor del plato giratorio} = 1 \text{ cm}$$

Dimensiones vaso inferior.

$$V_2 = V_1 + V_a \text{ (Ec. 5-14)}$$

Donde:

V_2 : Volumen total de los vasos

V_a : Volumen del vaso inferior.

V_1 : Volumen del vaso superior.

$$V_a = 889\text{cm}^3 - 260\text{cm}^3 = 629\text{cm}^3$$

Las dimensiones de los vasos pueden apreciarse de mejor manera en el dibujo “vasos telescópicos” ubicado en el Anexo.

5.2.1 Diseño del tornillo de potencia para regular altura.

La carga que debe mover el tornillo de potencia está dada por el peso de los elementos sujetos en el plato giratorio superior. A continuación se presenta una tabla con las masas aproximadas de cada elemento.

Elemento	Material	Masa
Plato giratorio superior	Acero	18
Vasos volumétricos	Acero	5,6
Acople	Acero	1,1
Bujes	Bronce	0,3
Caja barredora	Acero	1,5
Pared lateral	Acero	0,5
	Total	27
	Peso	265 N

Tabla 26. Masas de los elementos.

Fuente: Propia.

Características de la rosca:

Material del tornillo AISI 304, Sut:85 Kpsi, Sy:35Kpsi .Material de la tuerca: Bronce fosfórico UNS C93200, Sut=35 Kpsi, Sy=18Kpsi. Coeficiente de rozamiento entre la tuerca y el tornillo, $\mu=0.18$,Tipo de rosca :Cuadrada de filete sencillo $n=1$, 6hilos por pulgada.

Dimensiones de la rosca	
Diámetro mayor, d	1 pulg.
Hilos por pulgada	6
Paso, $p=1/N$	0,1667
Diámetro de raíz, $d_r=d-p$	0,833
Diámetro de paso, $d_p=d-p/2$	0,916
Avance, $L=np$	0,1667
Angulo de avance, $\lambda=\text{Sen}(L/\pi d_p)$	3,32°

Tabla 27. Dimensiones de la rosca

Fuente: propia

Par de torsión necesario para mover la carga.

Como se trata de una rosca cuadrada el par necesario para subir la carga está dado por:

$$T_s = \frac{F d_p}{2} * \left(\frac{L + \pi \mu d_p}{\pi d_p - \mu L} \right) \text{ (Ec. 5-15)}$$

Donde

F: Carga a mover, F=265 N=60 lb.

$$T_s = \frac{60 * 0.916}{2} * \left(\frac{0.1667 + \pi * 0.18 * 0.9166}{\pi * 0.916 - 0.18 * 0.1667} \right) = 6.61 \text{ Lb. pulg}$$

El par de torsión necesario para descender la carga se obtiene aplicando la ecuación:

$$Tb = \frac{Fdp}{2} * \left(\frac{\pi u d p - L}{\pi d p + u L} \right) \text{ (Ec. 5-16)}$$

$$Tb = \frac{60 * 0.9166}{2} * \left(\frac{\pi * 0.18 * 0.9166 - 0.1667}{\pi * 0.9166 + 0.18 * 0.1667} \right) = 3.32 \text{ Lb. pulg}$$

Diseño estático de la tuerca y tornillo de potencia.

Tuerca:

Se procede a calcular el área de esfuerzo de tensión A_s .

$$A_s = \pi * d * \frac{h}{2} \text{ (Ec. 5-17)}$$

$$A_s = \pi * d * \frac{h}{2} = \pi * 1 * \left(\frac{2}{6} \right) = 1.05 \text{ pulg}^2$$

Y ahora se calcula el esfuerzo cortante.

$$T = \frac{F}{A_s} \text{ (Ec. 5-18)}$$

$$T = \frac{F}{A_s} = \frac{60}{1.05} = 57.3 \text{ Psi}$$

$$N = \frac{0.577 S_y}{\tau} \text{ (Ec. 5-19)}$$

$$N = \frac{0.577 S_y}{\tau} = \frac{0.577(18000)}{57.3} = 181$$

Tornillo:

$$A_s = \pi * Dr * \frac{h}{2} = \pi * 0.833 * \left(\frac{2}{6} \right) = 0.87 \text{ Pulg}^2$$

$$T = \frac{F}{A_s} = \frac{60}{0.87} = 69 \text{ Psi}$$

$$N = \frac{0.577 S_y}{\tau} = \frac{0.577(35000)}{69} = 293$$

5.2.2 Dimensionamiento del engrane y piñón.

Para el siguiente cálculo se tomó una relación de transmisión de 1:3.

Datos iniciales para las dimensiones del engranaje. Los engranajes tendrán una relación de transmisión de 1:3, diámetro de paso 32mm mismas dimensiones, es decir piñón y engrane o corona.

- Modulo (m): 3mm
- Angulo de presión (ϕ): 20°
- Diámetro de paso del piñón (D_p): 32mm
- Relación de transmisión(mg): 1/3

Numero de dientes Piñón (N_p):

$$N_p = \frac{D_p}{m} \text{ (Ec. 5-20)}$$

$$N_p = \frac{D_p}{m} = \frac{32}{2} = 16 \text{ dientes}$$

Paso diametral (P):

$$Pd = \frac{N}{d} \text{ (Ec. 5-21)}$$

$$Pd = \frac{N}{d} = \frac{16 \text{ dientes}}{1.26 \text{ in}} = 12.69 \text{ dientes/in}$$

Numero de dientes Engrane (N_e):

$$N_e = 3 * N_p = 3 * 16 = 48 \text{ dientes}$$

$$N_e = 3 * N_p \text{ (Ec. 5-22)}$$

Paso diametral (P):

$$Pd = \frac{N}{d} \text{ (Ec. 5-23)}$$

$$Pd = \frac{N}{d} = \frac{48 \text{dientes}}{3.78 \text{ in}} = 12.69$$

Angulo de paso de piñón (Γ):

$$\Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right) \text{ (Ec. 5-24)}$$

$$\Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{48}{16} \right) = 71.56^\circ$$

Angulo de paso de engrane (Υ):

$$\Upsilon = \tan^{-1} \left(\frac{N_P}{N_G} \right) \text{ (Ec. 5-25)}$$

$$\Upsilon = \tan^{-1} \left(\frac{N_P}{N_G} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{16}{48} \right) = 18.43^\circ$$

Distancia del cono (A_0):

$$A_0 = \frac{0.5d}{\sin \Gamma} \text{ (Ec. 5-26)}$$

$$A_0 = \frac{0.5d}{\sin \Gamma} = \frac{0.5(32 \text{mm})}{\sin 18.43^\circ} = 50.6 \text{mm}$$

Ancho máximo de la cara (F):

$$F = \frac{A_0}{3} \text{ (Ec. 5-27)}$$

$$F = \frac{A_0}{3} = 16.86 \text{mm}$$

Diámetro medio Piñón (d_{mp}):

$$d_{mp} = d - F \sin \Upsilon \text{ (Ec.5-28)}$$

$$d_{mp} = d - F \sin \Upsilon = 32 \text{mm} - (16.86 \text{mm})(\sin 18.43^\circ) = 26.67 \text{mm}$$

Diámetro medio Engrane (d_{mg}):

$$d_{mg} = d - F \sin \tau \text{ (Ec. 5-29)}$$

$$d_{mg} = d - F \sin \tau = 96mm - (16.86mm)(\sin 71.56^\circ) = 80mm$$

Para determinar las cargas en el eje y en los cojinetes para aplicaciones de engranes cónicos, la práctica habitual consiste en utilizar la carga tangencial o transmitida que ocurriría si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente. Aunque la resultante real se presenta en algún lugar entre el punto medio y el extremo mayor del diente, sólo hay un pequeño error cuando se hace este supuesto. En el caso de la carga transmitida (W^t), esto da:

$$W^t = \frac{2T}{Dg} \text{ (Ec. 5-30)}$$

Donde:

- T : par de torsión necesario para subir la carga
- r_{prom} : radio de paso en el punto medio del diente

$$W^t = \frac{6.61Lbs_f - in}{3.78in} = 3.5 Lbs_f$$

Selección del material de acuerdo al esfuerzo de contacto (s_c)

$$s_c = \sigma_c = C_p \left(\frac{W^t}{F d_p l} (K_o)(K_v)(K_m)(C_s)(C_{xc}) \right)^{1/2} \text{ (Ec. 5-31)}$$

Donde:

- C_p : coeficiente elástico de resistencia. Para acero 2290
- K_o : factor de sobrecarga. Para un movimiento principal uniforme y un impacto ligero $K_o = 1.25$

- K_v : factor dinámico. para una velocidad de paso de $Q_v = 6$, para acero AISI 1020, 111HB; $E = 30 \times 10^6$

$$S_{at} = 77.3HB + 12800 = 21380$$

$$k_z = 85 - 10 \left[\frac{8}{2^{0.5Q}} - S_{at} \left[\frac{125}{E_p + E_G} \right] \right] = 75.45$$

$$V_t = \frac{\pi d_p n}{12} \text{ (Ec. 5-32)}$$

$$V_t = \frac{\pi d_p n}{12} = 32.7 \text{ ft}/\text{min}$$

$$k_v = \left[\frac{k_z}{k_z + \sqrt{V_t}} \right]^u \text{ (Ec. 5-33)}$$

$$k_v = \left[\frac{k_z}{k_z + \sqrt{V_t}} \right]^u = 0.933$$

- K_m : factor de distribución de carga. Para ambos miembros montados y separados $K_{mb} = 1$, es decir $K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1 + 0.0036(0.46)^2 = 1.0007$
- C_s : factor de tamaño por resistencia a picadura. Para $F < 0.5 \text{ in}$, $C_s = 0.5$
- C_{xc} : factor de coronamiento por picadura. $C_{xc} = 1.5$
- I : factor de geometría de resistencia a la picadura. $I = 0.063$

$$s_c = 2290 \left(\frac{3.5 \text{ Lbs}_f}{(0.66 \text{ in})(1.26 \text{ in})(0.063)} (1.25)(0.933)(1.0007)(0.5)(1.5) \right)^{1/2}$$

$$= 17511.38 \text{ psi}$$

Ecuación del número (resistencia) del esfuerzo de contacto permisible

$$s_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} \text{ (Ec. 5-34)}$$

$$s_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{200000 * 1.227 * 1}{1.41 * 1 * 1.12} = 155395.137 \text{ Psi}$$

Donde:

- S_{ac} : número de esfuerzo de contacto permisible para acero 2290=200000 lb/pulg²
- C_L : factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura =1.227

$$N_L: (60)(L)(n)(q) \text{ (Ec. 5-35)}$$

Donde L es vida de diseño en hora, n velocidad de giro del engrane en rpm, q numero de aplicaciones de carga por revolución, N_L numero de ciclos de carga esperado. Para maquinas industriales en general $L = 20,000h$, el número de aplicaciones de carga por revolución normal para determinado diente de engrane, es naturalmente uno.

$$N_L = (60)(20,000h)(28rpm)(1) = 33.6 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Para $10^4 \leq N_L < 10^{10}$, $C_L = .34822 N_L^{-0.0602} = 1.22$

- C_H : factor de relación de dureza. Debido a que piñón y engrane son iguales $C_H = 1$
- C_R : factor de confiabilidad = 1.12
- K_T : factor de temperatura. Para $32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F}$, $K_T = 1$
- $S_H: \sqrt{2}$

Selección del material de engrane de acuerdo al esfuerzo flexionante

Esfuerzo de flexión (s_t):

$$s_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} \text{ (Ec. 5-36)}$$

Donde:

- K_o : factor de sobrecarga. Para un movimiento principal uniforme y un impacto ligero $K_o = 1.25$

- K_v : factor dinámico. para una velocidad de paso de $13.85 \text{ ft}/\text{min}$ y $Q_v = 6$

$$K_v = 1$$

- K_s : factor de tamaño por flexión. Para $0.5 \leq d \leq 16 \text{ in}^{-1}$ $K_s = 0.4867 + 0.2132/d = 0.4867 + 0.2132/1.96 = 0.59$
- K_m : factor de distribución de carga. Para ambos miembros montados y separados $K_{mb} = 1$, es decir $K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1 + 0.0036(11.78)^2 = 1.46$
- K_x : factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión. Para engranajes cónicos rectos $K_x = 1$
- J : factor de geometría de resistencia a la flexión. $J = 0.233$

$$s_t = \frac{3.5Lbs_f}{0.46} (1.96)(1.25)(1) \frac{(0.59)(1.46)}{(1)(0.233)} = 68.91 \text{ psi}$$

Ecuación del esfuerzo de flexión permisible (s_{wt}):

$$s_{wt} = \frac{s_{at}K_L}{S_F K_T K_R} \text{ (Ec. 5-37)}$$

$$s_{wt} = \frac{30000 * 0.96}{8 * 1 * 1.25} = 2880 \text{ Psi}$$

Donde:

- s_{at} : Esfuerzo por flexion permisible=30000 psi
- K_L : factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión.

$$N_L: (60)(L)(n)(q)$$

Donde L es vida de diseño en hora, n velocidad de giro del engrane en rpm, q numero de aplicaciones de carga por revolución, N_L numero de ciclos de carga esperado. Para maquinas industriales en general $L = 20,000h$, el número de aplicaciones de carga por revolución normal para determinado diente de engrane, es naturalmente uno.

$$N_L = (60)(20,000h)(28rpm)(1) = 33.6 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Para $N_L = 33.6 \times 10^6$ ciclos, $K_L = 1.6831N_L^{-0.0323} = 0.96$

- S_F : factor de seguridad.=8
- K_T : factor de temperatura. Para $32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F}$, $K_T = 1$
- K_R :Factor de confiabilidad del acero =1.25

Tanto en esfuerzos por flexión como por contacto los esfuerzos resultantes no son mayores que los esfuerzos permisibles de los materiales seleccionados por lo que se determina que los materiales para el piñón y el engranaje será un Acero carburizado y endurecido parcial 2290.

5.2.3 Selección del motor reductor.

Para determinar la potencia requerida por el motor, es necesario determinar el torque para mover los elementos del sistema.se emplea la ecuación:

$$T_{motor} = I * \alpha_{motor} \text{ (Ec. 5-38)}$$

Donde:

- I : Inercia referida al eje del motor de los elementos a mover.
- α_{motor} : Aceleración angular del eje del motor.

Se fijó el tiempo de aceleración del motor de 0.5 seg, y una velocidad nominal de 1700 rpm (178 rad/s), para determinar la aceleración angular aproximada del motor:

$$\alpha_{motor} = \frac{\omega}{t} \text{ (Ec. 5-39)}$$

$$\alpha_{motor} = \frac{\omega}{t} = \frac{178}{0.5} = 356 \text{ rad/s}^2$$

5.2.4 Diseño de la transmisión por cadena.

- Dimensionamiento de las Catarina

Tipo de cadena: cadena estándar de rodillos americanos, torón sencillo de número 40, paso 0.5 in.

Número de dientes de la Catarina pequeña 20, relación de transmisión 1:2, número de dientes de Catarina grande 40.

Diámetro de paso (d_{p1}):

$$d_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \text{ (Ec. 5-40)}$$

Donde:

- p : paso de la Catarina
- N : número de dientes de la Catarina

$$d_{p1} = \frac{0.5in}{\sin(180^\circ/20)} = 3.2in = 81.28mm$$

$$d_{p2} = \frac{0.5in}{\sin(180^\circ/40)} = 6.4in = 162.56mm$$

Para 30 pasos se obtiene una distancia entre centros de 15 in = 381 mm

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} p + \frac{p^2(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \text{ (Ec. 5-41)}$$

Donde:

- C : distancia entre centros de las catarinas
- N : número de dientes
- p : paso

$$L = 2(15in) + \frac{40 + 20}{2} (0.5in) + \frac{(0.5in)^2(40 - 20)^2}{4\pi^2(15in)} = 45.5in$$

Elementos	Inercia I1 [gmm ²]	Inercia referida al reductor[gmm]	Inercia referida al motor[gmm]
Plato inferior con contravasos cargado.	1422695319	1280425787	1389261,979
Plato superior con vasos	1350714600	1215643140	1318972,979
Eje hueco	2368290,9	2131461,81	1318972,807
Catarina 1	150242	135217,8	2312,636064
Catarina 2		150242	146,711313
Eje del reductor		77300	163,01257
Corona		50000	83,8705
Tornillo sin fin			54,25
			15000
Total[Kgm ²]			0,002725995

Tabla 28. Inercias aproximadas de los elementos

Fuente: Propia

Las inercias aproximadas de los elementos, referidas a la velocidad del eje del motor, se establecieron mediante el cálculo de propiedades de sólidos obtenidas en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley. 8va edición.

$$T_{motor} = (0.00273)(356) = 0.97Nm$$

Considerando un factor de servicio de 2, por los continuos arranques del motor y un rendimiento de 75% en el caso más desfavorables. La potencia requerida se calcula con la ecuación

$$P = \frac{T \omega}{9550} \times \frac{1}{h} \text{ (Ec. 5-42)}$$

Donde:

P: potencia considerando el rendimiento del motor [Kw]

h: rendimiento.

$$P = \frac{0.97 \times 1700}{9550} \times \frac{2}{0.75} = 0.45 \text{KW}$$

Se pretende que el plato gire continuamente, de manera que el posicionamiento de los vasos en el punto de descarga está determinado por la duración total del ciclo.

Inicialmente se considera que no existe aceleración, para determinar aproximadamente las rpm. La velocidad angular es:

$$\omega = \frac{\theta}{t} \text{ (Ec. 5-43)}$$

Donde:

- $\theta = 90^\circ = 1.57 \text{ rad}$

$$\omega = \frac{1.5708 \text{ rad}}{4 \text{ seg}} = 0.4377 \text{ rad/s} = 4.17 \text{ rpm}$$

Se requiere una velocidad angular promedio de 5 rpm. Para obtener esta velocidad se utilizara un motor reductor arrancado con variador de frecuencia y adicionalmente una segunda reducción de velocidad dada por una transmisión por cadena. Si la relación de transmisión de la cadena es 1:2, entonces la velocidad de servicio del motor reductor es de 10 rpm.

5.3 Diseño del tubo formador o de alimentación y el cuello formador.

El tubo formador de alimentación complementa el proceso de formación de la bolsa, permitiendo canalizar el producto. En la parte superior del tubo de alimentación, se inserta el cuello formador de bolsa. El material del tubo de alimentación es acero inoxidable Austenítico AISI 304. La película plástica se envuelve alrededor de éste tubo, permitiendo que la bolsa tome así su forma final.

A partir de las dimensiones de la bolsa se determina el diámetro del tubo formador y el ancho necesario del plástico. De ahí su importancia en el proceso de formado de la misma.

