

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. PRESENTACIÓN.

En este documento se propone el diseño y construcción de una máquina empacadora de envases de hojalata, para ser implementada al final del proceso de fabricación de estos.

Las empacadoras son máquinas indispensables en la automatización de procesos, brindan a la industria rapidez, exactitud en el empaqueo y un punto muy importante, es la reducción de costos por mano de obra.

Estas máquinas por lo general son diseñadas y construidas en el extranjero, para luego ser importadas a nuestro país, lo que representa un aumento en el costo de producción de la industria nacional.

FRELAN Cía. Ltda. cuenta con una línea de producción de envases de hojalata y debido a la necesidad de automatizar el proceso de empaqueo, ha propuesto la realización de este proyecto.

La empresa ha determinado que la construcción de una máquina empacadora es la mejor opción para solucionar el problema que representa empaquear 80 latas por minuto manualmente.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

La empresa FRELAN Cía. Ltda. distribuye alimentos enlatados. Debido a la demanda insatisfecha ha decidido implementar en sus instalaciones la fabricación de envases de hojalata. Para esto se ha importado la maquinaria necesaria para este proceso, con una capacidad de 80 latas por minuto.

Como último paso en la producción de los envases se encuentra el empacamiento de estos, para lo cual no se tiene la máquina requerida y se ha determinado que la falta de ésta constituirá el cuello de botella del proceso.

Por lo expuesto, la empresa ha visto la necesidad de contar con una empacadora pero debido al alto costo de importación, se ha decidido construirla aquí en el Ecuador.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.

Para la industria nacional es de suma importancia mejorar su competitividad, ya que nuestro país brinda una gran apertura al producto extranjero debido a la alta tecnología y a sus bajos precios de oferta.

Una forma de mejorar la competitividad de la industria nacional es automatizándola. La automatización de procesos se lo ha realizado en el país, por lo general, mediante la importación de tecnología, lo que significa una alta inversión, incremento en el costo de fabricación y un alto precio del producto en el mercado. El presente proyecto promueve la industria nacional ya que de una u otra forma estamos creando tecnología en nuestro país, además brinda a la empresa solicitante un proceso de empaquetado semi-automático y confiable.

1.4. OBJETIVOS.

1.4.1. OBJETIVOS GENERALES.

- Construir la empacadora como último paso en la fabricación de envases de hojalata en la empresa FRELAN Cia. Ltda.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Describir el funcionamiento del proceso.
- Establecer alternativas de elementos constituyentes existentes en el mercado local.
- Diseñar un dispositivo efectivo de empaquetamiento de latas.
- Probar el correcto funcionamiento del dispositivo implementado.
- Realizar un análisis económico-financiero.

1.5. ALCANCE.

En el presente proyecto se realizará el diseño, la construcción y la implementación de una máquina empacadora de envases de hojalata de 400 y 800 ml con capacidad de 10 cajas por minuto en la empresa FRELAN Cía. Ltda.

CAPITULO 2

DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

2.1. CARACTERÍSTICAS DE LA EMPACADORA.

2.1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

La línea de producción de envases de hojalata con que cuenta la empresa FRELAN Cia. Ltda. está automatizada casi en su totalidad.

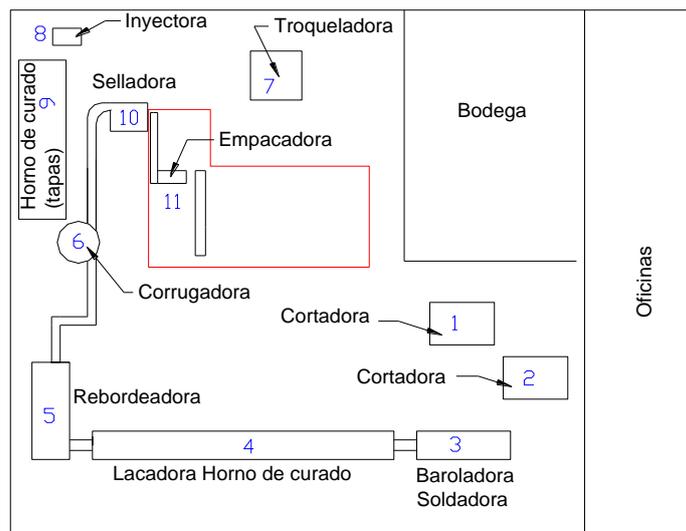


Figura 2.1 Distribución de planta

La producción de los envases comienza realizando cortes en la plancha de hojalata ($1m^2$), primero longitudinal y luego transversalmente (1 y 2) hasta obtener el desarrollo de los cilindros (cuerpo de los envases).

A continuación, estos flejes son llevados manualmente hasta la máquina baroladora-soldadora (3) de donde salen los cilindros conformados y soldados.

Sobre la soldadura es necesario colocar una laca para evitar su posterior oxidación. Este proceso se realiza en la máquina lacadora y horno de curado (4).

Con la máquina rebordeadora (5), se realiza bordes tipo pestaña en los extremos de los cilindros.

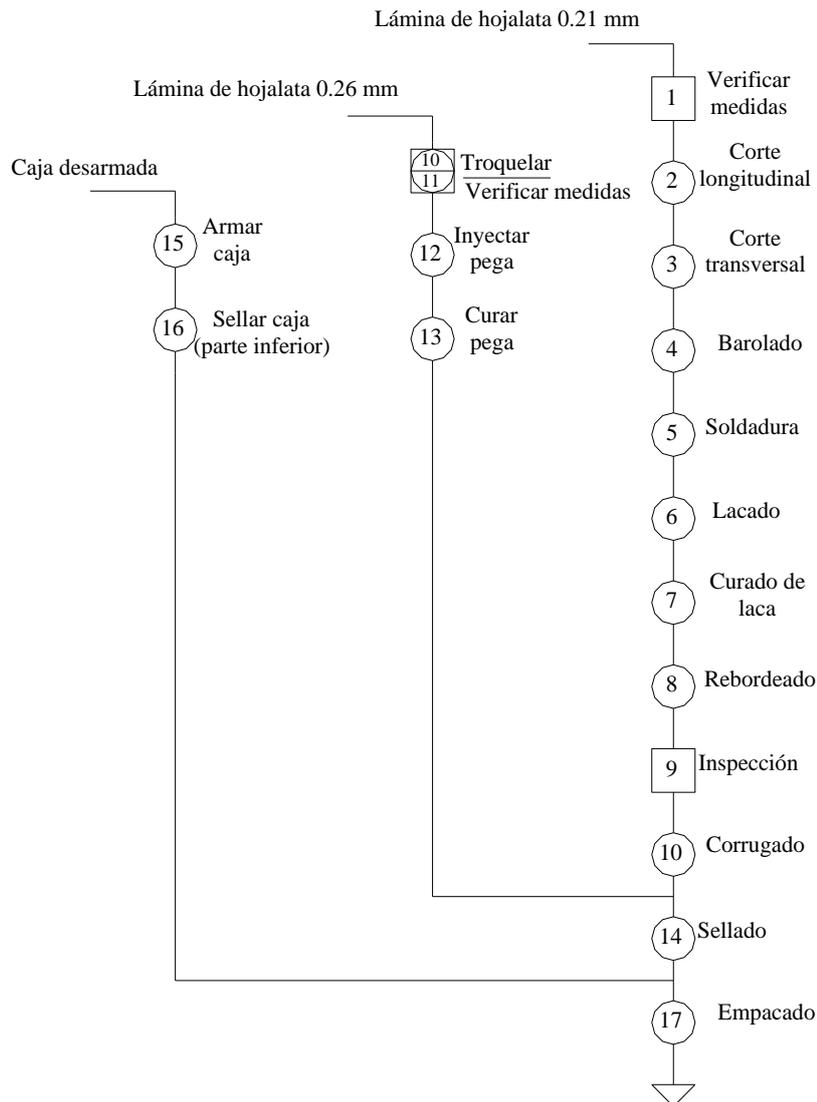
Posteriormente los envases son transportados por medio de bandas a la máquina corrugadora (6). Este corrugado se realiza sobre la periferia de los cilindros para obtener mayor rigidez del envase.

Una vez corrugados los envases las tapas, que son el resultado de un proceso paralelo, son ensambladas (10) a estos.

Al final del proceso se fabrican 80 latas por minuto. Esta velocidad de producción no depende del tamaño de la lata. Los envases son de dos tipos: A y B. Sus características se pueden ver en la tabla 2.1.

La fabricación de las tapas comienza por el troquelamiento (7) de flejes de mayor espesor que los que se utilizan para los cilindros. Luego de este primer paso se llevan los flejes (manualmente) hacia la inyectora de pegamento (8). Como último paso las tapas son colocadas en una banda metálica la cual atraviesa un horno (9) a 80 °C. En este horno el pegamento se cura y las tapas quedan listas para ser ensambladas con los cilindros.

Para un mejor entendimiento de lo antes explicado, a continuación se presenta el diagrama de procesos:



2.1.2. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS FUNCIONALES.

Una primera banda recibe las latas (con la tapa hacia arriba) y las traslada hacia una segunda banda, la cual esta dispuesta de forma perpendicular a la primera. Al final de ésta los envases se organizan formando una matriz de tres por cuatro. El operador arma las cajas y las coloca en una posición determinada, da una señal y las doce latas son asidas y trasladadas por ventosas hacia el interior de dicha caja. Un mecanismo que actúa neumáticamente se encarga de cerrar la caja y sellarla con cinta adhesiva. Como último paso un pistón empuja la caja hacia una rampa de rodillos.

Una vez descrito el proceso se podría decir que las tareas que debe realizar la máquina empacadora son las siguientes:

- Transportar los envases hacia un punto de ordenamiento.
- Sujetar los envases por medio de ventosas.
- Trasladar los envases hacia las respectivas cajas.
- Cerrar las cajas.
- Sellar las cajas.
- Despachar las cajas con los envases en su interior.

Las tareas que se enumeraron anteriormente serán realizadas gracias a los dispositivos que se muestran en la figura 2.5.

2.1.3. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DIMENSIONALES.

Actualmente se producen dos tipos de latas con las siguientes características:

Tabla 2.1 Características de los envases

Tipo	Diámetro	Capacidad	Altura	Peso	Servicio
	mm	ml	mm	gr	
A	99	800	119	100	Frutas, vegetales, calamares
B	73	400	113	50	



Figura 2.2 Envases de 400 y 800 ml.

La línea de producción actual tiene una capacidad de fabricación de 80 envases por minuto. Sin embargo la empresa en un futuro incrementará el número de unidades a fabricarse hasta llegar a 120 envases por minuto; de esta manera se trabajará con la capacidad de diseño de 10 cajas por minuto ya que cada caja lleva 12 latas en su interior.

Esta máquina cae dentro de la clasificación de semi-automática ya que un operador decidirá, mediante un botón, el momento de sujeción de las latas y su posterior empacamiento. El operador debe armar y posicionar la caja de tal manera que el arreglo de latas ingrese perfectamente.

El tamaño de la máquina no estará restringida a un espacio físico determinado ya que este es lo suficientemente grande como para tomarlo como un acondicionamiento, ver Figura 2.1. Mas bien el área que ocupe la máquina estará dado por la comodidad del operador y ciertas condiciones al final del proceso existente (producción de latas)

2.2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

2.2.1. SISTEMA DE TRANSPORTE.

El sistema de transporte se refiere a todos los dispositivos que se utilizarán en el traslado tanto de las cajas como de los envases. En el caso de los envases estos se los debe llevar desde el último paso en la fabricación hasta el punto de ordenamiento de estos. Las cajas serán trasladadas desde el punto de sellado hasta el apilamiento. Dentro del sistema de transporte se considera el sistema motriz. Este está encargado de la transmisión de potencia desde el eje motriz hasta el rodillo.

2.2.1.1. Sistema de transporte de envases.

El transporte se lo puede hacer mediante tres alternativas: rodillos, bandas y por gravedad.

Tabla 2.2 Selección del sistema de transporte de envases.

Sistema	Criterio			Total
	Técnico	Económico	Constructivo	
Rodillos	1	3	4	8
Bandas	5	5	4	14
Gravedad	1	5	2	8

Desde el punto de vista técnico los rodillos son inadecuados en el transporte de envases. El espacio que existe entre rodillo y rodillo es más grande que la superficie de apoyo de los envases. Esto los dañaría demasiado, además no mantendrían su horizontalidad durante el transporte. Su precio en comparación a las otras dos opciones resulta más alto. Constructivamente no ofrece mayor dificultad ya que su adquisición en el mercado es muy fácil.

Las bandas ofrecen una mayor ventaja técnica. El transporte de los envases mediante bandas las protege de choques y las mantiene en una posición constante durante el transporte. El precio de las bandas es menor al precio de los rodillos. Sin embargo cabe anotar que esto depende de la cantidad de metros de banda y de la cantidad de rodillos que se utilicen. La oferta en mercado es lo suficientemente alta.

Para el transporte de los envases de hojalata se utilizará bandas. Sin embargo estas bandas pueden ser de varios materiales, como por ejemplo: caucho-nylon, PVC, poliuretano, metálicas. Para nuestra aplicación se busca un material no abrasivo para los envases; es decir que no provoque ningún daño en estos. Otra característica deseada es el bajo coeficiente de fricción para obtener un deslizamiento adecuado ya que en cierto punto los envases se acumularán para su ordenamiento, y es en este instante que el producto permanece estático y la banda continúa girando. La mejor opción es el caucho-nylon ya que no daña el producto y su coeficiente de fricción es bajo.

2.2.1.2. Sistema motriz

Existen tres alternativas: transmisión por poleas, transmisión por engranes y transmisión por cadenas.

Tabla 2.3 Selección del sistema motriz

Sistema	Criterio			Total
	Técnico	Económico	Constructivo	
Poleas	1	3	4	8
Engranes	5	2	4	11
Cadenas	2	3	4	9

Basándose en el criterio técnico las poleas no son las mas indicadas ya que estas no transmiten potencia a bajas velocidades. Su precio en el mercado resulta el

mas bajo. Desde el punto de vista constructivo tienen una mayor ventaja ya que se las puede conseguir o fabricar de manera sencilla.

Los engranes son una buena opción para el sistema motriz. Estos transmiten potencia a bajas velocidades. Su punto en contra es el económico ya que es mas caro la fabricación de un engrane. Sin embargo esto se puede pasar por alto debido a las ventajas técnicas que ofrece. Dentro del aspecto constructivo no representa ningún problema. Existe una alta oferta de este producto.

En el caso de las cadenas no constituyen una buena opción. A pesar de transmitir potencia a bajas velocidades, estas se utilizan principalmente cuando la distancia entre el eje motriz y el eje que recibe la motricidad es muy grande; es decir cuando la utilización de engranes resulte demasiado costoso y laborioso. Su costo es mayor al de las poleas, y en este caso, al de los engranes. Sin embargo su ventaja radica en la facilidad con la que se las encuentra en el mercado local.

Se escogerá engranes ya que se puede utilizar un moto reductor existente en el mercado. Además la distancia que existe entre el eje motriz y el rodillo es corta

2.2.2. SISTEMA DE POSICIONAMIENTO.

El sistema de posicionamiento será primeramente el responsable de trasladar las ventosas desde el arreglo de los envases hasta las cajas. La principal característica que debe cumplir este sistema es de mantener la horizontalidad de la plancha, electroimantada o con el arreglo de ventosas, durante todo el trayecto.

Además se debe tomar en cuenta que este sistema es también el bastidor del sistema de sujeción de envases.

Para el sistema de posicionamiento existen dos alternativas. Estas dos alternativas se presentan en las siguientes figuras. La figura 2.3. muestra la alternativa 1 y en la figura 2.4. se muestra la alternativa 2.

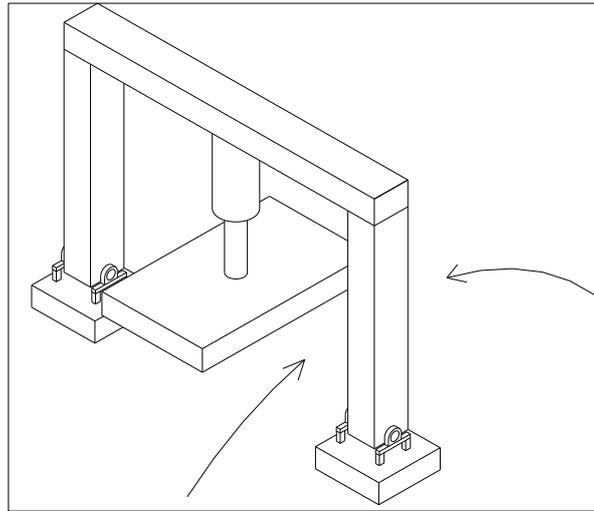


Figura 2.3 Alternativa 1.

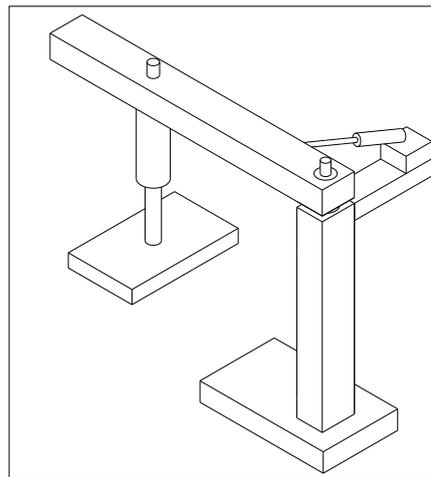


Figura 2.4 Alternativa 2.

Técnicamente la alternativa 1 es muy adecuada para la tarea asignada. Logra mantener la horizontalidad del sistema de sujeción de envases. Desde el punto de vista económico no significa una gran inversión ya que el costo de la estructura principal, los cojinetes, y el cilindro neumático no son altos en el mercado local. Constructivamente presenta una gran ventaja ya que su manufactura no implica grandes procesos.

La alternativa 2 también podría cumplir de manera adecuada el posicionamiento de los envases y conservar la horizontalidad del sistema de

sujeción. Económicamente presenta una desventaja determinante ya que el disco neumático que se utilizaría en la articulación presenta un precio considerablemente mayor a otros elementos con los que se podría conseguir esto. Sin embargo su construcción resulta más fácil que la alternativa 1 ya que se evita un pistón y una columna.

Tabla 2.4 Selección del sistema de posicionamiento

Sistema	Criterio			Total
	Técnico	Económico	Constructivo	
Alternativa 1	5	4	3	12
Alternativa 2	5	4	4	13

La alternativa 1 es la mejor opción ya que podemos solucionar el problema a un costo bajo y de manera práctica.

2.2.3. SUJECIÓN DE ENVASES.

La sujeción de envases se refiere al sistema que tomará los envases del punto de ordenamiento y el cual los depositará en las diferentes cajas.

Para la sujeción de los envases de hojalata se presentaron dos alternativas. La primera consiste en la utilización de una plancha metálica electro imantada y la segunda es mediante el uso de un arreglo de ventosas.

Desde el punto de vista técnico la plancha electro imantada encontramos la dificultad del magnetismo remanente y con el poco peso de los envases existe la posibilidad que las latas queden pegadas a la plancha luego de retirar el magnetismo de esta. Una ventaja que presenta este sistema en comparación a las ventosas es que solo se utilizaría una plancha tanto para los envases tipo A como para los tipo B. Dentro del aspecto económico resulta casi igual en comparación a

las ventosas. Su construcción resulta no fácil pero tampoco de un nivel de dificultad considerable.

En el caso de las ventosas, se tiene mejor control en la sujeción y desprendimiento de los envases. También se puede notar una facilidad en la creación de vacío mediante el uso de generadores de vacío. Además tiene otra ventaja que es la facilidad con la que se las encuentra en el mercado local.

Tabla 2.5 Selección del tipo de sujeción de envases

Sistema	Criterio			Total
	Técnico	Económico	Constructivo	
Plancha electroimantada	3	3	3	9
Arreglo de ventosas	5	3	4	12

La mejor opción en este caso es el uso de las ventosas ya que reúne con las características deseadas por el cliente.

2.2.4. SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control será el encargado de manejar los diferentes actuadores que existen en la empacadora. Estos actuadores en su mayoría serán pistones neumáticos.

Existen varios sistemas de control automático. Por ejemplo el control electromecánico y el control por medio de PLC's.

Para el análisis de las alternativas de este sistema se cambiarán los criterios de selección. Puesto que es un sistema de mucha importancia mayor trascendencia

tiene la confiabilidad y versatilidad que el aspecto técnico, económico y / o constructivo.

Se asume que técnicamente los dos sistemas son muy adecuados.

Desde el punto de vista de confiabilidad el sistema electromecánico no da gran seguridad ya que depende de muchos elementos (timers, relay, etc) que están sujetos a fallas mas frecuentes. Su versatilidad tampoco es una ventaja ya que si en algún momento cambian las variables de producción la manipulación se la debe hacer directamente en los elementos mecánicos. Esto aumenta el tiempo muerto en la producción.

La tecnología con que se produce actualmente los PLC's y estándares de calidad, dan la suficiente confiabilidad que se necesita de un dispositivo de estos. La principal ventaja del PLC es la gran versatilidad que ofrece. Simplemente ingresando en su programación se puede modificar la secuencia de los diferentes actuadores.

Tabla 2.6 Selección del sistema de control

Sistema	Criterio		Total
	Confiable	Versátil	
Electro mecánico	2	2	4
PLC	5	5	10

Se utilizará el control programable por medio de un PLC. El PLC brinda rapidez, exactitud, confiabilidad en la transmisión y recepción de las señales de los sensores y actuadores. Un factor muy importante del PLC es su facilidad de implementación.

2.2.5. CONJUNTO DE ACTUADORES.

Los actuadores de la empacadora se encuentran inmersos en sus diferentes sistemas. Estos actuadores serán cilindros; sin embargo el análisis se lo hará entre dos posibilidades: cilindros neumáticos o cilindros hidráulicos.

Técnicamente los cilindros neumáticos son muy adecuados ya que las cargas existentes en esta empacadora son lo suficientemente bajas como para usar un sistema neumático. Desde el punto de vista económica siempre es más barato usar sistema neumático que un hidráulico. Dentro de lo que es la parte constructiva es fácil conseguir estos cilindros ya que el mercado cuenta con la suficiente oferta.

Los cilindros hidráulicos resultarían excesivos para las cargas que presenta la empacadora. Sin embargo se podría utilizar como una solución. La principal desventaja de estos cilindros son sus precios en comparación a los neumáticos; ya que cilindros de las misma características se encuentran a un precio considerablemente mayor. Así mismo desde el punto de vista constructivo la oferta en el mercado local es suficiente como para facilitar su adquisición.

Tabla 2.7 Selección del conjunto de actuadores.

Sistema	Criterio			Total
	Técnico	Económico	Constructivo	
C. hidráulicos.	3	2	4	9
C. neumáticos.	5	4	4	13

Los cilindros neumáticos presentan mayores ventajas a los hidráulicos tanto en el aspecto técnico, ya que las cargas pequeñas de la empacadora justifica su utilización, como en el económico, donde la compra de cilindros hidráulicos es un gasto en vano.

2.2.6. CONCLUSIONES.

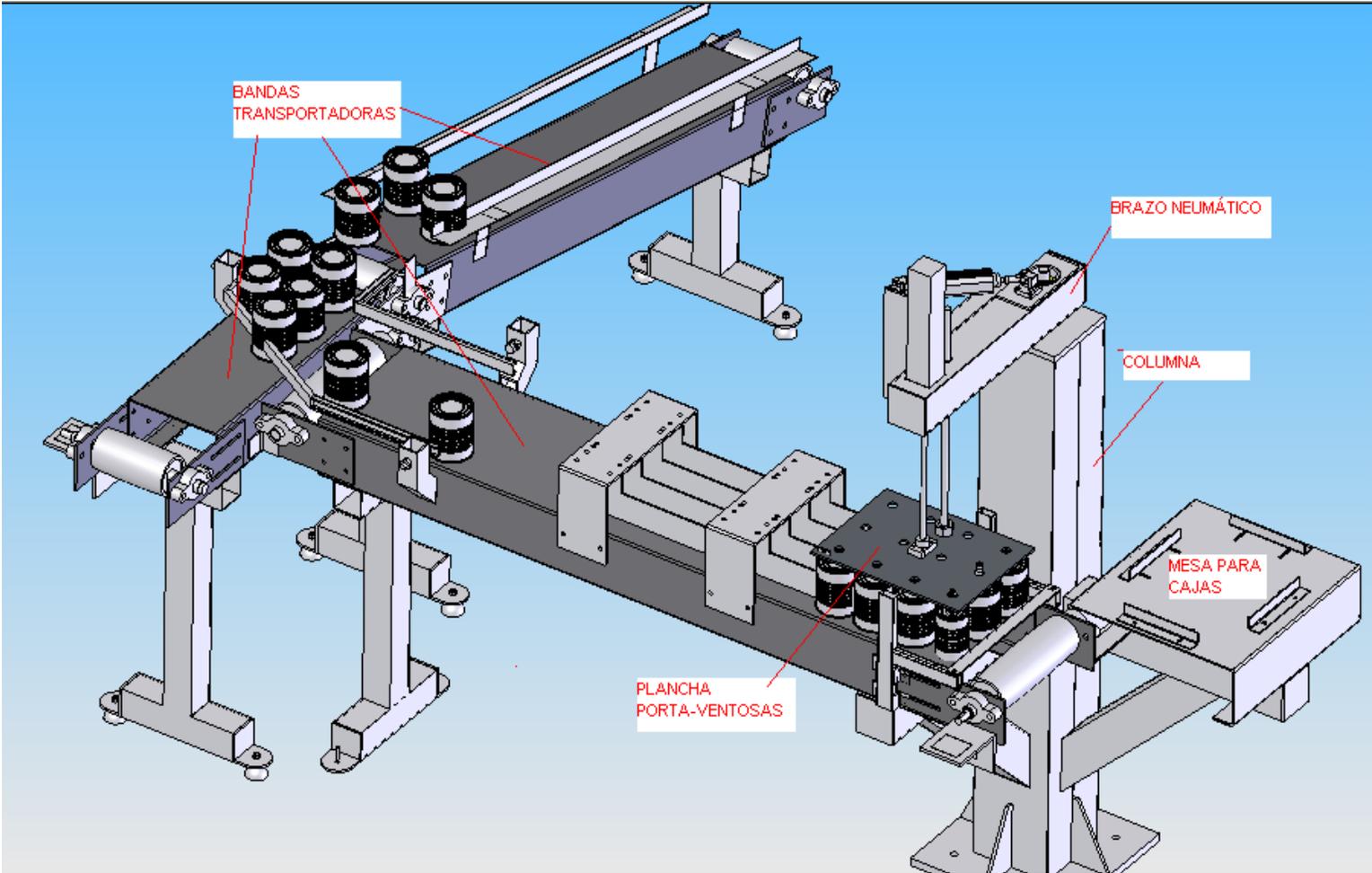
La selección concluyente se la presentará en una tabla para una mejor y rápida comprensión.

Tabla 2.8 Dispositivos seleccionados.

Sistema	Dispositivo seleccionado
Transporte de envases	Bandas
Motriz	Engranés
Posicionamiento.	Alternativa 2
Sujeción de envases.	Arreglo de ventosas
Control.	PLC
Conjunto de actuadores.	Cilindros neumáticos.

En la siguiente figura se muestra todos los dispositivos que se utilizarán en la máquina empacadora.

Figura 2.5 Conjunto de dispositivos de la empacadora



CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. PRESENTACIÓN.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4. OBJETIVOS.....	3
1.4.1. OBJETIVOS GENERALES.....	3
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
1.5. ALCANCE.....	3
CAPITULO 2 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.....	4
2.1. CARACTERÍSTICAS DE LA EMPACADORA.....	4
2.1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.....	4
2.1.2. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS FUNCIONALES.....	6
2.1.3. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DIMENSIONALES.....	7
2.2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	9
2.2.1. SISTEMA DE TRANSPORTE.....	9
2.2.2. SISTEMA DE POSICIONAMIENTO.....	11
2.2.3. SUJECIÓN DE ENVASES.....	13
2.2.4. SISTEMA DE CONTROL.....	14
2.2.5. CONJUNTO DE ACTUADORES.....	16
2.2.6. CONCLUSIONES.....	17
Tabla 2.1 Características de los envases.....	7
Tabla 2.2 Selección del sistema de transporte de envases.....	9
Tabla 2.3 Selección del sistema motriz.....	10
Tabla 2.4 Selección del sistema de posicionamiento.....	13
Tabla 2.5 Selección del tipo de sujeción de envases.....	14
Tabla 2.6 Selección del sistema de control.....	15
Tabla 2.7 Selección del conjunto de actuadores.....	16
Tabla 2.8 Dispositivos seleccionados.....	17
Figura 2.1 Distribución de planta.....	4
Figura 2.2 Envases de 400 y 800 ml.....	8

Figura 2.3 Alternativa 1.....	12
Figura 2.4 Alternativa 2.....	12
Figura 2.5 Conjunto de dispositivos de la empacadora.....	18

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE LA EMPACADORA

3.1 ASPECTOS PRELIMINARES DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA

3.1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA EMPACADORA.

a) Características Funcionales.

- La máquina debe ser capaz de empacar 80 latas por minuto. El número de cajas a ser empacadas es variable, ya que las cajas de los envases grandes (800 ml) llevan 12 latas, mientras que las cajas de los envases pequeños (400 ml) llevan 24 latas. Es decir, se empacaran alrededor de 6 cajas por minuto en el caso de los envases grandes, y 3 cajas por minuto en el caso de los envases pequeños.
- La empacadora debe trabajar para dos tipos de envases: 800 ml y 400 ml. Lo que significa que debe tener la capacidad de ser regulada de tal forma que funcione con cualquiera de los envases mencionados. Así mismo para los dos tipos de cajas.
- Debido a la rapidez de producción la máquina debe contar con paradas de emergencia en cualquiera de sus fases ya que cualquier atascamiento que se presente ocasionaría graves problemas.

b) Características Operativas.

- El ciclo de empacado debe ser controlado por un solo mando. En este caso será un pedal el cual comande el empacamiento.
- Una vez que los envases, debidamente terminados, abandonen la línea de producción deberán ingresar de manera ordenada a las bandas transportadoras.
- La capa interior de los envases es una capa muy delicada de barniz. Es por esto que la empacadora debe procurar el mínimo daño sobre esta capa.

c) Características de Diseño.

- El principal parámetro de diseño será la rigidez. El principal motivo para escoger la rigidez como parámetro de diseño es la precisión con la que la máquina debe empaquetar los productos. Un exceso en la deflexión de los elementos traería graves problemas en la etapa final de empaquetado. A fin de evitar una deflexión acumulada muy grande la deflexión máxima será fijada en 0.5 mm.

3.1.2 DISPOSICIÓN FÍSICA DE LOS ELEMENTOS

La empacadora está constituida por varios elementos: dos bandas transportadoras dispuestas ortogonalmente, una columna, sobre esta un brazo controlado por actuadores neumáticos, como parte del brazo neumático irá la plancha porta ventosas; finalmente una mesa sobre la cual irán las cajas de cartón.

En el siguiente gráfico se puede apreciar de una mejor manera lo explicado y detallado anteriormente.

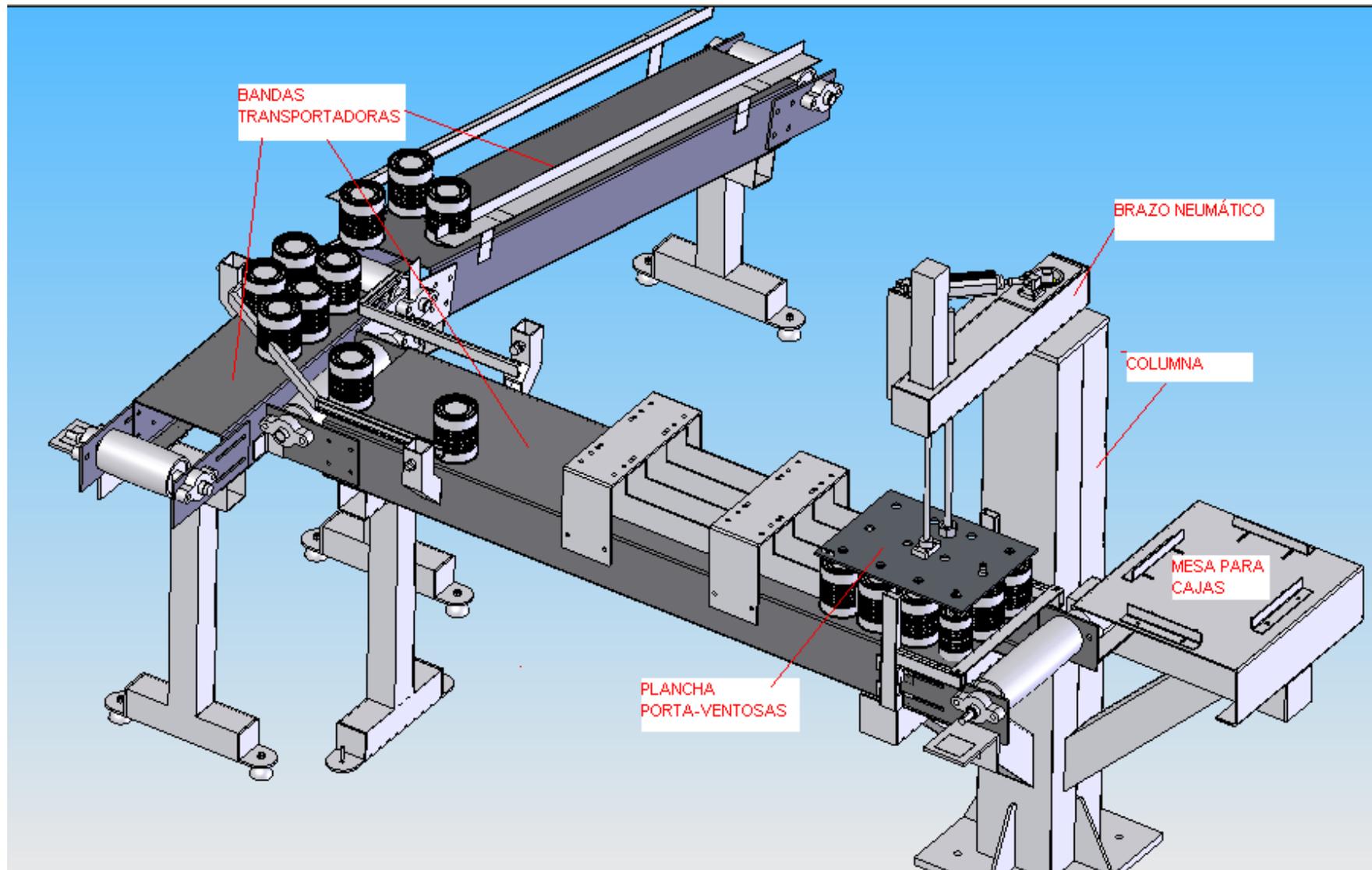


Figura 3.6 Esquema general de la máquina empacadora.