Dimensiones de la bolsa de 350g en mm	
Ancho	150
Largo	180

Tabla 29. Dimensiones de la bolsa

Fuente: Propia

Perímetro de la bolsa:

$$P_{bolsa} = 150mm + 150mm = 300mm$$

A partir del dato calculado anteriormente, se procede a calcular el diámetro del tubo con la siguiente ecuación:

$$D_t = \frac{P_{bolsa}}{\pi} \text{ (Ec. 5-44)}$$

$$D_t = \frac{P_{bolsa}}{\pi} = \frac{300mm}{\pi} = 95.49mm \approx 95.5mm$$

Ancho de la bobina de polipropileno:

$$B = P_{bolsa} + \text{traslape} \text{ (Ec. 5-45)}$$

$$B = 150mm + 150mm + \text{traslape} = 150mm + 150mm + 20mm = 320mm$$

Nota: El traslape es de 20mm para el sellado longitudinal

La altura del tubo de alimentación va a ser igual a la suma de la distancia de centro de la polea más el diámetro de la polea y un 30% el largo de la bolsa lo que da como resultado una altura de 262mm.

El cuello formador es el encargado de darle la forma cilíndrica a la lámina de plástico que viene de la bobina, está diseñado de tal forma que el material de empaque ingrese por la zona posterior y se enrolle alrededor del conducto de alimentación formado un tubo continuo de material de empaque con un traslape que permite el sellado longitudinal.

Para el diseño de este elemento, la información es muy limitada, ya que se considera que su fabricación se considera una artesanía, esta requiere de experiencia por parte del fabricante y pruebas de ensayo y error para llegar a la forma que mejor se adapte a la maquina en que será instalado. Se documentó información publicada por la universidad de Bath UK en la que se hace un estudio de la modelación geométrica y la interacción con la máquina, la cual hace posible un diseño más detallado del cuello formador.

Las variables de dimensión más importantes del cuello formador están en la siguiente figura:

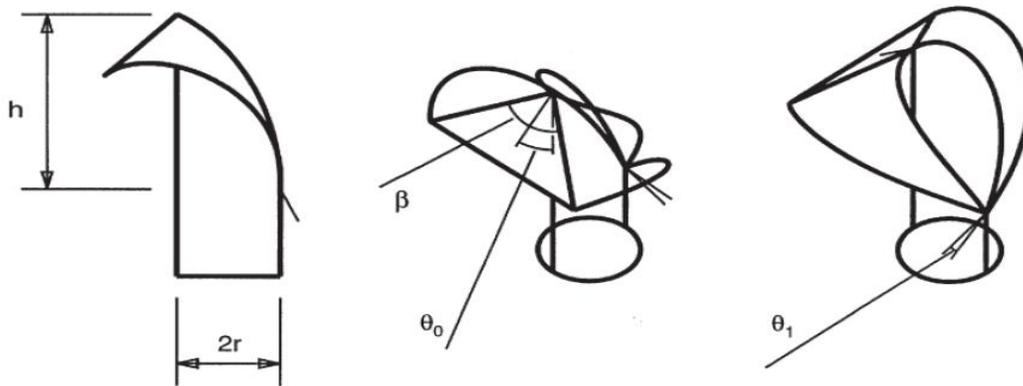


Fig. 48 Dimensiones del cuello formador

Fuente: (McPherson, Mullineux, Berry, Hicks, & Medland, 2004)

Variable del diseño del cuello formador

Los valores de los ángulos son seleccionados a partir del análisis de las siguientes gráficas de relación del valor h/r , el ángulo θ_0 para variaciones de β y θ_1 .

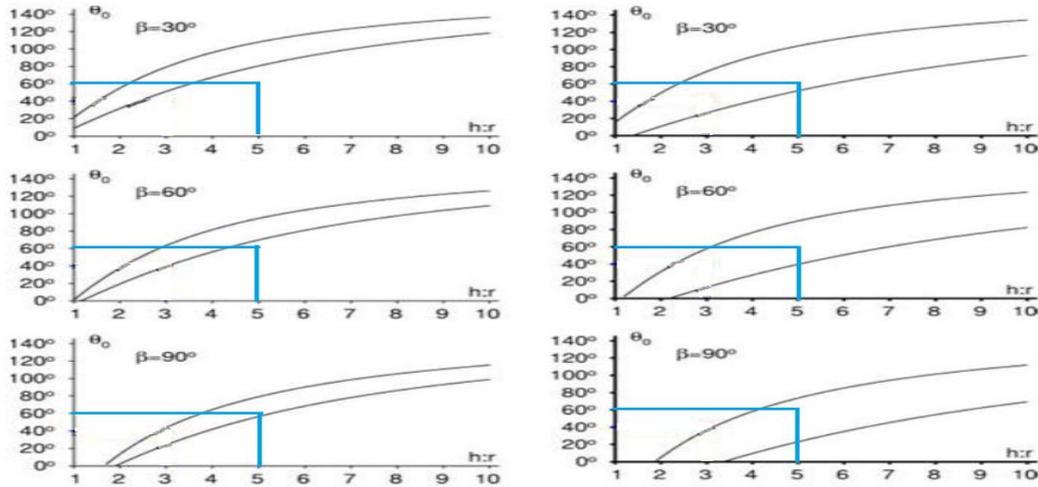


Fig. 49 Relación h/r vs θ_0

Fuente: (McPherson, Mullineux, Berry, Hicks, & Medland, 2004)

La intersección entre las rectas permite visualizar que la relación $h/r = 262/47.75 \approx 5$ y ángulo posterior pueden ser utilizados en conjunto si se toman unos valores predefinidos.

Lo ideal es encontrar un ángulo y una relación en la que tenga mayor rango de trabajo para que se pueda reducir la precisión y así sea más fácil de manufacturar. Es necesario tener un ángulo de entrada del suministro menor a 90° para que así se incremente la adherencia al cuello y evitar que quede malformado. Un ángulo muy pequeño puede causar deformación permanente en la película.

5.4 Diseño del mecanismo de halado de la película plástica.

El mecanismo de halado se realizara mediante la tracción del material realizadas por correas de deslizamiento, el funcionamiento de este es similar al de arrastre por rodillos. El giro de los rodillos se da por la acción de un sistema motriz que podría incorporar engranajes, piñones, bandas de transmisión y motor el cual debe ser accionado por un variador de velocidad para controlar la aceleración del plástico, o a su vez deberá de contar con freno-embague de accionamiento electromagnético, que le permita arrastra el plástico y pararlo suavemente sin dañar el plástico.

Este tipo de sistema impone las mejores propiedades de deslizamiento de la cara interna del material ya que se dispone de mayor área de contacto entre la correa y el material de empaque, así como un avance del plástico más exacto y tiene una vida útil más larga.

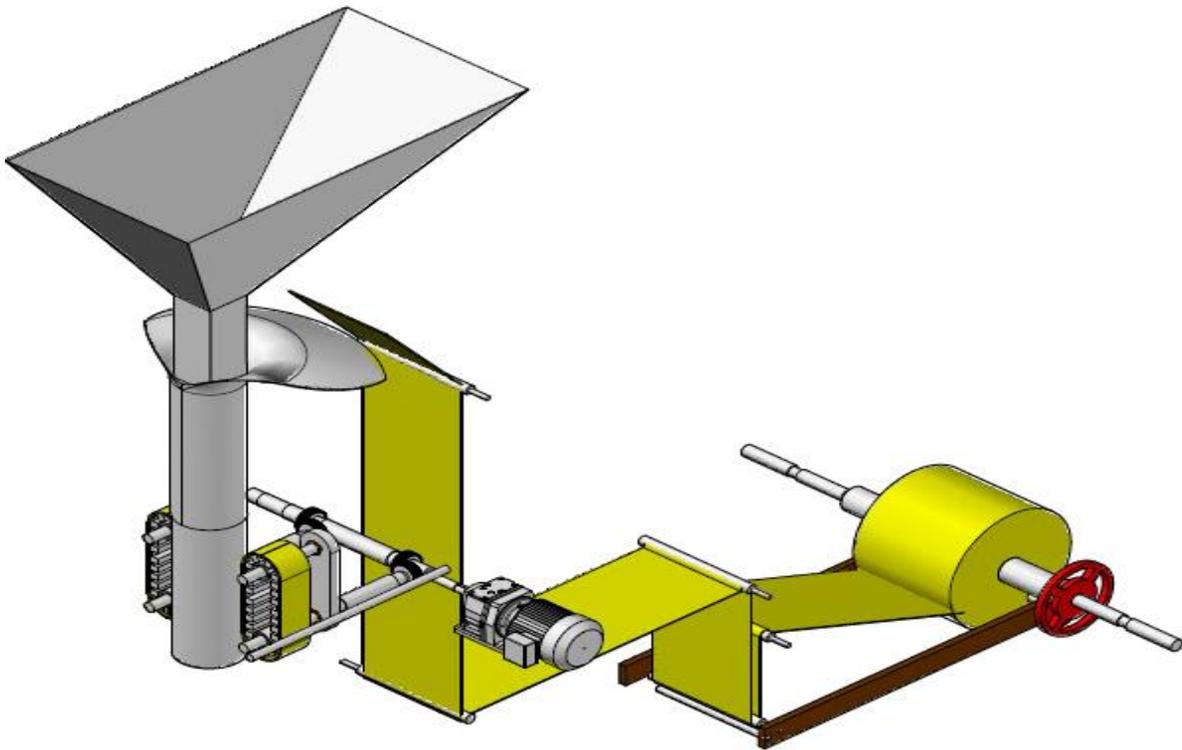


Fig. 51 Esquema del sistema de arrastre

Fuente: Propia.

5.4.1 Diseño del sistema de guiado de la lámina del plástico.

El sistema de guiado debe direccionar el material de empaque desde el rollo montado sobre el porta bobina hasta el cuello formador. Para este diseño se adoptó la siguiente disposición:

El plástico podrá pasar por el formador gracias a la tracción ejercida por el sistema de banda de arrastre. Las bandas de arrastre de ninguna manera deben deslizarse respecto a las poleas al momento de la tracción del material, el coeficiente de

rozamiento entre el material de empaque y la banda debe ser elevado, por lo que debe de tener un recubrimiento de un material abrasivo.

Teniendo en cuenta el diametro del tubo formador o de alimentación, se decidio utilizar una banda 480-8M-30, esta tiene un ancho de 30mm y un paso de 8mm. Una vez seleccionada la banda se selecciono la polea de 52 mm y con un número de dientes de 21.

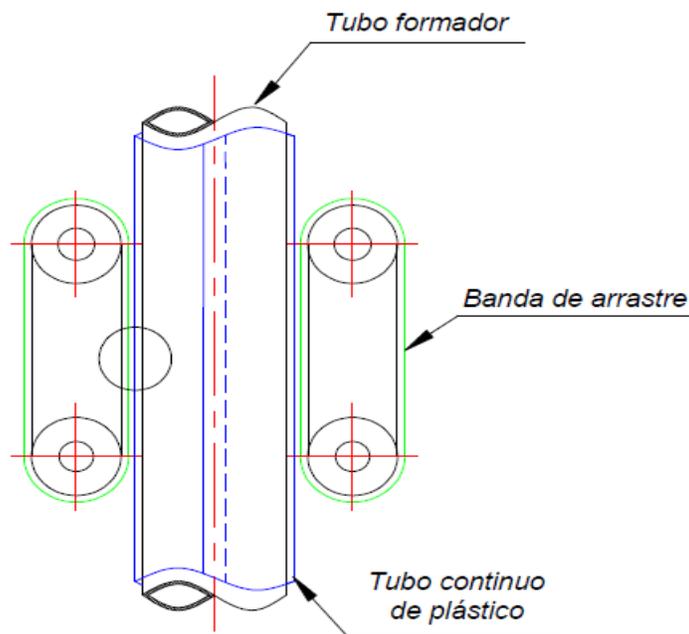


Fig. 52 Sistema de guiado.

Fuente: Propia.

Una vez seleccionado la banda y la polea se procede a calcular el diámetro de paso de la polea y calcular así la distancia entre centro de las poleas.

$$d_0 = \frac{ZP}{\pi} \text{ (Ec. 5-46)}$$

Donde:

- d_0 : diámetro de paso de la polea
- Z : número de diente de la polea
- P : paso de la banda

$$d_0 = \frac{(21)(8mm)}{\pi} = 53.47mm$$

Debido a que la relación- de transmisión es 1:1 se utiliza la siguiente ecuación:

$$C = \frac{L - \pi d_0}{2} \text{ (Ec. 5-47)}$$

Donde:

- C : distancia entre centro de la poleas
- L : longitud de la banda

$$C = \frac{480mm - \pi(53.47mm)}{2} = 156mm$$

5.4.1.1 Selección del motor-reductor para el mecanismo de arrastre.

Para determinar la velocidad angular de las poleas dentadas necesaria para satisfacer los requerimientos de producción, se desarrolló un análisis cinemático del sistema de arrastre, considerándose inicialmente que la velocidad es constante.

$$V = \frac{L}{t} \text{ (Ec. 5-48)}$$

Donde:

- V : velocidad del plástico en m/s
- L : altura de la bolsa en m
- t : tiempo de arrastre en seg.

$$V = \frac{0.18m}{1.8s} = 0.1 m/s$$

La velocidad angular de las poleas dentadas se determina por la ecuación:

$$\omega_{poleas} = \frac{V}{r} \text{ (Ec. 5-49)}$$

Donde:

- ω_{poleas} : velocidad angular de poleas dentadas en rad/s
- r : radio de las poleas dentadas considerando la banda en m

$$\omega = \frac{0.1 \text{ m/s}}{0.034 \text{ m}} = 2.941 \text{ rad/s} \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right) \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right) = 28.08 \text{ rpm}$$

La velocidad angular de las poleas debe de ser al menos de 28rpm, es por esto que se utilizara un motor reductor para poder obtener esta velocidad. En el mercado existen reductores con relación de transmisión estándar, encontrándose una velocidad de salida de 28rpm y una relación de transmisión de 60.

Es necesario adicionar un variador de frecuencia para poder controlar la aceleración del motor, es decir ya considerando una aceleración constante. El tiempo estándar en el cual un motor eléctrico alcanza su velocidad pico para luego mantenerse constante es de 0.1 segundo, este mismo tiempo es para finalizar la función de arrastre.

Con la finalidad que al considerar la aceleración la velocidad seleccionada de la maquina permita un adecuado rendimiento de esta, se plantea la siguiente grafica velocidad vrs tiempo:

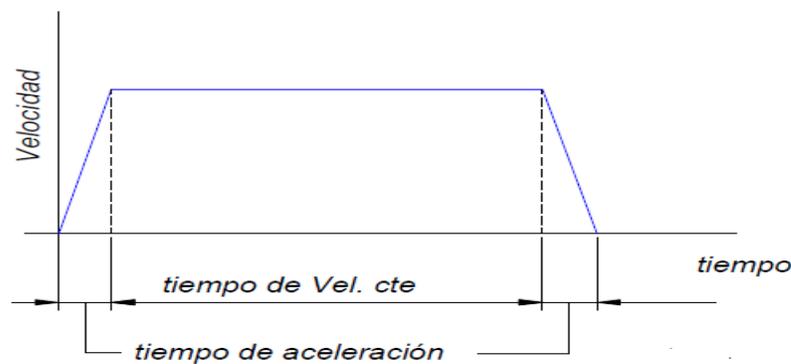


Fig. 52 Tiempo de arrastre considerando la aceleración del motor.

Fuente: Propia.

Aceleración angular del motor (α):

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \text{ (Ec. 5-50)}$$

Donde:

- ω : velocidad angular del motor en rad/s
- t : tiempo de aceleración en seg.

$$\alpha = \frac{175.92 \text{ rad/s}}{0.1s} = 1759.2 \text{ rad/s}^2$$

Relación de transmisión (i):

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{reductor}} \text{ (Ec. 5-51)}$$

Donde:

- n_{motor} : velocidad angular del motor
- $n_{reductor}$: velocidad angular del reductor

$$i = \frac{1680rpm}{28rpm} = 60$$

Aceleración angular del motor reductor ($\alpha_{reductor}$):

$$\alpha_{reductor} = \frac{\alpha_{motor}}{i} \text{ (Ec. 5-52)}$$

$$\alpha_{reductor} = \frac{\alpha_{motor}}{i} = \frac{1759.2 \text{ rad/s}^2}{60} = 29.32 \text{ rad/s}^2$$

La aceleración angular de la polea es igual a la aceleración angular del reductor,

$$\alpha_{polea} = \alpha_{reductor}$$

Distancia desplazada durante la aceleración al comienzo y finalización de la puesta en marcha del motor.

$$y = \frac{1}{2} r \alpha_{polea} t^2 \text{ (Ec. 5-53)}$$

$$y = \frac{1}{2} r \alpha_{polea} t^2 = \frac{1}{2} (0.034m) (29.32 \text{ rad/s}^2) (0.1s)^2 = 4.8mm$$

Entonces la distancia desplazada en los dos tiempo es de 9.6mm

Distancia desplazada durante la velocidad constante:

$$y = r \omega_{poleas} t \text{ (Ec. 5-54)}$$

$$y = r \omega_{poleas} t = (0.034m) (2.941 \text{ rad/s}) (1.8s) = 179.9mm$$

La distancia desplazada durante el tiempo de funcionamiento del motor es de 184.7mm, es decir que un motor-reductor seleccionado cumple satisfactoriamente con los requerimientos.

5.4.2 Calculo de potencia para jalar el plástico.

La potencia requerida para jalar el plástico es la suma de las potencias necesarias para vencer la inercia de las masas en movimiento del mecanismo de arrastre y de la potencia de jalar el plástico. A partir de la fuerza necesaria para, jalar el plástico, la misma que implica vencer la acción del freno, la inercia del rollo del plástico y el rozamiento se determina la potencia.

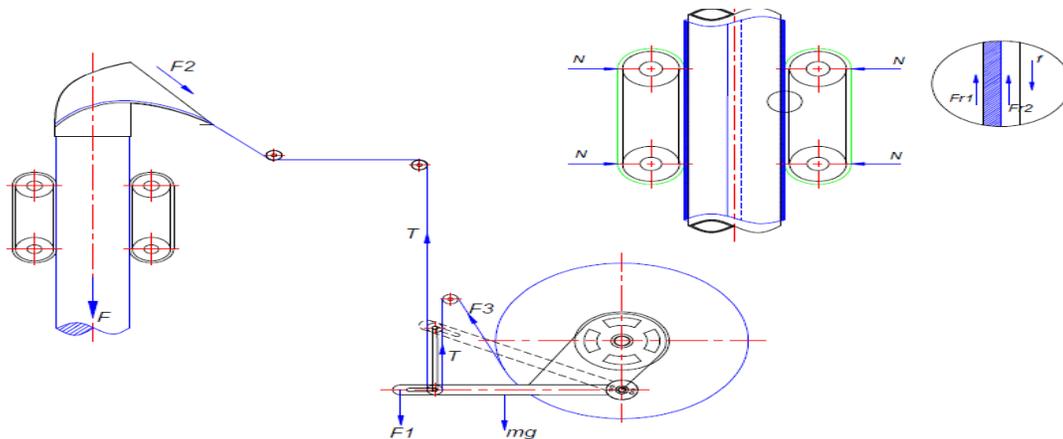


Fig. 53 Fuerzas que actúan en el arrastre del material de empaque.