3.2. DISEÑO DEL EJE DEL BRAZO NEUMÁTICO.

El diseño del eje así como el diseño en general será en base a la rigidez; es decir el eje será sometido a prueba de deformaciones. Como consideraciones preliminares del diseño se establecerá un eje estático simplemente sometido a la acción de los rodamientos (2) los cuales girarán alrededor de este. Para determinar la magnitud de las fuerzas que actúan sobre el eje debemos encontrar los momentos que se generan en este. Estos momentos se producen por: el peso del brazo neumático, el peso del cilindro vertical, el peso de la plancha porta-ventosas, el peso de los accesorios y por las fuerzas generadas por los dos pistones neumáticos. Una vez determinada la magnitud del momento se encontrarán las fuerzas producidas por los rodamientos. A continuación se detallará de mejor manera lo establecido anteriormente.

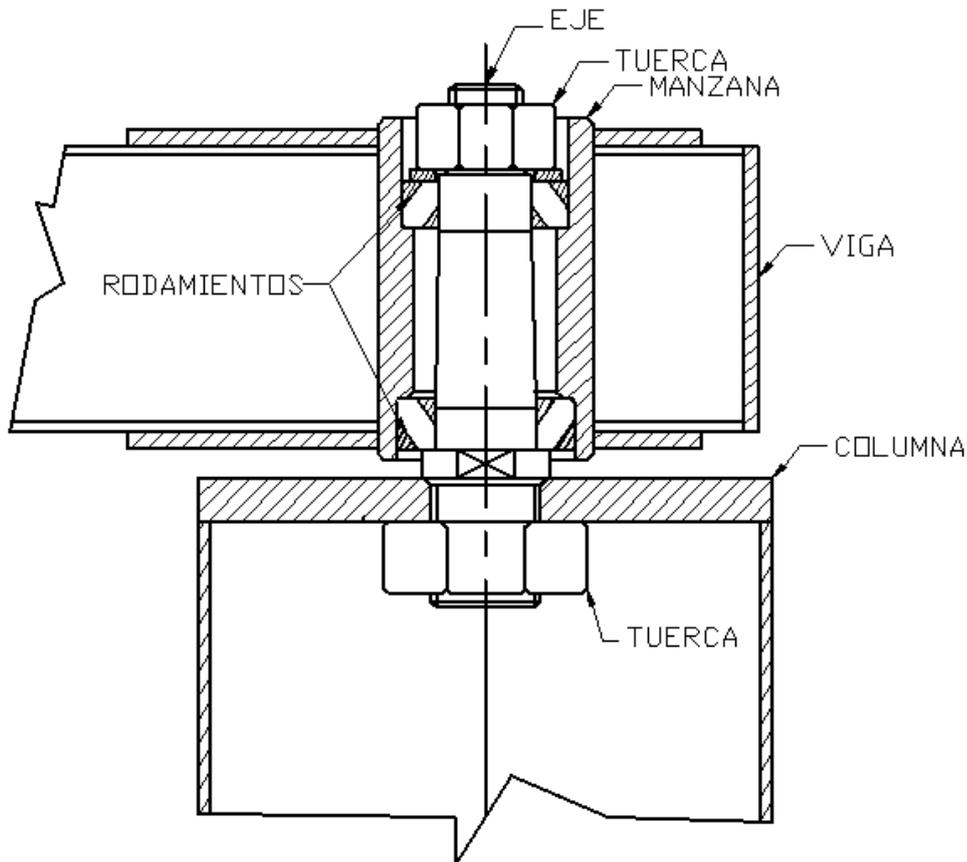


Figura 3.7 Corte transversal del conjunto ensamblado.

Esta figura representa la disposición de los elementos alrededor del eje. Mediante este grafico resulta más facial comprender el comportamiento de las fuerzas a través de los rodamientos. Todas las fuerzas que se generan en el conjunto se conducen por medio de los rodamientos hacia el eje.

3.2.1. FUERZAS Y MOMENTOS ACTUANTES SOBRE EL EJE.

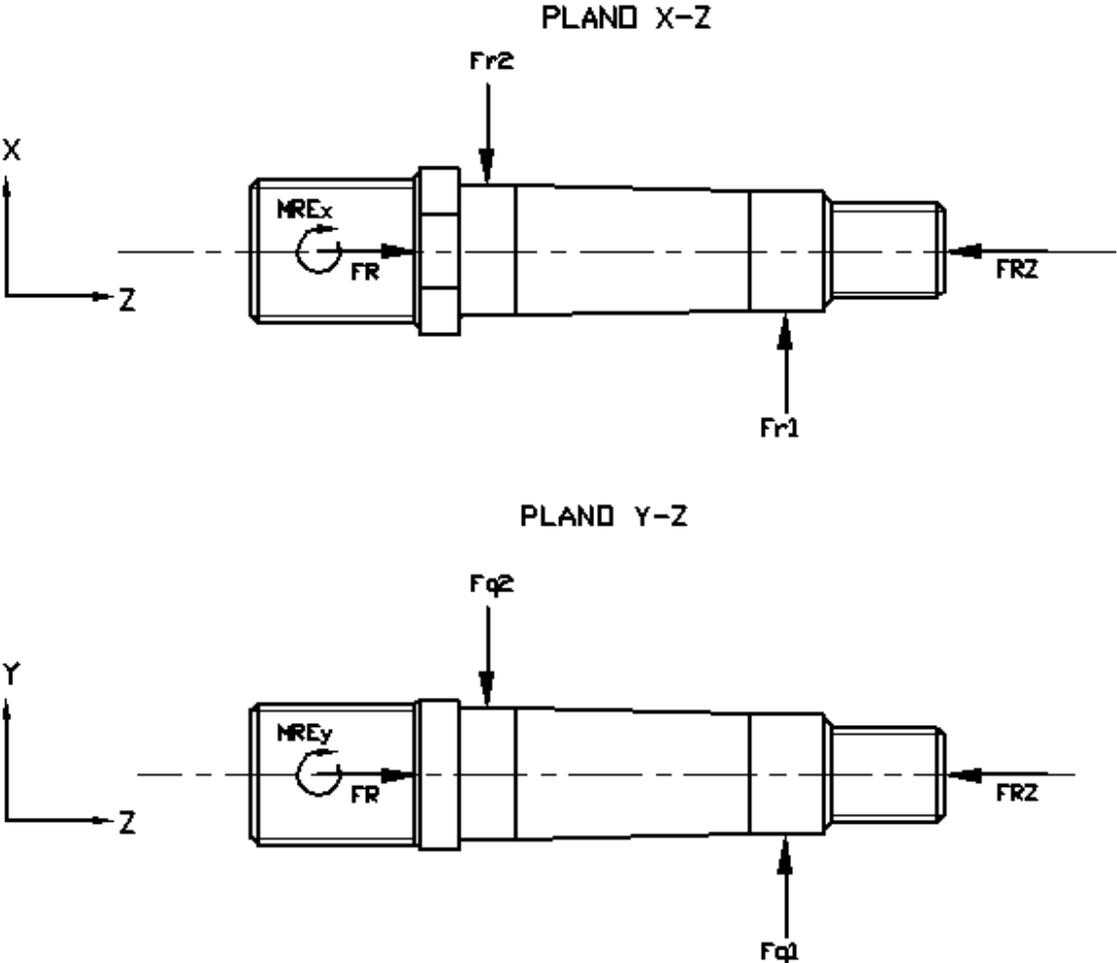


Figura 3.8 DCL del eje.

En la figura anterior se puede observar las fuerzas y los momentos resultantes. Como se explicó en párrafos anteriores a partir de estos momentos obtendremos las reacciones de los rodamientos.

Momentos alrededor del eje X

$$M_{pey} := F_{py} \cdot (dpz + b)$$

$$M_{pey} = 10.37 \text{ Nm}$$

$$M_v = 11.43 \text{ Nm}$$

$$M_r = 0.46 \text{ Nm}$$

$$M_{pt} = 53.91 \text{ Nm}$$

$$M_{pv} = 63.99 \text{ Nm}$$

$$MRE_x := M_{pey} - M_v + M_r - M_{pt} - M_{pv}$$

$$MRE_x = -118.49 \text{ Nm}$$

Momentos alrededor del eje Y

$$M_{te} := F_t \cdot l_t$$

$$M_{pex} := F_r \cdot (dpz + b)$$

$$M_{pex} = 0.14 \text{ Nm}$$

$$MRE_y := M_{te} - M_{pex}$$

$$MRE_y = 295.92 \text{ Nm}$$

3.2.2. FUERZAS DE LOS RODAMIENTOS SOBRE EL EJE.

Fuerzas de los rodamientos sobre el eje del brazo neumático paralelas al eje X

$$x_{Rod} := 0.08 \text{ m} \quad \text{Distancia entre rodamientos}$$

$$x_{Fr1} := 0.02525 \text{ m} \quad \text{Distancia de fuerza 1 al empotramiento}$$

$$x_{Fr2} := x_{Fr1} + x_{Rod}$$

$$x_{Fr2} = 0.11 \text{ m} \quad \text{Distancia de fuerza 2 al empotramiento}$$

$$Fr1 := \frac{MRE_y}{x_{Rod}}$$

Fr1 = 3699.02 N Fuerza aplicada al eje

Fr2 := Fr1

Fr2 = 3699.02 N Fuerza aplicada al eje

Fuerzas de los rodamientos sobre el eje del brazo neumático paralelas al eje Y

$$Fq1 := \frac{MREx}{xRod}$$

Fq1 = -1481.12 N

Fr1 = 3699.02 N

$$FRod := \sqrt{Fr1^2 + Fq1^2}$$

FRod = 3984.53 N

Mmax := FRod · xRod

Mmax = 318.76 Nm

3.2.3. ESFUERZOS PRODUCIDOS EN EL EJE.

Una vez determinadas las fuerzas principales que actúan sobre el eje podemos realizar el análisis. Sin embargo antes de presentar los resultados de Cosmos debemos determinar el diámetro mínimo del eje.

Escogemos el Acero SAE 1018

Sy1 := 70053 Psi

Sy1018 := 483 · 10⁶ Pa

Su := 566 × 10⁶ Pa

Sui := 82091.35 Psi

Fss := 4.5 **Factor de Seguridad**

$$dest := \left(\frac{32 \cdot Fss}{\pi \cdot Sy1018} \cdot Mmax \right)^{\frac{1}{3}}$$

dest = 0.03 m

Cálculo con fatiga

$$Se' := 0.5 \cdot Su$$

$$Se' = 283000000 \text{ Pa}$$

$$Ccarga := 1$$

$$Ctam := 1.189 \cdot (dest \cdot 1000)^{-0.097}$$

$$Ctam = 0.85$$

$$Csup := 0.79$$

$$Ctemp := 1$$

$$Cconf := 0.659 \text{ (conf 99.999\%)}$$

$$Se := Ccarga \cdot Ctam \cdot Csup \cdot Ctemp \cdot Se'$$

$$Se = 190422548.53 \text{ Pa}$$

Cálculo de concentrador de esfuerzo geométrico

$$r := 0.0013$$

$$D := 0.0215$$

$$\frac{D}{dest} = 0.69$$

$$AA := 0.956$$

$$b1 := -0.23579$$

$$Kt := AA \cdot \left(\frac{r}{dest} \right)^{b1}$$

$$Kt = 2.02$$

$$q := \frac{1}{1 + \frac{0.078}{\sqrt{r}}}$$

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q$$

$$K_f = 1.32 \quad \text{Concentrador de esfuerzo geométrico}$$

$$M_{\max} = 318.76 \quad \text{Nm}$$

$$M_a := \frac{M_{\max}}{2} \quad \text{Momento alterno}$$

$$M_m := M_a \quad \text{Momento medio}$$

$$M_a = 159.38$$

$$I := \pi \cdot \frac{\left(\frac{\text{dest}}{2}\right)^4}{4} \quad \text{Inercia del eje}$$

$$\sigma_{\text{anom}} := \frac{M_a \cdot \left(\frac{\text{dest}}{2}\right)}{I}$$

$$\sigma_{\text{anom}} = 53666666.67$$

$$\sigma_{\text{mnom}} := \frac{M_m \cdot \left(\frac{\text{dest}}{2}\right)}{I}$$

$$\sigma_{\text{mnom}} = 53666666.67$$

$$\sigma_a := K_f \cdot \sigma_{\text{anom}}$$

$$\sigma_m := K_f \cdot \sigma_{\text{mnom}}$$

$$F_{\text{seg}} := \frac{S_e \cdot S_u}{\sigma_a \cdot S_u + \sigma_m \cdot S_e}$$

$$F_{\text{seg}} = 2.01$$

Deflexión máxima del eje

$$E := 206.84 \cdot 10^9 \quad \text{Pa}$$

$$d_{EF} := \frac{FR_{\text{od}}}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\text{Longeje}^3 - 3 \cdot x_{Fr2} \cdot \text{Longeje}^2 - (\text{Longeje} - x_{Fr2})^3 \right] - \frac{FR_{\text{od}}}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\text{Longeje}^3 - 3 \cdot x_{Fr1} \cdot \right]$$

$$d_{EF} = -0.000268 \text{ m}$$

Cálculo del diámetro mínimo para el extremo del eje

$$F_{\text{Seg}} := 4$$

$$\tau_{\text{adm}} := \frac{S_{y1018}}{F_{\text{Seg}}}$$

$$\tau_{\text{adm}} = 120750000 \text{ Pa}$$

$$d_{\text{eje}} := \sqrt{\frac{16 \cdot |F_{\text{Rod}}|}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{\text{adm}}}}$$

$$d_{\text{eje}} = 0.007 \text{ m} \quad \text{Diámetro mínimo del eje}$$

Una vez determinado el diámetro mínimo del eje cualquier diámetro superior a este cumplirá satisfactoriamente los requerimientos de diseño.

A continuación se presentará los resultados del análisis en Cosmos.

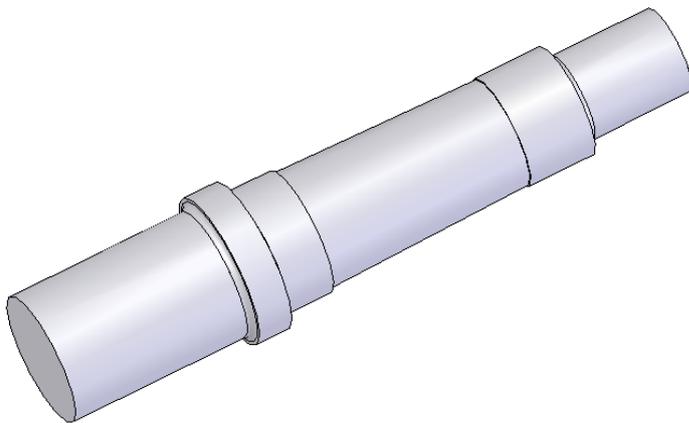


Figura 3.9 Eje del brazo neumático.

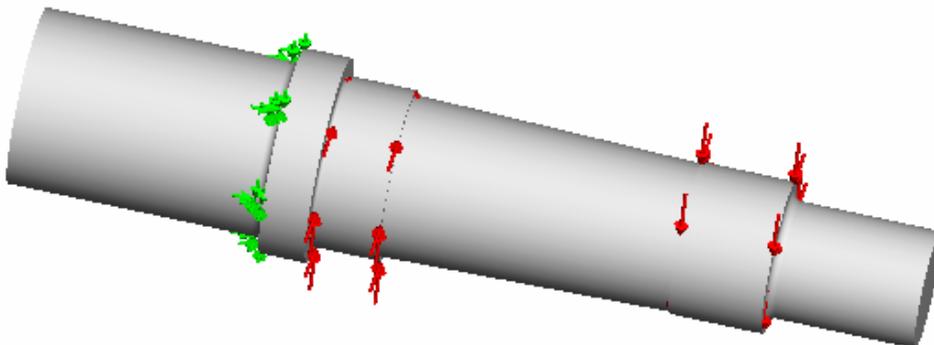


Figura 3.10 Fuerzas de los rodamientos sobre el eje.

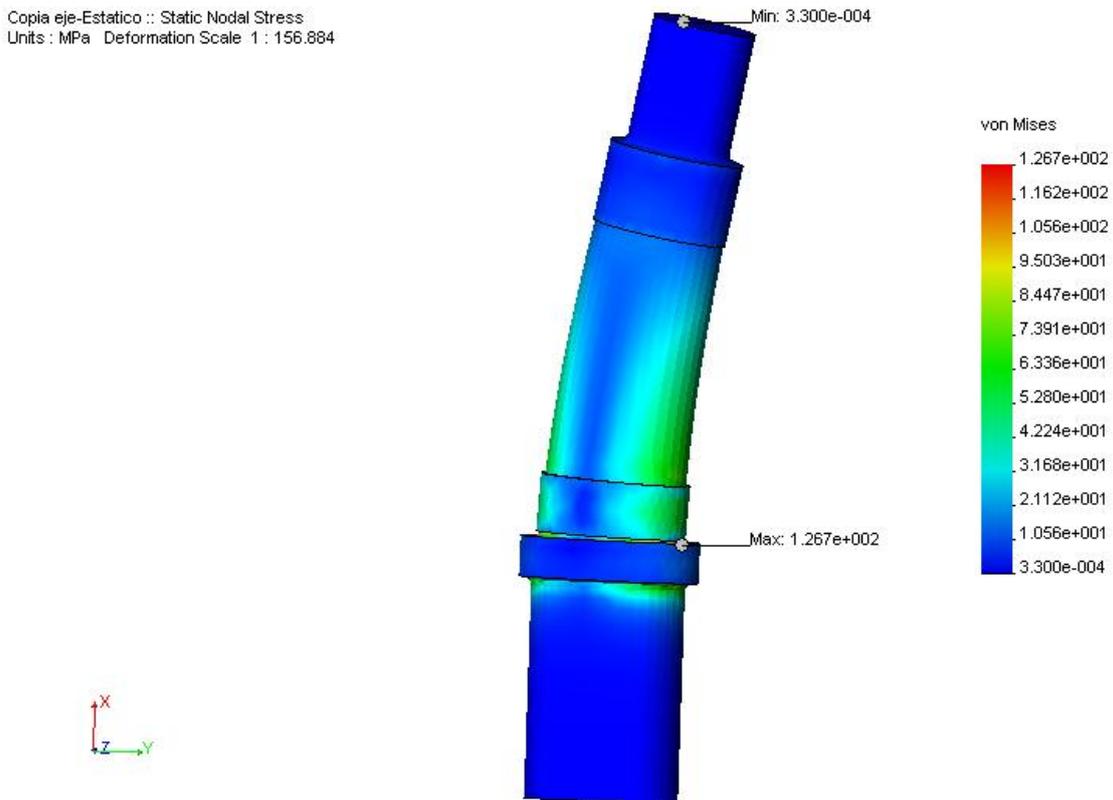


Figura 3.11 Esfuerzos sobre el eje. El punto máximo es de 126.7 MPa.

Como se puede observar el máximo esfuerzo será muy cerca del empotramiento. El empotramiento no será en la base ya que el tramo de mayor diámetro será una rosca la cual ira en la parte inferior de la placa de la columna. En esta rosca irá una tuerca y es esta tuerca la que se soldará a la placa superior del soporte del brazo anteriormente analizado.

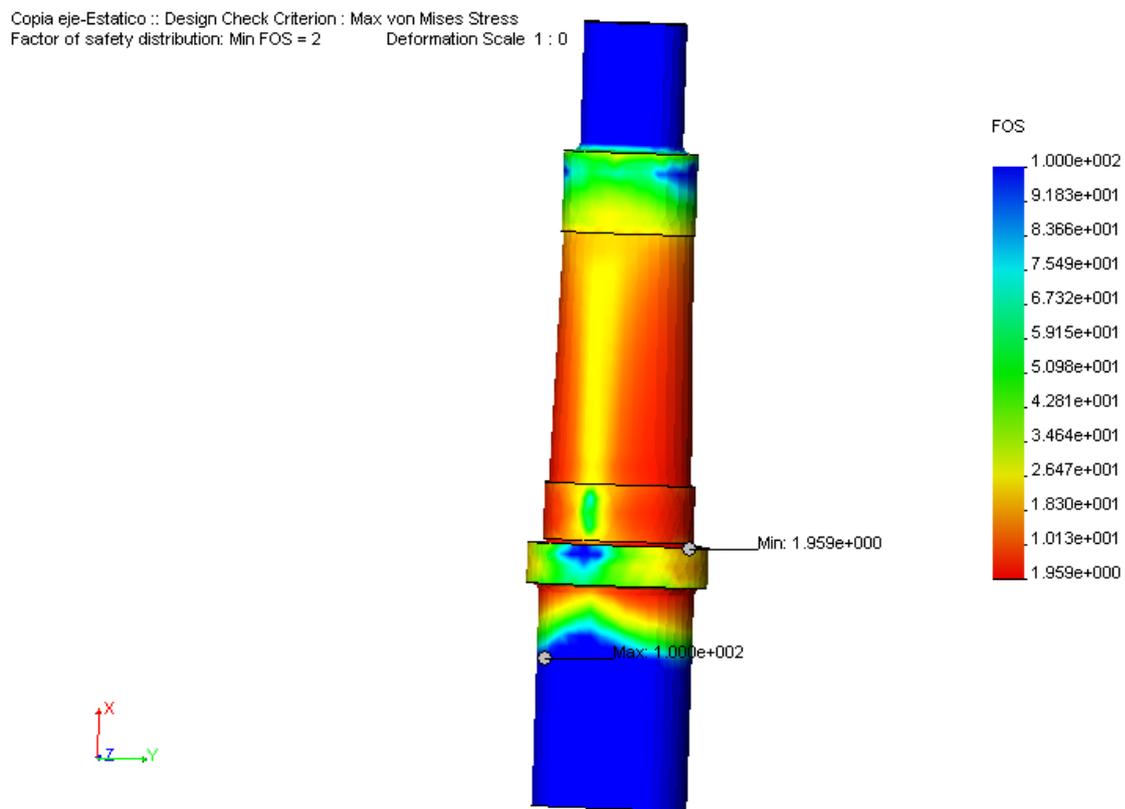


Figura 3.12 Distribución del FOS a lo largo del eje.

En la figura 3.7. podemos observar la concordancia entre el lugar donde se encuentra el menor factor de seguridad (1.9) con el punto de máximo esfuerzo.

Copia eje-Estatico :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 156.884

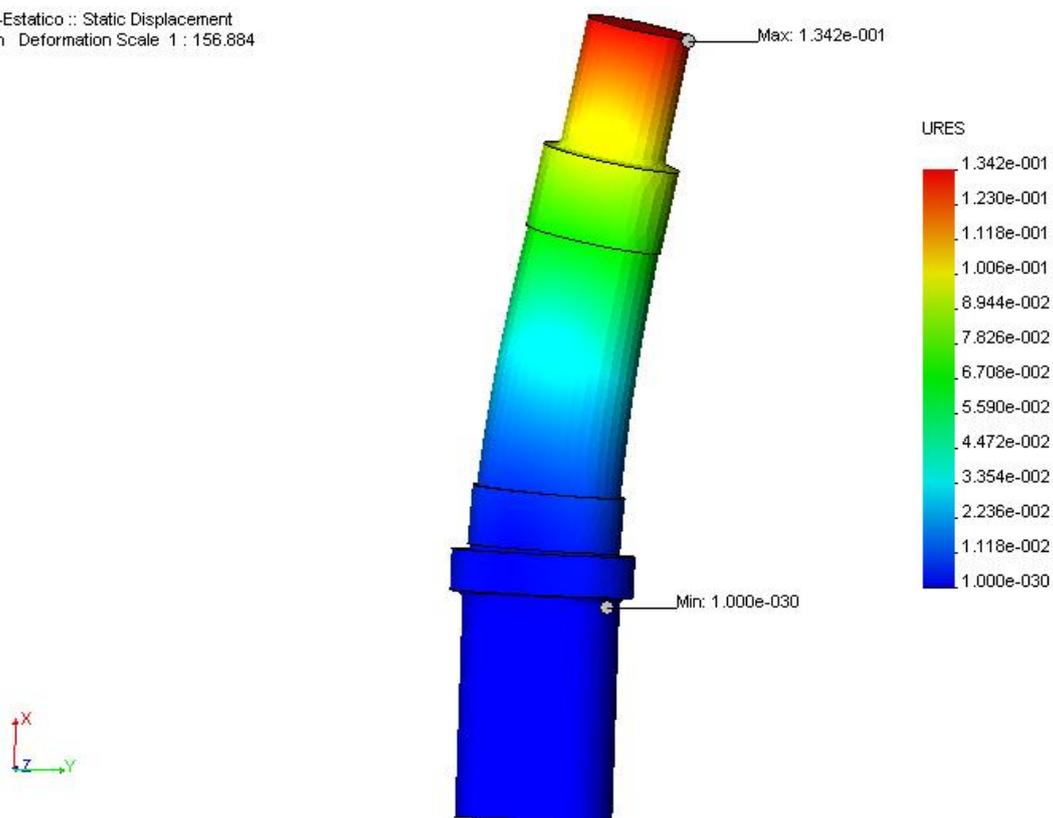


Figura 3.13 Deflexión del eje frente a los esfuerzos. Deflexión máxima 0.13 mm.

En esta figura se presenta la deflexión máxima del eje, la cual es de 0.13 mm. Adicionalmente se da una idea de la deformación que sufrirá el mismo. En el gráfico esta deformación aparece exagerada ya que esta a escala.

3.3. DISEÑO DEL SOPORTE (COLUMNA) DEL BRAZO NEUMÁTICO.

Se le llamará soporte ya que se hará un análisis tanto como viga empotrada como columna, de esta manera se evitará confusiones.

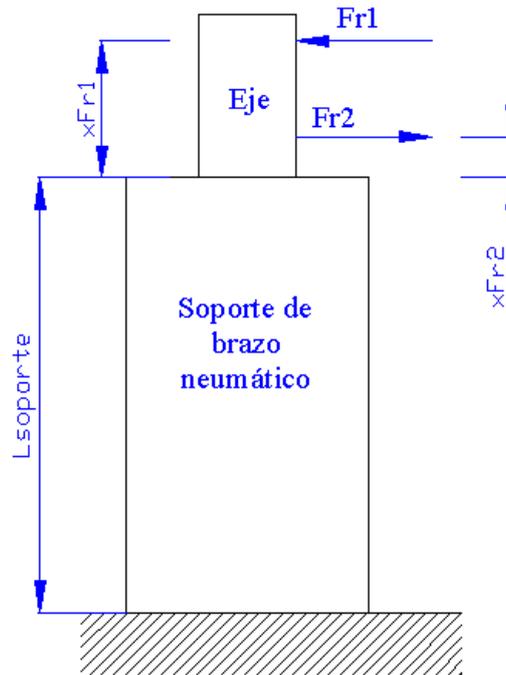


Figura 3.14 Esquema general del soporte del brazo neumático y el eje.

3.3.1. ANÁLISIS DEL SOPORTE COMO COLUMNA.

Material

Canal U 200x100x4

$A := 0.001568 \text{ m}^2$ Área de la sección transversal del perfil del soporte del brazo neumático

$I_{xc} := 1.57 \times 10^{-6} \text{ m}^4$ Momento de inercia de la sección transversal.

$L_{soporte} := 1.4 \text{ m}$ Longitud del soporte

$S_y := 250 \cdot 10^6$ Pa Esfuerzo de fluencia de ASTM A36

$E := 200 \cdot 10^9$ Pa Módulo de Young

Cargas en la columna

$FR_z := 356.28$ N

Esbeltez

$$r := \sqrt{\frac{I_{xc}}{A}}$$

$r = 0.032$ Radio de giro de la sección transversal del soporte.

$k := 2.4$

$$\frac{k \cdot L_{\text{soporte}}}{r} = 106.185$$

$$C_c := \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{S_y}}$$

$C_c = 125.664$

$\frac{k \cdot L_{\text{soporte}}}{r} < C_c$ Por lo tanto columna corta

$$FS := \frac{5}{3} + \frac{3 \cdot \left(\frac{k \cdot L_{\text{soporte}}}{r}\right)}{8 \cdot C_c} - \frac{\left(\frac{k \cdot L_{\text{soporte}}}{r}\right)^3}{8 \cdot C_c^3}$$

$FS = 1.908$

$$\sigma_{\text{adm}} := \left[1 - \frac{\left(\frac{k \cdot L_{\text{soporte}}}{r}\right)^2}{2 \cdot C_c^2} \right] \frac{S_y}{FS}$$

$\sigma_{\text{adm}} = 8.424 \times 10^7$ Pa Esfuerzo admisible

$P_{\text{adm}} := \sigma_{\text{adm}} \cdot A$

$P_{\text{adm}} = 1.321 \times 10^5$ N **Carga admisible**

3.3.2. ANÁLISIS DEL SOPORTE COMO VIGA EMPOTRADA.

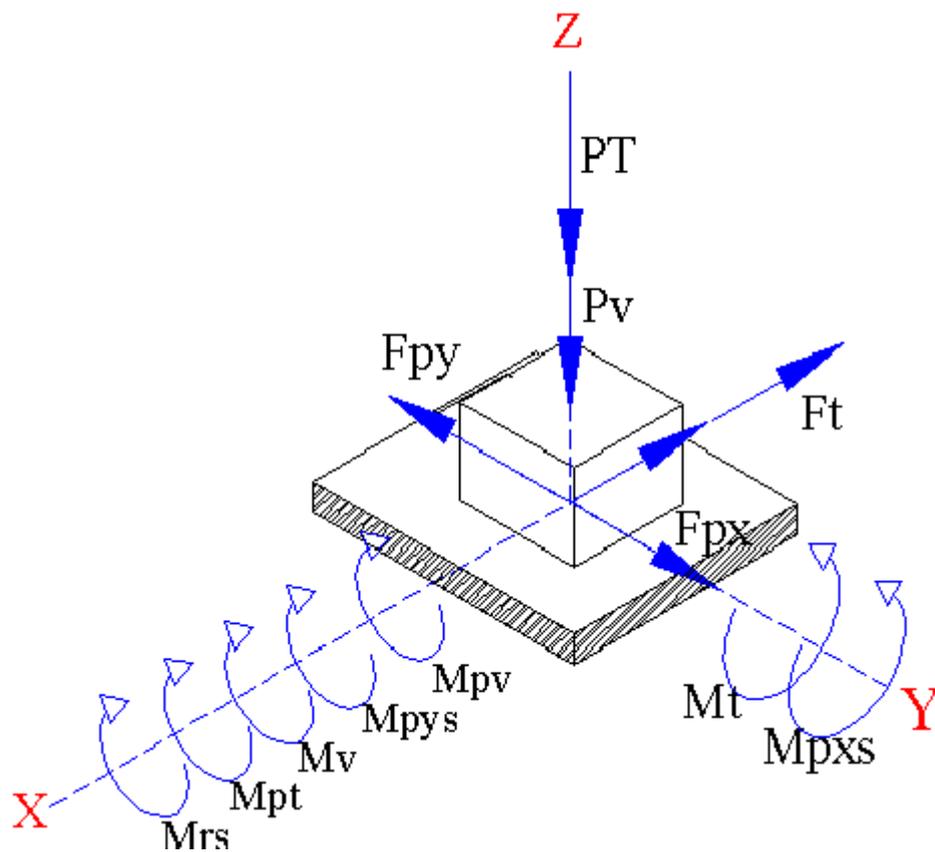


Figura 3.15 Fuerzas actuantes sobre el soporte, tomado como viga empotrada.

Cargas en la viga

$$P_T = 125.075 \text{ N}$$

$$P_v = 53.04 \text{ N}$$

$$F_{px} = 107.333 \text{ N}$$

$$F_{py} = 103.722 \text{ N}$$

$$F_r = 1.448 \text{ N}$$

$$F_t = 925.207 \text{ N}$$

Momentos alrededor del eje X

$$M_{rs} := F_r \cdot (dpz + \text{Longeje} + L_{soporte} - l_t + b)$$

$$M_{rs} = 1.94 \text{ Nm}$$

$$M_{pt} = 53.907 \text{ Nm}$$

$$M_v = 11.43 \text{ Nm}$$

$$M_{pys} := F_{py} \cdot (dpz + \text{Longeje} + L_{soporte})$$

$$M_{pys} = 166.993 \text{ Nm}$$

$$M_{pv} = 63.988 \text{ Nm}$$

$$M_{RSx} := -M_{rs} - M_{pt} - M_v + M_{pys} - M_{pv}$$

$$M_{RSx} = 35.727 \text{ Nm}$$

Momentos alrededor del eje Y

$$M_{psx} := F_{px} \cdot (dpy + \text{Longeje} + L_{soporte})$$

$$M_{psx} = 176.025 \text{ Nm}$$

$$M_{ts} := F_t \cdot (dpy + \text{Longeje} + L_{soporte} - l_t + b)$$

$$M_{ts} = 1.268 \times 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_{RSy} := M_{psx} + M_{ts}$$

$$M_{RSy} = 1.444 \times 10^3 \text{ Nm}$$

Torque alrededor del eje Z

$$F_{ph} = 149.26$$

$$T_p := d_{py} \cdot F_{ph}$$

$$T_p = 11.941 \text{ Nm} \quad \text{Torque Total}$$

3.3.3. ESFUERZOS ACTUANTES SOBRE EL SOPORTE DEL BRAZO NEUMÁTICO (COLUMNA).

De igual manera el análisis se hará por medio de Cosmos.

A continuación veremos como se comporta la columna en forma general ante las diferentes fuerzas y con los diferentes refuerzos.

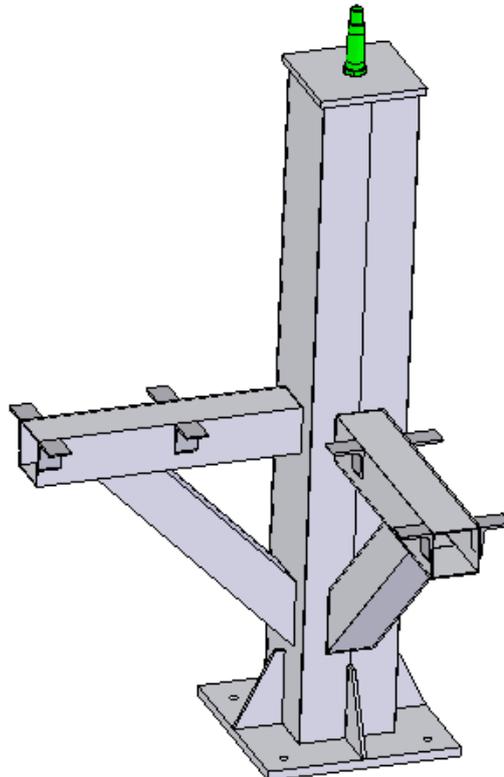


Figura 3.16 Esquema del soporte del brazo neumático.

La figura anterior muestra como quedara el soporte y los diferentes elementos solidarizados a el. Los dos brazos que se observa son tanto para el transportador como para la mesa de cartones.

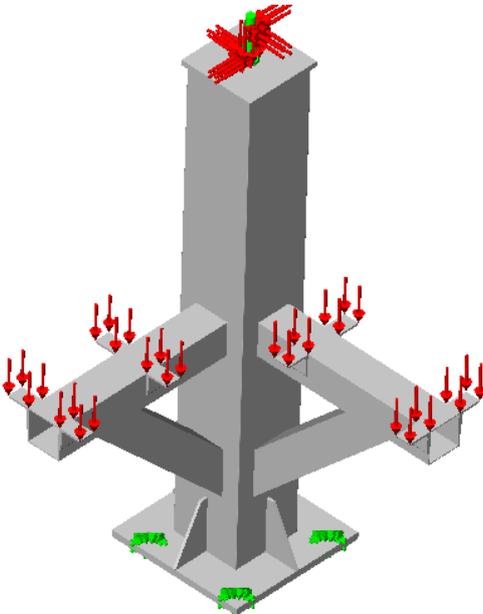


Figura 3.17 Fuerzas en el soporte.

Las fuerzas esquematizadas corresponden en el brazo izquierdo al peso del transportador, en el brazo derecho al peso de la mesa de cartones y en el eje a las reacciones de los rodamientos analizadas anteriormente.

Columna Completa-Estatico :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 427.716

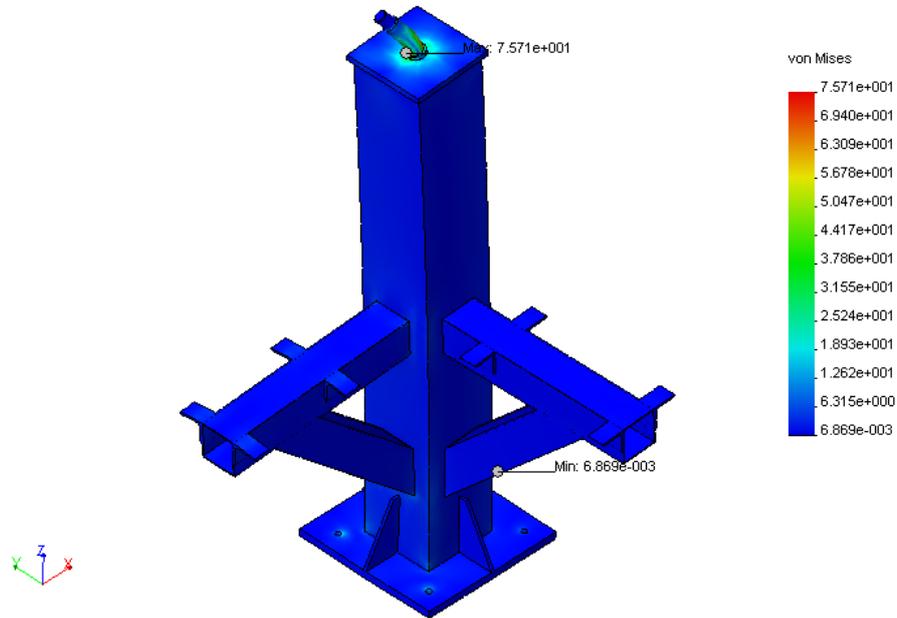


Figura 3.18 Esfuerzos a lo largo del soporte. Esfuerzo máximo 75 MPa.
Como se vio antes el esfuerzo máximo se localiza en la base del eje.

Columna Completa-Estatico :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 3.3 Deformation Scale 1 : 0

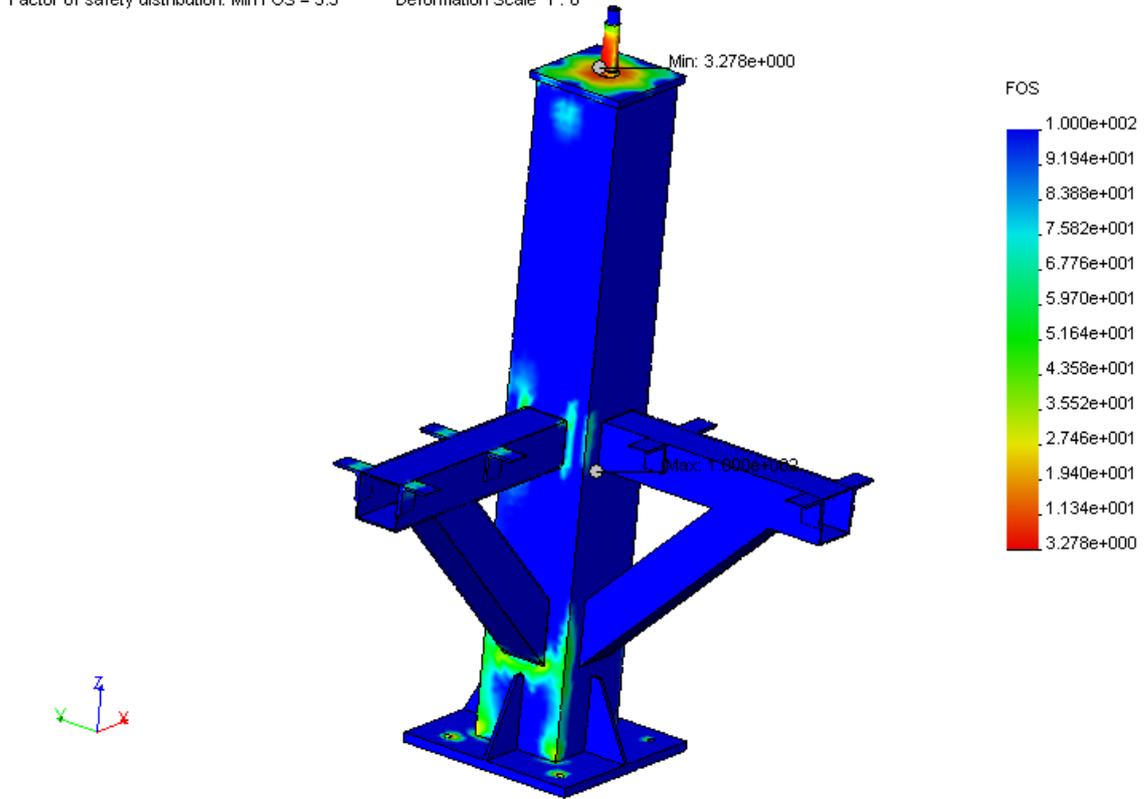


Figura 3.19 Distribución del factor de seguridad. FOS mínimo 3.3

Esta distribución del factor de seguridad FOS nos indica tanto el máximo como el mínimo factor. En nuestro caso el mínimo factor es de 3.3 localizado en la base del eje. Considerando que el diseño se lo desarrolla bajo las condiciones mas extremas de trabajo (condiciones muy lejos de las reales) el factor es bastante bueno.

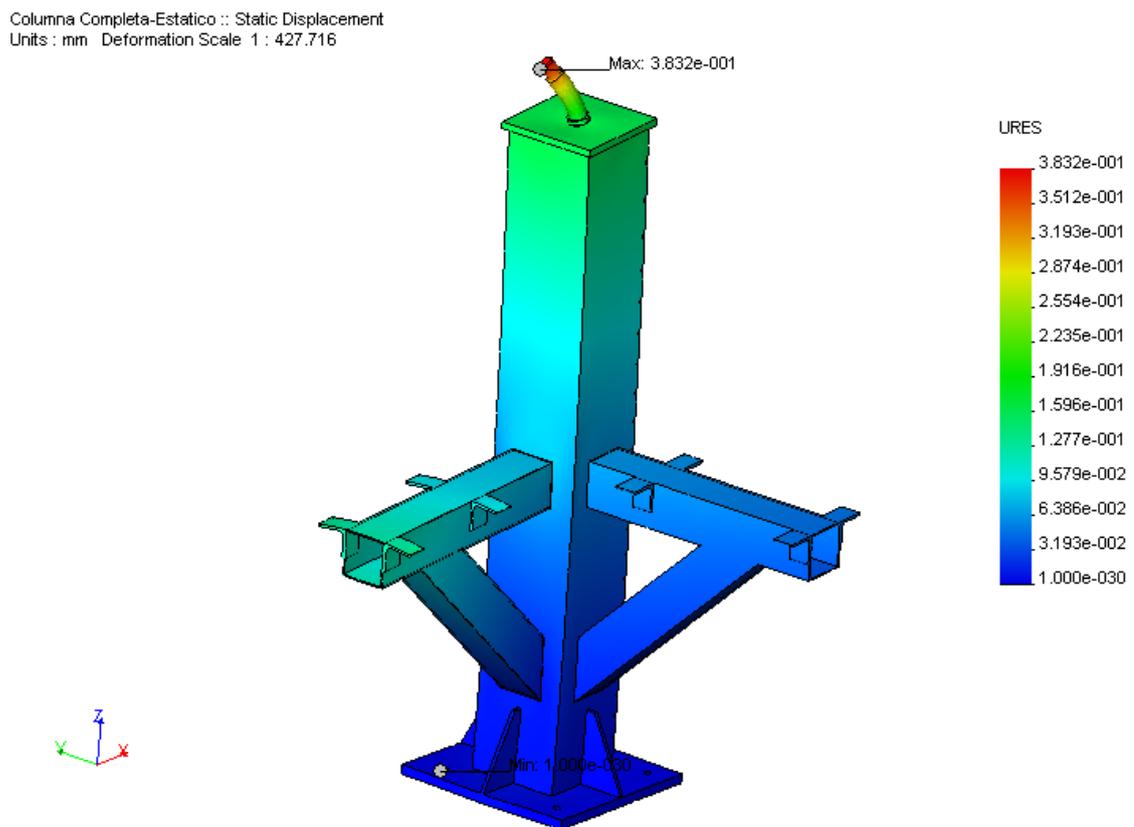


Figura 3.20 Deflexión del soporte.

El gráfico presenta dos puntos notorios de deflexión: el eje y el brazo izquierdo. Sin embargo estas deflexiones se aceptan ya que no superan las cinco décimas de milímetro.

3.4. DISEÑO DEL BRAZO NEUMÁTICO.

El brazo neumático estará sometido a varios esfuerzos producidos principalmente por los pistones neumáticos, y en un porcentaje menor por el peso tanto de la plancha porta-ventosas, de las latas, como del brazo mismo. Sobre el brazo actuarán fuerzas inerciales debido a su constante desplazamiento angular (90°). Cabe mencionar que todo el sistema neumático será de marca Festo. Los modelos específicos se irán describiendo tanto y cuanto sea pertinente su detalle. A pesar de que en la realidad nunca actúan las fuerzas juntas, el análisis se hará tomando en cuenta todas ellas. De esta manera este análisis será una base segura para la posterior construcción de la máquina. La selección del brazo neumático responde a una necesidad geométrica más que estructural. Una vez determinada la deflexión del eje y la columna no nos queda más que regirnos a sus requerimientos geométricos. Al tener ya un tamaño de eje definido seleccionamos los rodamientos para este eje. En base a estos rodamientos viene la manzana, la cual queda con un diámetro exterior de 75 mm. Es por esto que el brazo será un tubo cuadrado de 100 X 4.

3.4.1. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS QUE EJERCEN FUERZAS EL BRAZO NEUMÁTICO.

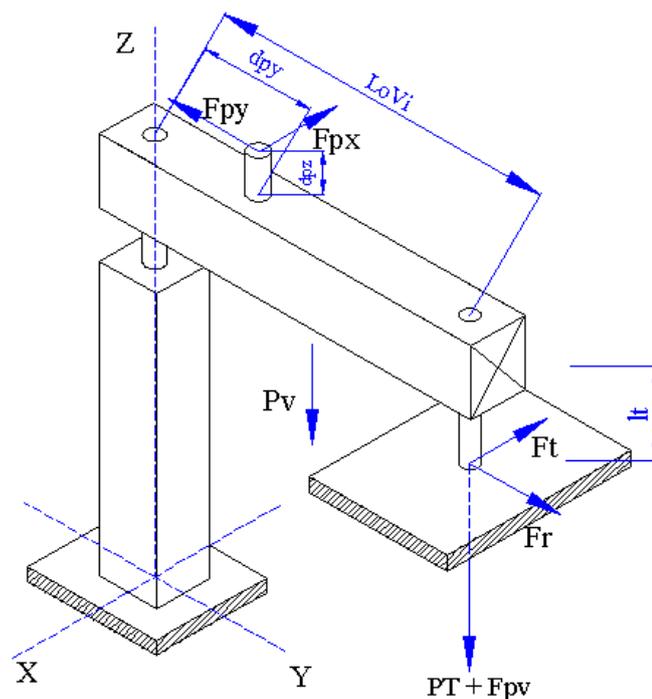


Figura 3.21 Esquema general de las fuerzas que actúan sobre el brazo neumático.

Para establecer las fuerzas inerciales se recurrió al programa ProNeu el cual determina las aceleraciones de los pistones neumáticos. Las fuerzas inerciales son: F_{px} , F_{py} (componentes de la fuerza ejercida por el pistón horizontal sobre el brazo), F_t , y F_r (fuerza tangencial y radial respectivamente producida por las masa en movimiento que soporta el brazo). La fuerza P_T es la resultante de sumar el peso del cilindro vertical, la plancha porta-ventosas, las extensiones, las ventosas y los envases de hojalata. Finalmente la fuerza P_v es el peso mismo del brazo.

Los pistones neumáticos fueron escogidos en base a diferentes criterios. El primer criterio tomado en consideración fue la carrera de cada uno de ellos. En el caso del pistón horizontal se determinó que 100 mm debía ser la carrera mínima para poder girar el brazo 90° . De igual forma en el caso del pistón vertical la carrera mínima debía ser 320 mm. Ya que es la distancia que debe descender el pistón el momento de sujetar los envases. Además se tomó en cuenta la fuerza que generarían los pistones. Esta no era muy grande así que los más sencillos o estándares satisfacían las necesidades. Y por último el aspecto económico. Dentro de los pistones mas económicos se encuentran los de la serie DNC-32.

Pistón vertical

Marca: FESTO

Modelo: DNC-32-320-PPV-A

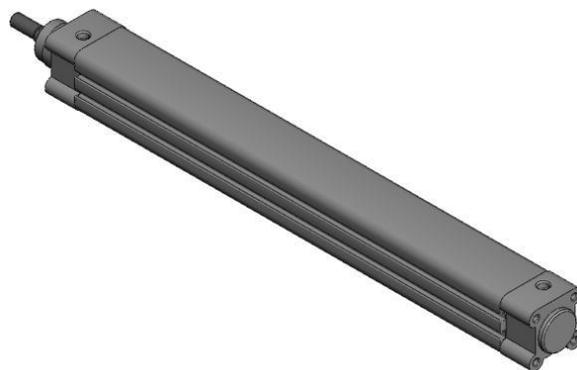


Figura 3.22 Pistón vertical marca Festo DNC-32-320-PPV-A.

Carrera: 320 mm

$l_t := 0.320 \text{ m}$ Long de carrera del piston

$P_{c1} := 0.517 \text{ kg}$ Peso a 0 mm

$P_{c2} := 0.03 \text{ kg}$ Peso adicional por 10mm de carrera

$P_{c3} := 0.162 \text{ kg}$ Peso de masa en movimiento a 0mm

$P_{c4} := 0.009 \text{ kg}$ Peso de masa en movimiento po 10 mm de carrera

$$P_c := (P_{c1} + l_t \cdot P_{c2} + P_{c3} + l_t \cdot P_{c4}) \cdot 10$$

$P_c = 6.91 \text{ N}$ Peso del cilindro

$a_{pv} := 11.87 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ Aceleración máxima del pistón vertical

Pistón horizontal

Marca: FESTO

Modelo: DNC-32-100-PPV-A

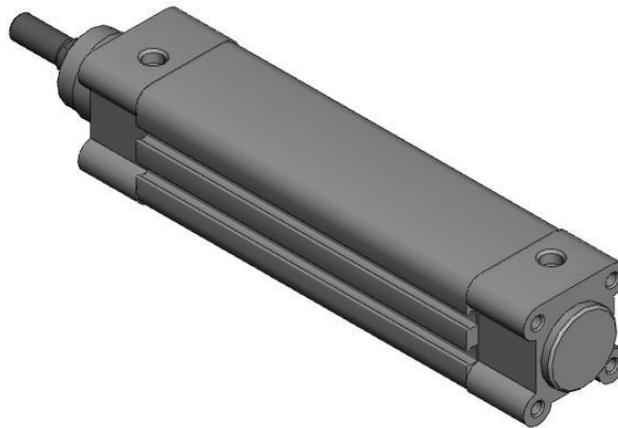


Figura 3.23 Pistón horizontal marca Festo DNC-32-100-PPV-A.

Carrera: 100 mm

$a_{ph} := 8.38 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ Aceleración máxima del pistón horizontal

$\theta := 44.02$ Ángulo de montaje del pistón con respecto a la viga

$$V_{ph} := 0.05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_t := \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot V_{ph}$$

$$d_{py} := 0.08 \text{ m}$$

$$\omega := \frac{V_t}{d_{py}}$$

$$\omega = 0.43 \text{ Velocidad angular del pistón horizontal}$$

Plancha

Material: Acero A36

esp := 0.006 mm Espesor de la plancha

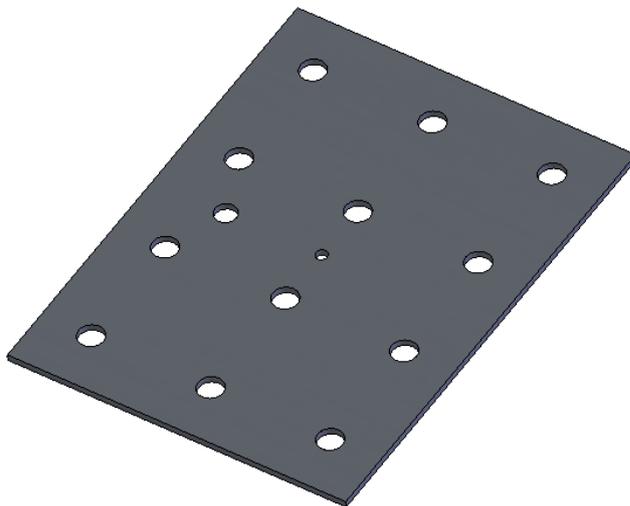


Figura 3.24 Plancha Porta-ventosas.

$$\rho_a := 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ Densidad del acero}$$

$L_p := 0.4 \text{ m}$ Largo de la plancha

$A_p := 0.3 \text{ m}$ Ancho de la plancha

$P_p := \rho_a \cdot L_p \cdot A_p \cdot \text{esp} \cdot 10$

$P_p = 56.16 \text{ N}$ Peso de la plancha

Latas

$Plat := 0.1 \cdot 12 \cdot 10$

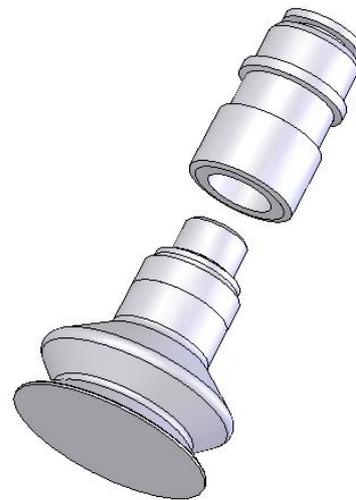
$Plat = 12 \text{ N}$ Peso de las latas

Accesorios

$P_{acc} := 50 \text{ N}$ Peso de los accesorios



a)



b)



c)

Figura 3.25 a) Envases de hojalata. Izq. 400 ml. Der. 800 ml b) Ventosa y pasamuro, c) Extensión.

Viga

Tubo cuadrado 100x4

$LoVi := 0.431 \text{ m}$ Longitud de análisis de la viga

$V := 0.00068 \text{ m}^3$ Volumen real de la viga

$Pv := V \cdot \rho_a \cdot 10$

$Pv = 53.04 \text{ N}$ Peso de la viga movil

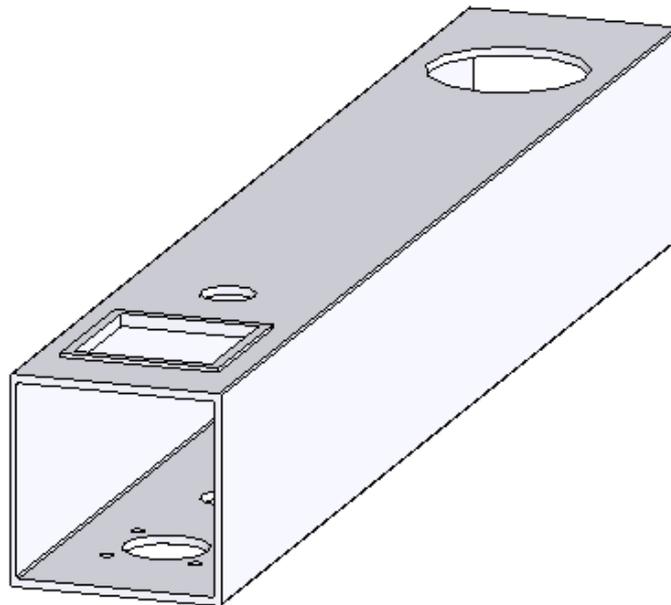


Figura 3.26 Brazo neumático o Viga.

$PT := Pc + Pp + Plat + Pacc$

$PT = 125.075 \text{ N}$ Peso Total en el extremo de la viga

3.4.2. FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA VIGA

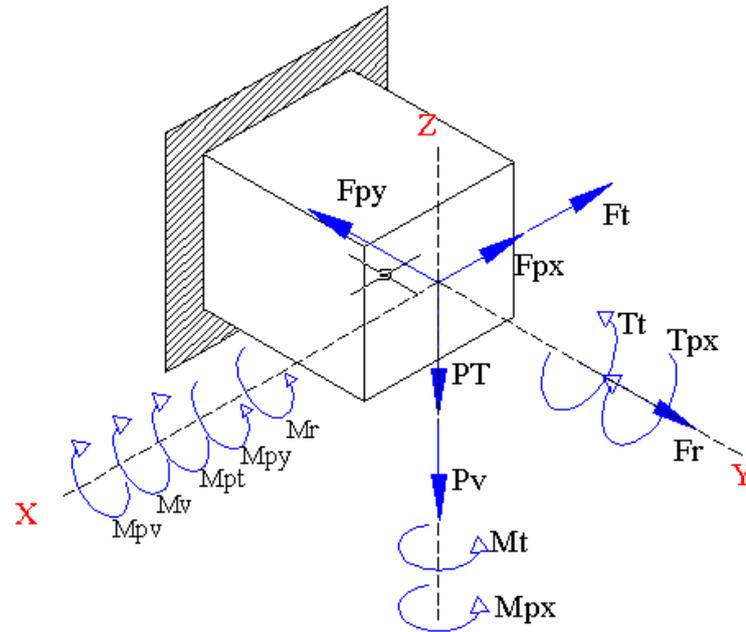


Figura 3.27 Fuerzas actuantes sobre la viga.

Item	Descripción.
Fpx	Fuerza ejercida por el pistón horizontal en el eje X
Fpy	Fuerza ejercida por el pistón horizontal en el eje Y
Ft	Fuerza tangencial
Fr	Fuerza radial.
PT	Peso de todos los elementos (cilindro vertical, plancha porta-ventosas, extensiones, ventosas, pasamuros, envases de hojalata)
Pv	Peso del brazo neumático
Fpv	Fuerza producida por el pistón vertical.
Mr	Momento producido por la fuerza radial Fr
Mpt	Momento producido por el peso de todos los elementos PT
Mpy	Momento producido por la fuerza en Y del pistón horizontal Fpy
Mv	Momento producido por el peso del brazo Pv
Mpv	Momento producido por la fuerza del pistón vertical Fpv
Mt	Momento producido por la fuerza tangencial Ft
Mpx	Momento producido por la fuerza en X del pistón horizontal Fpx
Tt	Momento producido por torque producido por la fuerza tangencial.
Tpx	Momento producido por la fuerza en X del pistón horizontal Fpx

Tabla 3.9 Definiciones Operacionales.

$$a_{ph} = 8.38 \frac{m}{s^2}$$

$$a_{tmax} := a_{ph} \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$a_{tmax} = 6.03 \frac{m}{s^2} \text{ Aceleración tangencial máxima del pistón horizontal}$$

$$a_{rmax} := a_{ph} \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$a_{rmax} = 5.82 \frac{m}{s^2} \text{ Aceleración radial máxima del pistón horizontal}$$

$$dpz := 0.05 \text{ m}$$

$$\alpha := \frac{a_{tmax}}{dpz}$$

$$\alpha = 120.52 \frac{rad}{s^2} \text{ Aceleración angular}$$

$$LoVi = 0.43 \text{ m}$$

$$a_{tmaxp} := \alpha \cdot LoVi \frac{m}{s^2}$$

$$a_{tmaxp} = 51.94 \text{ Aceleración tangencial en la placa}$$

$$\omega = 0.43 \frac{rad}{s}$$

$$a_{rmaxp} := \omega^2 \cdot LoVi$$

$$a_{rmaxp} = 0.08 \text{ Aceleración radial de la placa}$$

$$PT = 125.07 \text{ N} \text{ Peso Total en el extremo de la viga}$$

$$Fr := \frac{PT + Pv}{10} \cdot a_{rmaxp}$$

$$Fr = 1.45 \text{ N} \text{ Fuerza radial en el extremo del brazo}$$

$$Ft := \frac{PT + Pv}{10} \cdot a_{tmaxp}$$

$$Ft = 925.21 \text{ N} \text{ Fuerza tangencial en el extremo del brazo}$$

$P_v = 53.04$ N Peso de la viga

$$F_{pv} := a_{pv} \cdot \frac{PT}{10}$$

$F_{pv} = 148.46$ N Fuerza dinámica del pistón vertical

$$F_{ph} := a_{ph} \cdot \frac{(PT + P_v)}{10}$$

$F_{ph} = 149.26$ N Fuerza resultante dinámica del pistón horizontal

$$F_{px} := F_{ph} \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$F_{px} = 107.33$ N Componente en X de la fuerza dinámica del pistón horizontal

$$F_{py} := F_{ph} \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$F_{py} = 103.72$ N Componente en Y de la fuerza dinámica del pistón horizontal

$dp_z = 0.05$ m Longitud desde el cilindro horizontal hasta la superficie de la viga

$dp_y := 0.08$ m Longitud entre el lugar de sujeción del pistón horizontal y el eje longitudinal de la viga móvil

Fuerzas en X

$$FR_x := F_{px} + F_t$$

$FR_x = 1032.54$ N Fuerza resultante en ele eje X

Fuerzas en Y

$$FR_y := F_{py} - F_r$$

$FR_y = 102.27$ N Fuerza resultante en ele eje Y

Fuerzas en Z

$$FR_z := F_{pv} + PT + P_v$$

$FR_z = 326.58$ N Fuerza resultante en ele eje Z

Momentos alrededor del eje X

$b := 0.05 \text{ m}$ Lado del tubo cuadrado

$$M_r := F_r \cdot l_t$$

$$M_r = 0.46 \text{ Nm}$$

$$M_{pt} := P_T \cdot L_{oVi}$$

$$M_{pt} = 53.91 \text{ Nm}$$

$$M_{py} := F_{py} \cdot (dpz + b)$$

$$M_{py} = 10.37 \text{ Nm}$$

$$M_v := P_v \cdot \frac{L_{oVi}}{2}$$

$$M_v = 11.43 \text{ Nm}$$

$$M_{pv} := F_{pv} \cdot L_{oVi}$$

$$M_{pv} = 63.99 \text{ Nm}$$

$$M_{Rx} := M_r - M_{pt} + M_{py} - M_v - M_{pv}$$

$$M_{Rx} = -118.49 \text{ Nm}$$
 Momento total alrededor del eje X

Momentos alrededor del eje Z

$$M_t := F_t \cdot L_{oVi}$$

$$M_t = 398.76 \text{ Nm}$$

$$M_{px} := F_{px} \cdot (dpy)$$

$$M_{px} = 8.59 \text{ Nm}$$

$$M_{Rz} := M_t + M_{px}$$

$$M_{Rz} = 407.35 \text{ Nm}$$
 Momento total alrededor del eje Z

Torques

$$T_t := F_t \cdot l_t$$

$$T_t = 296.07 \text{ Nm}$$

$$T_{px} := F_{px} \cdot (dpz + b)$$

$$T_{px} = 10.73 \text{ Nm}$$

$$T := T_t - T_{px}$$

$T = 285.33 \text{ Nm}$ Torque total alrededor del eje Y

3.2.3. ESFUERZOS ACTUANTES SOBRE LA VIGA.

Una vez calculadas las fuerzas, momentos y torques que actúan sobre el brazo neumático se procede a calcular los esfuerzos resultantes. El cálculo de esfuerzos se lo realizará mediante el programa Solid Works y COSMOSDesignSTAR 4.0. Estos paquetes especializados en el modelamiento de piezas mecánicas ofrecen resultados muy apegados a la realidad. Como primer paso se dibuja los elementos en tres dimensiones (Solid Works), una vez terminado el modelamiento se exporta el archivo hacia COSMOSDesignSTAR 4.0 en donde se calculan tanto esfuerzos como deformaciones que es lo más importante para el diseño de este brazo.

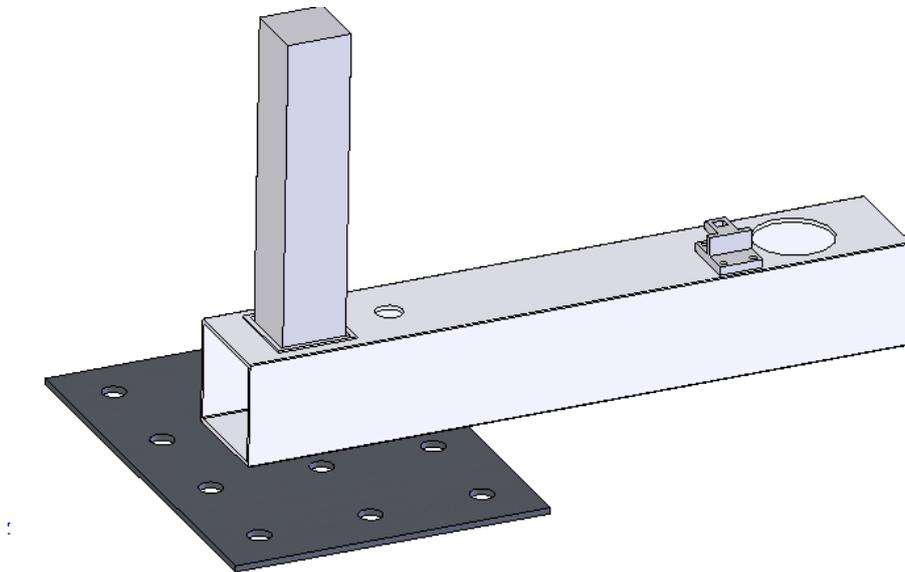


Figura 3.28 Modelo tridimensional del brazo y elementos adyacentes.