Fuente: Propia.

La fuerza de rozamiento entre la banda y la cara del plástico externa (F_{r_1}) es la encargada del arrastre del plástico, esta fuerza siempre debe ser mayor que la fuerza de rozamiento entre el tubo formador y la cara del plástico interno (F_{r_2}), para que se produzca un deslizamiento del material, es decir:

$$F_{r_1} > F_{r_2} \quad \sum F_y = 0$$

$$2F_{r_1} + 2F_{r_2} - F = 0 \quad \therefore F = 2N\mu_1 + 2N\mu_2 \text{ (Ec. 5-55)}$$

$$F = 2N(\mu_1 + \mu_2)$$

Donde:

- μ_1 : coeficiente de fricción entre la banda y el plástico 0.45
- μ_2 : Coeficiente de fricción entre el plástico y el acero 0.3
- N : fuerza normal generada por la presión de la banda de arrastre sobre el plástico y a su vez sobre el tubo formador.

Fuerza para hacer girar la bobina F_3 :

$$T = F_3 R_{bobina} = I \alpha_{bobina} \text{ (Ec.5-56)}$$

Donde:

- R_{bobina} : radio de la bobina en m
- I : inercia del portabobina incluyendo el rollo en $Kg m^2$
- α_{bobina} : Aceleración angular de la bobina en rad/s^2
- T : torque necesario para hacer girar la bobina de plástico en Nm

Con la aceleración angular de obtenida anteriormente de la polea, se determina la aceleración tangencial del plástico:

$$a_t = \alpha_{polea} r \text{ (Ec. 5-57)}$$

Donde:

- r : radio de la polea dentada considerando la banda en m

- a_t : aceleración angular de la bobina en rad/s^2

$$a_t: 29.32 \text{ rad}/s^2 * 0.034m = 0.996 \text{ m}/s^2$$

Suponiendo que esta aceleración se mantiene constante en todo el trayecto del plástico, se calcula la aceleración angular de la bobina:

$$\alpha_{bobina} = \frac{\alpha_{polea}}{R_{bobina}} \text{ (Ec. 5-58)}$$

$$\alpha_{bobina} = \frac{\alpha_{polea}}{R_{bobina}} = \frac{0.996 \text{ m}/s^2}{0.2m} = 4.98 \text{ rad}/s^2$$

La inercia de la bobina de plástico I :

$$I = \frac{m}{8} [(d_0)^2 - (d_i)^2] \text{ (Ec. 5-59)}$$

Donde:

- m : masa de la bobina
- d_0 : diámetro exterior de la bobina
- d_i : diámetro interno de la bobina

$$I = \frac{34.35Kg}{8} [(0.4m)^2 - (0.09m)^2] = 0.652220625Kg\text{m}^2$$

Dimensiones del tubo portabobina está dado por el ancho de la bobina de plástico de 320mm y el peso del plástico, el cual se determinó de la siguiente manera:

$$w_{pp} = \rho_{pp} v_{bobina} g \text{ (Ec. 5-60)}$$

Donde:

- W_{pp} : peso de la bobina del polipropileno
- ρ_{pp} : densidad del polipropileno
- v_{bobina} : volumen del rollo portabobina
- g : constante gravitacional

$$W_{pp} = \left(900 \text{ Kg}/\text{m}^3\right) [\pi((0.2\text{m})^2 - (0.045)^2)0.320\text{m}] (9.81 \text{ m}/\text{s}^2) = 337.06\text{N}$$

Para un tubo de diámetro exterior de 80mm, un espesor de 6mm de acero inoxidable AISI 304, una longitud de 440 mm, un momento de inercia $I = 4.838 \times 10^{-5} \text{m}^4$ y un módulo de elasticidad $E = 200\text{GPA}$

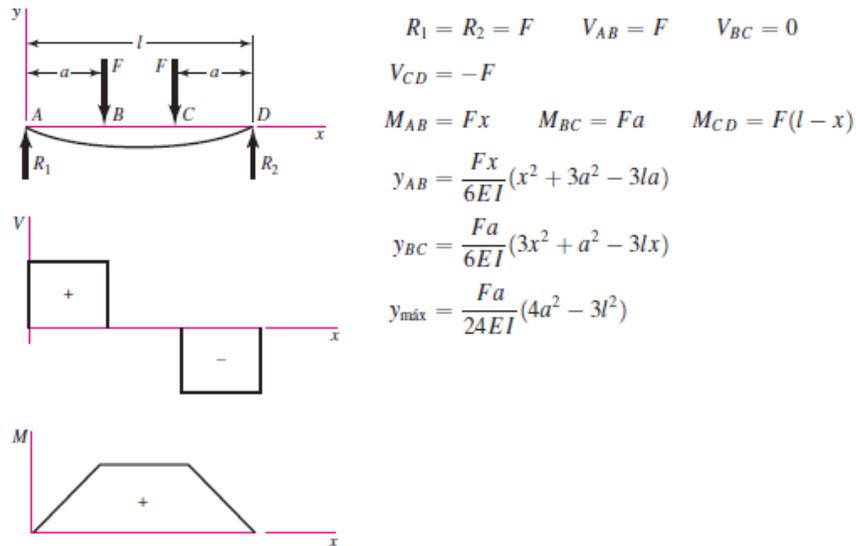


Fig. 54 Ecuación de Flexión en el tubo.

Fuente: Shigley, J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley.

La fuerza:

$$F = W_{pp}/2 \text{ (Ec. 5-61)}$$

$F = W_{pp}/2 = 337.06\text{N}/2 = 168.53\text{N}$, con estos datos podemos obtener la deflexión máxima del tubo portabobina:

$$y_{max} = \frac{(168.53\text{N})(0.06\text{m})}{(24)(200\text{GPa})(4.838 \times 10^{-5}\text{m}^4)} [4(0.06\text{m})^2 - 3(0.440\text{m})^2] = -2.46 \times 10^{-5}\text{mm}$$

Con una deflexión mínima las dimensiones del tubo portabobina son las adecuadas.

$$I = \frac{m}{8} [(d_0)^2 - (d_i)^2] \text{ (Ec. 5-62)}$$

Donde:

- m : masa del tubo; $m = 2.49Kg$
- d_0 : diámetro exterior del tubo
- d_i : diámetro interno del tubo

$$I = \frac{2.49Kg}{8} [(0.08m)^2 - (0.074m)^2] = 0.0002875Kg m^2$$

Con los datos obtenidos anteriormente, se obtiene el torque necesario para hacer girar la bobina de plástico:

$$T = (0.652508125Kg m^2) (4.98 rad/s^2) = 3.249Nm$$

La fuerza de jalado de la bobina F_3 es:

$$F_3 = \frac{T}{R_{bobina}} \text{ (Ec. 5-63)}$$

$$F_3 = \frac{T}{R_{bobina}} = \frac{3.249Nm}{0.2m} = 16.245N$$

Fuerza para el accionamiento del freno F_1 :

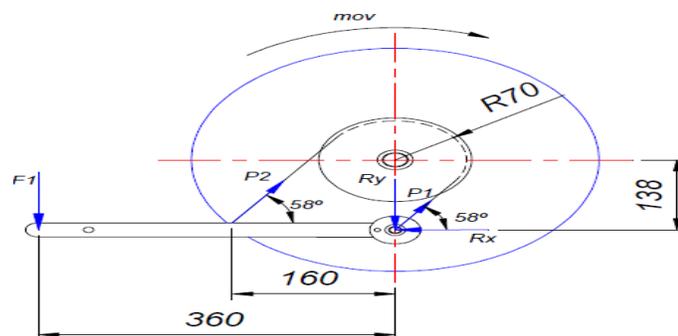


Fig. 55 Diagrama del cuerpo libre del freno de la banda.

Fuente: Propia.

Sumatoria de momento igual cero en punto o:

$$\curvearrowright + \sum M_0 = 0$$

$$P_2 \sin 58^\circ * 160\text{mm} - F_1 360\text{mm} = 0 \therefore P_2 = \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} \text{ (Ec. 5-64)}$$

Las tensiones P_1 y P_2 están relacionadas mediante la ecuación:

$$P_2 = \frac{P_1}{e^{f\theta}} \text{ (Ec. 5-65)}$$

Donde:

- f : coeficiente de fricción, para un forro de asbesto moldeado; 0.35
- θ : ángulo de cobertura de la banda en radianes; π

Con esta relación se puede llegar a la siguiente expresión:

$$P_1 = \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} e^{f\theta} \text{ (Ec. 5-66)}$$

Con la ecuación del par torsión del frenado T_f :

$$T_f = (P_1 - P_2)r_{tambor} \text{ (Ec. 5-67)}$$

Donde:

- r_{tambor} : radio del tambor de freno

Así el par de torsión se puede expresar de la siguiente manera:

$$T_f = \left(\frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} e^{f\theta} - \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} \right) r_{tambor} \text{ (Ec. 5-68)}$$

El torque de frenado debe de ser mayor al torque necesario para hacer girar la bobina de plástico, aproximadamente un 60% más.

$$5.136\text{Nm} = \left(\frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} e^{(0.35)(\pi)} - \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} \right) 0.070\text{m}$$

$$F_1 = 13.80\text{N}; P_1 = 109.94\text{N}; P_2 = 36.61\text{N}$$

Para el ancho de la banda se calcula mediante la ecuación:

$$P_a = \frac{P_1}{br_{tambor}} \text{ (Ec. 5-69)}$$

Donde:

- P_a : presión máxima; $P_a = 100Psi = 689KPa$
- b : ancho de la banda

$$b = \frac{P_1}{P_a r_{tambor}} = \frac{109.94N}{(960KPa)(0.070m)} = 1.63mm$$

La fuerza de rozamiento F_2 , que se produce, en el formador, en el tubo de alimentación y en los rodillos por cuestiones de diseño se considero $F_2 = 10N$.

La sumatoria de las tres fuerzas determinadas anteriormente es la fuerza total (F_T) necesaria para jalar el plástico.

$$F_T = F_1 + F_2 + F_3 \text{ (Ec. 5-70)}$$

$$F_T = F_1 + F_2 + F_3 = 13.80 + 10N + 16.245N = 40.045$$

La potencia de arrastres del plástico (P_{pp}) es entonces:

$$P_{pp} = F_T V \text{ (Ec. 5-71)}$$

$$P_{pp} = F_T V = 40.045N * 0.1 \text{ m/s} = 4.0045W$$

5.5 Diseño de engranajes cónicos, eje transversal y eje motriz.

Engranajes cónicos rectos:

Cuando los engranes se usan para transmitir movimiento entre ejes que se intersectan, se requiere de algún tipo de engranaje cónico. En la figura se muestra un par de engranes cónicos. Aunque por lo general estos engranes se hacen para un ángulo del eje de 90° , se producen casi para cualquier ángulo. Los dientes se funden, fresan o generan. La terminología de engranes cónicos se ilustra en la figura

El paso de engranes cónicos se mide en el extremo mayor del diente y tanto el paso circular como el diámetro de paso se calculan de la misma manera que en los engranes rectos. Observe que el claro es uniforme. Los ángulos de paso se definen por los conos de paso que se unen en el ápice, como se muestra en la figura, y están relacionados con los números de dientes como se indica a continuación:

$$\tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \text{ (Ec. 5-72)}$$

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \text{ (Ec.5-73)}$$

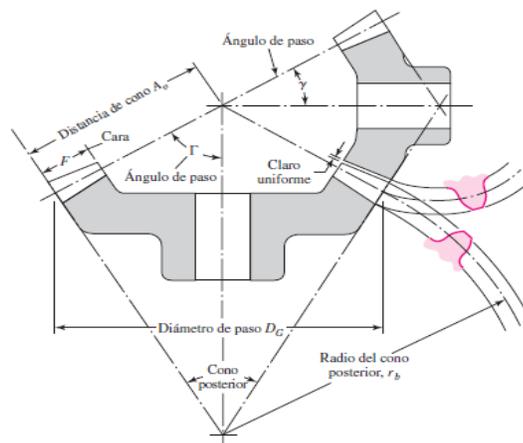


Fig. 56 terminología de engranes cónicos.

Fuente: Fuente: Shigley, J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley.

Donde los subíndices P y G se refieren al piñón y a la corona, respectivamente, y donde γ y Γ son, respectivamente, los ángulos de paso del piñón y de la rueda.

En la figura se ilustra la forma de los dientes. Cuando se proyectan en el cono posterior, ésta es la misma que en un engrane recto con un radio igual a la distancia al cono posterior r_b . Esto se conoce como aproximación de Tredgold. El número de dientes en dicho engrane imaginario es:

$$N' = \frac{2\pi r_b}{P} \text{ (Ec. 5-74)}$$

Donde N' es el *número virtual de dientes* y p es el paso circular medido en el extremo mayor de los dientes. Los engranes cónicos de dientes rectos estándares se cortan con un ángulo de presión de 20° ; su cabeza y raíz son desiguales y sus dientes son de profundidad completa.

Esto incrementa la relación de contacto, evita el rebaje e incrementa la resistencia del piñón. El número de dientes mínimo es de 12 para este tipo de engranaje.

Datos iniciales para las dimensiones del engranaje. Los engranajes tendrán las mismas dimensiones, es decir piñón y engrane o corona. Engranajes de acero templado y revenido AISI 1050, con una dureza de 514 HB.

- Modulo (m): $3mm$
- Angulo de presión (ϕ): 20°
- Número de dientes (N): 25

Diámetro de paso (d):

$$d_p = d_g = Nm \text{ (Ec. 5-75)}$$

$$d_p = d_g = Nm = (25)(3mm) = 75mm = 2.95in$$

Paso diametral (P):

$$P = \frac{N}{d} \text{ (Ec. 5-76)}$$

$$P = \frac{N}{d} = \frac{25 \text{dientes}}{2.95 \text{ in}} = 8.47 \text{dientes/in}$$

Angulo de paso ($\Gamma = \Upsilon$):

$$\Gamma = \Upsilon = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right) \text{ (Ec. 5-77)}$$

$$\Gamma = \Upsilon = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{25}{25} \right) = 45^\circ$$

Distancia del cono (A_0):

$$A_0 = \frac{0.5d}{\sin \Gamma} \text{ (Ec. 5-78)}$$

$$A_0 = \frac{0.5d}{\sin \Gamma} = \frac{0.5(75\text{mm})}{\sin 45^\circ} = 53.03\text{mm}$$

Ancho máximo de la cara (F):

$$F = \frac{A_0}{3} \text{ (Ec. 5-79)}$$

$$F = \frac{A_0}{3} = 17.67\text{mm}$$

Diámetro medio (d_m):

$$d_m = d - F \sin \Upsilon \text{ (Ec. 5-80)}$$

$$d_m = d - F \sin \Upsilon = 75\text{mm} - (17.67\text{mm})(\sin 45^\circ) = 62.50\text{mm}$$

Para determinar las cargas en el eje y en los cojinetes para aplicaciones de engranes cónicos, la práctica habitual consiste en utilizar la carga tangencial o transmitida que ocurriría si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente. Aunque la resultante real se presenta en algún lugar entre el punto medio y el extremo mayor del diente, sólo hay un pequeño error cuando se hace este supuesto. En el caso de la carga transmitida (W^t), esto da:

$$W^t = \frac{T}{r_{prom}} \text{ (Ec. 5-81)}$$

Donde:

- T : par de torsión transmitido por el eje motriz a los ejes transversales
- r_{prom} : radio de paso en el punto medio del diente

$$W^t = \frac{194.69 \text{ Lbs}_f - \text{in}}{1.23 \text{ in}} = 158.28 \text{ Lbs}_f$$

Selección del material de engrane de acuerdo al esfuerzo flexionante

Esfuerzo de flexión (s_t):

$$s_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} \text{ (Ec. 5-82)}$$

Donde:

- K_o : factor de sobrecarga. Para un movimiento principal uniforme y un impacto ligero $K_o = 1.25$
- K_v : factor dinámico. para una velocidad de paso de $13.85 \text{ ft}/\text{min}$ y $Q_v = 6$
 $K_v = 1$
- K_s : factor de tamaño por flexión. Para $0.5 \leq d \leq 16 \text{ in}^{-1}$ $K_s = 0.4867 + 0.2132/d = 0.4867 + 0.2132/1.96 = 0.59$
- K_m : factor de distribución de carga. Para ambos miembros montados y separados $K_{mb} = 1$, es decir $K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1 + 0.0036(11.78)^2 = 1.46$
- K_x : factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión. Para engranajes cónicos rectos $K_x = 1$
- J : factor de geometría de resistencia a la flexión. $J = 0.233$

$$s_t = \frac{158.28 \text{ Lbs}_f}{0.46} (1.96)(1.25)(1) \frac{(0.59)(1.46)}{(1)(0.233)} = 3,116.61 \text{ psi}$$

Ecuación del esfuerzo de flexión permisible (s_{wt}):

$$s_{wt} = \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R} \text{ (Ec. 5-83)}$$

Donde:

- s_{at} : número de esfuerzo de flexión permisible. $s_{at} = 44H_B + 2100 \text{ psi} = 44(514) + 2100 \text{ psi} = 24,716 \text{ psi}$
- K_L : factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión.

$$N_L: (60)(L)(n)(q) \text{ (Ec. 5-84)}$$

Donde L es vida de diseño en hora, n velocidad de giro del engrane en rpm, q numero de aplicaciones de carga por revolución, N_L numero de ciclos de carga esperado. Para maquinas industriales en general $L = 20,000h$, el número de aplicaciones de carga por revolución normal para determinado diente de engrane, es naturalmente uno.

$$N_L = (60)(20,000h)(28rpm)(1) = 33.6 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Para $N_L = 33.6 \times 10^6 \text{ ciclos}$, $K_L = 1.6831N_L^{-0.0323} = 0.96$

- S_F : factor de seguridad. $S_f = 1$
- K_T : factor de temperatura. Para $32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F}$, $K_T = 1$
- K_R : factor de confiabilidad. *para menos de una falla en 1000* $K_R = 1.25$

$$s_{wt} = \frac{s_{at}K_L}{S_F K_T K_R} = \frac{(24,716 \text{ psi})(0.96)}{(1)(1)(1.25)} = 18,981.8 \text{ psi}$$

Según la teoría de diseño de engranes cónicos, se debe comparar con el número de esfuerzo flexionante con el esfuerzo de flexión admisible, para comprobar su resistencia.

$$s_t < s_{wt} \text{ (Ec. 5-85)}$$

$$3,116.61 \text{ psi} < 18,891.8 \text{ psi}$$

Se observa que s_t es aproximadamente 2.5 veces menor que s_{wt} , es decir los dientes resistirán el esfuerzo flexionante. Sin embargo es necesario realizar un análisis de esfuerzo de contacto.