De esta manera se presenta tanto el modelo del brazo como los elementos que actúan sobre este, como son el pistón vertical, las ventosas (con sus pasamuros), la plancha porta-ventosas y los envases de hojalata. Algunos de estos

elementos no se los presenta aquí ya que el momento del calculo de esfuerzos estos están reflejados numéricamente en las fuerzas.

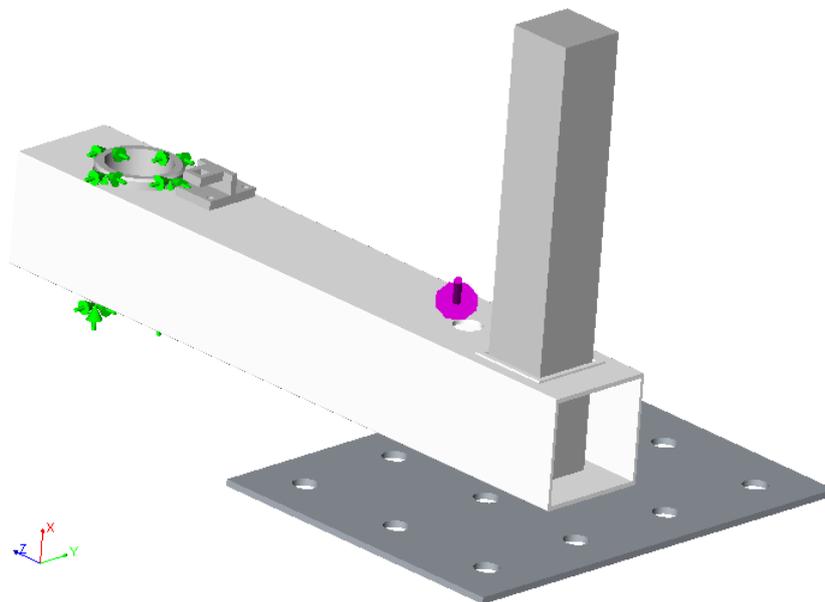


Figura 3.29 Fuerzas actuantes sobre el brazo neumático

Una vez exportado el modelo a Cosmos se aplican las respectivas fuerzas. En el caso del brazo los datos ingresados son las diferentes aceleraciones que actúan sobre este. Al ingresar las aceleraciones el análisis resulta mucho mas apegado a la realidad, ya que el brazo es un elemento en constante movimiento.

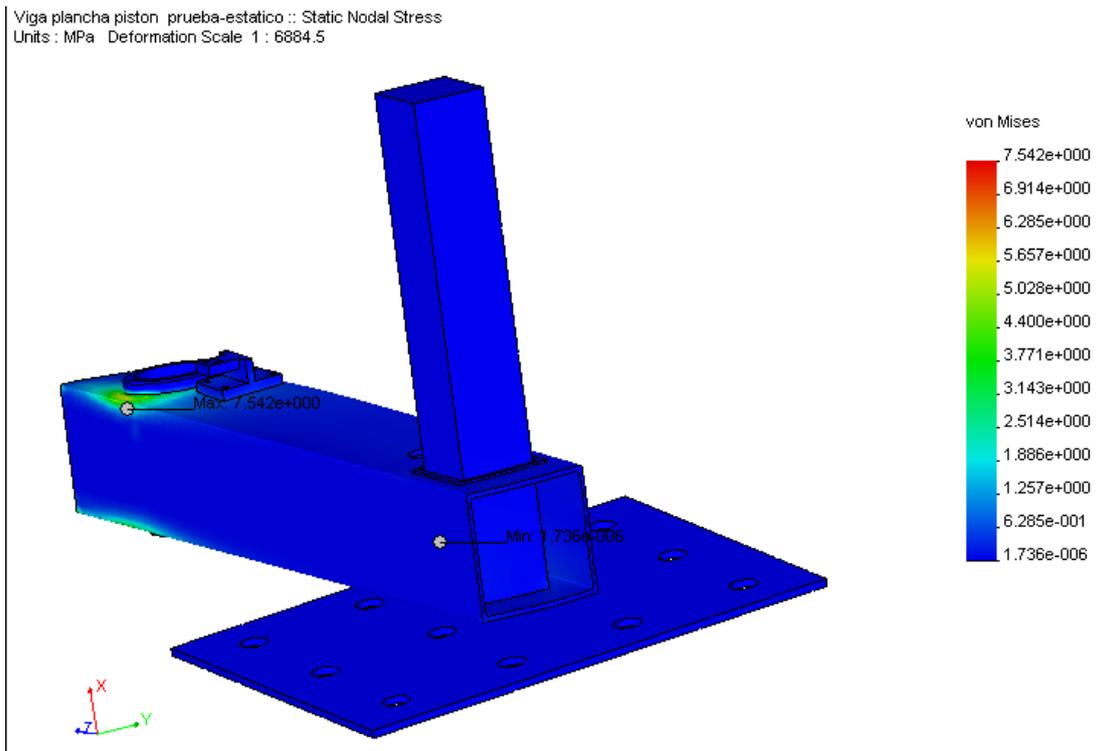


Figura 3.30 Esfuerzos calculados mediante COSMOSDesignSTAR 4.0. A la derecha escala de esfuerzos (MPa) encontrados en el modelo.

El criterio que usa el Cosmos es el de Von Mises. De acuerdo a este criterio el máximo esfuerzo obtenido es de 7.5 MPa ubicado en la parte superior del brazo. Esto se lo puede apreciar de mejor manera en la figura 3.22.

Después de haber encontrado los esfuerzos máximos se calcula el factor de seguridad con el que esta trabajando el modelo.

Viga plancha piston prueba-estatico :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
 Factor of safety distribution: Min FOS = 33 Deformation Scale 1 : 0

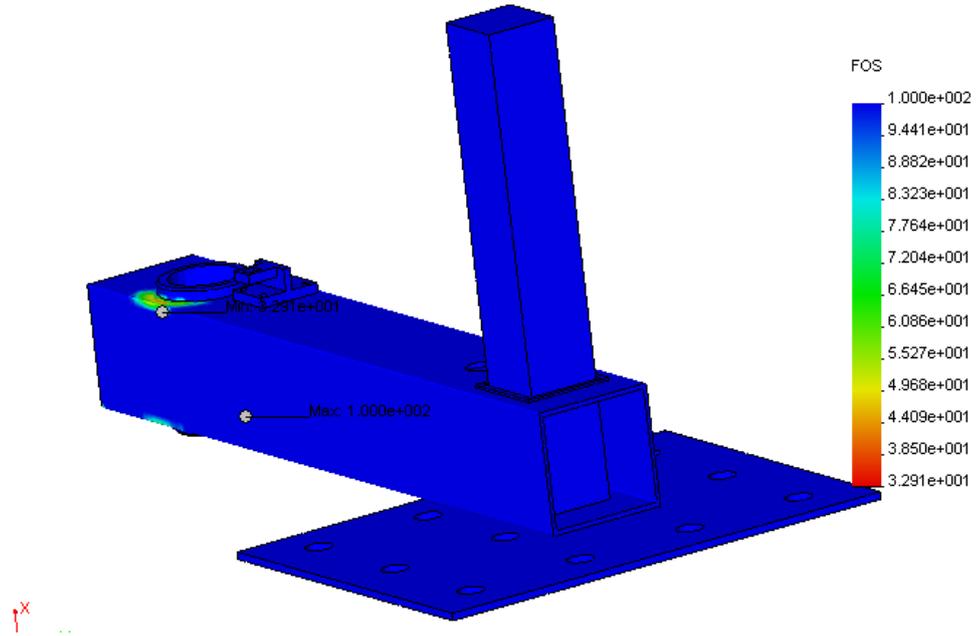


Figura 3.31 Distribución del factor de seguridad (FOS). El mínimo factor de seguridad es de 33.

El mínimo factor de seguridad es de 33. el punto en el que se encuentra el factor mínimo es el mismo punto en donde se localiza el esfuerzo máximo.

Viga plancha piston prueba-estatico :: Static Displacement
 Units : mm Deformation Scale 1 : 6884.5

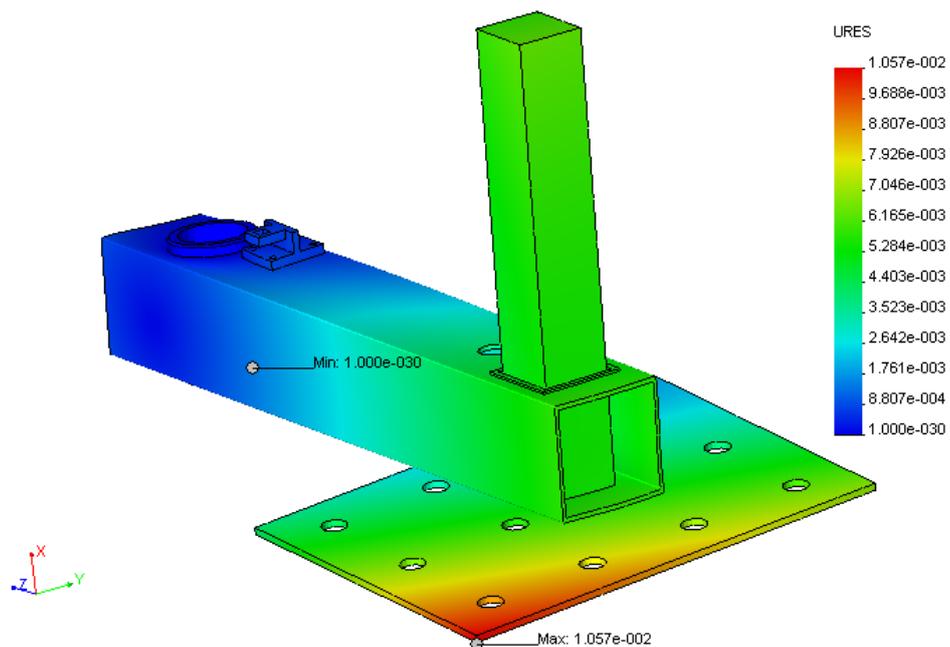


Figura 3.32 Deflexión del modelo. La deflexión máxima es de 0.01 mm.

Como se puede apreciar en la figura anterior la máxima deflexión se presenta en una de las esquinas de la plancha porta-ventosas. A pesar de tener un factor de seguridad elevado, el diseño es aceptable ya que la deflexión es bastante baja y es eso lo que se requiere. Con esto podemos indicar que el brazo cumple de manera satisfactoria el trabajo para el cual fue diseñado. Como recuento cabe señalar las especificaciones del brazo neumático.

- Tubo cuadrado de 100 x 4
- Longitud: 630 mm

3.5. DISEÑO DE LOS PERNOS DE LA BASE DEL SOPORTE DEL BRAZO NEUMÁTICO.

En la base se colocaran cuatro pernos de 5/8 SAE 2. Los pernos estarán empotrados al suelo el cual esta hecho de concreto. Se los empotrará por medio de expansores. Se perforará el suelo y se introducirán los pernos.

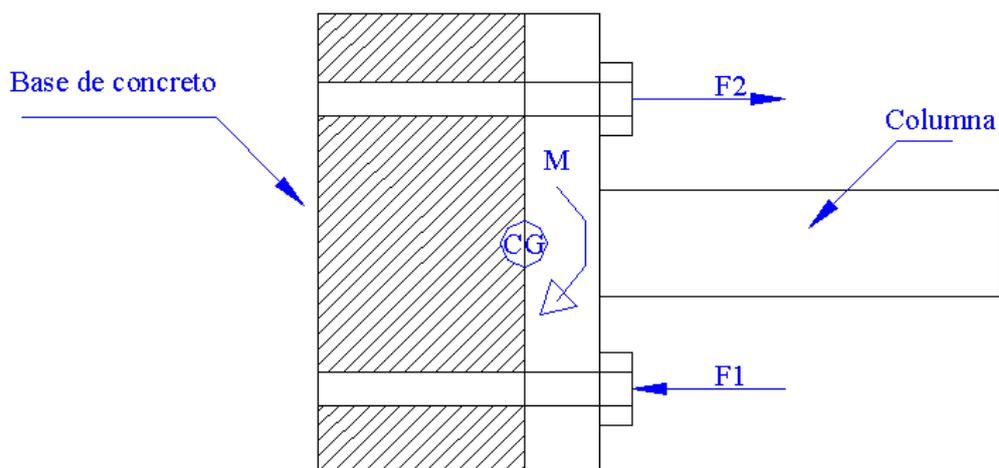


Figura 3.33 Disposición de los pernos en la base del soporte.

Para la disposición de los pernos en la base se tomará el formato tradicional, 4 pernos, uno en cada esquina.

Existen dos momentos que generan esfuerzos sobre los pernos: el momento alrededor del eje X y el momento alrededor del eje Y.

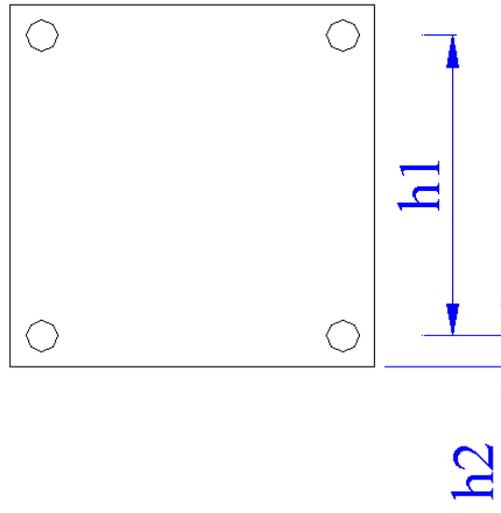


Figura 3.34 Distancia de los pernos con respecto a la placa base.

3.5.1. ANÁLISIS DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LOS PERNOS.

Perno 5/8

SAE 2

$A_t := 0.00028516072 \text{ m}^2$ Área de tracción del perno

$S_p := 228 \cdot 10^6$
Pa Resistencia de prueba mínima

$S_u := 249 \cdot 10^6$ Pa Resistencia mínima a tensión

$M_x := |MRS_x|$ Momento total alrededor del eje X

$M_x = 35.727$ Nm Momento en el centro de gravedad.

$h_1 := 0.3$ m Distancia entre agujeros

$h_2 := 0.05$ m Distancia del agujero al borde de la placa

$$F_2 := \frac{M_x}{2 \cdot \left[h_2 + \frac{(h_1)^2}{h_2} \right]}$$

$F_2 = 9.656$ N Fuerza el perno a tracción

$$F_{1x} := \frac{(h_1)}{h_2} \cdot F_2$$

$F_{1x} = 57.936$ N

$$\sigma_{tx} := \frac{F_{1x}}{A_t}$$

$\sigma_{tx} = 203169.943$ Pa

Análisis con el momento alrededor del eje Y

$$M_y := M_{R_{Sy}}$$

$M_y = 1443.559$ Nm

$h_1 = 0.3$ m

$h_2 = 0.05$ m

$$F_2 := \frac{M_y}{2 \cdot \left[h_2 + \frac{(h_1)^2}{h_2} \right]}$$

$F_2 = 390.151$ N

$$F_{1y} := \frac{(h_1)}{h_2} \cdot F_2$$

$F_{1y} = 2340.907$ N

$$\sigma_{ty} := \frac{F_{1y}}{A_t}$$

$\sigma_{ty} = 8209078.395$ Pa

Fuerza en el perno de mayor distancia

$$F_{\text{perno}} := F_{1x} + F_{1y}$$

$F_{\text{perno}} = 2398.843 \text{ Nm}$ Fuerza de tracción total

3.5.2. ESFUERZOS DE LOS PERNOS.

En los esfuerzos no solo se tomara el producido por la fuerza de tracción sino también los esfuerzos que ayudan a los pernos a mantenerse en la base como son: el esfuerzo debido al peso del soporte y el esfuerzo debido a la reacción en el eje Z de la estructura.

$$\sigma_{\text{perno}} := \frac{F_{\text{perno}}}{A_t}$$

$$\sigma_{\text{perno}} = 8412248.339 \text{ Pa}$$

$$A_{\text{placa}} := (h_1 + 2 \cdot h_2)^2$$

$$A_{\text{placa}} = 0.16 \text{ m}^2 \text{ Área de la placa a ser empernada}$$

$$P_c = 6.915 \text{ N} \text{ Peso de la columna}$$

$$\sigma_{\text{columna}} := \frac{P_c}{A_{\text{placa}}}$$

$$\sigma_{\text{columna}} = 43.218 \text{ Pa} \text{ Esfuerzo debido al peso de la columna}$$

$$\sigma_{\text{frz}} := \frac{FR_z}{A_{\text{placa}}}$$

$$\sigma_{\text{frz}} = 2041.116 \text{ Pa} \text{ Esfuerzo debido a los componentes}$$

$$\sigma_{\text{eq}} := \sigma_{\text{perno}} - \sigma_{\text{columna}} - \sigma_{\text{frz}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 8410164.005 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_p}{|\sigma_{\text{eq}}|}$$

$$FS = 27.11$$

Fatiga en los pernos

$$\sigma_{\text{max}} := \sigma_{\text{eq}}$$

$$\sigma_{\max} = 8410164.005 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\min} := 0$$

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

$$\sigma_m = 4205082.002 \text{ Pa}$$

$$k_f := 2.2 \text{ pag 924 Norton}$$

$$\sigma_a := \sigma_m \cdot k_f$$

$$\sigma_a = 9251180.405 \text{ Pa}$$

$$FS_{\text{fatiga}} := \left(\frac{|\sigma_a|}{S_p} + \frac{|\sigma_m|}{S_u} \right)^{-1}$$

$$FS_{\text{fatiga}} = 17.402$$

El factor de seguridad resultante a pesar de ser un tanto elevado no influye de ninguna manera en el costo de la empaedora.

3.6. ANÁLISIS DE LAS SOLDADURAS DEL SOPORTE DEL BRAZO NEUMÁTICO.

Existen tres soldaduras en el soporte. La primera soldadura que se desarrollará será correspondiente a la existente entre la placa de apoyo del eje y el soporte. Una vez determinado su factor de seguridad tanto de tracción como el de fatiga se dará paso a la siguiente que es la soldadura entre la placa base y el soporte. Cabe mencionar que entre estos dos análisis simplemente variará una distancia. Sin embargo se explicará de mejor manera mas adelante. Por último se encontrará la distancia mínima entre los cordones a lo largo de los perfiles que constituyen el soporte en sí. El análisis de las soldaduras se hará en base a la teoría de soldaduras desarrollada en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph E. Shigley. Todas las soldaduras se realizarán con MIG ER70 S6.

3.6.1. SOLDADURA ENTRE LA PLACA DEL EJE Y EL SOPORTE DEL BRAZO.

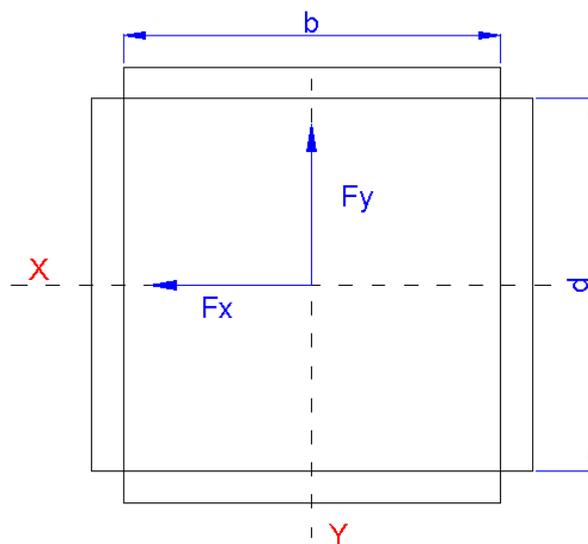


Figura 3.35 Geometría de la soldadura.

$S_y := 552 \cdot 10^6$ Pa Límite a tracción del alambre.

$F_x := 3700$ N Fuerza en X sobre el eje.

$F_y := 1482$ N Fuerza en Y sobre el eje.

$$F := \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$F = 3.986 \times 10^3$ N Fuerza cortante.

$l_1 := 0.33$ m Distancia entre la fuerza y el área de soldadura.

$l_2 := 0.25$

$b := 0.2 \text{ m}$ Longitud de la soldadura.

$d := 0.2 \text{ m}$ Longitud de la soldadura.

$h := 0.004 \text{ m}$ Ancho del cordón de soldadura.

$$A := 1.414 \cdot h \cdot (b + d)$$

$$A = 2.262 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ Area de todas las soldaduras.}$$

$$\tau_1 := \frac{F}{A}$$

$$\tau_1 = 1.762 \times 10^6 \text{ Pa} \text{ Esfuerzo cortante primario de la soldadura.}$$

$x := 0.1 \text{ m}$ Distancia en el eje X entre la soldadura y el centroide.

$y := 0.1 \text{ m}$ Distancia en Y entre la soldadura y el centroide.

$$I_u := \frac{d^2}{6} \cdot (3 \cdot b + d)$$

$$I_u = 5.333 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ Segundo momento del área unitaria}$$

$$I := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$I = 1.508 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \text{ Segundo momento de área.}$$

$$M := F \cdot (I_1 - I_2)$$

$$M = 318.861 \text{ Nm}$$

$$\tau_2 := \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{I}$$

$$\tau_2 = 2.114 \times 10^6 \text{ Pa} \text{ Esfuerzo cortante nominal}$$

$$\tau := \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$$

$$\tau = 2.752 \times 10^6 \text{ Pa} \text{ Esfuerzo resultante}$$

$$FS := \frac{0.577 \cdot S_y}{\tau}$$

$$FS = 115.738$$

Análisis de fatiga

$$Kfs := 2$$

$$Se' := 0.5 \cdot Sy$$

$$Se' = 2.76 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$Ccarga := 0.577$$

$$deqp := \left(\frac{0.05 \cdot 0.707 \cdot h \cdot d}{0.0766} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$Ctap := 1.189 \cdot (deqp \cdot 1000)^{-0.097}$$

$$Ctap = 0.893$$

$$Csup := 57.7 \cdot Sy^{-0.718}$$

$$Csup = 0.72$$

$$Ctemp := 1$$

$$Cconf := 0.659 \text{ (conf 99.999\%)}$$

$$Ce := \frac{1}{Kfs}$$

$$Se := Ccarga \cdot Ctap \cdot Csup \cdot Ctemp \cdot Ce \cdot Cconf \cdot Se'$$

$$Se = 3.372 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{ap} := \frac{\tau}{2}$$

$$\tau_{mp} := \tau_{ap}$$

$$Fsegf := \frac{Se \cdot Sy}{\tau_{ap} \cdot Sy + \tau_{mp} \cdot Se}$$

$$Fsegf = 23.098 \text{ Factor de seguridad a la fatiga de la soldadura.}$$

3.6.2. ANÁLISIS DE LA SOLDADURA DE LA PLACA BASE AL SOPORTE DEL BRAZO.

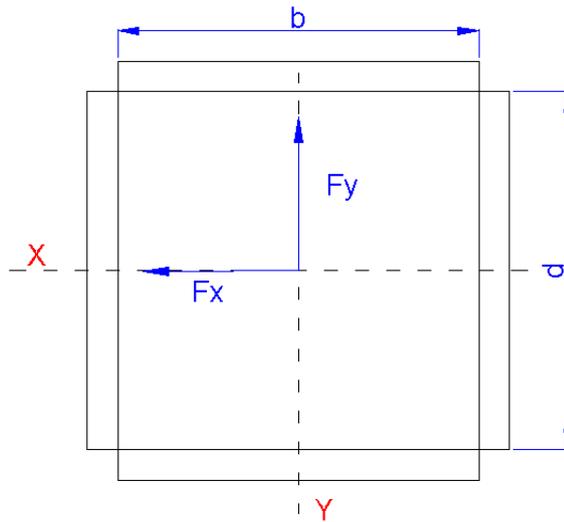


Figura 3.36 Geometría de la soldadura.

$S_y = 5.52 \times 10^8$ Pa Límite a tracción del alambre.

$F_x := 3700$ N Fuerza en X sobre el eje.

$F_y := 1482$ N Fuerza en Y sobre el eje.

$$F := \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$F = 3.986 \times 10^3$ N Fuerza cortante.

$l_1 := 1.73$ m Distancia entre la fuerza y el área de soldadura.

$l_2 := 1.65$

$b := 0.2$ m Longitud de la soldadura.

$d := 0.2$ m Longitud de la soldadura.

$h := 0.004$ m Ancho del cordón de soldadura.

$$A := 1.414 \cdot h \cdot (b + d)$$

$A = 2.262 \times 10^{-3}$ m² Área de todas las soldaduras.

$$\tau_1 := \frac{F}{A}$$

$\tau_1 = 1.762 \times 10^6$ Pa Esfuerzo cortante primario de la soldadura.

$x := 0.1$ m Distancia en el eje X entre la soldadura y el centroide.

$y := 0.1 \text{ m}$ Distancia en Y entre la soldadura y el centroide.

$$I_u := \frac{d^2}{6} \cdot (3 \cdot b + d)$$

$I_u = 5.333 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ Segundo momento del área unitaria

$$I := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$I = 1.508 \times 10^{-5} \text{ m}^4$ Segundo momento de área.

$$M := F \cdot (I_1 - I_2)$$

$$M = 318.861 \text{ Nm}$$

$$\tau_2 := \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{I}$$

$\tau_2 = 2.114 \times 10^6 \text{ Pa}$ Esfuerzo cortante nominal

$$\tau := \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$$

$\tau = 2.752 \times 10^6 \text{ Pa}$ Esfuerzo resultante

$$FS := \frac{0.577 \cdot S_y}{\tau}$$

$$FS = 115.738$$

Análisis de fatiga

$$K_{fs} := 2$$

$$S_e' := 0.5 \cdot S_y$$

$$S_e' = 2.76 \times 10^8$$

Pa

$$C_{carga} := 0.577$$

$$de_{qp} := \left(\frac{0.05 \cdot 0.707 \cdot h \cdot d}{0.0766} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$C_{tap} := 1.189 \cdot (de_{qp} \cdot 1000)^{-0.097}$$

$$C_{tap} = 0.893$$

$$C_{sup} := 57.7 \cdot S_y^{-0.718}$$

$$C_{sup} := 0.72$$

$$C_{temp} := 1$$

$$C_{conf} := 0.659 \text{ (con } 99.999\%)$$

$$C_e := \frac{1}{K_{fs}}$$

$$S_e := C_{carga} \cdot C_{tap} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_e \cdot C_{conf} \cdot S_e'$$

$$S_e = 3.372 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{ap} := \frac{\tau}{2}$$

$$\tau_{mp} := \tau_{ap}$$

$$F_{segf} := \frac{S_e \cdot S_y}{\tau_{ap} \cdot S_y + \tau_{mp} \cdot S_e}$$

$$F_{segf} = 23.098 \text{ Factor de seguridad a la fatiga de la soldadura.}$$

3.6.3. DISTANCIA ENTRE LOS CORDONES DE SOLDADURA A LO LARGO DEL SOPORTE DEL BRAZO NEUMÁTICO.

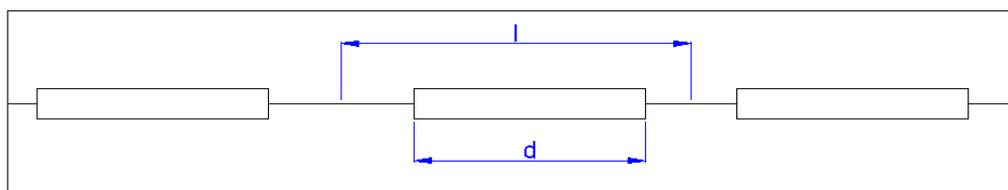


Figura 3.37 Geometría de la soldadura.

$\tau_{max} := 16 \text{ MPa}$ Esfuerzo cortante máximo a lo largo del soporte. Dato tomado del análisis de la columna en Cosmos

$\tau_{adm} := 124 \text{ Mpa}$ Esfuerzo admisible en la garganta de soldadura de filete.

$d := .1 \text{ m}$ Longitud del cordón de soldadura.

$b := 0.006 \text{ m}$ Espesor del cordón de soldadura.

$F_p := 5.26 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete.

$F_c := F_p \cdot d \cdot 2$

$F_c = 1.052 \times 10^5 \text{ N}$ Fuerza cortante a lo largo de la soldadura.

$L := \frac{\tau_{adm} \cdot 2 \cdot d \cdot b}{\tau_{max} \cdot 2 \cdot b}$

$L = 0.775 \text{ m}$ Distancia entre cordones de soldadura.

A pesar de ser suficiente una distancia entre cordones de setenta centímetros, se aplicó soldadura a lo largo de todo el soporte. Esto ofrece mayor seguridad y no influye de manera drástica en el costo del proyecto.

3.7. DISEÑO DE LOS TRANSPORTADORES.

En la figura 3.1 se puede apreciar los transportadores que se van a utilizar en la empacadora. Uno de ellos, el transportador frontal, será el que soporte el mayor peso. En este caso el diseño de los transportadores obedece a necesidades geométricas más que estructurales. Sin embargo la rigidez sigue siendo muy importante.

La longitud de los transportadores se escogió en base a la cantidad de producto que iba a circular sobre ellos. Una longitud mayor, a pesar de no interferir en el correcto funcionamiento del sistema, influiría en el costo del mismo. De igual forma la cantidad de producto mandó en la decisión del ancho de estos transportadores. El transportador frontal tiene un ancho mayor ya que en este se

ordenará la matriz de 3 x 4 que formarán los envases de hojalata antes de ser empacados, el otro transportador se lo diseño con un ancho mayor al que se necesitaba (ancho de una lata) por seguridad. Previendo posibles embotellamientos su ancho se aumento a fin de poder albergar mas envases.

La disposición ortogonal se la diseño con el fin de lograr un llenado homogéneo del transportador final. Obligando a los envases a un cambio de dirección de 90° se logra una repartición uniforme en cada uno de los carriles del transportador. Por otro lado esta disposición ofrece una ventaja para el operario, ya que logra, un fácil y rápido acceso a todos los componentes de la empacadora. De igual forma su altura (90 cm) esta supeditada a la comodidad del operario.

Tomando en cuenta el parámetro principal de diseño en esta máquina, la rigidez, los transportadores son solidarios entre ellos y a la columna que soporta el brazo neumático. Además, al hacerlos solidarios restringimos las distancias entre el soporte y el transportador. Esta distancia es muy importante ya que cualquier descentramiento entre el centro de gravedad de la matriz formada por las ventosas y el centro de gravedad de la matriz formada por los envases afectaría al succionamiento de estos.

3.7.1. DESCRIPCIÓN DE LOS TRANSPORTADORES.

Los transportadores serán de acero ASTM 36 de 4 milímetros de espesor. El espesor escogido fue en base a la planitud del material. Mientras mayor es el espesor de la plancha de acero mayor es la planitud superficial. Tomando la planitud como parámetro de selección podríamos escoger planchas mucho más gruesas, sin embargo el obstáculo es el costo del material. En la figura 3.32 y 3.33 se observa el perfil de cada uno de los transportadores.

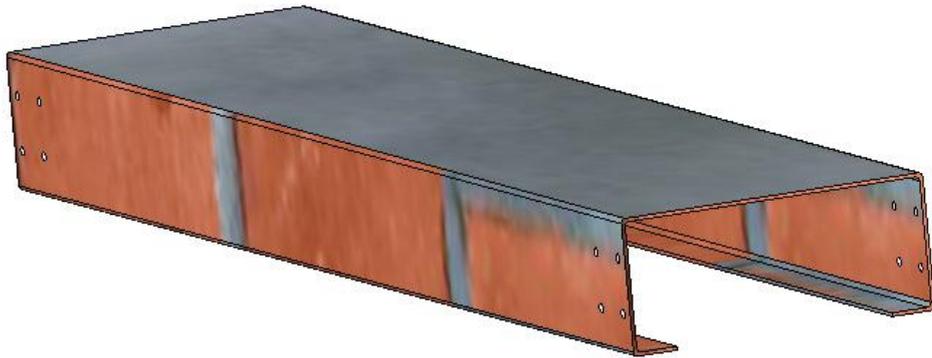


Figura 3.38 Transportador frontal.

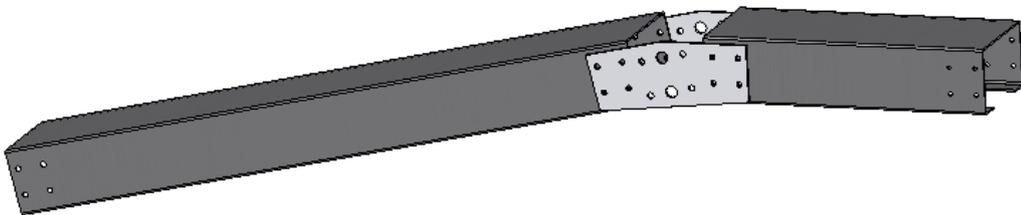


Figura 3.39 Transportador inclinado.

El transportador inclinado esta compuesto de dos partes las cuales están acopladas por dos placas. La distribución de los agujeros en estas placas da la inclinación deseada en el transportador (12°).

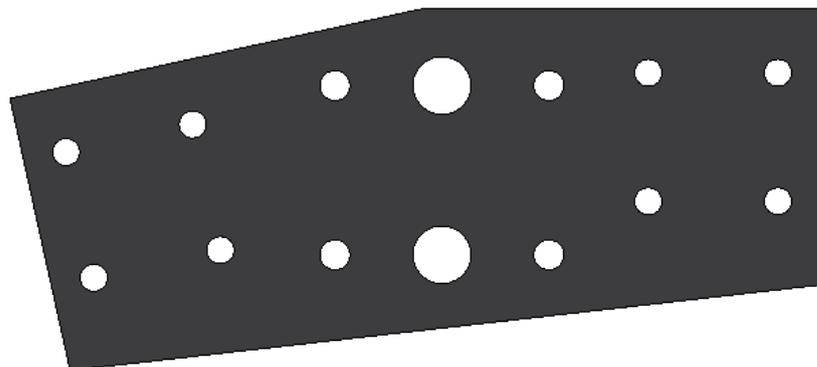


Figura 3.40 Placa de acople de las dos secciones del transportador inclinado..

Siguiendo con el diseño de estos transportadores, a continuación se presentarán las patas las cuales soportarán todo el peso de los transportadores. Y no solo eso, si no también el peso de todos los caseríos como son los rodillos, las guías, los motores, etc.

3.7.2. ESFUERZOS EN LOS TRANSPORTADORES.

Con el siguiente análisis tendremos una idea de la deflexión de los transportadores. Se analizará el transportador frontal solamente. Analizar los dos transportadores sería redundante ya que sus cargas son muy similares.

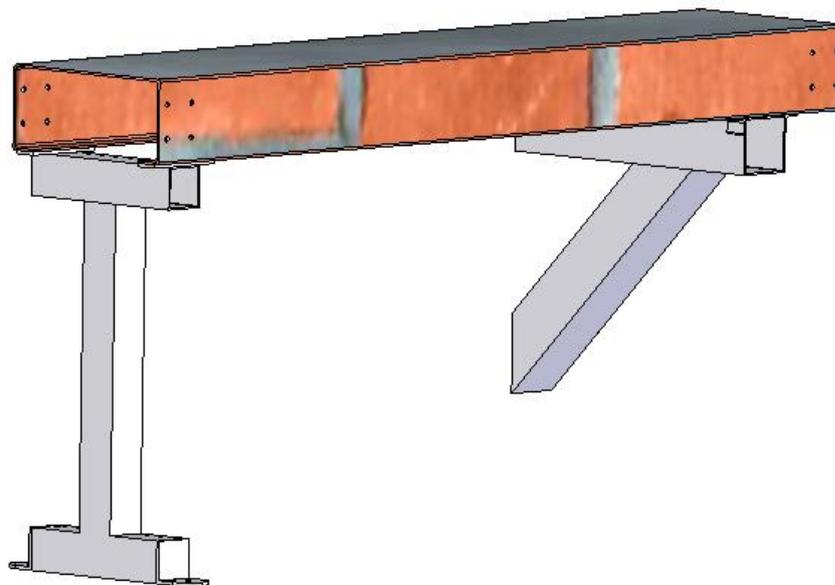


Figura 3.41 Modelo del transportador frontal a ser analizado.

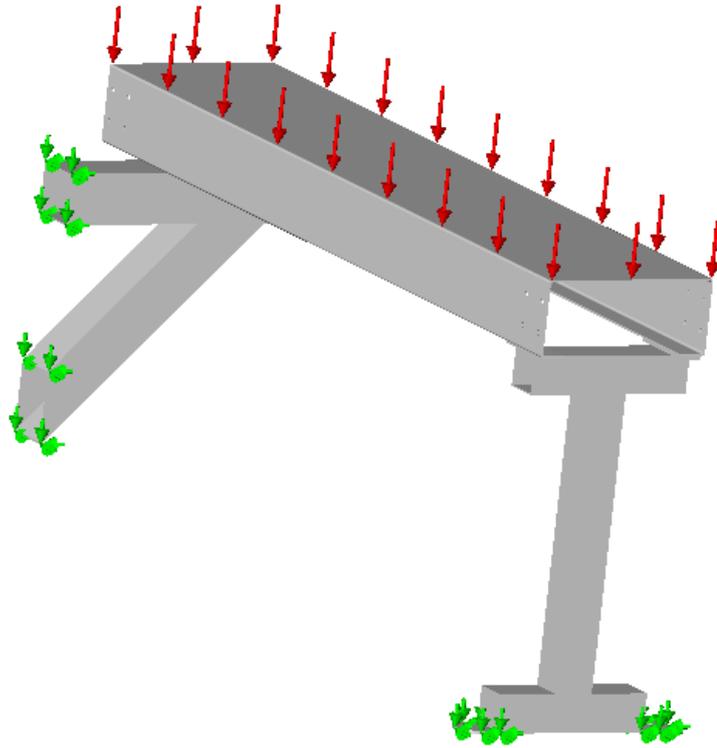


Figura 3.42 Fuerzas actuantes en el transportador frontal.

Sobre el las patas transportador actuará, a más del peso mismo de la mesa, una fuerza producida por el peso de las latas (aprox 70 N). Estas fuerzas son las que actúan directamente sobre la superficie del transportador. La mayoría de accesorios transmitirán sus pesos a los costados del la mesa. Estos pesos causaran esfuerzos de aplastamiento sobre los agujeros. Ya que sus magnitudes son realmente pequeñas para el análisis los consideramos despreciables.

Trans 4-Estatico :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 5173.99

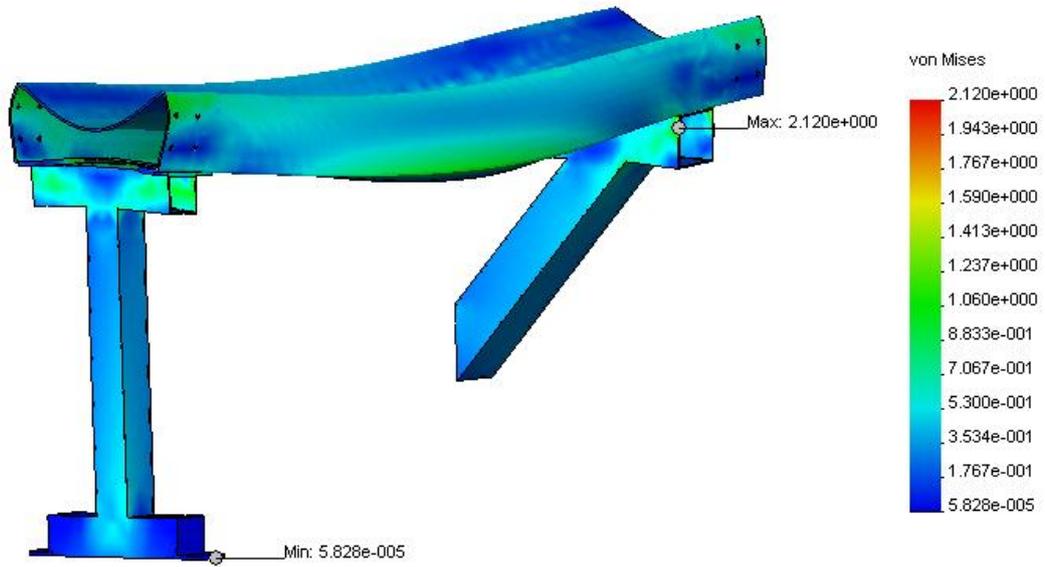


Figura 3.43 Esfuerzos en el transportador frontal. Esfuerzo máximo 2.12 MPa

Trans 4-Estatico :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 70 Deformation Scale 1 : 0

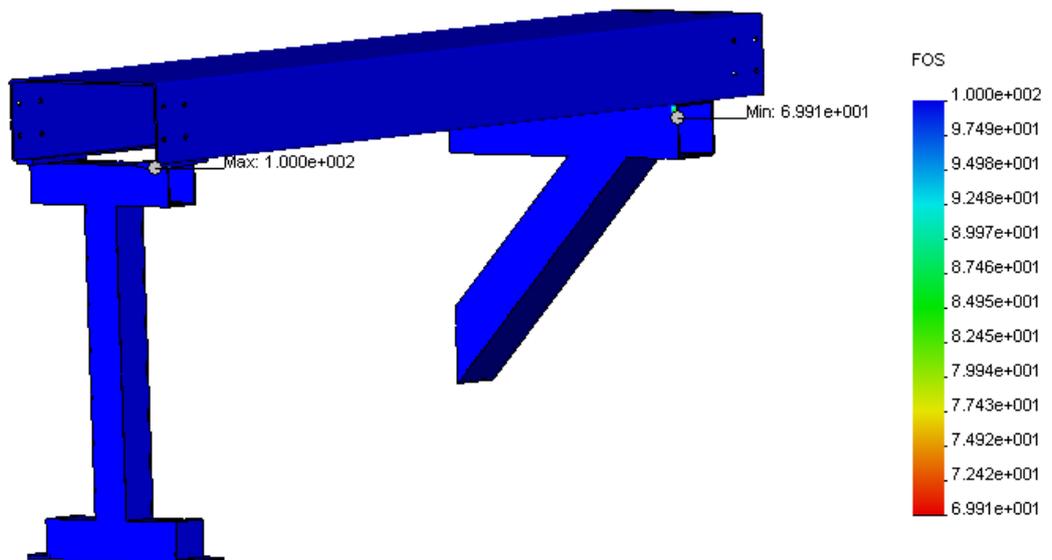


Figura 3.44 Distribución del factor de seguridad. FOS mínimo 70.

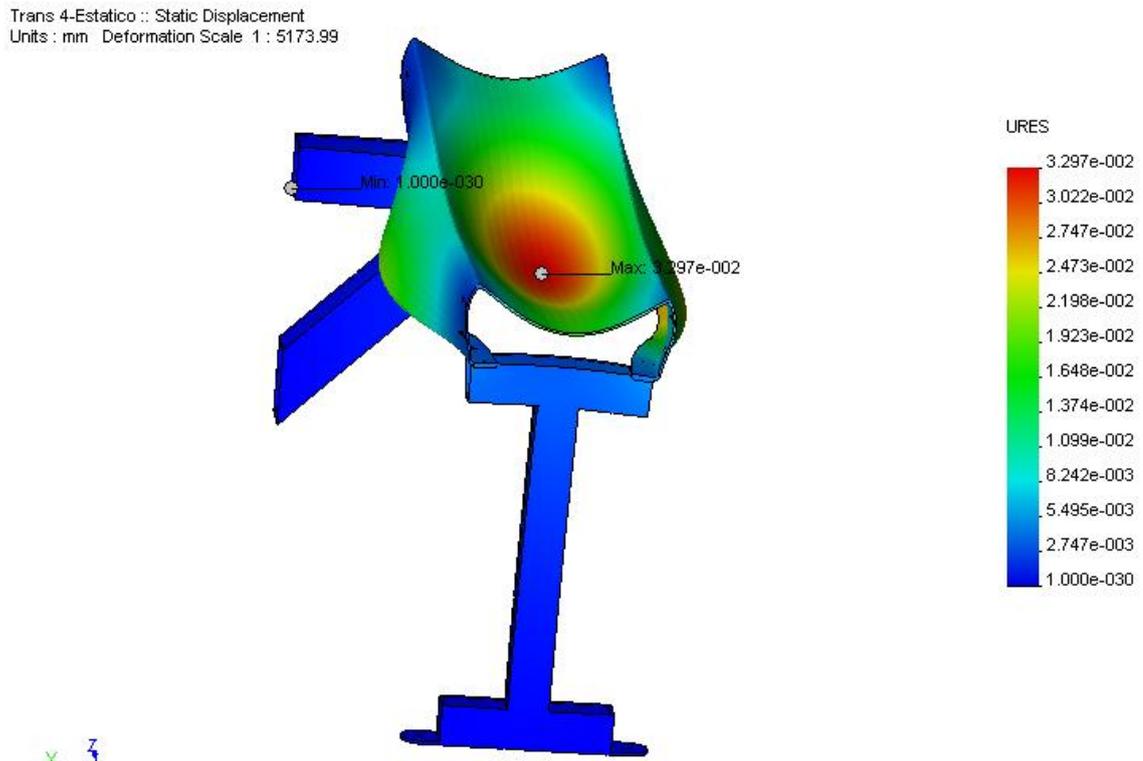


Figura 3.45 Desplazamiento máximo del transportador frontal. 0.03 mm.

Como se esperaba dada la geometría del perfil de la mesa, el máximo desplazamiento sería en la mitad de esta. Como podemos apreciar en la figura anterior este desplazamiento es sumamente pequeño.

3.8. SELECCIÓN DE BANDAS TRANSPORTADORAS.

Existen varios parámetros de selección de bandas, por ejemplo el tipo de carga que se transportará, el tipo de rodillos que se utilizaran, y también si va sobre mesa o en el aire. Lamentablemente para nuestro caso no existe una teoría totalmente desarrollada para seleccionar de una manera rápida y efectiva. Lo más importante en este caso es la fricción entre la banda y los envases. La fricción que se necesita debe ser lo suficientemente baja como para permitir un deslizamiento de la banda aun cuando los envases estén totalmente parados y lo suficientemente alta como para llevarlos sin ningún inconveniente desde un punto a otro. Para determinar la banda mas adecuada se hicieron varias pruebas con bandas de

diferentes características. Lo único en común entre las bandas de prueba fue que todas debían ir sobre mesa.

Después de determinar el material de las bandas se debe decidir sobre las dimensiones de estas. El ancho de la banda estará dado por el ancho de los transportadores y por el ancho de los rodillos. Siendo el segundo el más importante. En la máquina que produce los envases existen bandas para los envases y una de las características, es, la notoria diferencia entre el diámetro de los envases y el ancho de estas. El diámetro supera en casi el doble al ancho de las bandas lo cual significa que no es necesario escoger un ancho que abarque todo el envase sino máximo un 50% de estos. Es por esto que el factor determinante es el ancho de los rodillos. Ahora con respecto al ancho de los rodillos, el ancho de las bandas debe cubrir un 95% de estos. Esto garantiza que no existan complicaciones en el caso de desplazamientos laterales de la banda con respecto a los rodillos. En cuanto a la longitud, esta debe ser uno o dos milímetros mas larga que la distancia entre rodillos. Y no la distancia entre centros sino entre los puntos más exteriores de estos. De esta manera el templamiento de la banda será mínimo.

3.8.1. CARACTERÍSTICAS DE LAS BANDAS.

- Marca: Walker Belting.
- Espesor: 2 mm.
- Tracción por 1% de alargamiento por unidad de ancho: 8 N/cm
- Máxima tensión de trabajo: 10 N/cm
- Rango de operación continua: -10 a 80 °C.
- Peso aproximado: 2.4 Kg/m²
- Banda antiestática.
- Característica de fabricación: 2P/LS (2 capas lateralmente rígidas).
- Superficie de transporte.
 - Material: PVC.
 - Acabado brillante.
 - Color: verde.

- Superficie interior.
 - Material: Poliuretano.
 - Revestimiento fino.
 - Color: blanco.
- Coeficiente de fricción: 0.15
- Sistema de unión recomendado: vulcanizado.

3.9. SELECCIÓN DE MOTORES.

La selección de motores se la hizo en base al catalogo de las bandas Kauman de origen español.

Parámetros

Producción: 120 latas/min

Longitud a recorrer: 1.7 m

Velocidad: $v := 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$B := 0.275 \text{ m}$ Ancho de la banda

$P_i := 1.12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ Peso por m² de cada capa textil

$e_s := 2 \text{ mm}$ Espesor total de los recubrimientos

$z := 2$ Número de capas textiles

$P := B \cdot (1.15 \cdot e_s + P_i \cdot z)$

$P = 1.249 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ Peso de la banda por unidad de longitud Secc 2 pag 16

$Q_m := \frac{23 + 30 \cdot \left(\frac{0.4 - B}{B - 0.45} \right)}{1 + \frac{0.4 - B}{B - 0.45}}$ Extrapolación para $B=0.275 \text{ m}$

$$Q_m = 5.5 \frac{m^3}{h} \text{ Capacidad teórica de transporte Tabla II Secc 8 pg 5}$$

$$k := 1 \text{ Inclinación de la banda } 0^\circ$$

$$\gamma := 91.07 \frac{gr}{m^3} \text{ Peso específico del material}$$

$$Q_t := 0.75 Q_m \cdot v \cdot k \cdot \gamma$$

$$Q_t = 150.265 \frac{Tm}{h} \text{ Capacidad real de transporte}$$

$$L := 1.7 \text{ m Longitud de la banda}$$

$$C := \frac{9 + 7.6 \cdot \left(\frac{3-L}{L-4} \right)}{1 + \frac{3-L}{L-4}} \text{ Interpolación en la tabla VI Secc 8 pag 9}$$

$$C = 10.82 \text{ Coeficiente en base a la longitud de la banda Tabla VI}$$

$$f := 0.02 \text{ Coeficiente de fricción en los rodillos Tabla VII}$$

$$G_m := 2 \cdot P$$

$$G_m = 2.497 \frac{Kg}{m} \text{ Peso de las partes móviles}$$

$$N_1 := \frac{C \cdot f \cdot L \cdot v \cdot G_m}{75}$$

$$N_1 = 0.005 \text{ CV Potencia necesaria para mover la banda descargada}$$

Sec 8 pg 8

$$\delta := 0^\circ \text{ Angulo de inclinación del transporte en grados Tabla III Secc 8 pg 6}$$

$$N_2 := \frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t \cdot \cos(\delta)}{270}$$

$$N_2 = 0.205 \text{ CV Potencia necesaria para vencer la resistencia de rozamiento}$$

de la carga

$$P_t := N_1 + N_2$$

$$P_t = 0.21 \text{ CV Potencia Total necesaria}$$

$$P_{tHp} := \frac{P_t}{1.0139}$$

$$PtHp = 0.2068 \text{ Hp } \textbf{Potencia del motor.}$$

Obtener un motor de estas características resultaría mas caro que comprar un moto-reductor de 0.5 HP. Un motor de 0.5 HP es lo más común en el mercado local así que se ocupará este motor con su respectivo reductor. Cabe mencionar que este cálculo es valido para los dos transportadores ya que los requerimientos técnicos son muy similares.

A continuación se presentarán los cálculos de las tensiones presentes en los rodillos de los transportadores. Con estos datos podremos diseñar los respectivos rodillos.

Tensiones

$$F := \frac{75 \cdot Pt}{v} \text{ Fuerza de accionamiento Secc 8 pg 11}$$

$$F = 39.307 \text{ Kgf}$$

$$Tr := \frac{75 \cdot N1}{v}$$

$$Tr = 0.919 \text{ Kg } \text{ Tensión necesaria para mover la banda descargada.}$$

$$Trs := Tr$$

$$Tri := Tr$$

$$Tq := \frac{75 \cdot N2}{v}$$

$$Tq = 38.389 \text{ Kgf } \text{ Tensión necesaria para vencer la resistencia de rozamiento al movimiento de la carga.}$$

$$\mu := 0.3 \text{ Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz Tabla VIII}$$

Tambor sin recubrimiento seco

$$\alpha := \pi \text{ rad } \text{ Angulo del tambor motriz abrazado por la banda (radianes)}$$

$$T1 := F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right)$$

$$T1 = 64.402 \text{ Kgf } \text{ Tensión a la entrada del tambor motriz}$$

$$T2 := F \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

T2 = 25.095 Kgf Tensión a la salida del tambor motriz

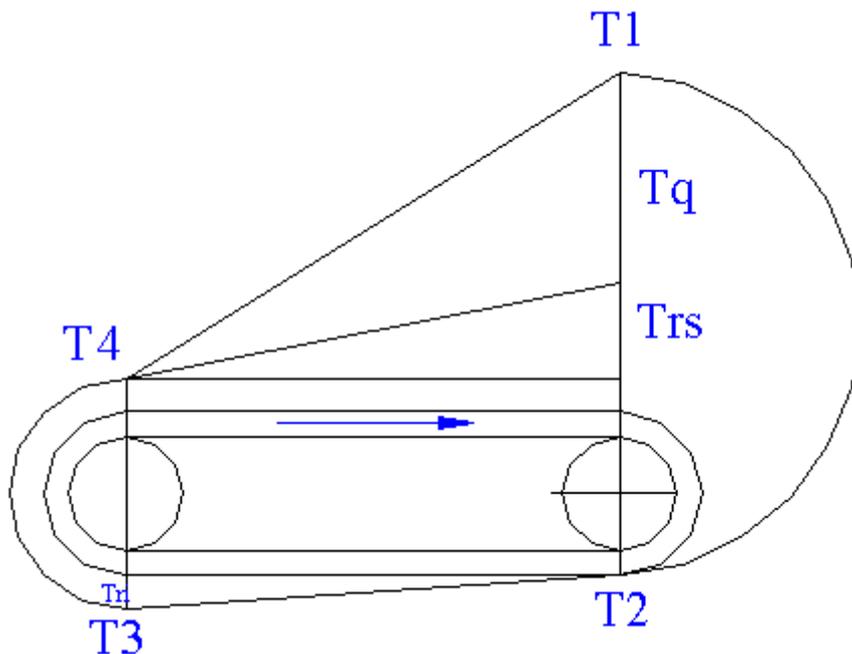


Figura 3.46 Diagrama de tensiones en los rodillos.

$$T1 = 64.402 \text{ Kgf}$$

$$T2 = 25.095 \text{ Kgf}$$

$$T3 := T2 + Tri$$

$$T3 = 26.014 \text{ Kgf}$$

$$T4 := T3$$

$$T4 = 26.014 \text{ Kgf}$$

$$T_{max} := T1$$

$$T_{max} = 64.402 \text{ Kgf}$$

Como se puede observar la tensión máxima es la tensión de la banda a la entrada del tambor motriz. Con este dato podemos diseñar los rodillos en la siguiente sección.

3.10. RODILLOS DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS.

Una vez establecidas las dimensiones de los transportadores se debe escoger las dimensiones de los rodillos. Varios son los parámetros que se consideraran para el dimensionamiento de los rodillos.

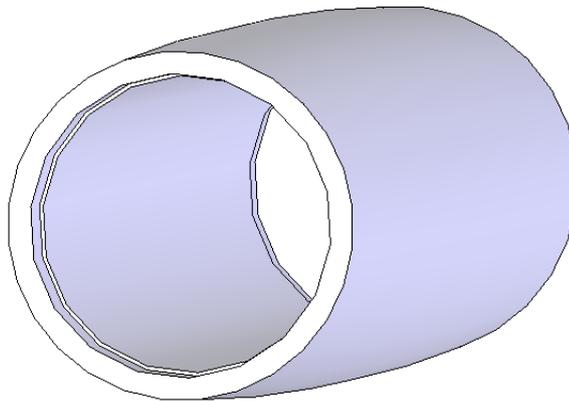


Figura 3.47 Rodillo

Primero, el diámetro no debe provocar en la banda una curvatura demasiado pronunciada a fin de no fracturar sus fibras. Segundo, con el objeto de economizar en material el rodillo será hecho en base a un tubo de dimensiones estandarizadas. Tercero, el diámetro del rodillo no debe exceder en longitud el ala del perfil del transportador.

Finalmente el diámetro del tubo que se va a usar en el rodillo será de 4”.

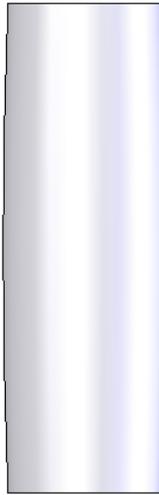


Figura 3.48 Vista frontal del rodillo.

La figura anterior es la vista frontal del rodillo a utilizarse. Como se puede observar existe una cierta curvatura en el perfil. Esta casi imperceptible curvatura se da, ya que, de esta manera se evita deslizamientos laterales de las bandas con respecto al rodillo.

3.10.1. EJES DE LOS RODILLOS.

Dado que las fuerzas actuantes sobre el rodillo y tomando como base el diámetro del eje del brazo neumático, el cual soporta fuerzas mucho mayores, se decidió que el diámetro de estos ejes sería de 1". Además cabe mencionar que este diámetro conviene ya que es muy fácil (por lo tanto mas económico) encontrar rodamientos con estas dimensiones en su diámetro interior.

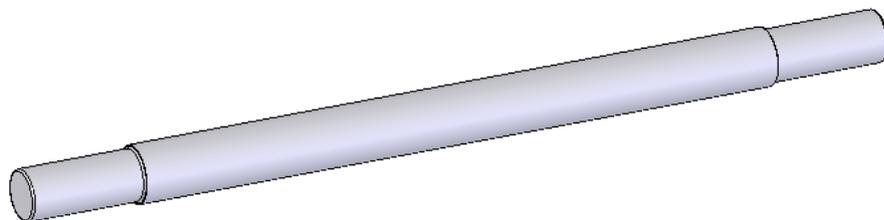


Figura 3.49 Eje del rodillo.

En el caso de los rodillos motrices los ejes deben ser más largos y con su respectiva ranura. Las dimensiones de estas ranuras estarán supeditadas a las especificaciones de los motores.

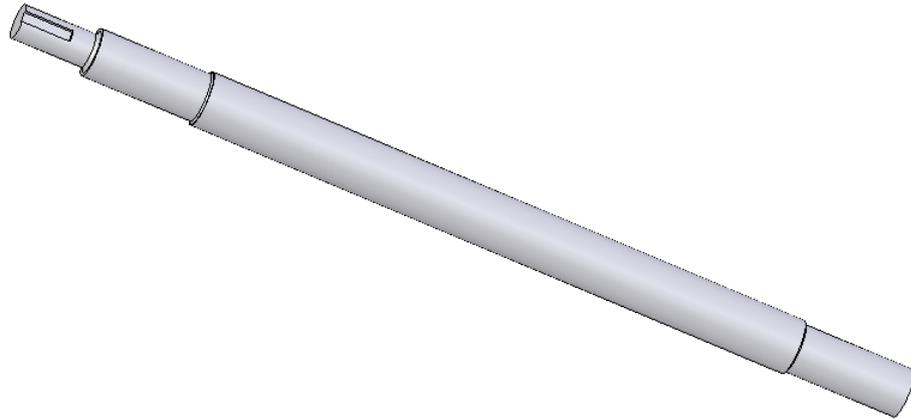


Figura 3.50 Eje del rodillo motriz.

En la siguiente figura se presenta el rodillo completo.

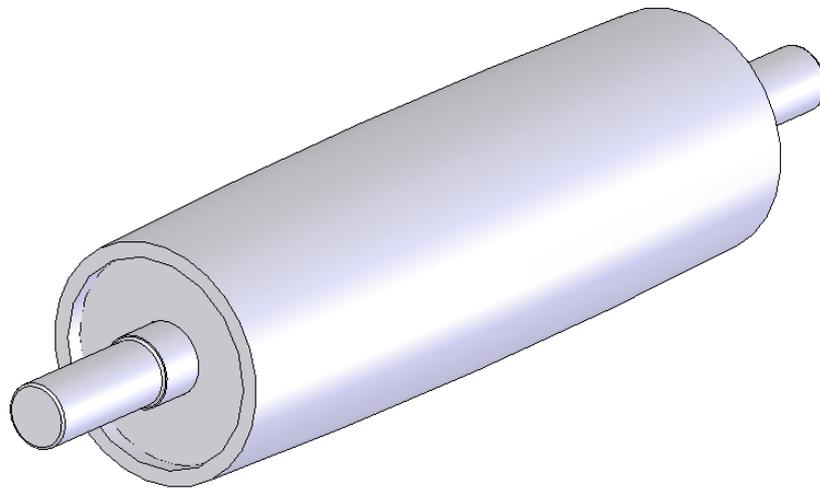


Figura 3.51 Rodillo completo.

3.10.2. ESFUERZOS EN LOS RODILLOS.

Los rodillos estarán sometidos principalmente a tres fuerzas. Primero, la fuerza de tensión generada por la banda. Segundo, la fuerza centrífuga. Y, tercero, eje será sometido al torque del motor.

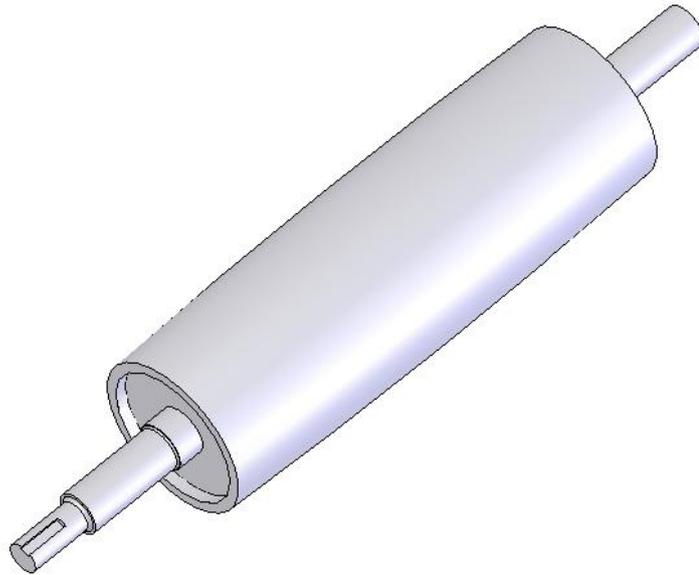


Figura 3.52 Rodillo motriz.

Para el análisis de esfuerzos utilizaremos el rodillo motriz ya que este rodillo va a estar sometido a todas las fuerzas antes citadas.

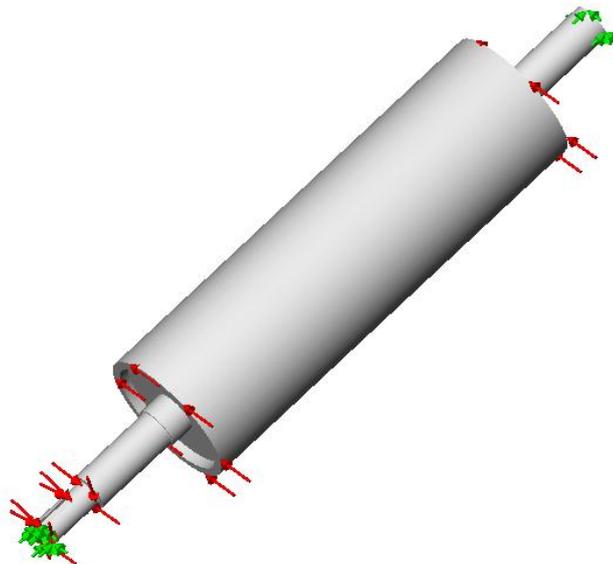


Figura 3.53 Fuerzas actuantes en el rodillo motriz.

Rodillo motriz grande-Estatico :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 2126.87

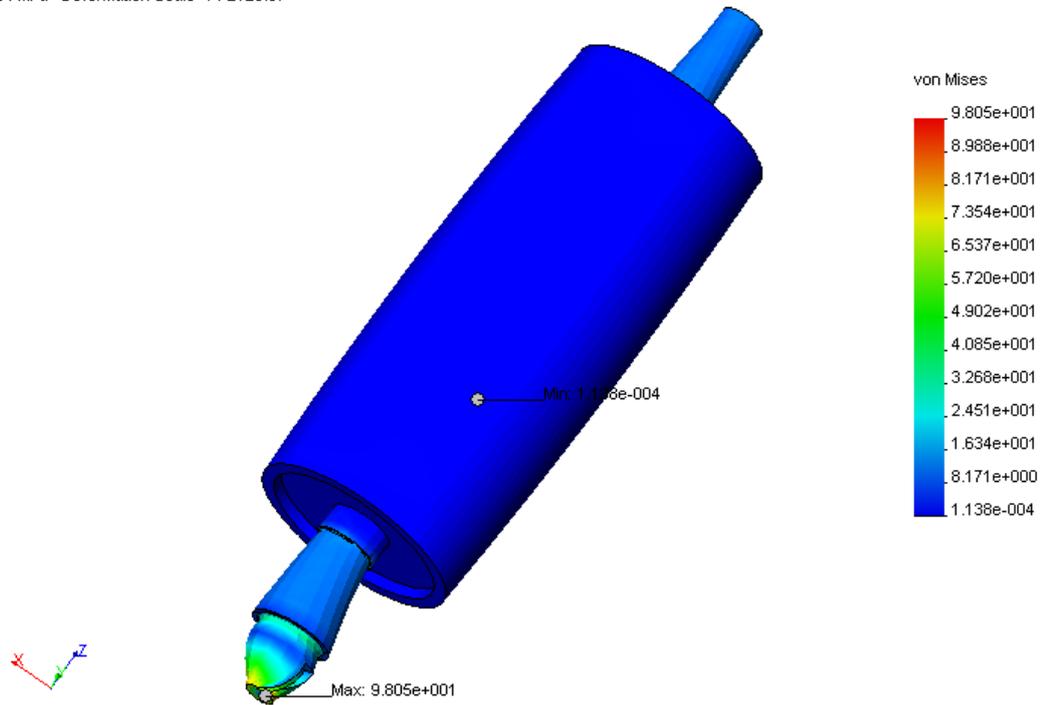


Figura 3.54 Esfuerzos sobre el rodillo. Esfuerzo máximo 98 MPa.

El punto máximo de esfuerzo coincide en el punto de aplicación del torque del motor.