Selección del material de acuerdo al esfuerzo de contacto (s_c)

$$s_c = \sigma_c = C_p \left(\frac{W^t}{F d p l} (K_o)(K_v)(K_m)(C_s)(C_{xc}) \right)^{1/2} \quad (\text{Ec. 5-86})$$

Donde:

- C_p : coeficiente elástico de resistencia. Para acero 2290
- K_o : factor de sobrecarga. Para un movimiento principal uniforme y un impacto ligero $K_o = 1.25$
- K_v : factor dinámico. para una velocidad de paso de $13.85 \text{ ft}/\text{min}$ y $Q_v = 6$
 $K_v = 1$
- K_m : factor de distribución de carga. Para ambos miembros montados y separados $K_{mb} = 1$, es decir $K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1 + 0.0036(0.46)^2 = 1.0007$
- C_s : factor de tamaño por resistencia a picadura. Para $F < 0.5 \text{ in}$, $C_s = 0.5$
- C_{xc} : factor de coronamiento por picadura. $C_{xc} = 1.5$
- I : factor de geometría de resistencia a la picadura. $I = 0.063$

$$s_c = 2290 \left(\frac{158.28 \text{ Lbs}_f}{(0.46 \text{ in})(1.96 \text{ in})(0.063)} (1.25)(1)(1.0007)(0.5)(1.5) \right)^{1/2} = 117,087.05 \text{ psi}$$

Ecuación del número (resistencia) del esfuerzo de contacto permisible

$$s_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} \quad (\text{Ec. 5-87})$$

Donde:

- S_{ac} : número de esfuerzo de contacto permisible. $s_{ac} = 341H_B + 23620 \text{ psi} = 341(514) + 23620 \text{ psi} = 198,894 \text{ psi}$
- C_L : factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura.

$$N_L: (60)(L)(n)(q)$$

Donde L es vida de diseño en hora, n velocidad de giro del engrane en rpm, q numero de aplicaciones de carga por revolución, N_L numero de ciclos de carga esperado. Para maquinas industriales en general $L = 20,000h$, el número de aplicaciones de carga por revolución normal para determinado diente de engrane, es naturalmente uno.

$$N_L = (60)(20,000h)(28rpm)(1) = 33.6 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$\text{Para } 10^4 \leq N_L < 10^{10}, C_L = .3.4822 N_L^{-0.0602} = 1.22$$

- C_H : factor de relación de dureza. Debido a que piñón y engrane son iguales $C_H = 1$
- C_R : factor de confiabilidad. *para menos de una falla en 1000* $C_R = 1.12$
- K_T : factor de temperatura. Para $32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F}$, $K_T = 1$
- S_H : factor de seguridad por desgaste. $S_H = 1$

$$s_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} = \frac{(198,894 \text{ psi})(1.22)(1)}{(1)(1)(1.12)} = 216,652.4 \text{ psi}$$

$$s_c < s_{wc}$$

$$117,087.05 \text{ psi} < 216,625.4 \text{ psi}$$

Por lo que un acero AISI 1050 con una dureza igual o superior, es adecuado para la construcción de los engranes.

5.5.1 Diseño de ejes.

Un eje es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Estos elementos ejercen cargas de tensión, flexión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinada.

5.5.1.1 Diseño de eje transversal.

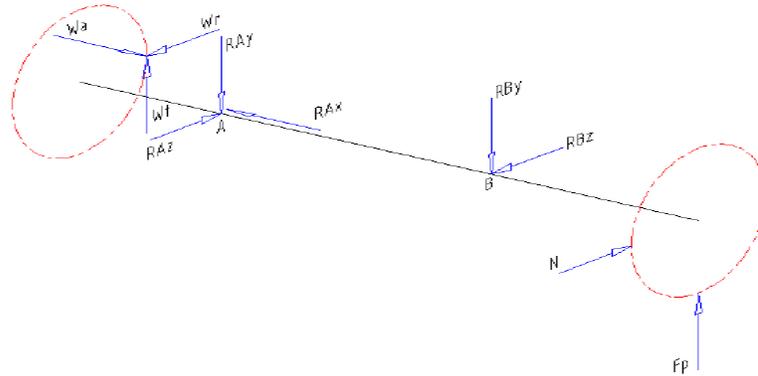


Fig. 57 Cargas sobre el eje transversal, diagrama de cuerpo libre

Fuente: Propia

La fuerza tangencial, radial y axial producida por el engrane cónico se calcula con la ecuación:

$$W^t = 158.28 \text{ Lbs}_f$$

$$W_r = W^t \tan \phi \cos \gamma \text{ (Ec. 5-88)}$$

$$W_r = W^t \tan \phi \cos \gamma = 158.28 \text{ Lbs}_f \tan 20^\circ \cos 45^\circ = 40.73 \text{ Lbs}_f$$

$$W_a = W^t \tan \phi \sin \gamma \text{ (Ec. 5-89)}$$

$$W_a = W^t \tan \phi \sin \gamma = 158.28 \text{ Lbs}_f \tan 20^\circ \sin 45^\circ = 40.73 \text{ Lbs}_f$$

La fuerza de pretensión (F_p) de la banda dentada afecta directamente al eje, esta depende de la fuerza tangencial y del número de diente de la polea,

Para el caso de transmisión 1:1 se determina:

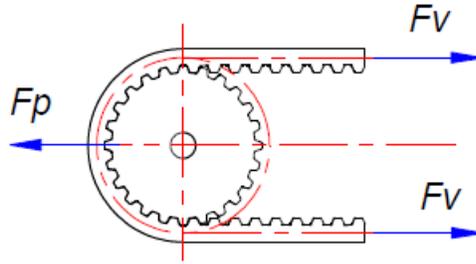


Fig. 58 Fuerzas sobre la banda sincronizada

Fuente: Propia

$$F_p = 2F_v; F_v = 0.5F_u \text{ (Ec. 5-90)}$$

Donde:

- F_v : Tensión en cada ramal en N
- F_u : fuerza transmitida en N

$$F_p = F_u = \frac{T}{r} \text{ (Ec.5-91)}$$

$$F_p = F_u = \frac{T}{r} = \frac{194.69Lb_f - in}{34mm \frac{1in}{25.4mm}} = 145.44Lb_f$$

Con la ecuación de las fuerzas de arrastre del plástico, se calcula la fuerza normal generada por la presión de la banda de arrastre sobre el plástico y a su vez sobre el formador.

$$F = 2N(\mu_1 + \mu_2); N = \frac{F}{2(\mu_1 - \mu_2)} \text{ (Ec. 5-92)}$$

$$F = 2N(\mu_1 + \mu_2); N = \frac{F}{2(\mu_1 - \mu_2)} = \frac{40.045N}{2(0.45 - 0.3)} = 133.48N = 29.99Lb_f$$



$$+\circlearrowleft \sum R_{Ay} = 0$$

$$-W_t 35\text{mm} - R_{By} 120\text{mm} + F_p 195\text{mm} = 0$$

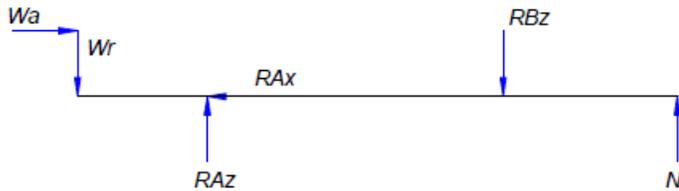
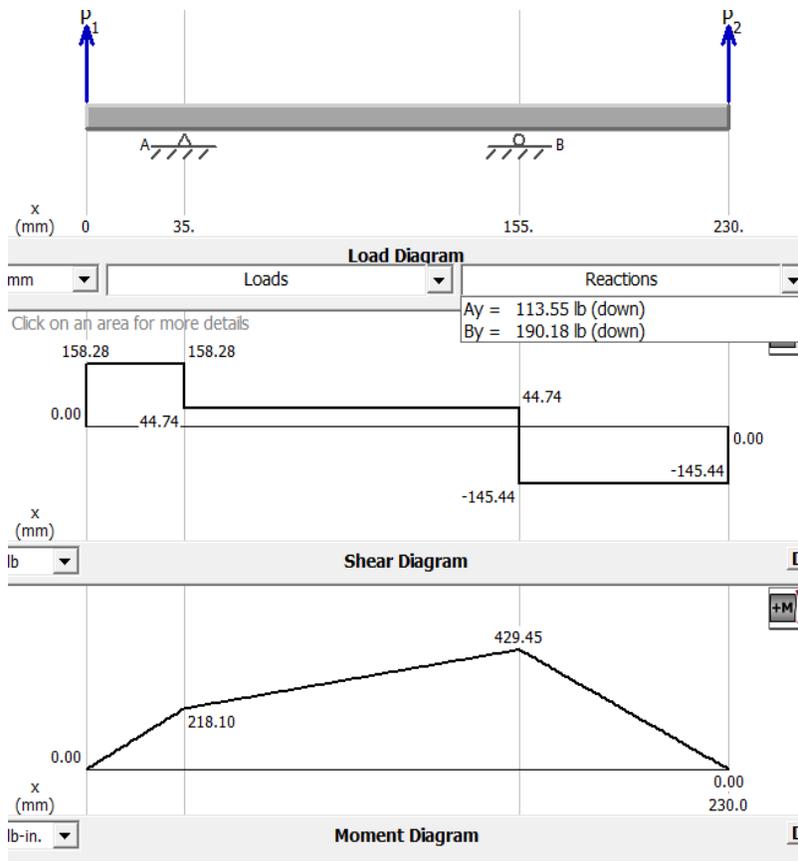
$$R_{By} = \frac{W_t 35\text{mm} - F_p 195\text{mm}}{-120\text{mm}} = \frac{(158.28\text{Lb}_f)(35\text{mm}) - (145.44\text{Lb}_f)(195\text{mm})}{-120\text{mm}}$$

$$= 190.175\text{Lb}_f$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$W_t - R_{Ay} - R_{By} + F_p = 0$$

$$R_{Ay} = W_t - R_{By} + F_p = 158.28\text{Lb}_f - 190.175\text{Lb}_f + 145.44\text{Lb}_f = 113.545\text{Lb}_f$$



$$+\circlearrowleft \sum M_{Az} = 0$$

$$-W_a 31.25 \text{ mm} + W_r 35 \text{ mm} - R_{Bz} 120 \text{ mm} + N 195 \text{ mm} = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{Bz} &= \frac{W_a 31.25 \text{ mm} - W_r 35 \text{ mm} - N 195 \text{ mm}}{-120 \text{ mm}} \\
 &= \frac{(40.73 \text{ Lb}_f)(31.25 \text{ mm}) - (40.73 \text{ Lb}_f)(35 \text{ mm}) - (29.99 \text{ Lb}_f)(195 \text{ mm})}{-120 \text{ mm}} \\
 &= 50.00 \text{ Lb}_f
 \end{aligned}$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0$$

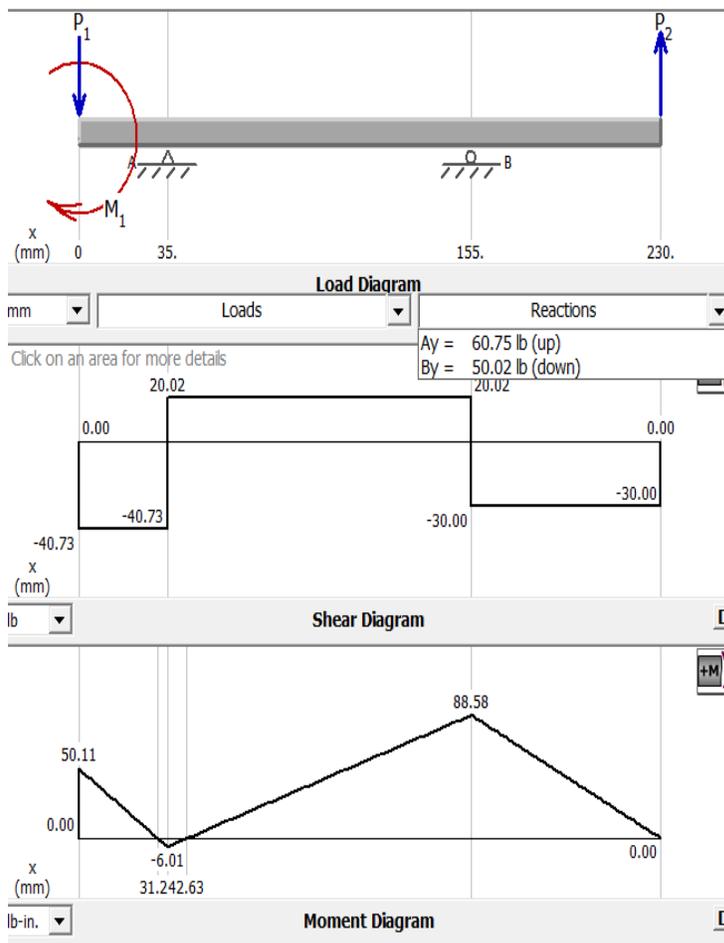
$$-W_r + R_{Az} - R_{Bz} + N = 0$$

$$R_{Az} = W_r + R_{Bz} - N = 40.73Lb_f + 50.00Lb_f - 29.99Lb_f = 60.74Lb_f$$

$$+\leftarrow \sum F_x = 0$$

$$-W_a + R_{Ax} = 0$$

$$W_a = R_{Ax} = 40.73Lb_f$$



El material para el eje es acero AISI 304 donde la resistencia mínima a la tensión (S_{ut}) es de 85Kpsi y la resistencia a la fluencia (S_y) es de 35 Kpsi. La resistencia a la fatiga real está dada por la ecuación de Marin se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \text{ (Ec. 5-93)}$$

Donde:

- k_a : factor de modificación de la condición superficial $k_a = aS_{sut}^b = 2.70(85)^{-0.265} = 0.83$
- k_b : factor de modificación de tamaño, $0.11in < d < 2in$; $k_b = 0.879d^{-0.107} = 0.816$
- k_c : factor de modificación de la carga, $k_c = 0.59$
- k_d : factor de modificación de la temperatura, $k_d = 1.004$
- k_e : factor de confiabilidad, $k_e = 0.868$
- k_f : factor de modificación de efectos varios, $k_f = 1$
- S'_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la maquina en la geometría y condición de uso, $S'_e = 0.5(85Kpsi) = 42.5Kpsi$

$$S_e = (0.83)(0.816)(0.59)(1.004)(0.868)(1)(42.5Kpsi) = 14.80Kpsi$$

El diámetro en las diferentes secciones del eje se determina mediante la ecuación de ED-Soderberg.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_y} [4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \text{ (Ec. 5-94)}$$

Donde:

- d : diámetro mínimo de la sección del eje.
- n : factor de seguridad.
- k_f y k_{fs} : factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.
- M_m y M_a : momentos flexionantes medio y alternante.
- T_m y T_a : pares de torsión medio y alternante.

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, la ecuación anterior puede simplificarse al igualar M_m y T_a a 0, lo cual simplifica algunos términos.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(k_f M_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_y} [3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (\text{Ec. 5-95})$$

Los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión se pueden estimar mediante la siguiente tabla.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Tabla 30. Factores de concentración de esfuerzo

Fuente: Fuente: Shigley, J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley.

En la sección C: el engrane cónico ubicado en este punto transmite un par torsional de $194.69Lbs_f$, a la derecha se ubica un escalón agudo $k_f = 2.7$ y $k_{fs} = 2.2$, con un momento flexionante calculado en base al momento flector; $M_c = \sqrt{(218.10)^2 + (50.11)^2} = 223.78Lbs_f \cdot in$

$$d_c = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{14800} [4[(2.7)(223.78)]^2]^{1/2} + \frac{1}{35000} [3[(2.2)(194.69)]^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$= 1.06in = 27.033mm$$

Sección A y B: lugares donde se encuentra ubicados los rodamientos, se tiene una ranura para anillo de retención $k_f = 5$ y $k_{fs} = 3$. El par torsional $194.69Lbs_f$. Momento flexionante; $M_c = \sqrt{(429.45)^2 + (88.58)^2} = 438.49Lbs_f \cdot in$

$$d_A = d_B = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{14800} [4[(5)(429.45)]^2]^{1/2} + \frac{1}{35000} [3[(3)(194.69)]^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$= 1.48in = 37.62mm$$

Sección D: posición de la polea dentada, a la izquierda de este se ubica un escalón agudo $k_f = 2.7$ y $k_{fs} = 2.2$ El par torsional $194.69Lbs_f$. Momento flexionante; $M_D = \sqrt{(429.45)^2 + (88.58)^2} = 438.49Lbs_f.in$

$$d_D = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{14800} [4[(2.7)(429.45)]^2]^{1/2} + \frac{1}{35000} [3[(2.2)(194.69)]^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$= 1.22in = 30.73mm$$