Rodillo motriz grande-Estatico :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 2.5 Deformation Scale 1 : 0

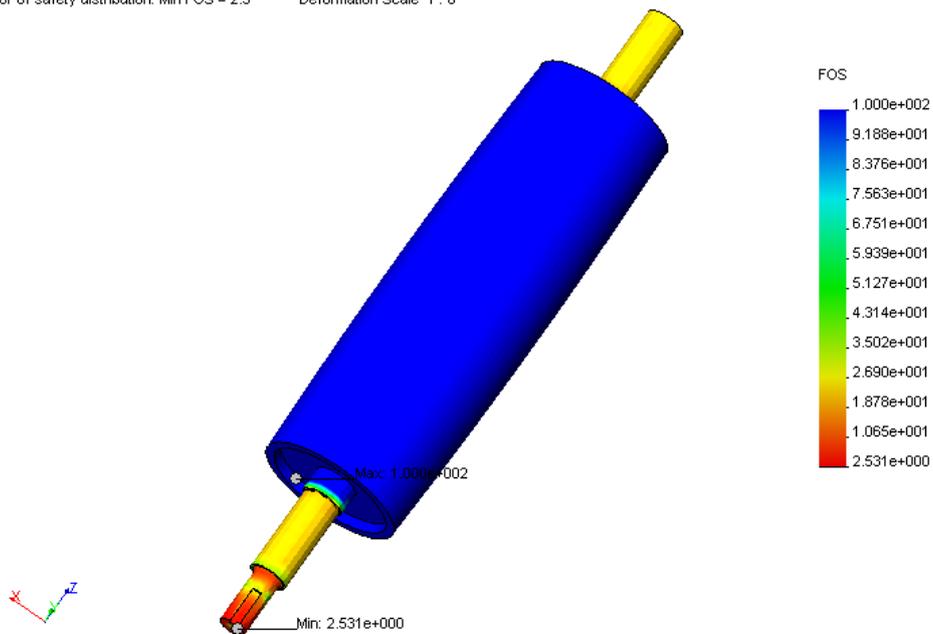


Figura 3.55 Distribución del factor de seguridad. FOS mínimo 2.5.

De igual forma el punto de menor factor de seguridad coincide con el de mayor esfuerzo.

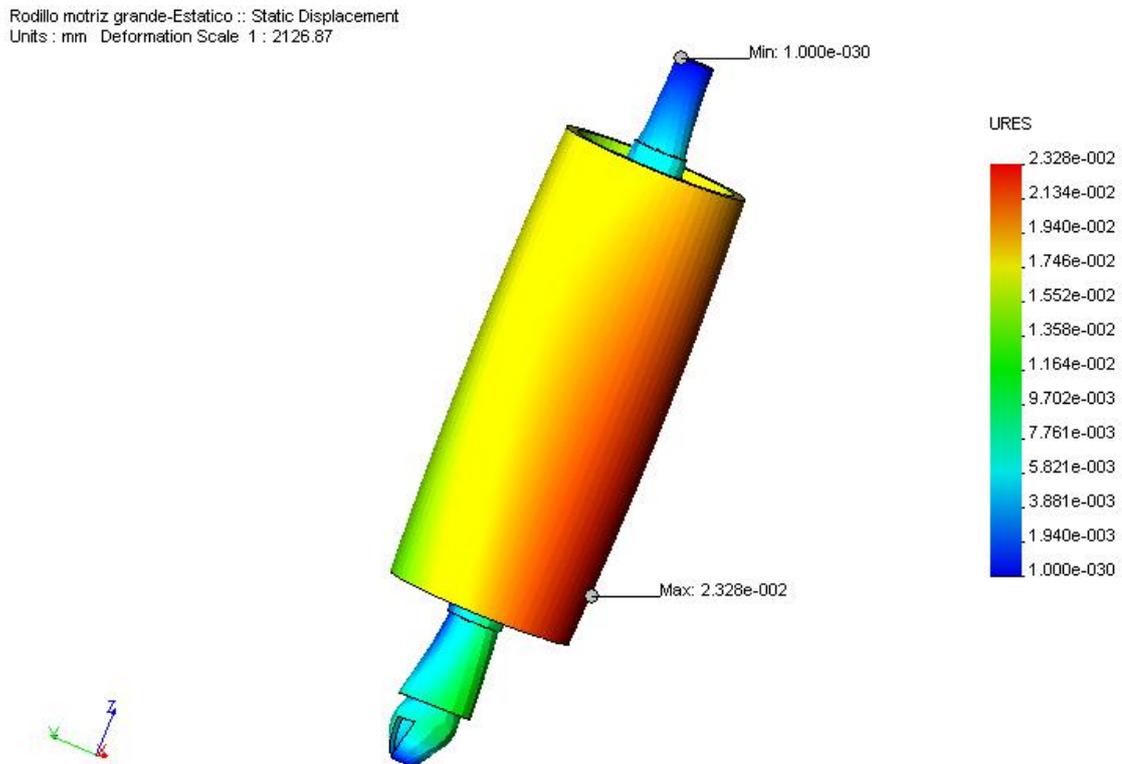


Figura 3.56 Desplazamiento del rodillo motriz. Desplazamiento máximo 0.02 mm.

Como punto final se analizó la deflexión máxima del rodillo. La cual fue 0.02 mm. Este resultado queda dentro de los límites establecidos al inicio de este capítulo.

3.11. SELECCIÓN DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

En forma general se necesitan los siguientes elementos: tres cilindros neumáticos con sus respectivas válvulas, un generador de vacío para doce ventosas y un sistema FCR.

El primer cilindro servirá para desplazar el brazo neumático. El recorrido de este brazo será de 90°. El cilindro deberá tener una carrera mínima de 100 mm. La magnitud se decidió en base a la geometría del brazo y al costo. Si bien es cierto que se podría colocar un pistón de mayor carrera, el costo es muy elevado. Por otro

lado el colocar un pistón de menor carrera interferirá con los elementos existentes en el brazo como es el eje y su manzana.

Dado el hecho de que el sistema neumático sería uno de los puntos más sensibles en el costo de la máquina, se prestará mucho cuidado en la selección de los diferentes elementos.

La mayor parte de los elementos seleccionados fueron en base al software ProNeu. Este un programa que permite la selección de elementos en base a los requerimientos técnicos del proyecto. Este software fue facilitado por la compañía INSETEC la cual distribuye la marca Festo.

3.11.1. PISTONES NEUMÁTICOS.

3.11.1.1. Pistón Vertical.

El parámetro más importante para seleccionar el pistón vertical es la carrera. La carrera mínima que debe recorrer el pistón es 300 mm. La fuerza que debe generar el pistón está directamente relacionada con el peso de la plancha portavientosas, de las ventosas y de las extensiones. Sin embargo estas fuerzas no son realmente grandes (125.07 N) como para determinar o no el uso de un determinado pistón.

Conocidos todos estos datos se los ingresa en el ProPneu y el mismo software aconseja ciertos tipos de cilindros; así como sus válvulas, mangueras y racores.



Los parámetros del sistema - base para la selección

tiempo de posicionamiento esperado

quiero alcanzar este tiempo de posicionamiento:

 s

...con válvula de estrangulación de retención

Regulación básica del cilindro

Longitud de carrera requerida

 mm

Ángulo de instalación

 deg

Dirección del movimiento

 extender
 retirar

Abastecimiento de aire comprimido

Presión de funcionamiento

 bar

Largo del tubo flexible

 m

Equipo de mantenimiento > Válvula > Cilindro

 m

Regulaciones de la carga

Masa en movimiento

 kg

fuerza de impacto adicional

fuerza de fricción adicional

FESTO

Página de inicio

Tipo de actuador

Parámetros del sistema

Selección y simulación

Datos del proyecto

Lista de piezas

Figura 3.57 Ingreso de datos en el programa ProPneu.

Ideas de cilindros Festo - Accionamientos justos para cada aplicación

Ideas de cilindros Festo - Accionamientos para cada aplicación

Núm. artículo	Tipo	Conexión	Carrera
526658	DGPL-32-400-PPV-A-B-KF	1/8	400
526659	DGPL-32-500-PPV-A-B-KF	1/8	500
526660	DGPL-32-1000-PPV-A-B-KF	1/8	1000
161793	DGPL-32-PPV-A-KF-B	1/8	10 .. 300
161787	DGPL-32-PPV-A-GF-B	1/8	10 .. 300
161794	DGPL-40-PPV-A-KF-B	1/4	10 .. 300
526666	DGPL-40-400-PPV-A-B-KF	1/4	400
161788	DGPL-40-PPV-A-GF-B	1/4	10 .. 300
526668	DGPL-40-1000-PPV-A-B-KF	1/4	1000
526667	DGPL-40-500-PPV-A-B-KF	1/4	500
161795	DGPL-50-PPV-A-KF-B	1/4	10 .. 300
161789	DGPL-50-PPV-A-GF-B	1/4	10 .. 300
161796	DGPL-63-PPV-A-KF-B	3/8	10 .. 300
161790	DGPL-63-PPV-A-GF-B	3/8	10 .. 300
161791	DGPL-80-PPV-A-GF-B	1/2	10 .. 300
161797	DGPL-80-PPV-A-KF-B	1/2	10 .. 300
163318	DNC-32-PPV	1/8	2 .. 2000
163330	DNC-32-500-PPV	1/8	500
163329	DNC-32-400-PPV	1/8	400
163328	DNC-32-320-PPV	1/8	320

Solo ajustable amortiguación de fin de carrera neumática (PPV) ONLY
 Solo accionamiento sin vástago
 Solo vástago pasante (modelo especial S2)
 Solo asegurado contra rotación

Diámetro del émbolo elegido: - todo -

Longitud de carrera: mm

DNC-32-320-PPV

según DIN ISO 6431, VDMA 24562-1, con tubo de cilindro perfilado, con amortiguación de final de carrera regulable por ambos lados.

303 Entradas encontradas

Cancelar Aceptar

Figura 3.58 Cilindro recomendado por el programa.

Válvulas de estrangulación - retención - regulan el caudal



Válvulas de estrangulación - retención - regulan el caudal

Núm. artículo	Tipo	Conexión	An
▶ 151165	GRLA-1/8-B	1/8	1/1
165654	GRLA-1/8-B-CT	1/8	1/1
151539	GRLA-1/8-NPT-B	1/8	1/1
151542	GRLA-1/8-NPT-RS-B	1/8	1/1
151169	GRLA-1/8-RS-B	1/8	1/1

Rosca de empalme tubo flexibl 1/8

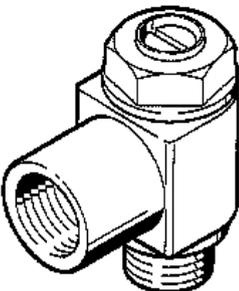
Rosca de empalme cilindro 1/8

Sujeción al cilindro por medio de adaptador

5 Entradas encontradas

Ocultar Imágen Mostrar siempre la imagen Cancelar Aceptar

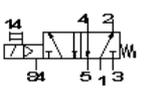
GRLA-1/8-B



para estrangulación del escape, con conexión orientable.

Figura 3.59 Válvula para la regulación de caudal.

Válvulas para cada aplicación - ideas innovadoras para Ud.



Válvulas para cada aplicación - ideas innovadoras para Ud.

Núm. artículo	Tipo	Func.	Conexión
173046	MEBH-5/2-1/8-S-B-1	5/2	1/8
173088	MEBH-5/2-1/8-S-B-2	5/2	1/8
▶ 173127	MEH-5/2-1/8-B	5/2	1/8
173133	MEH-5/2-1/8-L-B	5/2	1/8
173136	MEH-5/2-1/8-L-S-B	5/2	1/8
173129	MEH-5/2-1/8-P-B	5/2	1/8
173404	MEH-5/2-1/8-P-I-B	5/2	1/8

Rosca de empalme 1/8

Función de la válvula 5/2

Válvulas NUR

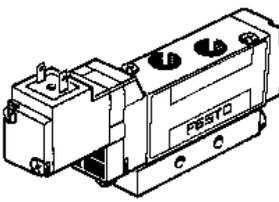
Solo válvulas normalizadas ISO

Solo válvulas de impulso

83 Entradas encontradas elegir automáticamente el silenciador correspondiente

Mostrar Imágen Mostrar siempre la imagen Cancelar Aceptar

MEH-5/2-1/8-B



Midineumática, con bobina y accionamiento auxiliar manual, sin conector

Figura 3.60 Electro Válvula 5/2.

Una vez escogidos los elementos mas adecuados se corre el programa con las modificaciones y se obtiene un cuadro de resultados ubicado en la parte inferior de la pantalla.

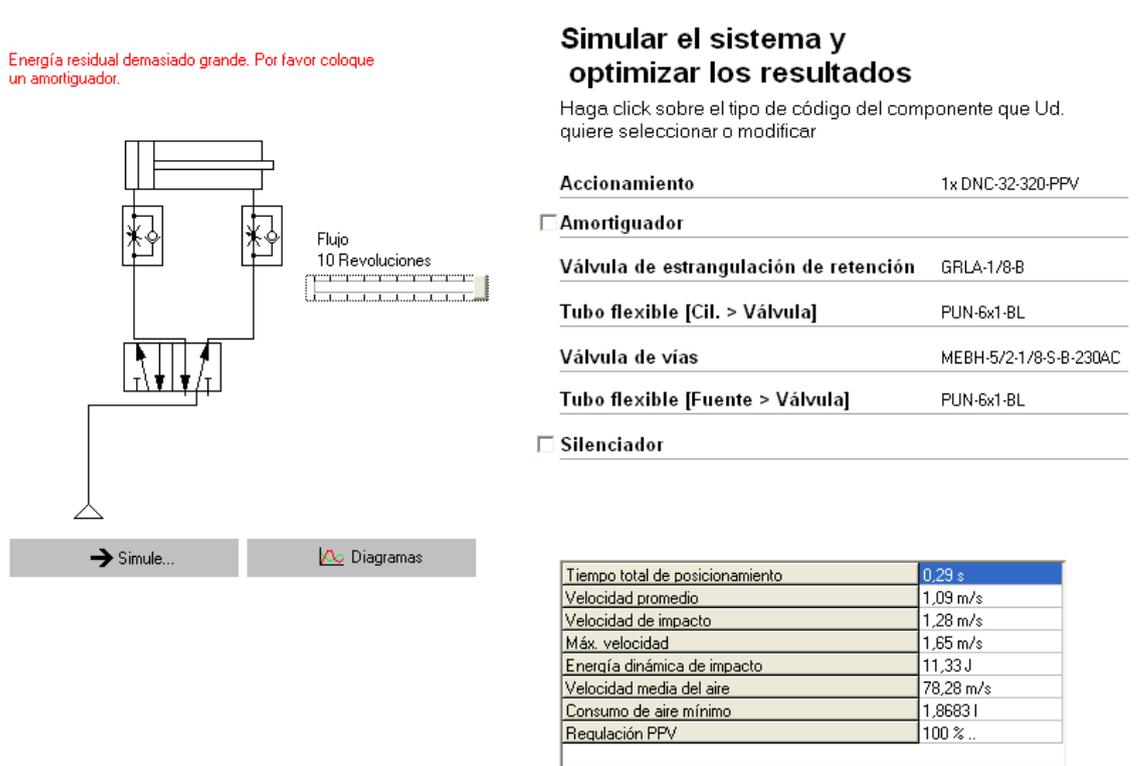


Figura 3.61 Resultados de la corrida.

En la figura anterior se puede observar un botón con la palabra “Diagramas”. Al pulsar este botón se obtiene dos diagramas con diferentes magnitudes a lo largo de la carrera del pistón.

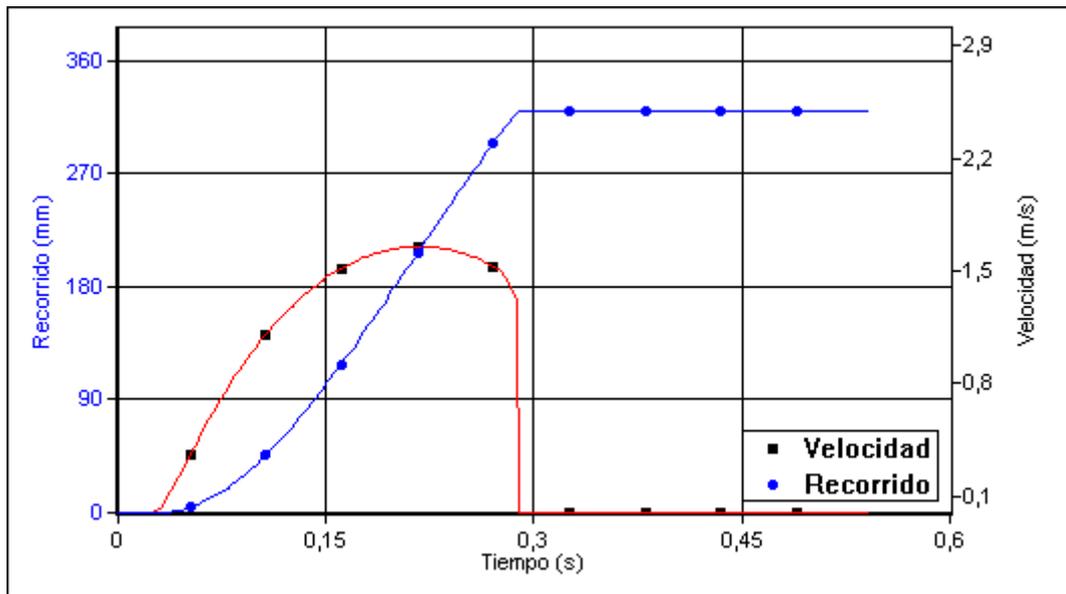


Figura 3.62 Recorrido / Velocidad / Tiempo.

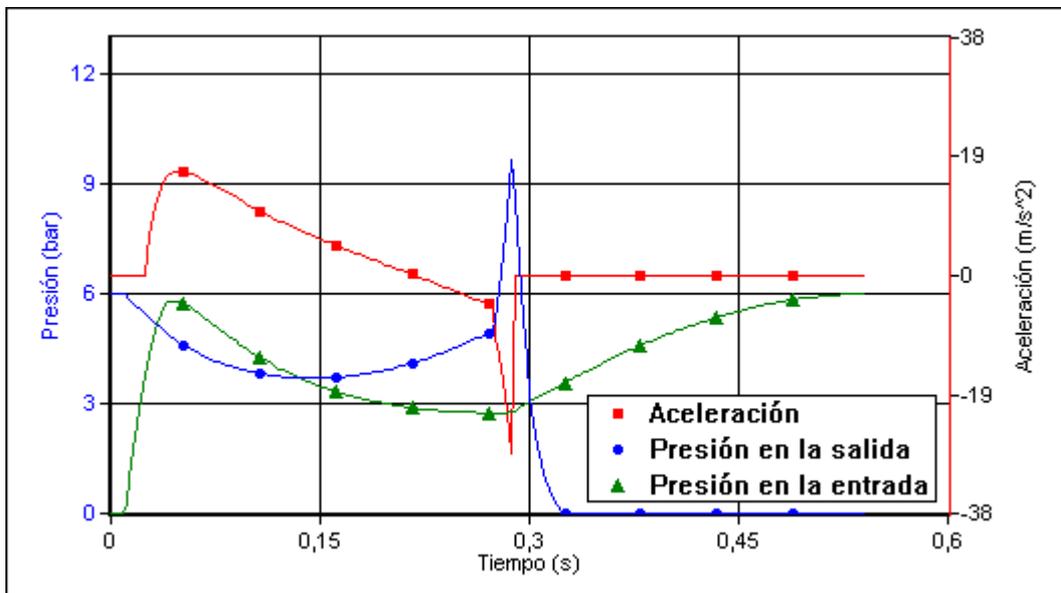


Figura 3.63 Aceleración / Presión / Tiempo.

De las dos figuras anteriores se obtuvieron los datos de aceleración de los pistones para el diseño de varios componentes.



Figura 3.64 Pistón Vertical Marca: Festo Modelo: DNC-32-320-PPV-A.

3.11.1.2. Pistón Horizontal.

El pistón horizontal servirá para desplazar el brazo neumático. El recorrido de este brazo será de 90° . El cilindro deberá tener una carrera mínima de 100 mm. La magnitud se decidió en base a la geometría del brazo y al costo. Si bien es cierto que se podría colocar un pistón de mayor carrera, el costo es muy elevado. Por otro lado el colocar un pistón de menor carrera interferirá con los elementos existentes en el brazo como es el eje y su manzana.

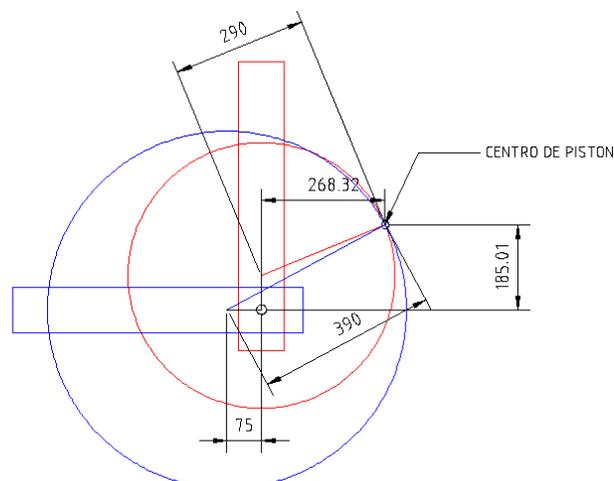


Figura 3.65 Mecanismo Para la selección del pistón.

En el caso del pistón horizontal también se ocupó el programa ProPneu.



Figura 3.66 Pistón Horizontal Marca: Festo Modelo: DNC-32-100-PPV-A.

3.11.2. GENERADOR DE VACÍO Y VENTOSAS.

El generador de vacío y las ventosas fueron seleccionados en base a pruebas realizadas en los laboratorios de la empresa INSETEC.

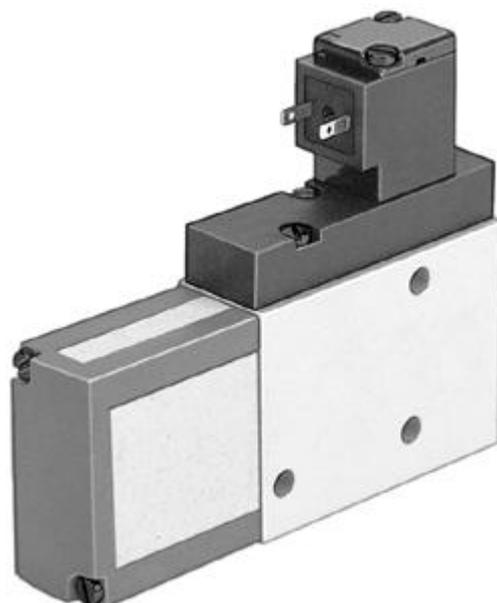


Figura 3.67 Generador de Vacío. Marca: Festo. Modelo: VAD-ME-1/8.

Junto con las correspondientes ventosas de aspiración, los generadores de vacío VAD son capaces de sujetar y retener piezas con superficies lisas e impermeables. Las piezas pueden ser tomadas en cualquier posición.

La alimentación para los generadores de vacío se controla a través de la electro-válvula incorporada. Tras la aplicación de la tensión, la válvula conmuta y el flujo del aire comprimido genera el vacío por medio del principio del eyector. La aspiración se detiene cuando se desactiva la alimentación a la electro-válvula.



Figura 3.68 Ventosa de poliuretano 40 mm de diámetro.

La ventosa seleccionada es lo suficientemente grande y flexible para succionar los envases de hojalata. Para escoger el diámetro correcto se probaron varias magnitudes. Si la ventosa es muy pequeña el área de succión se reduce y no logra soportar las fuerzas inerciales producidas por el brazo neumático. El diámetro de 40 proporciona una succión lo suficientemente fuerte como para transportar los

envases sin ningún problema. Por otro lado se selecciono una ventosa de poliuretano y no caucho rígido ya que en ell ciclo existen ciertas desviaciones de los envases las cuales pueden ser absorbidas por este tipo de ventosas.

3.12. SELECCIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO.

El sistema eléctrico es el encargado de energizar los sensores, las electro válvulas, los motores y el PLC. Tanto los sensores como las electro válvulas resultaron de las necesidades del sistema neumático. Sin embargo la selección del PLC estuvo supeditada a estos elementos.

En la siguiente tabla se detalla las entradas y salidas del PLC.

Tabla 3.10 Entradas y Salidas del PLC.

ENTRADAS		SALIDAS	
Pedal	1	Motores	2
Paros de emergencia	3	Electro válvulas	3
Sensores	5	Generador de vacío	1

Ya que el numero de entradas y salidas no es muy grande se selecciono un Mini PLC o LOGO de 12 entradas y 8 salidas. Además el costo frente a otro PLC es mucho menor.

El único inconveniente que existe con un LOGO es la poca capacidad de programación. Esto frente un PLC mas grande.

En el panel principal se manejará voltajes normales de 110 V.

Tabla 3.1	Definiciones Operacionales.....	48
Tabla 3.2	Entradas y Salidas del PLC.....	93
Figura 3.1	Esquema general de la máquina empacadora.....	23
Figura 3.2	Corte transversal del conjunto ensamblado.	24
Figura 3.3	DCL del eje.	25
Figura 3.4	Eje del brazo neumático.	30
Figura 3.5	Fuerzas de los rodamientos sobre el eje.	31
Figura 3.6	Esfuerzos sobre el eje. El punto máximo es de 126.7 MPa.	31
Figura 3.7	Distribución del FOS a lo largo del eje.....	32
Figura 3.8	Deflexión del eje frente a los esfuerzos. Deflexión máxi 0.13 mm. 33	
Figura 3.9	Esquema general del soporte del brazo neumático y el eje.	34
Figura 3.10	Fuerzas actuantes sobre el soporte.....	36
Figura 3.11	Esquema del soporte del brazo neumático.	38
Figura 3.12	Fuerzas en el soporte.....	39
Figura 3.13	Esfuerzos a lo largo del soporte. Esfuerzo máximo 75 MPa.	40
Figura 3.14	Distribución del factor de seguridad. FOS mínimo 3.3.....	40
Figura 3.15	Deflexión del soporte.	41
Figura 3.16	Esquema general de las fuerzas que actúan sobre el brazo.	43
Figura 3.17	Pistón vertical marca Festo DNC-32-320-PPV-A.	43
Figura 3.18	Pistón horizontal marca Festo DNC-32-100-PPV-A.....	44
Figura 3.19	Plancha Porta-ventosas.	45
Figura 3.20	a) Envases de hojalata. Izq. 400 ml. Der. 800 ml b) Ventosa y pasamuro, c) Extensión.....	47
Figura 3.21	Brazo neumático o Viga.	47
Figura 3.22	Fuerzas actuantes sobre la viga.....	48
Figura 3.23	Modelo tridimensional del brazo y elementos adyacentes.	52

Figura 3.24	Fuerzas actuantes sobre el brazo neumático	53
Figura 3.25	Esfuerzos calculados mediante COSMOSDesignSTAR 4.0. A la derecha escala de esfuerzos (MPa) encontrados en el modelo.	54
Figura 3.26	Distribución del factor de seguridad (FOS). El mínimo factor de seguridad es de 33.	55
Figura 3.27	Deflexión del modelo. La deflexión máxima es de 0.01 mm.	56
Figura 3.28	Disposición de los pernos en la base del soporte.	56
Figura 3.29	Distancia de los pernos con respecto a la placa base.	57
Figura 3.30	Geometría de la soldadura.....	61
Figura 3.31	Geometría de la soldadura.....	64
Figura 3.32	Geometría de la soldadura.....	66
Figura 3.33	Transportador frontal.	69
Figura 3.34	Transportador inclinado.....	69
Figura 3.35	Placa de acople de las secciones del transportador inclinado....	70
Figura 3.36	Modelo del transportador frontal a ser analizado.	70
Figura 3.37	Fuerzas actuantes en el transportador frontal.	71
Figura 3.38	Esfuerzos en el transportador frontal. Esfuerzo máx 2.12 MPa...	72
Figura 3.39	Distribución del factor de seguridad. FOS mínimo 70.....	72
Figura 3.40	Desplazamiento máximo del transportador frontal. 0.03 mm.	73
Figura 3.41	Diagrama de tensiones en los rodillos.....	78
Figura 3.42	Rodillo	79
Figura 3.43	Vista frontal del rodillo.	80
Figura 3.44	Eje del rodillo.....	80
Figura 3.45	Eje del rodillo motriz.	81
Figura 3.46	Rodillo completo.....	81
Figura 3.47	Rodillo motriz.....	82
Figura 3.48	Fuerzas actuantes en el rodillo motriz.	82
Figura 3.49	Esfuerzos sobre el rodillo. Esfuerzo máximo 98 MPa.....	83
Figura 3.50	Distribución del factor de seguridad. FOS mínimo 2.5.....	83
Figura 3.51	Desplazamiento del rodillo motriz. máx 0.02 mm.....	84
Figura 3.52	Ingreso de datos en el programa ProPneu.....	86
Figura 3.53	Cilindro recomendado por el programa.	86

Figura 3.54	Válvula para la regulación de caudal.	87
Figura 3.55	Electro Válvula 5/2.	88
Figura 3.56	Resultados de la corrida.	88
Figura 3.57	Recorrido / Velocidad / Tiempo.	89
Figura 3.58	Aceleración / Presión / Tiempo.	89
Figura 3.59	Pistón Vertical Marca: Festo Modelo: DNC-32-320-PPV-A.	90
Figura 3.60	Mecanismo Para la selección del pistón.	91
Figura 3.61	Pistón Horizontal Marca: Festo Modelo: DNC-32-100-PPV-A.	91
Figura 3.62	Generador de Vacío. Marca: Festo. Modelo: VAD-ME-1/8.	92
Figura 3.63	Ventosa de poliuretano 40 mm de diámetro.	92

CAPÍTULO 3	DISEÑO DE LA EMPACADORA	21
3.1	ASPECTOS PRELIMINARES DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA	21
3.1.1	CARACTERÍSTICAS DE LA EMPACADORA.	21
3.1.2	DISPOSICIÓN FÍSICA DE LOS ELEMENTOS	22
3.2	DISEÑO DEL EJE DEL BRAZO NEUMÁTICO.	24
3.2.1	FUERZAS Y MOMENTOS ACTUANTES SOBRE EL EJE.	25
3.2.2	FUERZAS DE LOS RODAMIENTOS SOBRE EL EJE.	26
3.2.3	ESFUERZOS PRODUCIDOS EN EL EJE.	27
3.3	DISEÑO DEL SOPORTE (COLUMNA) DEL BRAZO NEUMÁTICO.	34
3.3.1	ANÁLISIS DEL SOPORTE COMO COLUMNA.	34
3.3.2	ANÁLISIS DEL SOPORTE COMO VIGA EMPOTRADA.	36
3.3.3	ESFUERZOS ACTUANTES SOBRE EL BRAZO NEUMÁTICO.	38
3.4	DISEÑO DEL BRAZO NEUMÁTICO.	41
3.4.1	DESCRIPCIÓN DE ELEMENTOS QUE EJERCEN FUERZAS	42
3.4.2	FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA VIGA	48

3.5.....	DISEÑO DE LOS PERNOS DE LA BASE DEL BRAZO	56
3.5.1.....	ANÁLISIS DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LOS PERNOS.	57
3.5.2.....	ESFUERZOS DE LOS PERNOS.	59
3.6.....	ANÁLISIS DE LAS SOLDADURAS DEL SOPORTE DEL BRAZO.	60
3.6.1.....	SOLDADURA ENTRE LA PLACA DEL EJE Y EL BRAZO.	61
3.6.2.....	ANÁLISIS DE LA SOLDADURA DE LA PLACA BASE AL SOPORTE .	63
3.6.3.....	DISTANCIA ENTRE LOS CORDONES DE SOLDADURA .	66
3.7.....	DISEÑO DE LOS TRANSPORTADORES.	67
3.7.1.....	DESCRIPCIÓN DE LOS TRANSPORTADORES.	68
3.7.2.....	ESFUERZOS EN LOS TRANSPORTADORES.	70
3.8.....	SELECCIÓN DE BANDAS TRANSPORTADORAS.	73
3.8.1.....	CARACTERÍSTICAS DE LAS BANDAS.	74
3.9.....	SELECCIÓN DE MOTORES.	75
3.10.....	RODILLOS DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS.	79
3.10.1.....	EJES DE LOS RODILLOS.	80
3.10.2.....	ESFUERZOS EN LOS RODILLOS.	81
3.11.....	SELECCIÓN DEL SISTEMA NEUMÁTICO.	84
3.11.1.....	PISTONES NEUMÁTICOS.	85
3.11.2.....	GENERADOR DE VACÍO Y VENTOSAS.	91
3.12.....	SELECCIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO.	93

CAPÍTULO 4

SIMULACIÓN

3.13. La simulación de la máquina empacadora, tema de esta tesis, se puede clasificar en dos: simulación en 3D y simulación electro-neumática

3.14.

4.1 SIMULACIÓN 3D DE LA EMPACADORA

3.15.

3.16. Esta simulación comprende el dibujo de cada elemento y conjunto de elementos de la máquina como sólidos. Con esta simulación se puede verificar la funcionalidad geométrica, dimensional e inclusive resistencias y deflexiones de cada elemento que conforma esta máquina. Para esta simulación nos ayudamos del paquete computacional Solidworks

3.17.

4.1.1 ACERCA DE SOLIDWORKS

3.18.

SolidWorks es un paquete de diseño mecánico que utiliza la plataforma de Microsoft Windows. Este programa permite dibujar elementos mecánicos en tres dimensiones de una manera rápida y fácil.

Este programa trabaja con tres tipo de archivos, piezas, ensamblajes y dibujos. Las piezas son los bloques principales de los modelos de SolidWorks, se guardan en archivos de documento con extensión **.sldprt*.

Los ensamblajes son conjuntos de piezas relacionadas, guardadas en archivos de documento con extensión **.sldasm* Pueden contener desde 2 hasta 1000 componentes que pueden ser piezas u otros subensamblajes.