5.5.1.2 Diseño de eje motriz.

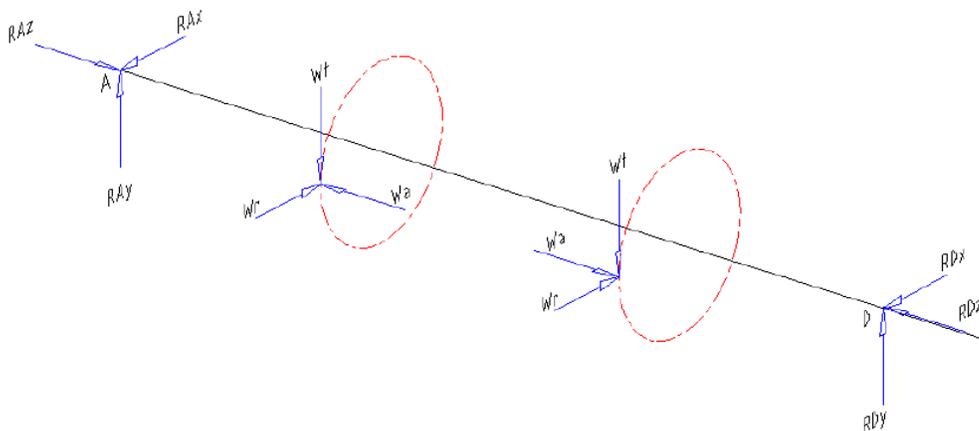


Fig. 59 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz

Fuente: Propia



$$+\circlearrowleft \sum M_{Ay} = 0$$

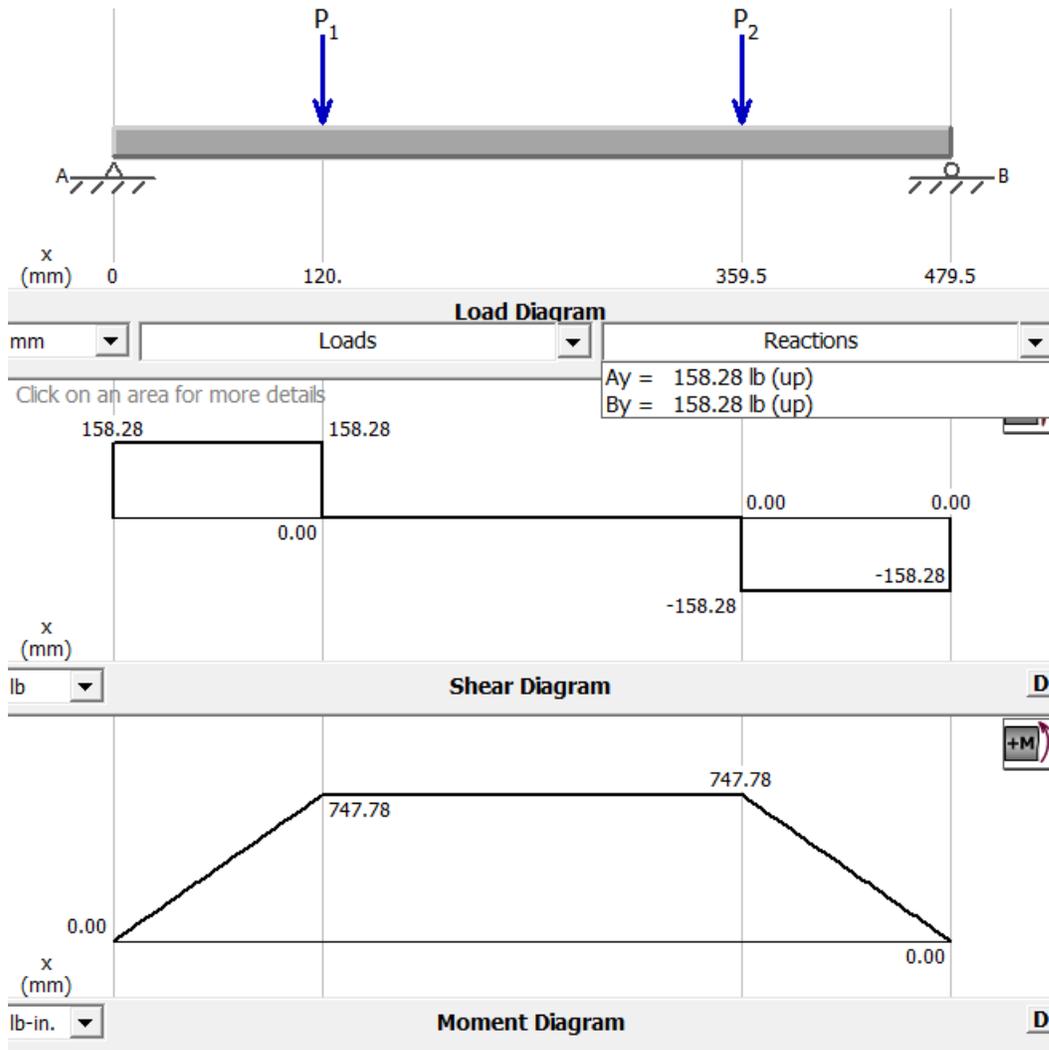
$$-W_t 120\text{mm} - W_t 359.5\text{mm} + R_{By} 479.5\text{mm} = 0$$

$$R_{By} = \frac{W_t 469.5\text{mm}}{479.5\text{mm}} = \frac{(158.28\text{Lbs}_f)(479.5\text{mm})}{479.5\text{mm}} = 158.28\text{Lbs}_f$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - 2W_t + R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = 2W_t - R_{By} = 2(158.28\text{Lbs}_f) - 158.28\text{Lbs}_f = 158.28\text{Lbs}_f$$





$$+\circlearrowleft \sum M_{Ax} = 0$$

$$W_r 110\text{mm} - W_a 114.35\text{mm} + W_a 360.85\text{mm} + W_r 359.5\text{mm} - R_{Bx} 479.5\text{mm} = 0$$

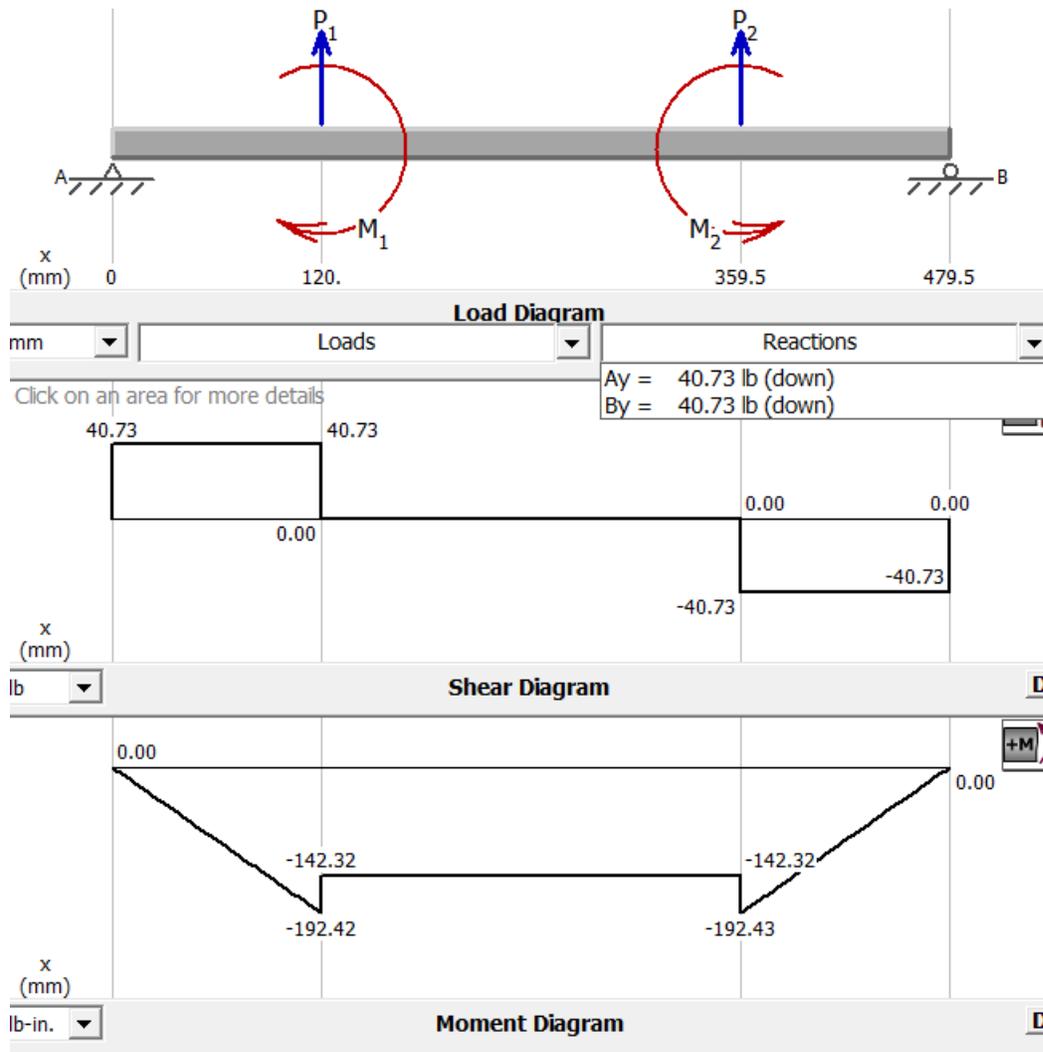
$$R_{Bx} = \frac{W_r 120\text{mm} - W_a 31.25\text{mm} + W_a 31.25\text{mm} + W_r 359.5\text{mm}}{479.5\text{mm}}$$

$$R_{Bx} = \frac{(40.73\text{Lbs}_f)(479.5\text{mm})}{479.5\text{mm}} = 40.73\text{Lbs}_f$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$-R_{Ax} + W_r + W_r - R_{Bx} = 0$$

$$R_{Ax} = 2W_r - R_{Bx} = 2(40.73Lbs_f) - 40.73Lbs_f = 40.73Lbs_f$$



Sección A: es el asiento del rodamiento, en ese punto no existe momento torsor ni de flexión, sin embargo existe una fuerza axial y vertical, se tiene una ranura para anillo de retención $k_f = 5$; $V = \sqrt{(158.28)^2 + (40.73)^2} = 167.13Lbs_f$. Entonces el diámetro se determina con la siguiente ecuación:

$$d_A = \sqrt{\frac{2.94k_fVN}{S_e}} \text{ (Ec.5-96)}$$

$$d_A = \sqrt{\frac{2.94k_fVN}{S_e}} = \sqrt{\frac{2.94(5)(167.13)(2)}{14800}} = 0.57in = 15mm$$

Sección B: se ubica el engranaje cónico montado con un anillo de retención a la izquierda $k_f = 5$ y $k_{fs} = 3$ y a la derecha un escalón agudo $k_f = 2.7$ y $k_{fs} = 2.2$. Un par torsor de $194.69Lbs_f$ y un momento flexionante; $M_B = \sqrt{(747.78)^2 + (192.42)^2} = 772.14Lbs_f.in$

$$d_D = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{14800} [4[(5)(772.14)]^2]^{1/2} + \frac{1}{35000} [3[(3)(194.69)]^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 1.77in$$

$$= 44mm$$

Para el escalón

$$d_D = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{14800} [4[(2.7)(772.14)]^2]^{1/2} + \frac{1}{35000} [3[(2.2)(194.69)]^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$= 1.46in = 38mm$$

Sección C: se ubica el segundo engrane cónico. Debido a la simetría del eje la dimensión del diámetro es la misma de la sección B.

5.5.1.3 Diseño del eje portabobina.

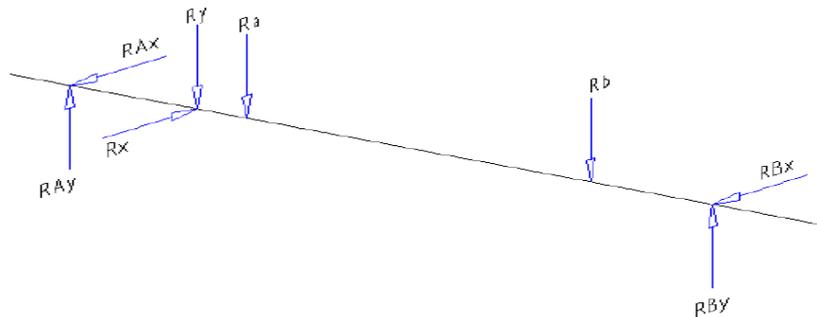


Fig. 60 Diagrama de cuerpo libre del eje portabobina

Fuente: Propia

Fuerzas de reacción al momento de que la banda de frenado actúa sobre el tambor.

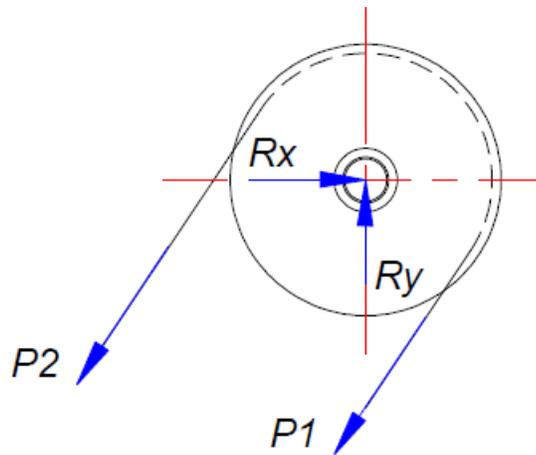


Fig. 61 Diagrama de cuerpo libre del tambor de freno.

Fuente: Propia

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$-P_2 \cos 58^\circ - P_1 \cos 58^\circ + R_x = 0$$

$$R_x = P_2 \cos 58^\circ + P_1 \cos 58^\circ = (36.61N)(\cos 58^\circ) + (109.94N)(\cos 58^\circ) = 77.81N$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-P_2 \sin 58^\circ - P_1 \sin 58^\circ + R_y = 0$$

$$R_y = P_2 \sin 58^\circ + P_1 \sin 58^\circ = (36.61N)(\sin 58^\circ) + (109.94N)(\sin 58^\circ) = 124.28N$$

R_A y R_B Corresponden a la mitad de la suma del peso de la bobina de plástico más el

peso del tubo portabobina es decir; $R_A = R_B = \frac{(34.35Kg + 2.49Kg)(9.81m/s^2)}{2} = 180.70N$

$$+\circlearrowleft \sum M_{Ax} = 0$$

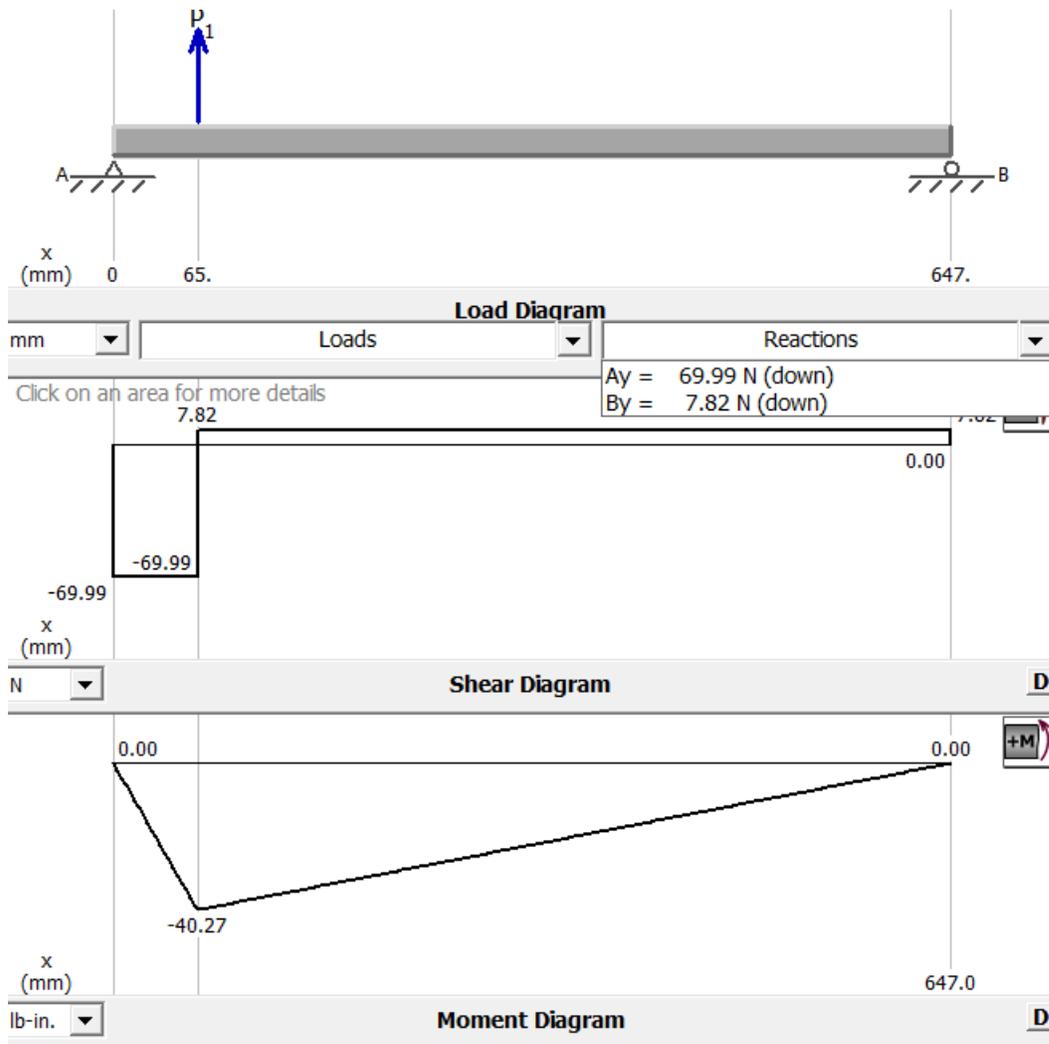
$$R_x 65mm - R_{Bx} 647mm = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{R_x 65\text{mm}}{647\text{mm}} = \frac{(77.81\text{N})(65\text{mm})}{647\text{mm}} = 7.81\text{N}$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$-R_{Ax} + R_x - R_{Bx} =$$

$$R_{Ax} = R_x - R_{Bx} = 77.81\text{N} - 7.81\text{N} = 70\text{N}$$



$$+\circlearrowleft \sum M_{Ay} = 0$$

$$-R_y 65\text{mm} - R_a 92\text{mm} - R_b 527\text{mm} + R_{By} 647\text{mm} = 0$$

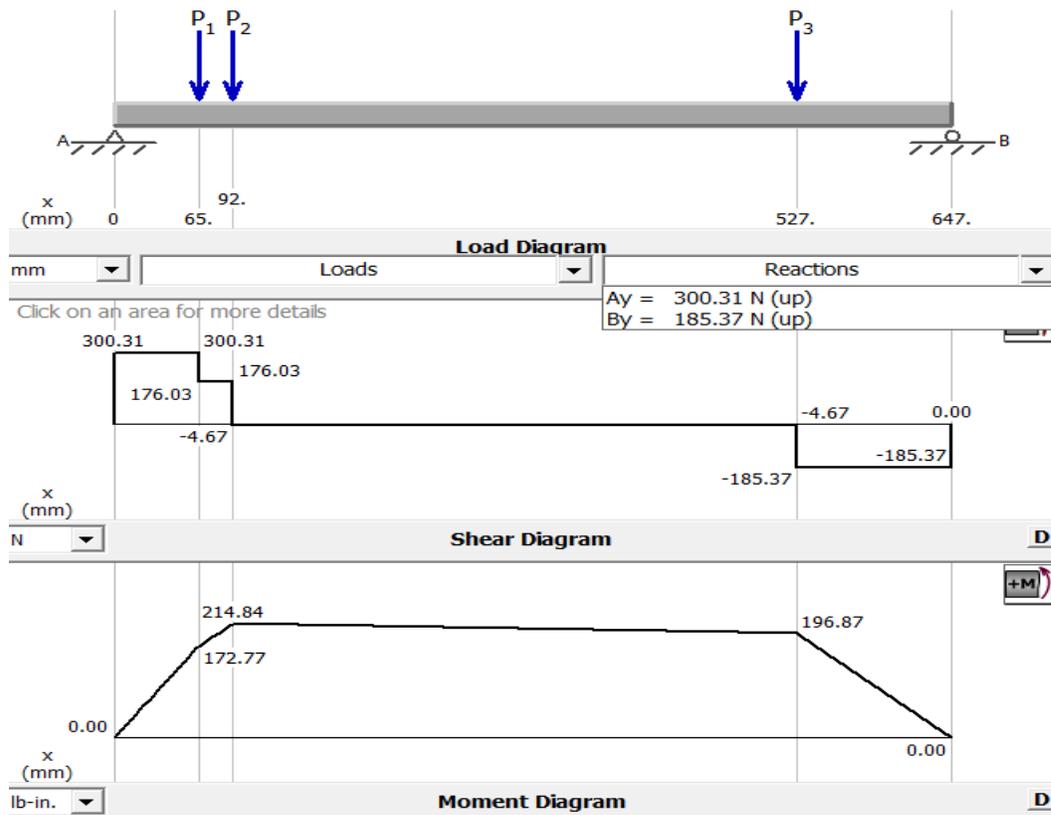
$$R_{By} = \frac{R_y 65\text{mm} + R_a 92\text{mm} + R_b 527\text{mm}}{647\text{mm}} = \frac{(124.28\text{N})(65\text{mm}) + (180.70\text{N})(619\text{mm})}{647\text{mm}}$$

$$= 185.36\text{N}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - R_y - R_a - R_b + R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = R_y + R_a + R_b - R_{By} = 124.28\text{N} + 180.70\text{N} + 180.70\text{N} - 185.36\text{N} = 300.32\text{N}$$



Sección C: este es el punto es el que gobierna el diseño. En esta sección hay un anillo de retención $k_f = 5$. El momento flector es; $M_C = \sqrt{(40.27)^2 + (214.84)^2} = 218.58 \text{ Lbs}_f \cdot \text{in}$

$$d_D = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{14800} [4[(5)(218.58)]^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 1.15 \text{ in} = 29.21 \text{ mm}$$

5.6 Diseño del bastidor.

Esta sección muestra el resultado de la búsqueda de un diseño apropiado para las necesidades geométricas de la máquina de manera que pueda funcionar correctamente.