Para realizar un ensamblaje entre dos piezas es necesario definir relaciones de posición entre las piezas. Estas relaciones de posición pueden ser de varios

tipos: coincidentes, concéntricas, paralelas, perpendiculares de distancia, etc. Estas relaciones de posición determinan los grados de libertad que una pieza tiene con respecto a otra. Con esta facultad, se puede simular movimientos relativos entre piezas y de esta manera verificar un buen diseño.

Una herramienta muy útil que este programa presenta es el análisis de interferencias. Esta herramienta se utiliza para analizar ensamblajes, y no es otra cosa que determinar si hay o no superposición de piezas.

Además este paquete computacional permite transformar rápidamente piezas o ensamblajes en planos con todas las vistas requeridas. Estos planos constituyen el tercer tipo de archivo de SolidWorks, los dibujos. Estos archivos se graban con la extensión **.drw* , **.slddrw*, o **.dwt*. La última es extensión de Autocad, por lo tanto se puede manejar estos archivos desde este programa.

El paquete SolidWorks cuenta con la aplicación SolidWorks Animator, la cual permite animar y capturar los ensamblajes de SolidWorks en movimiento. SolidWorks Animator genera archivos **.avi* los cuales pueden ser reproducidos en cualquier sistema basado en Windows. En conjunto con la aplicación PhotoWorks, SolidWorks Animator puede generar animaciones con realismo fotográfico.

La aplicación SolidWorks Animator permite crear una animación que se mueva por la pantalla, animación de vista explosionada, o la animación de una vista colapsada. Además permite crear de forma explícita trayectos de movimiento para varios componentes de un ensamblaje de SolidWorks.

El software CosmosWorks es una aplicación del paquete Cosmos integrada a SolidWorks. Sirve para analizar piezas previamente realizadas en SolidWorks. Este software utiliza el Método de Elementos Finitos (FEM) para simular las condiciones de trabajo de un diseño y predecir su comportamiento. El Método de elementos finitos requiere la solución de grandes sistemas de ecuaciones. CosmosWorks

posee solucionadores rápidos, por lo que hace posible que un diseñador verifique rápidamente la integridad de sus diseños y busque la solución óptima.

CosmosWorks tiene la capacidad de efectuar análisis de esfuerzo, pandeo, deflexión, etc. Este tipo de análisis nos ayuda a verificar el buen desempeño de un diseño en condiciones de trabajo muy reales.

Además SolidWorks posee una gran gama de librerías de elementos mecánicos estandarizados en diferentes normas internacionales, como son tornillos, tuercas, arandelas, rodamientos, perfiles estructurales, anillos de retención, engranajes, etc.

También se puede anotar que este paquete cuenta con módulos para efectuar cálculos de vigas en diferentes configuraciones de cargas y con diferentes geometrías de sección, así como un módulo para realizar cálculo de rodamientos. Otra herramienta útil de este programa es aquella destinada al diseño de levas.

SolidWorks cuenta con una herramienta llamada eDrawings la cual permite enviar piezas, ensambles o dibujos a otras computadoras a través del correo electrónico de forma fácil, rápida y segura ya que genera archivos compactos pero con toda la información requerida y sin necesidad de tener instalado el paquete SolidWorks en la máquina que recibe el archivo.

4.1.2 SIMULACIÓN DE LAS PARTES Y CONSTRUCCIÓN VIRTUAL

3.19.

4.1.2.1 Simulación de envases

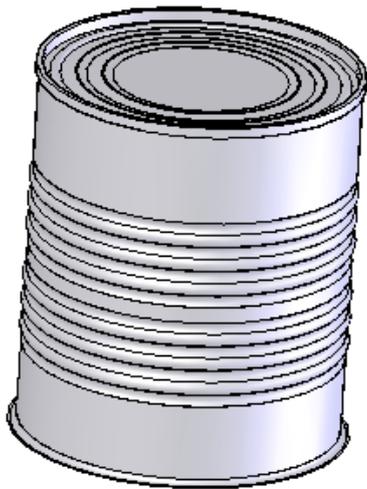


Figura 4.69 Envase de 800 ml

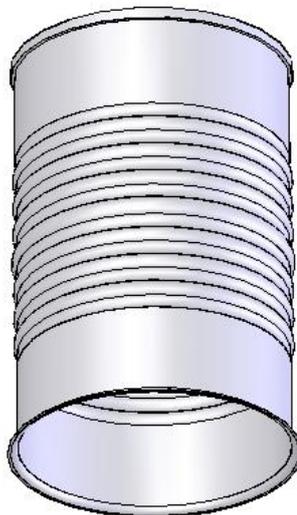


Figura 4.70 Envase de 400 ml

4.1.2.2 Transportador numero 1

Para la simulación de este transportador se modelaron las siguientes piezas y subensambles

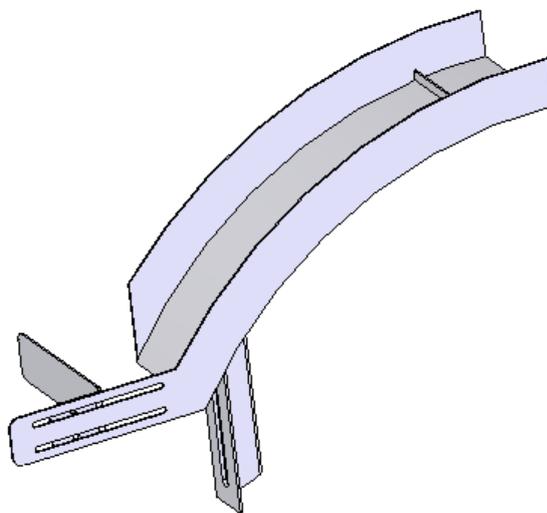


Figura 4.71 Sistema de recepción de latas

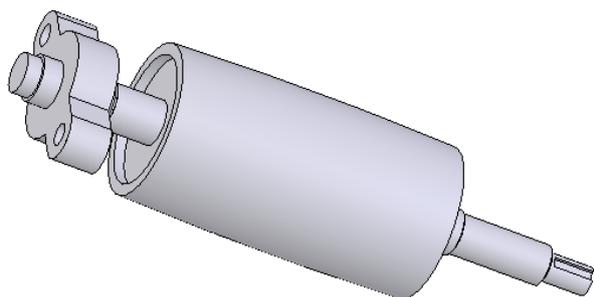


Figura 4.72 Rodillo y chumacera de dos agujeros

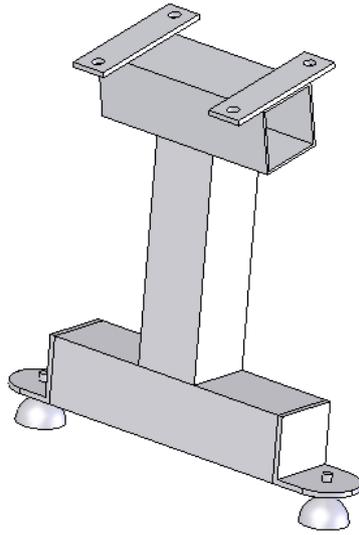


Figura 4.73 Pata de transportador

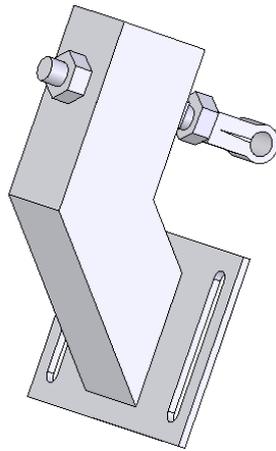


Figura 4.74 Sujeción de guía

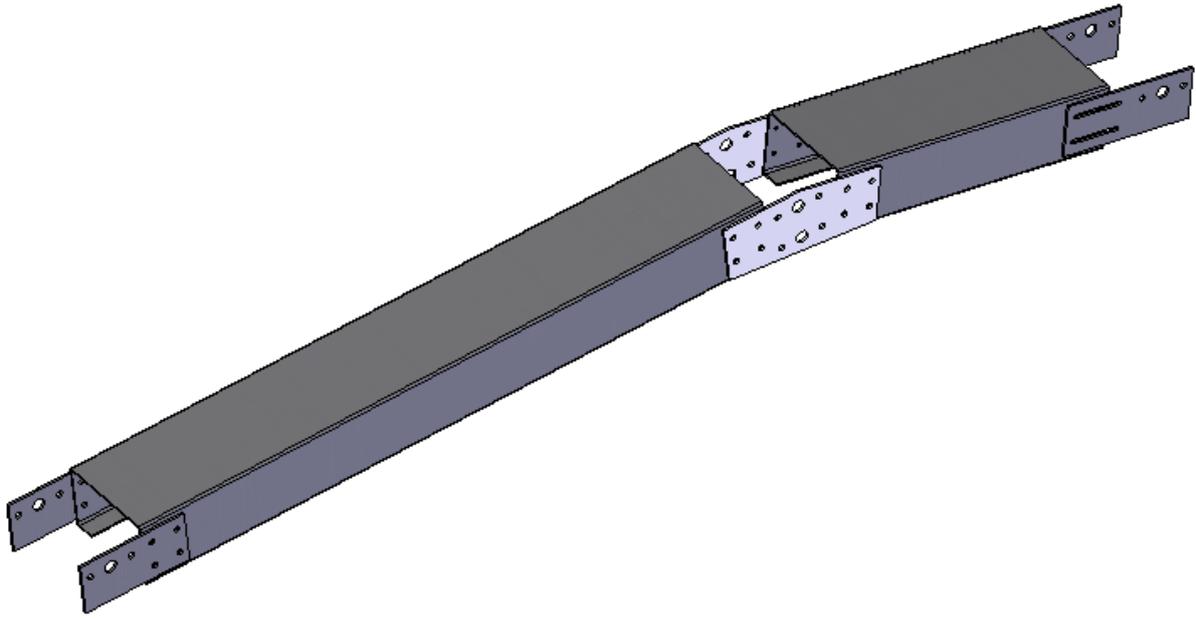


Figura 4.75 Mesa transportadora con acoples

Una vez dibujadas cada pieza del transportador 1 y realizados los diferentes subensambles antes indicados, procedemos a realizar el ensamble, éste formará parte, como subensamble, del ensamble final, es decir la empacadora.

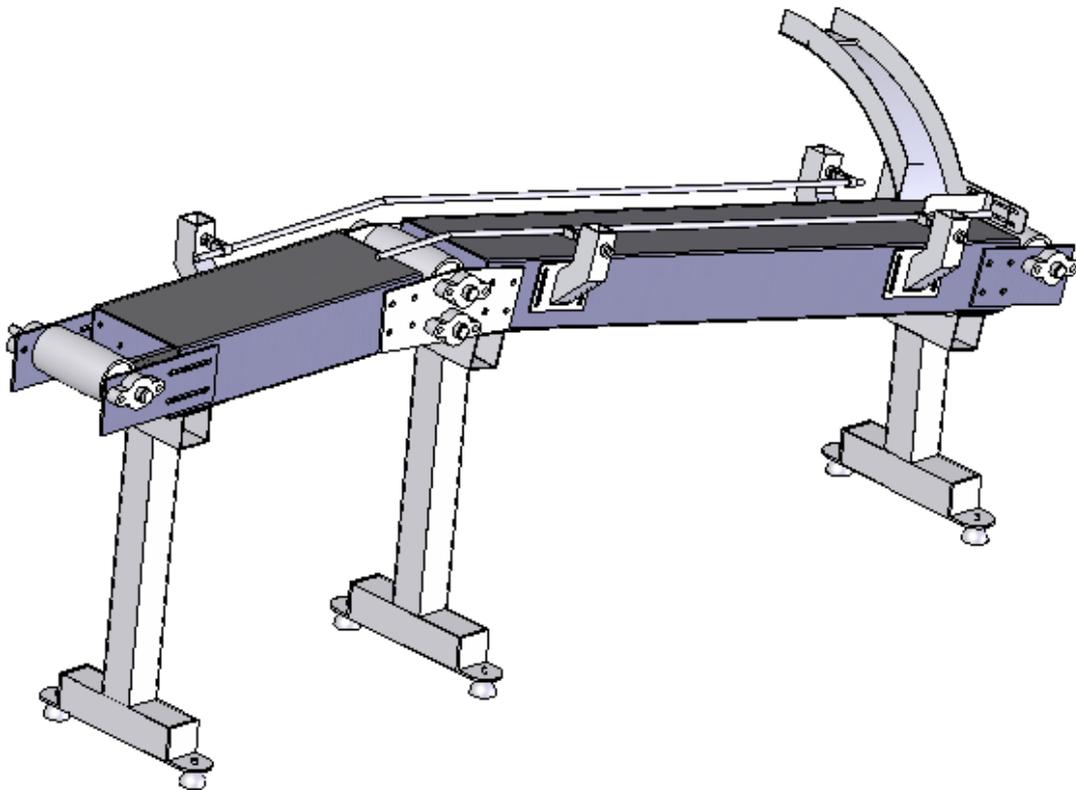


Figura 4.76 Transportador número 1

4.1.2.3 Transportador número 2

Para la simulación de este transportador se modelaron las siguientes partes:

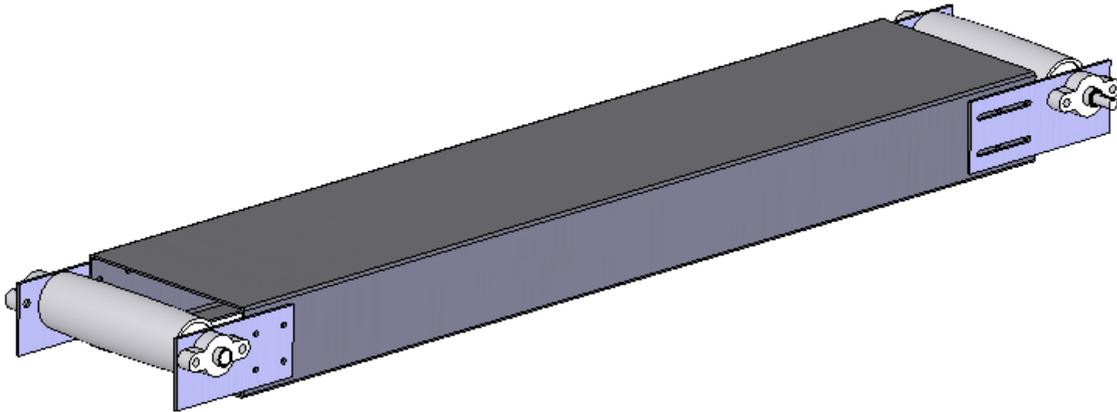


Figura 4.77 Mesa transportadora con rodillos

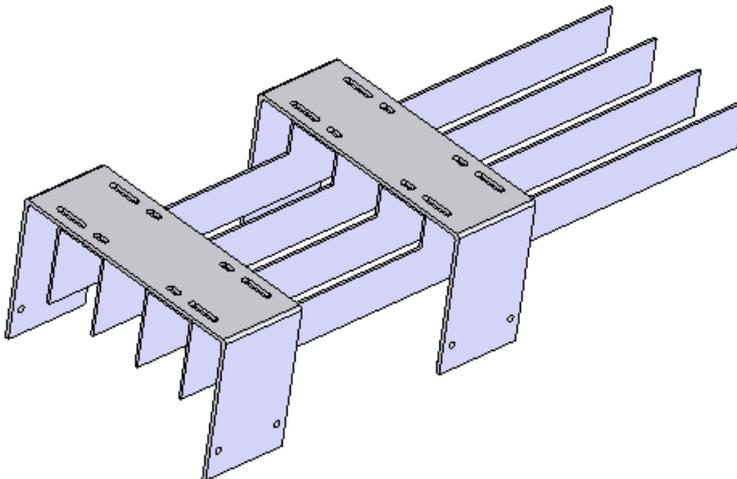


Figura 4.78 Guías con soportes

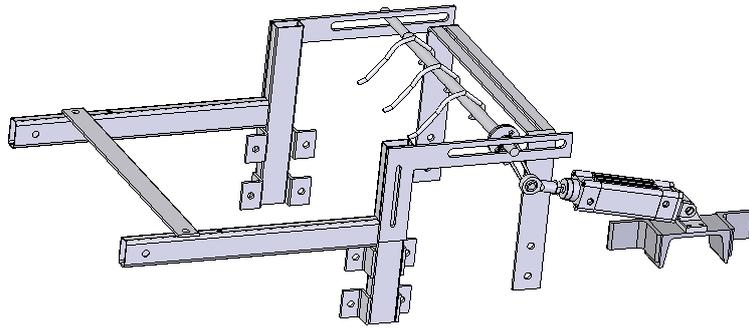


Figura 4.79 Sistema de separación de latas

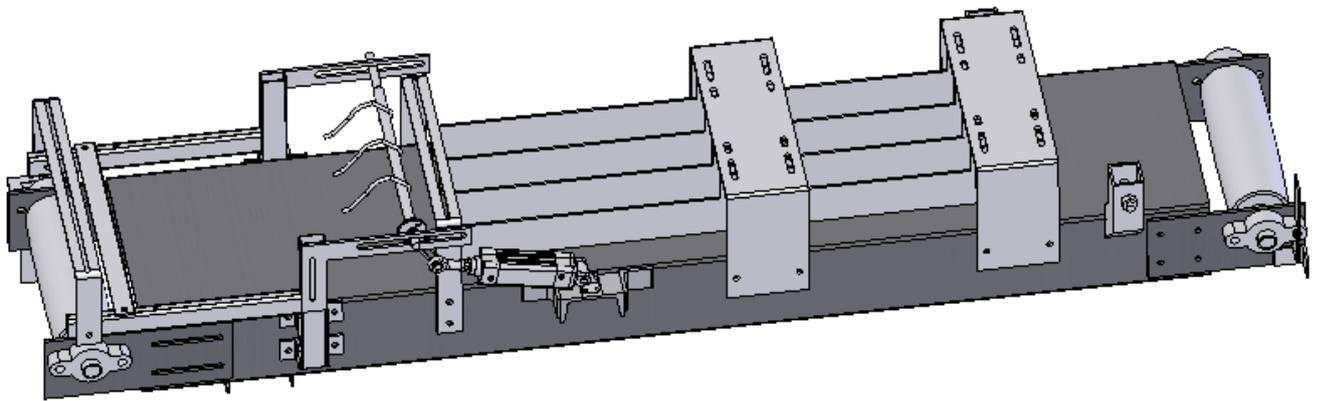


Figura 4.80 Transportador número 2

4.1.2.4 Sistema de sujeción y llenado de cajas

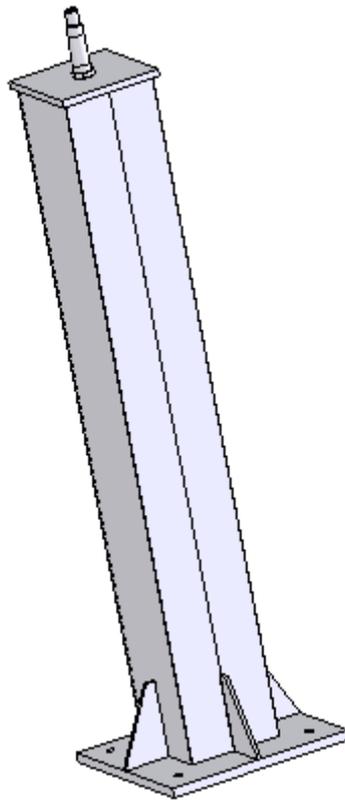


Figura 4.81 Columna – eje

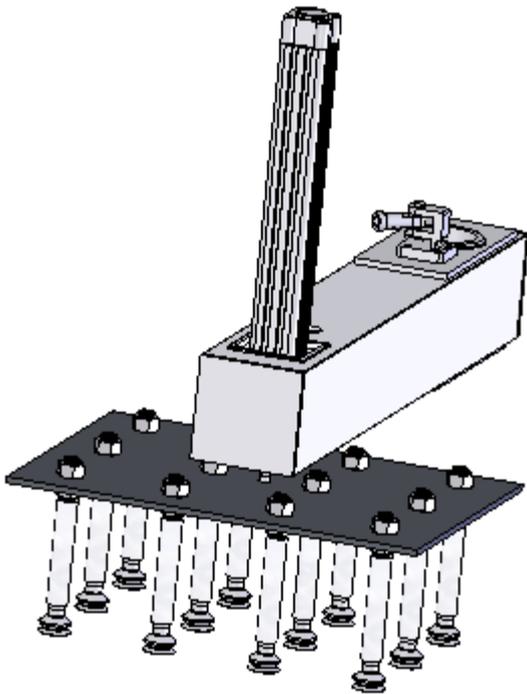


Figura 4.82 Sistema de elevación y movimiento de latas

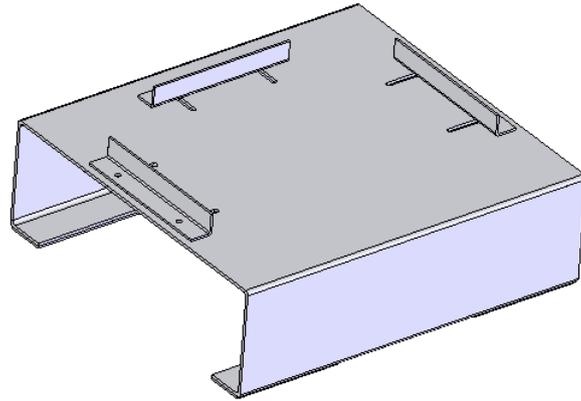


Figura 4.83 Mesa de cartones

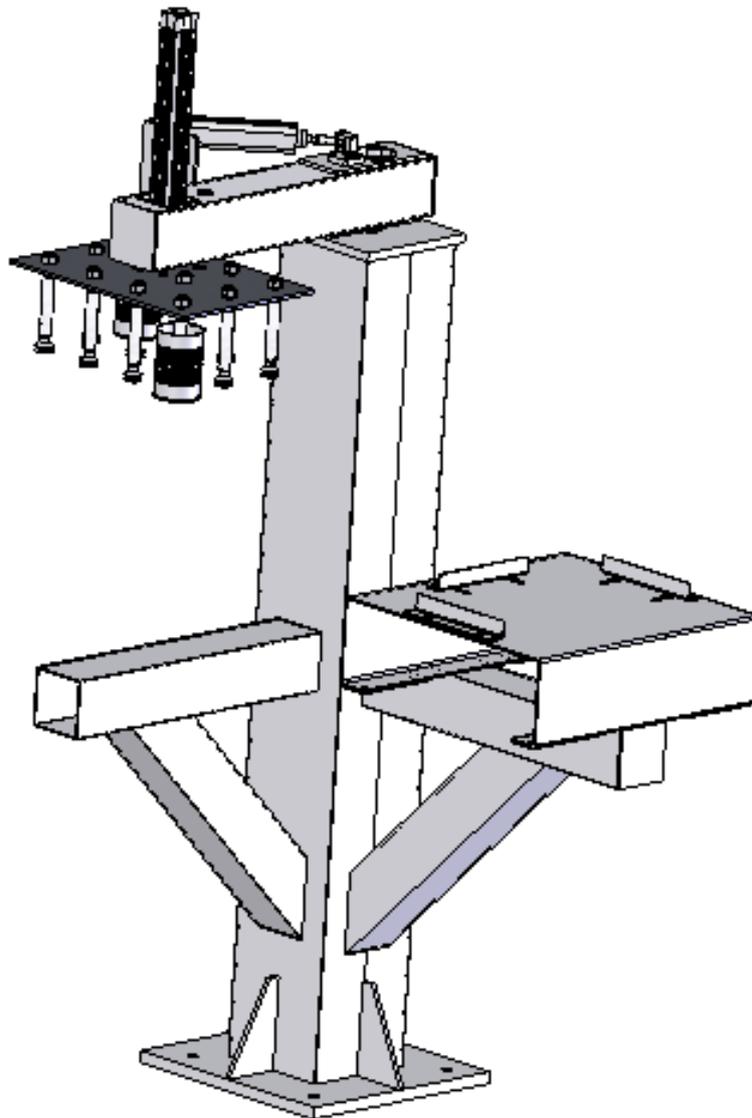


Figura 4.84 Sistema de sujeción y llenado de cajas

4.2 SIMULACIÓN ELECTRO-NEUMÁTICA

La simulación electro-neumática comprende el circuito neumático y la programación del sistema de control.

Para realizar esta simulación utilizamos el paquete computacional FluidSIM-P.

3.20.

4.2.1 ACERCA DE FluidSIM-P

3.21.

FluidSim-P es un paquete de diseño neumático que utiliza la plataforma de Microsoft Windows. Este programa permite simular circuitos neumáticos con gran versatilidad ya que tiene una amplia librería de componentes. En esta librería se puede encontrar gran variedad de artículos neumáticos como: pistones de diferentes acciones y carreras, válvulas con varios tipos de accionamientos, medidores de presión e inclusive ventosas y generadores de vacío, elementos muy importantes en nuestro circuito.

Para realizar un circuito neumático se debe seguir los siguientes pasos:

- 1.- Abrir la librería de componentes en la pestaña Library y luego Total View.
- 2.- Escoger los elementos requeridos como actuadores, electro-válvulas, alimentación de aire comprimido, etc. Y arrastrarlos hasta el área de trabajo.
- 3.- Mediante un doble click sobre los elementos se puede acceder a un menú de características. En este se puede escoger el tipo de accionamiento de las electro-válvulas, carrera y diámetro de pistones y también se puede ubicar sensores a lo largo de la carrera del pistón.
- 4.- Colocar nomenclatura a los accionamientos de electro-válvulas, sensores, etc.
- 5.- Para terminar el circuito neumático, se debe unir los terminales de los elementos mediante líneas.

En este programa se puede realizar simulaciones estrictamente neumáticas. Para nuestro caso es conveniente simular la programación en lenguaje escalera simultáneamente con la neumática.

Para realizar el diagrama escalera de debe seguir los siguientes pasos:

- 1.- De la librería de componentes se debe sacar las fuentes de 0 y 24v.
- 2.- Para la programación se debe escoger los componentes que tengan la característica (ladder).
- 3.- Colocar nomenclatura a relés, contactores, solenoides, etc. Hay que tener en cuenta la concordancia que debe existir entre la neumática y los elementos de control.

Una vez terminado el circuito neumáticos y de control, se procede a realizar la simulación. Para empezar la simulación se debe hacer click en la pestaña Execute y luego Start También se puede presionar F9 o simplemente presionar en el símbolo de Play en la barra de herramientas.

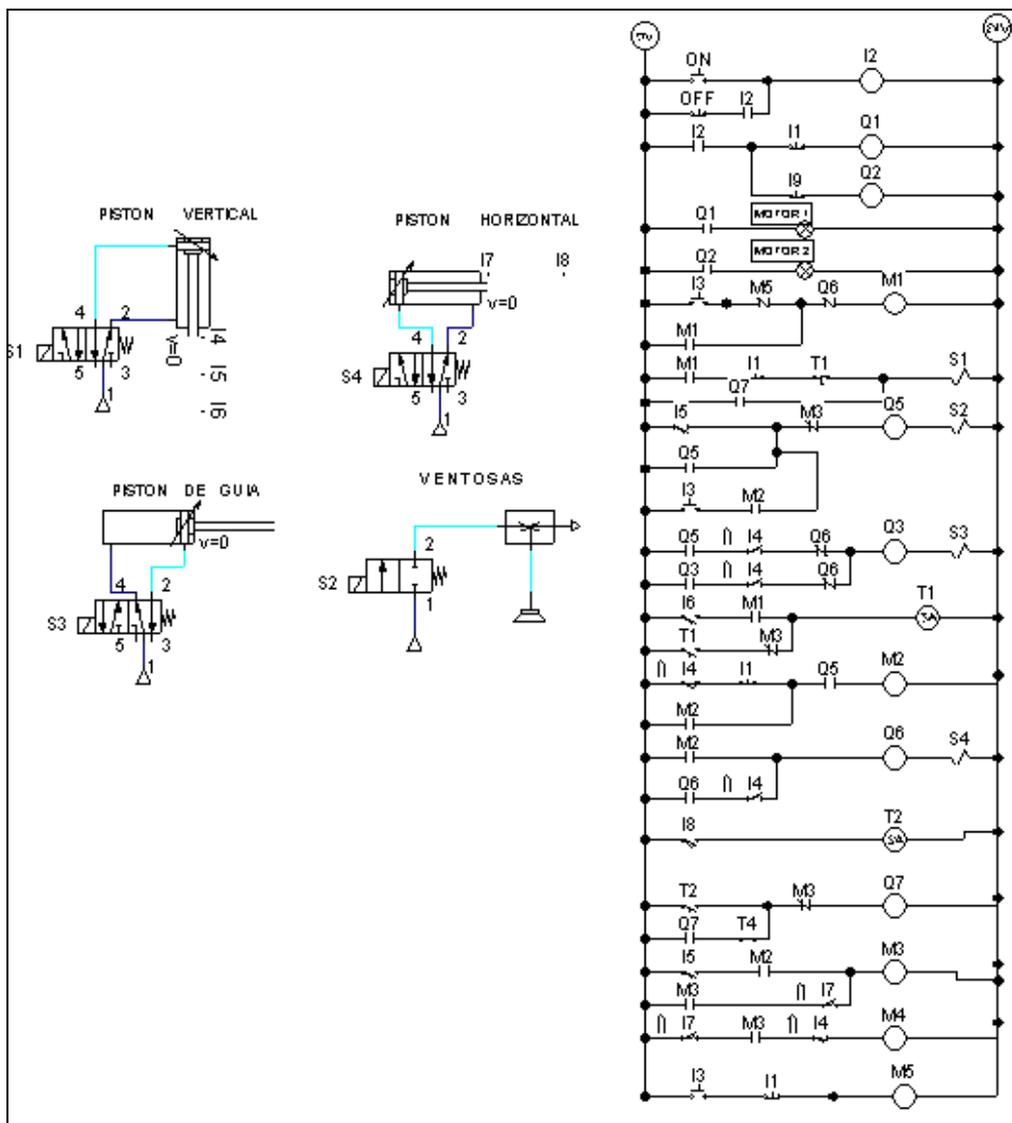
Existen tres tipos de simulaciones, la primera es de corrido, la segunda es paso a paso y la tercera es simulación hasta que cambie de estado. Esta última facilita seguir la secuencia que realiza la parte neumática y la de control.

4.2.2 SIMULACIÓN ELECTRO-NEUMÁTICA

3.22.

3.23. Para empezar la simulación vamos a mostrar una vista general de los circuitos: neumático (izquierda de la hoja) y de control en lenguaje escalera (derecha)

3.24.

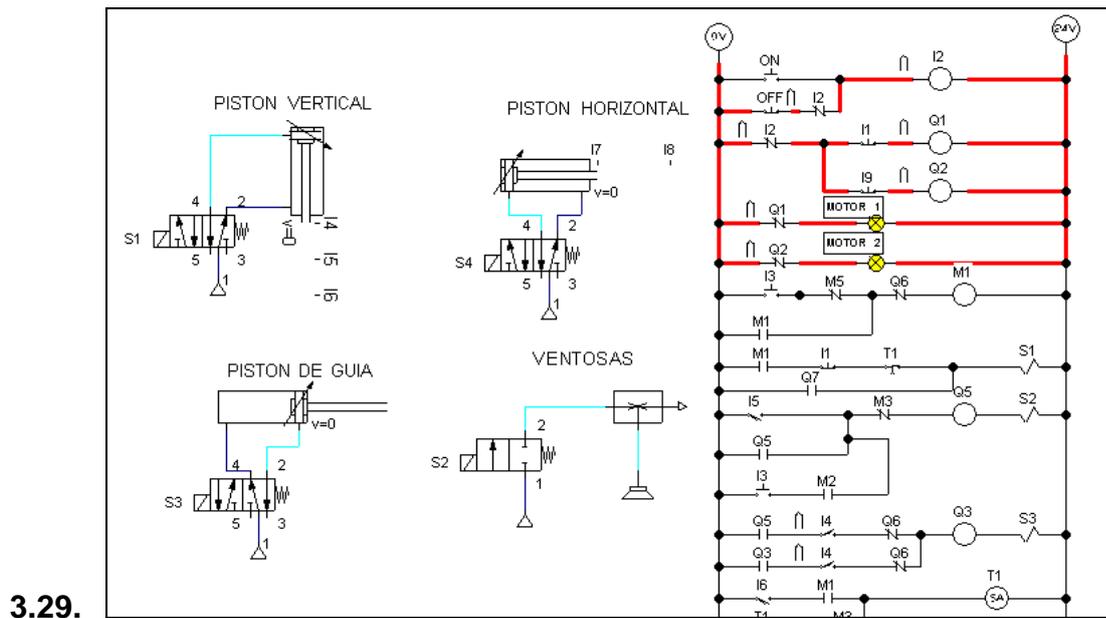


3.25.

**Figura 4.85 Vista general de simulación
3.26.**

3.27. Podemos ver en la figura 4.17 que las líneas con presión están de color azul y las líneas sin presión, turquesa. En la parte de control podremos ver, a continuación, que las líneas con energía eléctrica están rojas.

3.28. Para encender la empacadora, es necesario presionar el botón on/off. Este procedimiento se lo hace presionando con el mouse sobre el pulsador ON.