5.6.1 Geometría de la estructura.

En base a los diseños investigados de otras máquinas parecidas se decidió usar el que puede observarse en el dibujo “Estructura del banco de la máquina” ubicado en el anexo.

Existen varios tipos de materiales para construir una estructura, entre ellos se encuentran los perfiles circulares, cuadrados o rectangulares. De todas estas alternativas la más apropiada es la de perfil cuadrado por ofrecer facilidad de empotramiento debido a su geometría, además de brindar una facilidad para uniones soldadas debido a sus caras planas. De igual forma poseen una alta resistencia puesto que están bajo la norma ASTM A-500 para aceros.

5.7 Soldadura de elementos de la máquina empaquetadora.

Los aceros inoxidables se pueden soldar empleando la mayoría de los procesos comerciales de soldadura, siendo los más populares: la soldadura manual con electrodo revestido (SMAW), el procedimiento TIG y el procedimiento MIG.

En otras ocasiones, cuando los espesores de las piezas a soldar sobrepasan los 6 mm, o bien para soldadura en solapa, el procedimiento de soldadura por arco sumergido resulta el más rentable y de mejor aplicación.

Otros procesos de soldadura, como los procedimientos por arco de plasma, electroescoria, procesos por haz de electrones, láser o procesos de soldadura por fricción se están usando cada vez más, conforme se avanza en su desarrollo tecnológico. Y otros, como los de soldadura por resistencia, soldadura por puntos, costura, proyección y flash se pueden adaptar muy fácilmente a la soldadura de los aceros inoxidables.

Por el contrario, la soldadura oxiacetilénica no se recomienda para la soldadura de aceros inoxidable. Ello es debido porque durante la soldadura se generan óxidos de cromo de un elevado punto de fusión, superior al del metal base. Estos óxidos no funden y quedan sobre la superficie del baño dificultando el proceso de soldadura, además de disminuir la resistencia a la corrosión, tanto de la soldadura como de las áreas adyacentes.

5.7.1 Soldadura TIG.

(*Tungsten Inert Gas*) resulta un procedimiento muy adecuado para soldar el acero inoxidable. En este caso, el arco eléctrico se establece entre un electrodo no consumible de Tungsteno y el metal base, bajo una atmósfera protectora generada por un gas inerte.

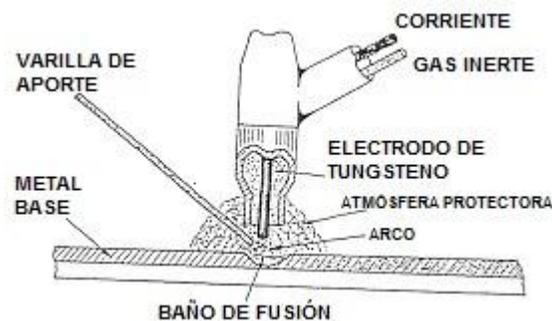


Fig62.Baño de fusión soldadura TIG.

Fuente:Recuperado de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn48.html>.

El gas inerte (normalmente argón) se usa para proteger del aire circundante al metal fundido de la soldadura. Si es necesario, también se puede agregar metal de aporte en forma de un alambre o varilla que se introduce dentro del arco, de forma bien manual o automáticamente, para fundirlo y cuyas gotas caigan dentro del baño de fusión.

El procedimiento de soldadura TIG genera cordones de gran calidad, sin escorias (dado que emplean electrodos no consumibles sin revestimiento), ni proyecciones, por lo que se usa para soldaduras de responsabilidad en acero inoxidable, donde obtener soldaduras de calidad sea necesario.

Generalmente el procedimiento TIG se suele emplear para soldar piezas de poco espesor (hasta 6 mm. aproximadamente), dado que para espesores de piezas mayores de 6 - 7 mm este procedimiento no resulta económico. De esta manera, para espesores mayores a los 6 mm., se suele emplear procedimientos de soldadura por arco sumergido.

Entre las ventajas que presenta este procedimiento están las siguientes:

- No genera escorias en el cordón, lo cual reduce las tareas de limpieza posterior a la soldadura.
- Es un proceso que se puede emplear en todas las posiciones de soldadura, lo cual lo hace especialmente recomendable para la soldadura de tubos y cañerías.
- No genera salpicaduras alrededor del cordón.
- Afecta muy poco a la composición química y propiedades del metal base durante el proceso de soldadura.

- *Equipamiento para la soldadura TIG:*

Para soldar aceros inoxidables mediante procedimiento TIG se debe emplear corriente continua con polaridad directa (electrodo conectado al negativo).

Asimismo, para soldar en TIG se recomienda emplear como fuente de energía un equipo de alta frecuencia que permita iniciar la soldadura y establecer el arco sin necesidad de tener que tocar con el electrodo la pieza, con ello se evita la contaminación tanto del metal base como del electrodo.

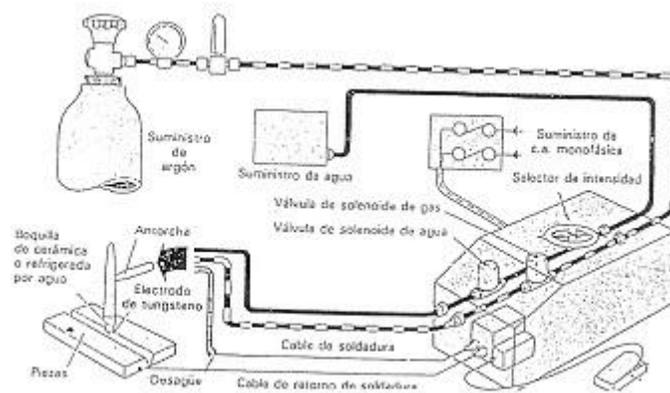


Fig.63 Equipo de soldadura TIG.

Fuente: Recuperado de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn48.html>.

También se recomienda que el equipo de soldeo disponga de un dispositivo de control, un pedal por ejemplo, cuyo accionamiento permita regular el nivel de intensidad de corriente que suministra el equipo. Con ello el operario podrá aumentar o disminuir la intensidad de corriente en función de las condiciones de trabajo de la soldadura.

Esto es especialmente útil en los momentos finales de la soldadura, porque de esta forma se conseguirá un apagado gradual del arco conforme se va reduciendo progresivamente la intensidad de corriente. Con ello, se logra disminuir el tamaño del baño de fusión y evitar la formación de grietas al final del cordón.

En caso de no disponer de un equipo de control de la fuente que permita reducir la intensidad de corriente en los momentos finales de la soldadura, se recomienda, como alternativa, aumentar la velocidad de avance en los últimos tramos de soldadura para así conseguir disminuir el tamaño del baño de fusión.

- *Consumibles:*

Como gas protector para soldar aceros inoxidable mediante procedimiento TIG se suele utilizar argón puro, helio o una mezclas de ambos. En la soldadura manual y de chapas con espesores menores de 1,6 mm se recomienda emplear argón como gas de protección. Por el contrario, el helio produce un mayor flujo calorífico y una

penetración más profunda, lo cual puede ser una ventaja en algunas operaciones de soldadura automática. Las mezclas de argón-helio pueden mejorar el contorno de la soldadura y la mojabilidad.

También se suele usar una mezcla de argón-hidrógeno en la soldadura de inoxidable austeníticos. Las mezclas con oxígeno que se usarán en el sistema MIG como se verá a continuación, no deben utilizarse con TIG debido al deterioro que ocasionan en el electrodo de tungsteno. Las adiciones de nitrógeno no se recomiendan por la misma razón.

Los metales de aporte más adecuados para la soldadura TIG de los aceros inoxidable se indican en el apartado 4.3 de este tutorial. Las varillas rectas se suelen utilizar en la soldadura TIG manual, mientras que el material de aporte para los procesos automatizados suelen suministrarse en forma de rollos o bobinas. Antes de soldar el alambre desnudo deberá ser limpiado y almacenado en lugar protegido y cubierto para evitar su contaminación con otros materiales.

- *Recomendaciones operativas en el soldeo:*

Al ser los electrodos en el proceso TIG elementos no consumibles, se deben seleccionar aquellos electrodos que ofrezcan mucha durabilidad y no se degraden (temperaturas de fusión > 4000 °C) y a la vez garanticen un correcto cebado y mantenimiento del arco.

En este sentido, se recomienda elegir electrodos de tungsteno aleados con torio (Th) o con circonio (Zr) que mejoren el punto de fusión del tungsteno puro, y favorezcan el encendido y estabilidad del arco.

Mantener el extremo del electrodo con un correcto afilado es esencial para conseguir una soldadura de calidad y un arco estable, según se muestra en la figura adjunta.

Como ya se dijo anteriormente, el establecimiento del arco entre el electrodo y el metal base, se produce más fácilmente si se cuenta con una fuente de alta frecuencia que permita iniciar la soldadura y establecer el arco sin necesidad de tener que tocar con el electrodo la pieza.

En ausencia de estos dispositivos, se puede iniciar el arco frotando la superficie del metal base a soldar con el electrodo, pero se corre el riesgo de contaminar al electrodo y también al metal base. Para ello, puede resultar útil utilizar pequeños trozos de planchuela de acero inoxidable adyacentes a la soldadura donde establecer el arco, para eliminar así el posible daño en el metal de base.

Del mismo modo, y con objeto de evitar la formación de cráteres en el punto final del cordón, antes de levantar el electrodo y apagar el arco, se deberá actuar sobre el pedal de la fuente para ir disminuyendo de forma progresiva la intensidad de corriente. En caso de no disponer de este dispositivo, se deberá aumentar la velocidad de soldadura en los momentos finales de la soldadura antes de levantar el electrodo, como ya se comentó anteriormente.

Realizar una buena práctica de apagado del arco es especialmente importante en los cordones que constituyen las pasadas de raíz, dado que éstos cordones sólo se realizan desde un lado, por lo que las grietas que pudieran generarse serían difíciles de reparar.

Asimismo, se recomienda mantener la pistola TIG o pinza porta-electrodos sobre el punto final de la soldadura unos segundos para permitir que ésta solidifique y se enfríe bajo la protección del chorro de salida del gas protector.

Cuando se vayan a ejecutar soldaduras que estén sometidas a ambientes corrosivos severos, entonces se recomienda emplear un metal de aporte de una aleación que sea de un grado más alto que la composición del metal base, con objeto de dotar de resistencia a la corrosión al cordón de soldadura.

Aunque es difícil saberlo, se estima que al menos el 50% del metal del cordón de soldadura en un procedimiento TIG proviene del metal de aporte, por lo que se recomienda ser generoso en la aplicación del metal de aportación para conseguir una aleación final que esté enriquecida.

Sin embargo, es importante que la mezcla del metal base con el metal de aporte se produzca antes que el cordón de soldadura se solidifique, porque de lo contrario

existirían zonas segregadas de alta y baja aleación. Una causa de este tipo de segregación se debe a una desigual fusión del metal de aporte, junto con una alta velocidad de solidificación del cordón.

Electrodo, AWS: ER308/308H-16	
	Procedimiento: Soldadura TIG.
	Descripción: Varilla para soldar aceros inoxidable con proceso TIG. Composición nominal 19%-Cromo y 9%-Níquel. La composición química de la varilla ER-308H es la misma que la varilla ER-308 excepto que el contenido en carbono ha sido restringido al rango superior del aceptado para la varilla ER-308. Un contenido de carbono de 0,04 a 0,08% proporciona más alta resistencia.
	Usos: Este tipo de varilla es usada frecuentemente para soldar metales base de composiciones similares. Apropriada para temperatura de servicio de hasta 750°C.
	Aplicaciones típicas: Para la soldadura de aceros base tipo 304H, 308H y sus derivados.
	Posiciones de soldadura: Plana, Horizontal, Vertical, Sobrecabeza.
	Tipo de corriente: Corriente Continua Polaridad Inversa (CCPI).
	Composición química: C: 0,05% Mn: 1,85% Si: 0,44% P: 0,02% S: 0,001% Cr: 19,90% Ni: 9,29% Mo: 0,09%

Fig.64 Electrodo para soldadura TIG.

Fuente: Propia.

Por lo tanto se utilizara el electrodo mostrado en la figura anterior para realizar una correcta soldadura entre los distintos elementos compuestos de acero inoxidable en la maquina dado que sus espesores no sobrepasan los 6mm,se utiliza el acero AISI 304 como se menciona anteriormente en el presente capitulo y se necesitan cordones estables y de buenas características debido a que se están manejando productos alimenticios.

Lo siguiente es considerar las uniones soldadas para la estructura de la maquina por lo que a continuación se muestran los tamaños mínimos de cordón para soldaduras de placas gruesas.

Espesor de la placa(pulg)	Tamaño mínimo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg).
≤1/2	3/16
>1/2 -3/4	¼
>3/4-1 ½	5/16
>1 ½ - 2 ¼	3/8
> 2 ¼ -6	½
>6	5/8

Tabla31. Espesores de cordones de soldadura.

Fuente: Propia.

Como se puede observar en la tabla anterior debido a que la maquina contara con espesores de placa de entre ½ y ¾ de pulgada los cordones de soldadura deberán ser de entre 3/16 y ¼ de pulgada lo cual puede conseguirse fácilmente con soldadura por arco eléctrico o soldadura TIG.

5.8 Operaciones tecnológicas.

La maquina deberá pasar por distintos procesos para poder ser llevada a su acabado final, dichos procesos serán principalmente los detallados en la siguiente tabla.

Operaciones	Maquinas	Símbolo
Torneado	Torno	T
Fresado	Fresadora	F
Taladrado	Taladro de banco	Tb
	Taladro de mano	Tm
Rectificado	Rectificadora	R
Soldadura	Soldadora eléctrica	Se

	Soldadora TIG	St
Corte	Cizalla	C
	Sierra eléctrica	Se
	Plasma	P
	Oxicorte	O
Formado	Dobladora o Baroladora	D
Acabado	Lijadora	L
	Amoladora	A

Tabla32. Principales operaciones tecnológicas de la maquina.

Fuente: Propia.

5.8.1 Tiempos de fabricación y montaje.

Tiempos de fabricación(min)	Torno	Fresadora	Soldadura TIG	Soldadura eléctrica	Sierra eléctrica	Cortadora por plasmas	Taladro de banco	Amoladora	Lijadora	Operaciones varias	Tiempo de ensamble	Tiempo total estimado de fabricación.
Partes												
Bastidor y freno	40	50	10	100	101	60		100		60	75	596
Sistema de sellado vertical	100	100			28	10	15			70	64	387
Sistema de sellado horizontal	120	110	15		40	15	50	2		50	100	502
Sistema de arrastre	200	120			70	7	15			45	83	540
Formador	40	100	70	10	4	30	80	20	12	50	20	436
Portabobinas	30	20			29					30	15	124
Sistema dosificador	300	400	250	50	86	150	10	29	83	309	231	1898
Tiempo total	830	900	345	160	358	272	170	151	95	614	588	4483

Tabla33. Tiempos de maquinado y ensamble.

Fuente: Propia.

Capítulo 6

Presentación de costos de construcción de la maquina empaquetadora.

En el presente capítulo se detallaran los costos en los que se incurrirá en la elaboración de la maquina empaquetadora, tanto costos directos como indirectos. Incluyendo estos los costos por materiales como los componentes eléctricos y el acero necesario para elaborar la maquina.

6.1 Costos directos.

Los costos directos son aquellos que intervienen de forma directa en la construcción de la maquina. Estos costos están constituidos por los materiales directos y mano de obra directa, que a su vez son costos de fabricación.

Costos de fabricación: Este rubro involucra los costos de la materia prima (materiales directos), los costos de los elementos normalizados y accesorios, costo de automatización y los costos por mecanizado. Este último se obtiene a partir del costo hora maquina hombre (HMH) y el tiempo de mecanizado obtenido al realizar los procesos constructivos del diseño mecánico de la maquina.

Costo de mecanizado y ensamblaje			
Maquina	Tiempo empleado(h)	Costo normal(USD/h)	Costo Total(USD)
Torno	13,83	4,2	58,1
Fresadora	15	4,6	69
Soldadora Eléctrica	2,6	2,92	7,78
Soldadora TIG	5,75	2,92	16,79
Herramienta menor(Sierra, taladro)	11,31	2	22,63
Ensamblaje	9,8	2,9	28,42
Varios(Pulido,limpieza,pintura,corte)	16,35	2	32,7
Subtotal			235,42

Tabla34.Costo de mecanizado y ensamble

Fuente: Propia.

Parte neumatica.					
Elementos	Referencia	Fabri cant e	Can tida d	Precio UNIT.	C.Total
Cilindro de doble efecto	CDJP2B16	SMC	1,00	\$ 200,00	\$ 200,00
Cilindro de doble efecto	CD85N16	SMC	2,00	\$ 200,00	\$ 400,00
Cilindro de doble efecto	CD85N16	SMC	1,00	\$ 200,00	\$ 200,00
Unidad de manteni.	FRC-3/4-7-Maxi-A	SMC	1,00	\$ 68,72	\$ 68,72
Valvula de seguridad	MS6-SV-C ¾	SMC	1,00	\$ 15,33	\$ 15,33
Silenciador	U-PK-3	SMC	8,00	\$ 3,10	\$ 24,80
Racor en T	KQ2L06-00	SMC	3,00	\$ 4,25	\$ 12,75
Racor recto macho	KQ2H06-M5	SMC	23,0 0	\$ 2,32	\$ 53,36
Tijera para cortar manguera	TK-2	SMC	2,00	\$ 37,84	\$ 75,68
Manguera	PUN-16x2,5-BL	SMC	30,0 0	\$ 1,20	\$ 36,00
Compresor	PRO 40 SILENT	CEVI K	1,00	\$ 352,00	\$ 352,00
Valvula reguladora de caudal	EAS2200-F01-S SMC	SMC	8,00	\$ 100,00	\$ 800,00
Valvula de paso	Electro valvula 5/2 biestable festo VSNC-F-B52-D-G14-F8.	SMC	4,00	\$ 118,00	\$ 472,00
				Subtotal	\$ 2.710,64

Tabla35.Costos de elementos del sistema neumático.

Fuente: Propia.

Parte electroneumatica					
Elementos	Referencia	Fabricante	Cantidad	Precio UNIT.	C.Total
Fuente de alimentación	SITOP LITE	SIEMENS	1	\$ 103,00	\$ 103,00
Relé	CME	BENDER	5	\$ 83,98	\$ 419,90
Sensor inductivo	FTM30SHLD,NPB,15MM	SMC	11	\$ 82,45	\$ 906,95
				Subtotal	\$ 1.429,85

Tabla36.Costos de elementos del sistema electro neumático.

Fuente: Propia.

Parte eléctrica					
Elementos	Referencia	Fabricante	Cantida d	Precio UNIT.	C.Total
Mordaza de sellado	MSD SC0043	LAKO TOOL	3	\$ 200,00	\$ 600,00
Boton pulsador norm.abierto	800FP-F3PX10.	AB	2	\$ 60,00	\$ 120,00
Boton pulsador norm.cerrado	800FM-E4MX01.	AB	2	\$ 60,00	\$ 120,00
Boton paro de emergencia	800FP-MT44PX01S.	AB	1	\$ 80,00	\$ 80,00
Indicador visual LED	XVBC2B5	SCNEIDER E.	5	\$ 81,89	\$ 409,45
Cable de conexión 1M negro	CC1N-DID (088720)	SMC	15	\$ 27,67	\$ 415,05
Cable de conexión 1M Rojo	CC1R-DID (088722)	SMC	15	\$ 27,67	\$ 415,05
Guarda motor sirius	3RV20 11-0AA10	SIEMENS	2	\$ 100,00	\$ 200,00
Sistema de fusibles	3NA3 801	SIEMENS	1	\$ 100,00	\$ 100,00
Tablero de distribucion	P2E42FX250ATS	SIEMENS	1	\$ 350,00	\$ 350,00
Tablilla block	8WA1011 - 3DF21	SIEMENS	2	\$ 50,00	\$ 100,00
Controlador LOGOj	8 24 CE	SIEMENS	1	\$ 156,03	\$ 156,03
				Subtotal	\$ 3.065,58

Tabla37.Costos de elementos del sistema eléctrico.
Fuente: Propia.

Parte mecánica					
Elementos	Referencia	Fabricante	Cantidad	Precio UNIT.	C.Total
Barra de acero inoxidable 304 de 1 3/4".	001-002-134	Aceros ROAG	0.230 mts	\$ 93,09	\$ 21,41
Barra de acero inoxidable de 2"	001-002-2	Aceros ROAG	0.540 mts	\$ 73,8400	\$ 39,8736
Barra de acero 1020 de 1 1/2"	001-001-112	Aceros ROAG	0.330 mts	\$ 15,0500	\$ 4,9665
Barra de acero 1020 de 1 1/2"	001-001-112	Aceros ROAG	0.400 mts	\$ 15,0600	\$ 6,0240
Lamina de acero inox.304 de 1/16-4X8	002-002-1648	Aceros ROAG	UND	\$ 147,4800	\$ 147,4800
Lamina de Aluminio de 1/4 4X8	002-005-1448	Aceros ROAG	UND	\$ 390,4000	\$ 390,4000
Tubo de acero inox.cuad.de 2" en 3mm	003-015-23	Aceros ROAG	1 mts	993.97	\$ 993,9700
Tubo de acero inox.cuad.de 1/8 x 1mm	003-015-181	Aceros ROAG	1 mts	435.50	\$ 435,5000
				Subtotal	\$ 2.039,6248

Tabla38.Costos de elementos mecánicos.
Fuente: Propia.

Costo de ensamble				
Elemento	Denominación	Cant.	C.Unit.	C.Total
Grasero	DIN 71412;M6	2	\$ 0,25	\$ 0,50
Perno Hexagonal	DIN 936-1;M6 x30;A304	1	\$ 0,22	\$ 0,22
Tuerca Hexagonal	ISO 4035; M10 x 1.25;A304	4	\$ 0,30	\$ 1,20
Rotula	φ=10mm,M10	4	\$ 35,36	\$ 141,44
Anillo de seguridad	DIN471;φnom=34mm	4	\$ 0,67	\$ 2,68
Perno Hexagonal	ANSI B18.2.1;3/8"-16UNCx1 1/2;A304	6	\$ 0,42	\$ 2,52
Niquelina plana	Calibre 4mm x 300mm	0,6m	\$ 4,90	\$ 2,94
Prisionero	M4,L=6mm;HN	4	\$ 0,17	\$ 0,68
Perno Hexagonal	ANSI B18.2.1;3/8"-16UNCx1 1/2;A304	14	\$ 0,22	\$ 3,08
Perno Hexagonal	ANSI B18.2.1;3/8"- 16UNCx3/4;A304	4	\$ 0,35	\$ 1,40
Arandela de presión	Para 1/4",A304	36	\$ 0,04	\$ 1,44
Arandela plana	Para 1/4",A304	28	\$ 0,06	\$ 1,68
Perno Allen	ANSI B18.2.1;3/8"-	20	\$ 0,28	\$

	20UNCx3/4;A304			5,60
Perno Allen	ANSI B18.2.1;3/8"- 13UNCx3/4;A304	2	\$ 0,47	\$ 0,94
Perno Hexagonal	M10x1.25x45mm;A304	14	\$ 1,15	\$ 16,10
Tuerca Hexagonal	Para perno 1/2 UNC;A304	6	\$ 0,37	\$ 2,22
Perno Hexagonal	ANSI B18.2.1;1/2"-13UNCx2"	2	\$ 1,35	\$ 2,70
Arandela plana	Para 1/2";A304	12	\$ 0,10	\$ 1,20
Perno Allen	ANSI B18.3;174"-20UNCx2 1/2";A304	2	\$ 0,37	\$ 0,74
Perno Hexagonal	ANSI B18.3;174"-13UNCx2 1/2";A304	1	\$ 1,25	\$ 1,25
Arandela plana	Para perno 5/16"	10	\$ 0,09	\$ 0,90
Niquelina plana	Calibre 4mm x 420mm	0,42 m	\$ 4,90	\$ 2,06
Perno Hexagonal	ANSI B18.3;174"-13UNCx5 /16";A304	5	\$ 0,25	\$ 1,25
Anillo de seguridad	DIN 471;φnom=25mm	2	\$ 50,00	\$ 100,00
Banda Dentada	DIN 7721,T10;L)690; Vulcanizar	2	\$ 50,00	\$ 100,00
Rodamiento de bolas	DIN 625;6203	5	\$ 3,50	\$ 17,50
Banda de freno	Plana espesor 5mm	0,6	\$ 10,00	\$ 6,00
Motor-reductor	SC.50-LAI71C4	1	\$ 450,00	\$ 450,00
Motor-reductor	SC.63-LA17156	1	\$ 340,00	\$

				340,00
Variador	MC.90-LA13158	1	\$ 280,00	\$ 280,00
			Subtotal	\$ 1.488,24

Tabla39.Costos de elementos de ensamble.
Fuente: Propia.

6.2 Costos indirectos.

Los costos indirectos son aquellos que no intervienen de forma directa en la construcción de la maquina. Estos costos se derivan de los materiales indirectos, mano de obra directa y otros costos producto del pago de servicios básicos, personal administrativo, depreciación de los equipos, entre otros.

Costos de materiales indirectos				
Detalle	Unid.	Cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Argón	m3	1,5	16,43	24,65
Aporte A304 1/16"	u.	12	0,42	5,04
Disco de corte INOX4 1/2 x 1/32	u,	2	4,42	8,84
Pintura IMPRIPOL Fondo	Gl	0,5	48	24
Pintura ACRIPOL Acabado	Gl	0,5	58	29
Lija grano medio	U	5	0,8	4
Electrodo 6011 1/8	Kg	2	2,5	5
Limpiador químico desoxidante	Ltr	1	15	15
Limpiador químico WURDS	Ltr	0,25	46,5	11,63
Gratas de 6" x 2"	U	1	18	18
			Varios	60
			Subtotal	205,16

Tabla40. Costos de materiales indirectos.

Fuente: Propia.

Mano de obra indirecta			
Detalle	Tiempo empleado(h)	Costo(USD/h)	Costo Total(USD)
Ingeniería y Diseño	150	6,5	975
Dibujo de planos	100	4	400
Supervisión	20	3,2	64
Subtotal			1439

Tabla41.Costos de mano de obra indirecta.

Fuente: Propia.

Otros costos indirectos		
Tiempo de fabricación(h)	Factor por gastos indirectos	Subtotal(USD)
182,5	3,5	638,75

Tabla4.Otros costos indirectos.

Fuente: Propia.

6.3 Costo total y beneficios económicos de la maquina empaquetadora.

Costo total	
Rubro	Costo
Costo de mecanizado y ensamble	\$ 235,42
Costo de elementos neumáticos	\$ 2.710,64
Costo de elementos electroneumaticos	\$ 1.429,85
Costo de elementos del sistema eléctrico	\$ 3.065,58
Costo de elementos mecánicos	\$ 2.039,6248
Costo de elementos de ensamble	\$ 1.488,24
Costo de materiales indirectos	\$ 205,16
Costo de mano de obra indirecta	\$ 1.439,00
Otros costos indirectos	\$ 638,75
Subtotal	\$ 14510,5
Utilidad 40%	\$ 5804,2
Costo total	\$ 20.314,7

Tabla40.Costo total de la maquina.

Fuente: Propia.

Beneficios económicos de la maquina			
Costo total de la maquina	Costo de maquina cotizado	Diferencia	% de ahorro
\$ 20.314,7	\$ 30.000,00	\$ 9685.3	32,2%

Tabla41. Beneficios económicos del diseño de la maquina.

Fuente: Propia.

Como se puede observar en la tabla anterior es posible afirmar que existe una diferencia notable de costos con respecto a una maquina disponible en el mercado con especificaciones similares a la diseñada,32,2 % de ahorro es una cifra más que suficiente para tomar en cuenta el diseño como una solución válida para las PYMES y perfectamente viable.

Conclusiones.

- La maquina diseñada trabaja con bolsas de 350g y es capaz de producir un equivalente de 15 bolsas/min y 900 bolsas por día con cargas de la tolva de 2520kg por ronda con lo que se cumple con las exigencias de volumen producción de las PYMES.
- El sistema neumático de la maquina consta de 4 actuadores neumáticos de doble efecto, con sus respectivas válvulas de paso y demás dispositivos del sistema con lo que se puede cumplir de manera efectiva con los parámetros funcionales de la maquina, y el circuito eléctrico esta formado por dispositivos de protección y control de los distintos elementos de la maquina ,con lo que se garantiza un correcto funcionamiento de la maquina y protección tanto para la maquina como para los usuarios.
- La maquina tiene un diseño mecánico cómodo para el usuario y fácil de ensamblar en el local debido a que la maquina será fijada o empotrada en el suelo del lugar designado de la empresa productora del empaque, además utiliza componentes que son fácilmente encontrados de venta en empresas distribuidoras del país por lo que el tiempo de ensamble y construcción es relativamente bajo.
- La maquina diseñada es apropiada para procesos automáticos por lo que se controla a partir de la programación de un LOGO con las distintas tareas que realizaran los dispositivos de la maquina durante cada ciclo de funcionamiento de la misma.

- La maquina presenta una diferencia favorable en función de su precio comparado con las maquinas presentes en los mercados tanto exteriores como interiores del país por lo que puede ser adquirada fácilmente por cualquier PYME y su precio sera amortiguado en poco tiempo en base a la producción realizada por la empresa.
- El diseño de la maquina realizado puede ser usado para elaborar de manera física dicha maquina fácilmente utilizando productos de venta en el país ,los cuales poseen bajos costos ,siempre y cuando se disponga de mano de obra calificada para la instalación.

Recomendaciones.

- Las bandas no deben deslizarse sobre el material de empaque al momento del arrastre por lo que se deberá colocar tiras de teflón a los costados del tubo formador.
- El correcto funcionamiento del sellado horizontal dependerá de que se respete las distancias entre centros de rotulas establecidos en los planos constructivos de la maquina, por lo que siempre que se respeten no habrá ningún inconveniente.
- Realizar mantenimiento preventivo de la maquina cada semana o cada 1000 horas de trabajo para asegurar una vida útil larga y evitar incurrir en gastos debido a desperfectos mecánicos.
- Proteger las conexiones eléctricas de la maquina con paneles eléctricos apropiadamente equipados con protectores térmicos, brakers y mantener organizados los cables de las conexiones eléctricas.
- Ejecutar limpiezas a la maquina al finalizar cada jornada laboral o bien antes de intercambiar el tipo de producto a ser empaquetado.

Bibliografía.

Libros consultados:

Creus,A.(2007).Neumatica e hidráulica Barcelona:Marcombo.

Timothy,J.(2006).Electronica industrial moderna Mexico:Pearson educación.

Pallas,R.(2007).Sensores y acondicionadores de señal Barcelona:Marcombo.

Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.

Mott,R.(2004).Diseño de elementos de maquinas Mexico:Pearson educación.

Mott,R.(2004).Mecanica de fluidos Mexico:Pearson educación.

Creus,A.(2010).Instrumentacion industrial Mexico:Pearson educación.

Beer,F.,Johnston,R.,De wolf,J.(2004).Mecanica de materiales Mexico:Mc Graw Hill.

Tesis consultadas:

Simeon,J.(2011).Diseño de modelo de maquina empacadora de bolsas prefabricadas tipo DOYPACK,Universidad Centroamericana,Antiguo cuscatlan El Salvador.

Chilamack,J.,Restrepo,D.(2009).Diseño de un modelo de una maquina de empaque secundario,Universidad EAFIT,Medellin.

Páginas web consultadas:

[Plásticos modernos], <http://www.pmodernos.com.ni>

Garcia,A.(2006).Proyectos de inversión. Chile. <http://www.eumed.net/libros-gratis/2006c/218/3.html>.

[Festo], https://www.festo.com/cms/es_es/index.html.

Mariano,J.(2013).Termosellado. Tecnologia de los plásticos.

<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2013/12/termosellado.html>.

Software utilizados:

Autocad 2013.

FluidSIM Pneumatics V 4.2 English.

MDSolids 3.5.

Anexos.

SIMBOLOGÍA NEUMÁTICA					
Fuente de presión		Escape de aire		Cilindro de simple efecto	
Fuente de presión no normalizada		Válvula 2/2		Cilindro de doble efecto	
Conducción para la transmisión de energía		Válvula 3/2 normalmente cerrada		Cilindro de doble efecto con salida regulable	
Conducción para la transmisión de energía de mando		Válvula 3/2 normalmente abierta		Compresor	
Conducción para escape del aire		Válvula 4/2		Depósito de aire comprimido	
Unión de piezas móviles		Válvula 5/2		Purga manual	
Transmisión de energía eléctrica		Llave de paso		Purga automática	
Uniones fijas		Válvula de estrangulación y antirretorno		Filtro	
Cruce de conducciones		Válvula de estrangulación y antirretorno		Unidad de mantenimiento	

Anexo 1. Simbología neumática utilizada.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

ACCIONAMIENTO MUSCULAR			
Pulsador rasante		Pedal	
Pulsador de seta		Palanca	
Seta de tracción		Pedal basculante	
ACCIONAMIENTO MECÁNICO			
Pulsador		Rodillo	
Muelle		Rodillo escamoteable	
ACCIONAMIENTO NEUMÁTICO		ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO	
Mando indirecto		Electroválvula	
Mando directo			

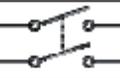
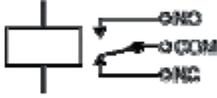
Anexo 2. Simbología de tipos de accionamiento de válvulas neumáticas.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Componente	Símbolo
Batería	
Alimentación c.c.	
Alimentación c.a.	
Fusible	
Transformador	
Tierra	
Hilo	
Hilos unidos	
Hilos no unidos	
Lámpara de luz	
Lámpara indicadora	
Calefactor	
Motor	
Campana	
Bocina	
Bobina	

Anexo 3. Simbología eléctrica utilizada.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Pulsador (pulsar para cerrar)	
Pulsador (pulsar para abrir)	
Interruptor On-Off (SPST)	
Conmutador (SPDT)	
Interruptor dual ON-OFF (DPST)	
Interruptor reversible (DPDT)	
Relé	
Resistencia	
Resistencia Variable (Reostato)	
Resistencia Variable (Potenciómetro)	
Resistencia Variable (Preajustable)	

Anexo 4. Simbología de interruptores para circuitos electroneumáticos.

Fuente: Creus, A. (2007). Neumática e hidráulica.

Ecuacion	Descripcion	Fuente	Numero de Ec.
$F_{real} = \frac{Fn}{\lambda}$	Ecuacion de fuerza real en actuador neumático.	Creus,A.(2007).Neu matica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-1
$F_t = \frac{F_{real}}{\mu}$	Ecuacion de fuerza teorica en actuador neumático.	Creus,A.(2007).Neu matica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-2
$Q_{avance} = \pi \frac{D_{cil}^2}{4} * l * \frac{lit}{10^6} * \frac{0.987+P_{man}}{0.987} * \frac{n}{min}$	Ecuacion de cantidad de aire consumido en carrera de avance.	Creus,A.(2007).Neu matica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-3
$Q_{retroceso} = \pi \frac{D_{cil}^2 - d_{vas}^2}{4} * l * \frac{lit}{10^6} * \frac{0.987+P_{man}}{0.987} * \frac{n}{min}$	Ecuacion de cantidad de aire consumido en carrera de retroceso.	Creus,A.(2007).Neu matica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-4
$Q_{CILINDRO} = Q_{avance} + Q_{retroceso}$	Ecuacion de cantidad de aire total consumido por actuador neumático.	Creus,A.(2007).Neu matica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-5
$Q_{total} = \Sigma Q_{cilindro}$	Ecuacion de	Creus,A.(2007).Neu	3-6

	cantidad de aire necesaria a suministrar por el compresor.	matica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	
$\frac{P_i^2 - P_f^2}{D^5} = \frac{76.35 \times L_t \times Q_n^{1.875}}{D^5}$	Ecuacion de diferencia de presión a ser compensada.	Creus,A.(2007).Neumatica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-7
$Q_{COMP} = C_S * C_{MF} * M_A * C_{CC} * C_U * \sum_{i=1}^n Q_{espi}$	Ecuacion de cantidad de aire suministrada por el compresor.	Creus,A.(2007).Neumatica e hidráulica Barcelona:Marcombo.	3-8

Anexo 5. Tabla de ecuaciones utilizadas para el diseño electroneumatico.

Fuente:Propia.

Ecuacion	Descripción	Fuente	Numero de ecuacion
$\begin{aligned} \text{Capacidad requerida} \\ &= n \text{ bolsas}/\text{min} \\ &\times g/\text{bolsas} \\ &\times 1\text{kg}/1000\text{g} \\ &\times 60\text{min}/1\text{h} \end{aligned}$	Ecuacion de capacidad de bolsas requerida	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-1
$V_{tolva} = \frac{m}{\rho}$	Ecuacion de volume de tolva	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-2
$V_{tolva} = \left[\frac{h}{3} (a^2 + b^2 + \sqrt{a^2b^2}) + a^2c + b^2d \right]$	Ecuacion de dimensiones de tolva.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-3
$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{h}{b} \right)$	Ecuacion de angulo de placa de tolva.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-4
$M_Y = \beta_4 q_0 h_1^2$	Ecuacion de momento máximo a lo largo de lados empotrados.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-5
$q_0 = \rho_{RMS} * h * g$	Ecuacion de carga ejercida	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería	5-6

	en el extremo de la placa.	mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	
$F = q_0 * A$	Fuerza distribuida en paredes de la tolva.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-7
$\beta_4 = \frac{b}{h_1}$	Factor de relación entre b y h1.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-8
$\sigma_{fmat} = 0.6\sigma_{mat}$	Ecuacion de resistencia a la flexion.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-9
$S = \sqrt{\frac{6M\gamma}{\sigma_{fmat}}}$	Ecuacion de espesor de la placa de la tolva.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-10
$V = \frac{\pi d^2}{4} h$	Ecuacion de volumen de un cilindro	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-11

$m = V\gamma$	Ecuacion de masa del producto.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-12
$H = h + e$	Ecuacion de altura del vaso superior.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-13
$V_2 = V_1 + V_a$	Ecuacion de volumen total de los vasos.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-14
$T_s = \frac{Fdp}{2} * \left(\frac{L+\pi udp}{\pi dp-uL} \right)$	Par necesario para subir carga por rosca.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-15
$T_b = \frac{Fdp}{2} * \left(\frac{\pi udp-L}{\pi dp+uL} \right)$	Par necesario para descender carga por rosca.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-16
$A_s = \pi * d * \frac{h}{2}$	Area de esfuerzo de tensión.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica	5-17

		Mexico:Mc Graw Hill.	
$T = \frac{F}{As}$	Ecuacion de momento flector.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-18
$N = \frac{0.577 Sy}{\tau}$	Ecuacion de esfuerzo cortante.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-19
$N_p = \frac{Dp}{m}$	Numero de dientes de piñon.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-20
$Pd = \frac{N}{d}$	Paso diametral	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-21
$N_e = 3 * N_p$	Numero de dientes de engrane.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-22

$Pd = \frac{N}{d}$	Paso diametral .	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-23
$\Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right)$	Angulo de paso de piñon.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-24
$\Upsilon = \tan^{-1} \left(\frac{N_P}{N_G} \right)$	Angulo de paso de engrane.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-25
$A_0 = \frac{0.5d}{\sin \Gamma}$	Distancia del cono.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-26
$F = \frac{A_0}{3}$	Ancho máximo de la cara.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-27
$d_{mp} = d - F \sin \Upsilon$	Diametro medio piñon.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica	5-28

		Mexico:Mc Graw Hill.	
$d_{mg} = d - F \sin \tau$	Diametro medio engrane.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-29
$W^t = \frac{2T}{Dg}$	Carga transmitida por el engrane.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-30
$s_c = \sigma_c$ $= C_p \left(\frac{W^t}{F d_p I} (K_o)(K_v)(K_m)(C_s)(C_x) \right)$	Ecuacion de esfuerzo de contacto.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-31
$V_t = \frac{\pi d_p n}{12}$	Factor V_t	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-32
$k_v = \left[\frac{k_z}{k_z + \sqrt{V_t}} \right]^u$	Factor K_v	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-33

$S_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac}C_L C_H}{S_H K_T C_R}$	Esfuerzo de contacto permisible.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-34
$N_L: (60)(L)(n)(q)$	Numero de ciclos de carga esperado.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-35
$S_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J}$	Esfuerzo de flexion.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-36
$S_{wt} = \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$	Esfuerzo de flexion permisible.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-37
$T_{motor} = I * \alpha_{motor}$	Potencia requerida del motor.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-38
$\alpha_{motor} = \frac{\omega}{t} \text{ (Ec. 5-39)}$	Aceleracion angular del eje del	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica	5-39

	motor.	Mexico:Mc Graw Hill.	
$d_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)}$	Diámetro de paso de Catarina.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-40
$L = 2C + \frac{N_2+N_1}{2} p + \frac{p^2(N_2-N_1)^2}{4\pi^2 C}$	Longitud de cadena.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-41
$P = \frac{Txn}{9550} \times \frac{1}{h}$	Potencia considerando el rendimiento del motor.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-42
$\omega = \frac{\theta}{t}$	Velocidad angular del motor.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-43
$D_t = \frac{P_{bolsa}}{\pi}$	Diámetro del tubo formador.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-44
$B = P_{bolsa} + \text{traslape}$	Ancho de	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-45

	la bobina de polipropileno.	ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	
$d_0 = \frac{ZP}{\pi}$	Diametro de paso de la polea.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-46
$C = \frac{L-\pi d_0}{2}$	Distancia entre centros de la polea.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-47
$V = \frac{L}{t}$	Velocidad de poleas de arrastre.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-48
$\omega_{poleas} = \frac{V}{r}$	Velocidad angular de las poleas.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-49
$\alpha = \frac{\omega}{t}$	Aceleración angular de motor.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-50

		Hill.	
$i = \frac{n_{motor}}{n_{reductor}}$	Relacion de transmisi ón.	Shigley,J.(2002).Dise ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-51
$\alpha_{reductor} = \frac{\alpha_{motor}}{i}$	Aceleraci on angular del motor reductor.	Shigley,J.(2002).Dise ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-52
$y = \frac{1}{2}r\alpha_{polea}t^2$	Distancia desplazada durante aceleraci on del motor.	Shigley,J.(2002).Dise ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-53
$y = r\omega_{poleas}t$	Distancia desplazada durante aceleraci ón constante .	Shigley,J.(2002).Dise ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-54
$2F_{r1} + 2F_{r2} - F = 0 \therefore F = 2N\mu_1 + 2N\mu_2$	Fuerza del desplazamiento de plástico.	Shigley,J.(2002).Dise ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-55
$T = F_3R_{bobina} = I\alpha_{bobina}$	Torque de giro de la bobina.	Shigley,J.(2002).Dise ño en ingeniería	5-56

		mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	
$a_t = \alpha_{polea} r$	Aceleración tangencial del plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-57
$\alpha_{bobina} = \frac{\alpha_{polea}}{R_{bobina}}$	Aceleración angular de la bobina.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-58
$I = \frac{m}{8} [(d_0)^2 - (d_i)^2]$	Inercia de la bobina de plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-59
$w_{pp} = \rho_{pp} v_{bobina} \mathcal{G}$	Peso de bobina de plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-60
$F = W_{pp}/2$	Fuerza para mover bobina de plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-61

$I = \frac{m}{8} [(d_o)^2 - (d_i)^2]$	Momento de inercia de bobina de plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-62
$F_3 = \frac{T}{R_{bobina}}$	Fuerza de jalado de la bobina.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-63
$P_2 \sin 58^\circ * 160mm$ $- F_1 360mm = 0$ $\therefore P_2 = \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ}$	Ecuacion de las tensiones de la bobina.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-64
$P_2 = \frac{P_1}{e^{f\theta}}$ (Ec. 5-65)	Relacion de tensiones en la bobina	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-65
$P_1 = \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} e^{f\theta}$	Ecuacion de tensiones de la bobina modificada.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-66
$T_f = (P_1 - P_2)r_{tambor}$	Par de torsión de frenado de bobina.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica	5-67

		Mexico:Mc Graw Hill.	
$T_f = \left(\frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} e^{f\theta} - \frac{9 F_1}{4 \sin 58^\circ} \right) r_{tambor}$	Torque de frenado de la bobina.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-68
$P_a = \frac{P_1}{br_{tambor}}$	Ancho de la banda de frenado.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-69
$F_T = F_1 + F_2 + F_3$	Fuerza total necesaria para jalar el plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-70
$P_{pp} = F_T V$	Potencia de arrastre del plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-71
$\tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P}$	Angulo de paso de piñon.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-72

$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G}$	Angulo de paso de engrane.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-73
$N' = \frac{2\pi r_b}{P}$	Numero virtual de dientes.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-74
$d_p = d_g = Nm$	Diametro de paso.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-75
$P = \frac{N}{d}$	Paso diametral	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-76
$\Gamma = \Upsilon = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right)$	Angulo de paso.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-77
$A_0 = \frac{0.5d}{\sin \Gamma}$	Distancia del cono.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica	5-78

		Mexico:Mc Graw Hill.	
$F = \frac{A_0}{3}$	Ancho máximo de la cara.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-79
$d_m = d - F \sin Y$	Diametro medio.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-80
$W^t = \frac{T}{r_{prom}}$	Carga transmitida por el motor.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-81
$s_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J}$	Esfuerzo flexionante.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-82
$s_{wt} = \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$	Esfuerzo flexionante permisible.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-83
$N_L: (60)(L)(n)(q)$	Numero	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-84

	de ciclos de carga esperados.	ño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	
$s_t < s_{wt}$	Comparación de esfuerzo flexionante y esfuerzo admisible.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-85
$C_p \left(\frac{W^t}{F d_p I} (K_o)(K_v)(K_m)(C_s)(C_{xc}) \right)$	Esfuerzo de contacto.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-86
$s_c = \sigma_c =$ $s_{wc} = (\sigma_c)_{perm} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R}$	Esfuerzo de contacto permisible.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-87
$W_r = W^t \tan \phi \cos \gamma$	Fuerza tangencial radial y axial del engrane.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-88
$W_a = W^t \tan \phi \sin \gamma$	Fuerza tangencial y axial del piñon.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw	5-89

		Hill.	
$F_p = 2F_v; F_v = 0.5F_u$	Fuerza sobre banda sincronizada.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-90
$F_p = F_u = \frac{T}{r}$	Fuerza transmitida.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-91
$F = 2N(\mu_1 + \mu_2); N = \frac{F}{2(\mu_1 - \mu_2)}$	Fuerza normal ejercida sobre el plástico.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-92
$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$	Ecuacion de la fatiga real de MARIN.	Shigley,J.(2002).Diseño en ingeniería mecánica Mexico:Mc Graw Hill.	5-93

$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_y} [4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$	Diametro de secciones del eje según SODERBE RG.	Shigley, J. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. Mexico: Mc Graw Hill.	5-94
$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(k_f M_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_y} [3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$	Ecuación de diámetros de SODERBE RG para ejes giratorios.	Shigley, J. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. Mexico: Mc Graw Hill.	5-95

Anexo 6. Tabla de ecuaciones utilizadas para el diseño mecánico.

Fuente: Propia.



DISTRIBUIDORA ROAG DE NICARAGUA S.A

PROFORMA : 33208

RUC # J0310000001391

SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES, EXENTOS DEL 2%

ELABORAR CK A NOMBRE DE DISTRIBUIDORA ROAG DE NICARAGUA, S.A.

Fecha : 2 / 9 / 2016	CONTADO 0	Vendedor : María Osorio
Código : 500001	Cliente : BOSCO GAITAN	
Teléfono: 89836957	Direccion : MANAGUA	

CONDICIONES DE LA OFERTA

Oferta Válida: 5 Días.

Transporte Gratis en cualquier lugar de Nicaragua.

Tipo de Cuenta: BANCENTRO BAC BANPRO
 Cordobas: 100235560 351223854 10013905715885
 Dolares: 101229505 351223847 10013915715891

No se aceptan devoluciones una vez cortado el material, se omiten errores en los cortes realizados por parte de DISTRIBUIDORA ROAG DE NICARAGUA, S.A.

Cantidad	Código	Descripción	Medidas	Precio Uni.	Total
1	001-002-134	BARRA DE ACERO INOXIDABLE 304 DE 1.3/4"	0.230mts	2,606.65	599.53
1	001-002-2	BARRA DE ACERO INOXIDABLE DE 2"	0.540mts	2,067.78	1,116.60
1	001-001-112	BARRA DE ACERO 1020 DE 1.1/2"	0.330mts	421.58	139.12
1	001-001-112	BARRA DE ACERO 1020 DE 1.1/2"	0.400mts	421.58	168.63
1	002-002-1648	LAMINA DE ACERO INOX.304 DE 1/16-4X8	UND	4,129.45	4,129.45
1	002-005-1448	LAMINA DE ALUMINIO DE 1/4 4X8	UND	10,931.27	10,931.27

SUBTOTAL C\$	17,084.60
DESCUENTO	0.00
SUBTOTAL	17,084.60
I. VENTAS	2,562.69
TOTAL C\$****	19,647.29

02/09/2016 09:04

Dirección: Km 13.5 carretera a Masaya . Telefonos: . 2279-8309 / 2279-1708/2279-9923.
 www.acerosroag.com correo telemarketing@acerosroag.com



Factura Proforma N°: 002132

Fecha: 01/09/2016

Valides:10 dias.

Direccion:Del puente la reynaga 2C abajo 1 1/2 C al lago frente a universidad Unijar .

Managua Nicaragua.

Telefono:(505)224800025

Vendedor:	Steven Almanza
Cliente:	Bosco Gaitan

CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNI.	TOTAL
3	002-009-134	Mordaza de sellado	\$ 200,00	\$ 600,00
2	001-009-987	Boton pulsador norm.abierto	\$ 60,00	\$ 120,00
2	004-956-655	Boton pulsador norm.cerrado	\$ 60,00	\$ 120,00
1	003-090-234	Boton paro de emergencia	\$ 80,00	\$ 80,00
5	235-690-555	Indicador visual LED	\$ 81,89	\$ 409,45
15	890-147-934	Cable de conexión 1M negro	\$ 27,67	\$ 415,05
15	699-943-551	Cable de conexión 1M Rojo	\$ 27,67	\$ 415,05
2	709-865-478	Guarda motor sirius	\$ 100,00	\$ 200,00
1	190-456-987	Sistema de fusibles	\$ 100,00	\$ 100,00
1	567-901-444	Tablero de distribucion	\$ 350,00	\$ 350,00
2	569-003-124	Tablilla block	\$ 50,00	\$ 100,00
1	218-904-333	Controlador LOGO _i	\$ 156,03	\$ 156,03
1	333-278-909	Fuente de alimentacion	\$ 103,00	\$ 103,00
5	128-098-777	RELE	\$ 83,98	\$ 419,90
11	457-859-902	Sensor inductivo	\$ 82,45	\$ 906,95
			SUBTOTAL	\$ 3.972,53
			DESCUENTO	0.00
			I.VENTAS	\$ 595,88
			SUBTOTAL	\$ 4.568,41
			TOTAL	\$ 4.568,41



Factura Proforma N°: 002132

Fecha: 01/09/2016

Valides:10 días.

Direccion:Del puente la reynaga 2C abajo 1 1/2 C al lago frente a universidad Unijar .

Managua Nicaragua.

Telefono:(505)224800025

Vendedor:	Steven Almanza
Cliente:	Bosco Gaitan

CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNI.	TOTAL
1	002-009-134	Cilindro de doble efecto	\$ 200,00	\$ 200,00
2	001-009-987	Cilindro de doble efecto	\$ 200,00	\$ 400,00
1	004-956-655	Cilindro de doble efecto	\$ 200,00	\$ 200,00
1	003-090-234	Unidad de manteni.	\$ 68,72	\$ 68,72
1	235-690-555	Valvula de seguridad	\$ 15,33	\$ 15,33
8	890-147-934	Silenciador	\$ 3,10	\$ 24,80
3	699-943-551	Racor en T	\$ 4,25	\$ 12,75
23	709-865-478	Racor recto macho	\$ 2,32	\$ 53,36
2	190-456-987	Tijera para cortar manguera	\$ 37,84	\$ 75,68
30	567-901-444	Manguera	\$ 1,20	\$ 36,00
1	569-003-124	Compresor	\$ 352,00	\$ 352,00
8	218-904-333	Valvula reguladora de caudal	\$ 100,00	\$ 800,00
4	457-859-902	Valvula de paso	\$ 118,00	\$ 472,00
			SUBTOTAL	\$ 2.710,64
			DESCUENTO	0.00
			I.VENTAS	\$ 406,60
			SUBTOTAL	\$ 3.117,24
			TOTAL	\$ 3.117,24



Factura Proforma N°: 0136732

Fecha: 12/09/2016

Valides:10 dias.

Direccion:Del puente la reynaga 2C abajo 1 1/2 C al lago frente a universidad Unijar .

Managua Nicaragua.

Telefono:(505)224800025

Vendedor:	Andrea Rodriguez
Cliente:	Bosco Gaitan

CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNI.	TOTAL
1	002-009-134	Maquina empacadora automatica de cereales de 30 bolsas/min y 100grs.	\$ 30.000	\$ 30.000
SUBTOTAL				\$ 30.000,00
DESCUENTO				0.00
I.VENTAS				\$ 4.500,00
SUBTOTAL				\$ 34.500,00
TOTAL				\$ 34.500,00