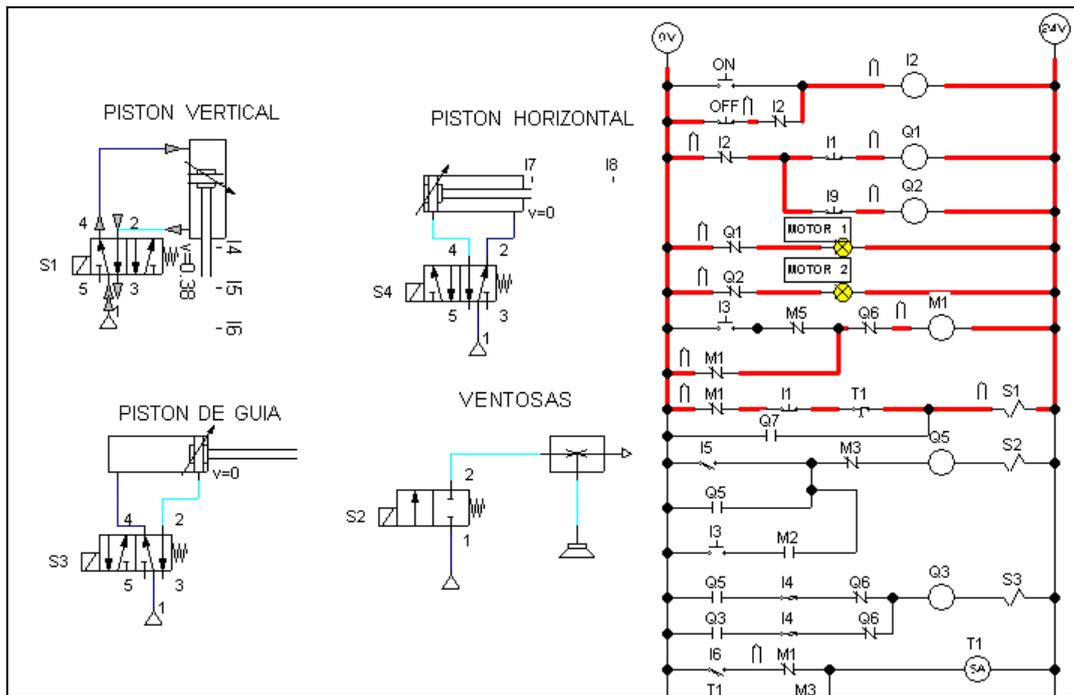
3.29.

**Figura 4.86 Maquina encendida
3.30.**

3.31. Al presionar el botón ON se energiza el relay I2 cerrando sus contactos y permitiendo energizar Q1 y Q2 los cuales con sus contactos encienden los motores 1 y 2, representados por luces amarillas. Ver figura 4.18.

3.32. La máquina permanece en este estado hasta que se presiona el pedal el cual está representado por el contacto I3.

3.33.

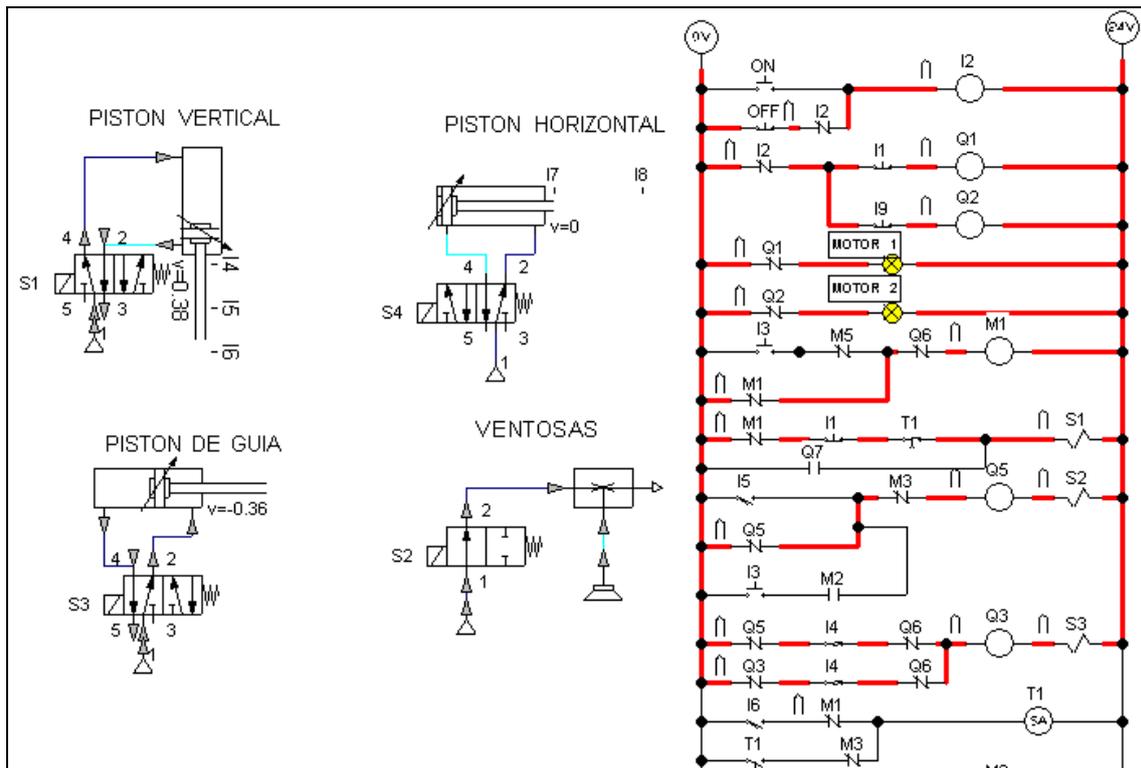


3.34.

3.35.

Figura 4.87 Inicio de secuencia

- 3.36. Una vez presionado I3 se energiza el relay M1, se enclava y con su contacto energiza la solenoide S1 permitiendo que la electro-válvula del pistón vertical cambie de estado y empiece la carrera de este pistón. En la figura 4.19 se puede observar la dirección del aire a presión así como el desplazamiento del pistón.
- 3.37. Cuando el pistón vertical pasa por el sensor I5, este cierra el circuito del relay Q5 que se enclava y al mismo tiempo energiza la solenoide S2. Esta solenoide abre la válvula que alimenta el aire al generador de vacío. De esta manera las ventosas inician a succionar. Ver figura 4.20
- 3.38. Mediante un contacto de Q5 se energiza la solenoide S3 la cual permite ingresar al pistón que mueve las guías tope.
- 3.39.



3.40.

Figura 4.88 Activación de ventosas y pistón guía

3.41.

3.42. Una vez que el pistón vertical llega a su final de carrera, se activa el sensor I6. Éste cierra el circuito del temporizador T1, el cual es un switch-on delay. Este temporizador permite que el vástago del pistón vertical permanezca cierto tiempo completamente afuera para que las ventosas actúen sobre las latas y las sujeten con fuerza.

3.43.

3.44.

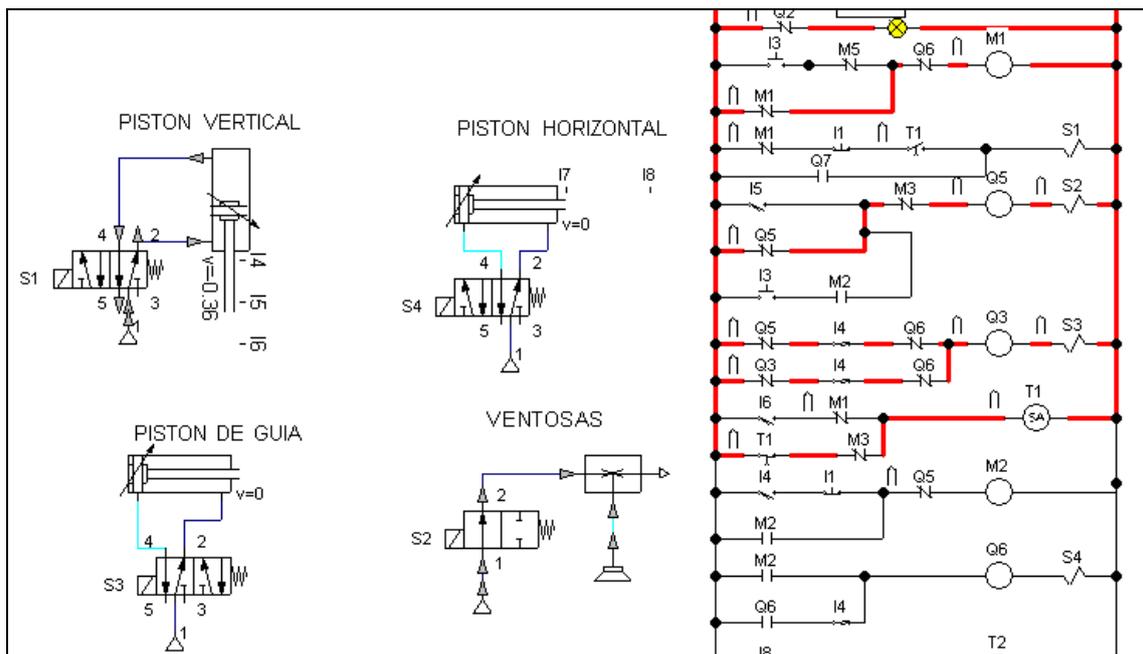


Figura 4.89 Desactivación del pistón vertical
3.45.

3.46. Una vez transcurrido el tiempo para el cual fue programado el temporizador T1, éste actúa cerrando su contacto y enclavándose pero también uno de sus contactos abre el circuito de la solenoide S1 permitiendo que el vástago del pistón vertical ingrese llevando consigo las latas succionadas. Ver figura 4.21

3.47.

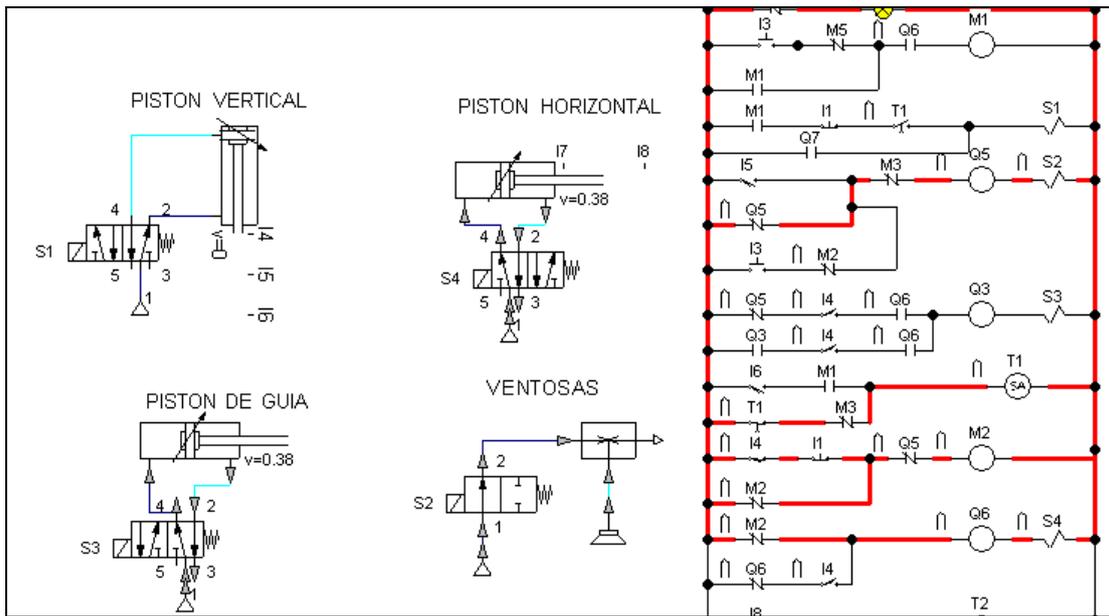
3.48. Cuando el vástago del pistón vertical ingresa completamente, se activa el sensor I4. Mediante este sensor se energiza el relay M2 y con sus contactos se cierra el circuito del solenoide S4, logrando que vástago del pistón horizontal salga. De esta manera empieza a girar el brazo móvil.

3.49.

3.50. Con la misma señal del sensor I4 se abre el circuito de la solenoide S3 permitiendo que el pistón guía regrese a su posición original y retire las guías tope.

3.51.

3.52.



3.53.

3.54.

Figura 4.90 Activación de pistón horizontal

3.55.

3.56. Hay que notar que al principio de la secuencia el sensor I4 empieza cerrado pero no causa ningún movimiento ya que este sensor está conectado en serie con un contacto de Q5. En otras palabras, para que el pistón horizontal salga se necesita que el contacto de Q5, que gobierna las ventosas, y el sensor I4 estén activados.

3.57.

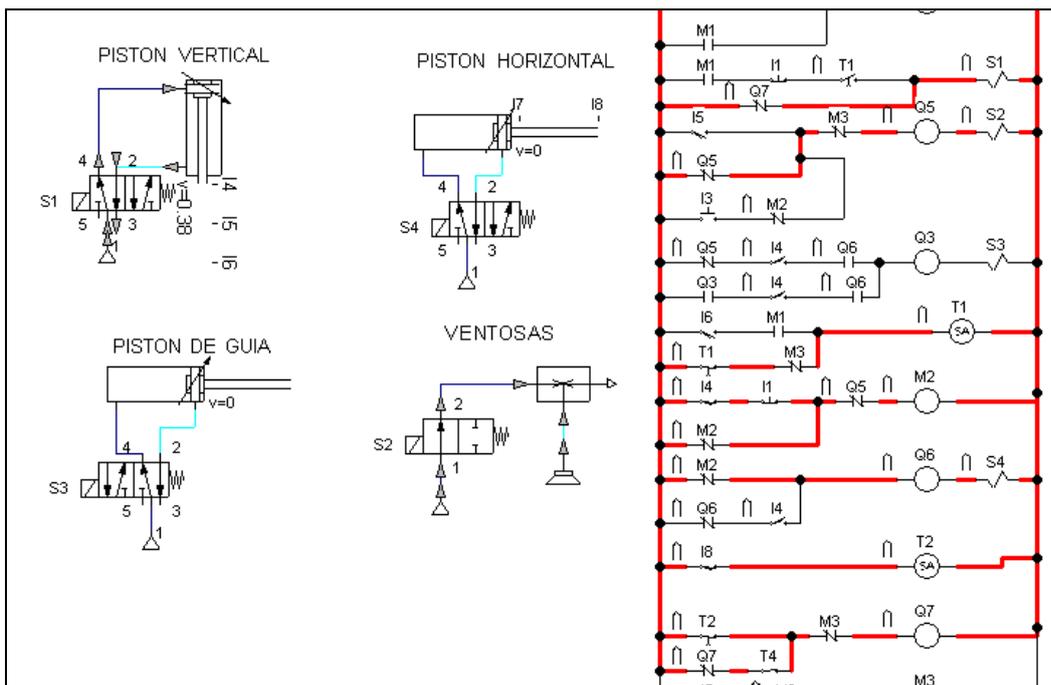


Figura 4.91 Segunda activación del pistón vertical

3.58. Una vez que el pistón horizontal llega al final de carrera, se cierra el circuito de I8. Éste sensor activa el temporizador T2 y luego de que transcurra el tiempo programado, los contactos de este temporizador se cierran y permiten que se energice el relay Q7. Un contactos de este relay energiza nuevamente la solenoide S1 y se logra que el pistón vertical actúe. Ver figura 4.23

3.59.

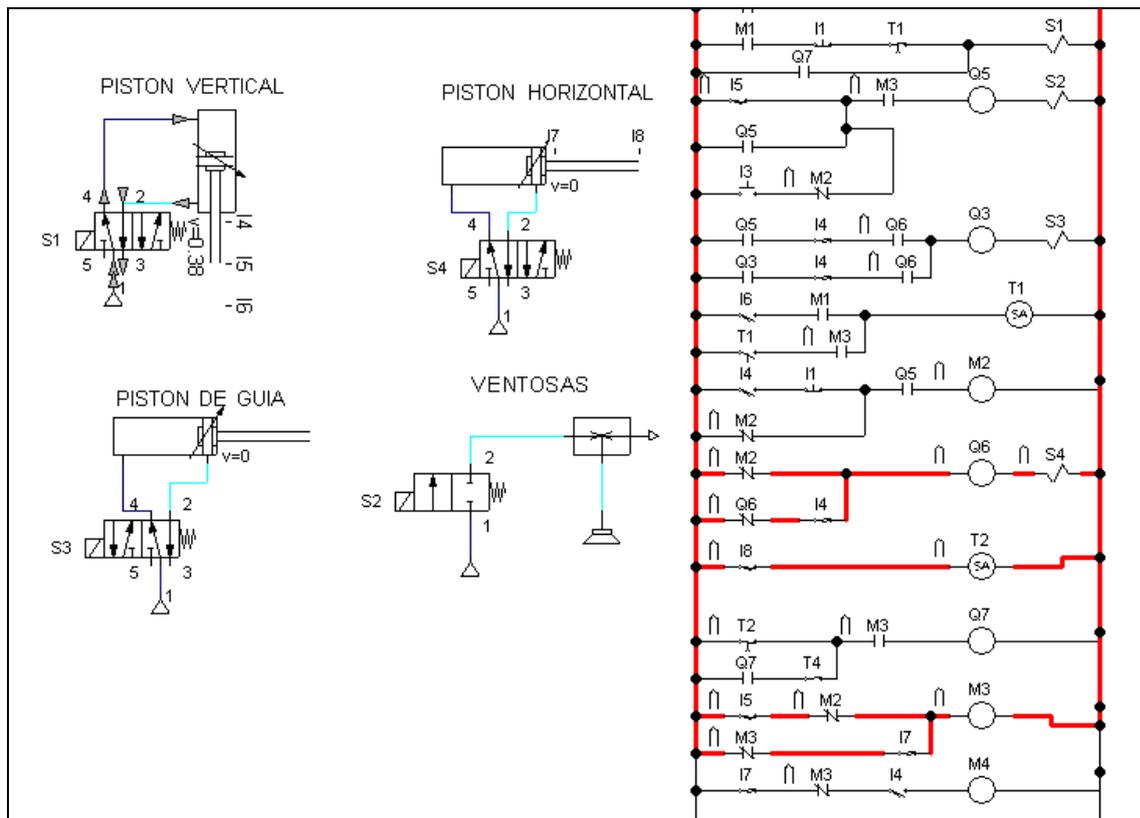


Figura 4.92 Desactivación de ventosas

3.60.

3.61. Cuando el pistón vertical pasa por tercera vez por el sensor I5, éste esta en serie con un contacto de M2 y energizan la solenoide M3 la cual con sus contactos desenergiza las solenoides S2 y S1 permitiendo que las ventosas dejen de succionar y que el pistón vertical ingrese nuevamente.

3.62.

3.63. Al llegar al inicio de carrera del pistón vertical, un contacto normalmente cerrado de I4 abre el circuito de Q6 y S4 permitiendo que el pistón horizontal ingrese. Con este movimiento se logra que el brazo gire a su posición original.

3.64. Ver figura 4.25

3.65.

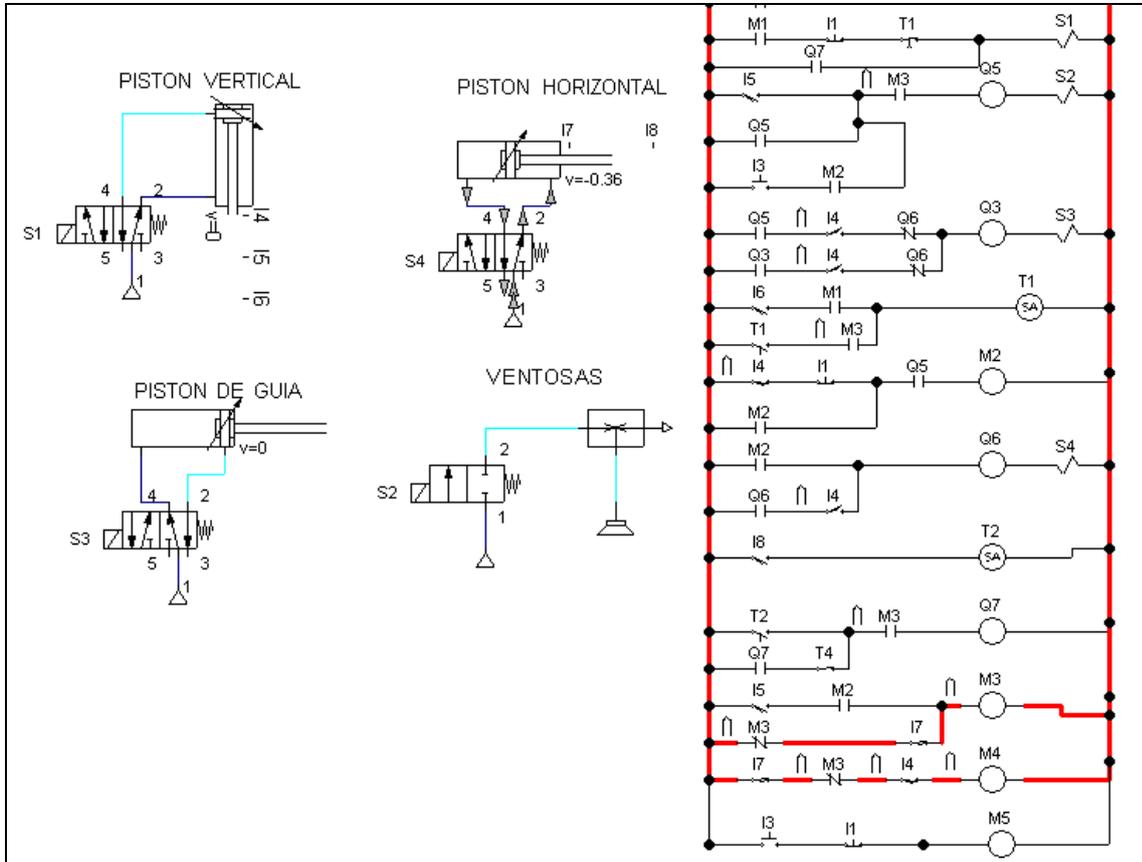


Figura 4.93 Desactivación del pistón horizontal

3.66.

3.67.

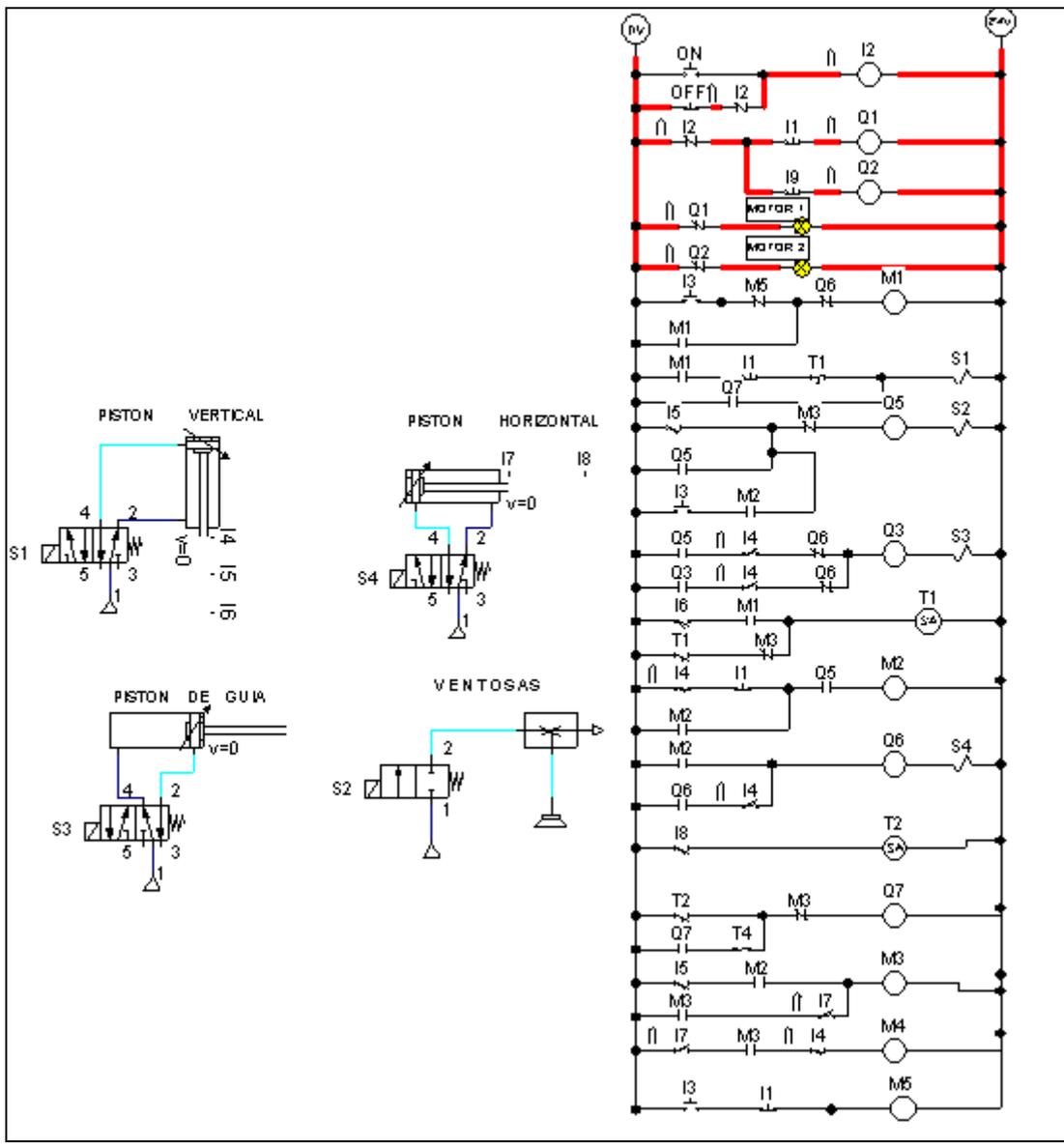
3.68. Una vez que el pistón horizontal ingresa completamente, éste activa el sensor I7. Uno de sus contactos se abren permitiendo cortar el circuito del relay M3 y permitiendo que desenergise M4.

3.69.

3.70. De esta manera se termina la secuencia neumática y el circuito escalera queda listo para empezar otro ciclo mediante el pedal. Ver figura 4.26

3.71.

3.72.



3.73.

Figura 4.94 Fin de secuencia

4.3 RESULTADOS

4.3.1 SIMULACIÓN 3D DE LA EMPACADORA

3.74.

3.75. Los resultados de estas simulaciones se encuentran detallados en varias secciones del capítulo 3. Estas simulaciones realizadas predicen el estado de esfuerzos en todas las partes de la empacadora, la deformación que se produce y el factor de seguridad de las diferentes piezas. Con los resultados obtenidos podemos visualizar claramente la manera en que trabajan los diferentes componentes, donde se producen los mayores esfuerzos, las mayores deflexiones y determinar si es necesario hacer cambios o no en el diseño. Estos resultados demostraron que las partes trabajan bien y el diseño puede pasar a la fase de construcción.

3.76.

3.77. Estos resultados el programa los representa en una escala de colores, donde a medida que aumenta el valor de la variable analizada, los colores se van poniendo a tonalidades vivas. Además el paquete permite realizar cambios en las variables analizadas con lo que se visualizan estos nuevos resultados en otro gráfico.

3.78.

4.3.2 SIMULACIÓN ELECTRO-NEUMÁTICA

3.79.

3.80. Mediante la simulación en el paquete FluidSIM-P pudimos analizar el funcionamiento de los circuitos neumático y de control. Se pudo hacer las correcciones necesarias hasta que funcionen correctamente.

3.81. Una vez comprobado el funcionamiento neumático y de control se procedió al ensamblaje del circuito neumático y a la programación del PLC como se lo simuló.

3.82. Los resultados obtenidos en la realidad son los mismos que los obtenidos en la simulación.

3.83.

3.84.

3.85.

CAPÍTULO 4 SIMULACIÓN98

4.1	SIMULACIÓN 3D DE LA EMPACADORA	98
4.1.1	ACERCA DE SOLIDWORKS	98
4.1.2	SIMULACIÓN DE LAS PARTES Y CONSTRUCCIÓN VIRTUAL	101
4.1.2.1	Simulación de envases	101
4.1.2.2	Transportador numero 1	101
4.1.2.3	Transportador número 2	105
4.2	SIMULACIÓN ELECTRO-NEUMÁTICA	109
4.2.1	ACERCA DE FluidSIM-P	109
4.2.2	SIMULACIÓN ELECTRO-NEUMÁTICA	111
4.3	RESULTADOS	120
4.3.1	SIMULACIÓN 3D DE LA EMPACADORA	120
4.3.2	SIMULACIÓN ELECTRO-NEUMÁTICA	120

3.86.

Figura 4.1	Envase de 800 ml.....	101
Figura 4.2	Envase de 400 ml.....	101
Figura 4.3	Sistema de recepción de latas	102
Figura 4.4	Rodillo y chumacera de dos agujeros	102
Figura 4.5	Pata de transportador.....	103
Figura 4.6	Sujeción de guía.....	103
Figura 4.7	Mesa transportadora con acoples.....	104

Figura 4.8	Transportador número 1	104
Figura 4.9	Mesa transportadora con rodillos	105
Figura 4.10	Guías con soportes	105
Figura 4.11	Sistema de separación de latas	106
Figura 4.12	Transportador número 2.....	106
Figura 4.13	Columna – eje.....	107
Figura 4.14	Sistema de elevación y movimiento de latas.....	107
Figura 4.15	Mesa de cartones	108
Figura 4.16	Sistema de sujeción y llenado de cajas	108
Figura 4.17	Vista general de simulación	112
Figura 4.18	Maquina encendida	112
Figura 4.19	Inicio de secuencia.....	113
Figura 4.20	Activación de ventosas y pistón guía.....	114
Figura 4.21	Desactivación del pistón vertical	115
Figura 4.22	Activación de pistón horizontal.....	116
Figura 4.23	Segunda activación del pistón vertical.....	117
Figura 4.24	Desactivación de ventosas.....	117
Figura 4.25	Desactivación del pistón horizontal.....	118
Figura 4.26	Fin de secuencia.....	119

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN

3.87.

4.4 LISTA DE MATERIALES

3.88.

Una vez terminado el diseño de la empacadora, determinado las dimensiones de los elementos necesarios para su construcción y simulado, se procedió a realizar un listado de materiales. Se debe anotar que el diseño se realizó con materiales existentes en el mercado nacional y tomando en cuenta calidad y precio.

Tabla 5.11 Elementos mecanizados

Elemento	Cantidad	Unidad
Tubo cuadrado 75 x 3mm	1	u
Tubo rectangular 40 x 20 x 2mm	1	u
Tubo cuadrado 100 x 3mm	1	u
Plancha de acero ASTM A36 4mm	2	u
Plancha de acero ASTM A36 6mm	1	u
Placa de acero ASTM A36 15mm	300x300	mm
Placa de acero ASTM A36 20mm	400x400	mm
Perfil C (200x100x3)	1	U
Eje de transmisión (Ø 1 1/8")	3.21	m
Barra perforada (100x63)	1.178	m
Angulo 30*3mm	1	u
Barra roscada 3/8"	2	u
Barra roscada 1/4"	1	u
Varilla lisa 5mm	6	m
Varilla lisa 1/2"	0.7	m

Además para la construcción se necesitan materiales normalizados que se enlistan en la siguiente tabla:

Tabla 5.12 Elementos normalizados

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Chumacera de pared	1" 2 agujeros	16
Rodamiento	NSK HR320/32J	1
Rodamiento	NSK HR 32007 XJ	1
Perno	3/8"x1"	136
Perno expansión	5/8"x2"	4
Electroválvula	MFH-5-1/8B	2
Banda ref: 2RVA	L=5390mm A=170mm	1
Banda ref: 2RVA	L=4150 A=280mm	1
Inductor de bobina	MSFG-24-OD	2
Caja de enchufe	MSSD-F	2
Tubo poliuretano	PUN-6X1 BL	10m
Tubo poliuretano	PUN-8X1.25 BL	2m
Sensor magnético	SME-8F-DS-24V-K2,5	5
Racor L orientable	QSL-1/8—AS-6	4
Regulador de caudal	GRLA-1/8-QS-6-D	2
Unidad mantenimie	FRC-1/4-D-MINI	1
Generador vacio	VAD-1/4	1
Racor recto	QS 1/8-6	6
Racor 6 salidas L	QSLV-6/1/4-8	2
Racor en Y	QSY-1/4-8	1
Racor recto	QS-1/4-8	3
Silenciador	UC-1/4	1
Electrov. Banjo 3/2	601200-C01	1
Conector dim	X-SVCO-CONEM	1
Pasamuro rosca int	QSSF-1/8-6-B	12
Ventosas	VASB-30-1/8-PUR	12
Cilindro doble efect.	DNC-32-320-PPV-A	1
Cilindro doble efect.	DNC-32-100-PPV-A	1

Tabla 5.2 Elementos normalizados (continuación)

Cilindro doble efect.	DNC-32-50-PPV-A	1
Cabeza de horquilla	SG-M 10x1.25	1
Caballote sop	LN-32	1
Fijación oscilante	SNCB-32	1
Motoreductor ortogonal	0.5HP i=25	1
Motoreductor ortogonal	0.5HP i=25	1
Breaker Principal	3P 25 Amp	1
Rele auxiliar	3P-220V	8
PLC Zelio	12Entradas 8Salidas	1
Pulsador	Paro Emergencia	3
Selector	ON/OFF	1
Pedal	Tipo Switch	1
Gabinete metálico	30x40x20	1
Luz piloto	220V	4
Cable	Tipo sucre 3x16	15m

4.5 CONSTRUCCIÓN DE LAS PARTES

3.89.

La construcción se lo llevo a cabo en las instalaciones de la constructora CIMA, teniendo las facilidades necesarias para cumplir con nuestro objetivo. Esta empresa brindó las garantías necesarias para la fabricación de los distintos elementos de la máquina, dándonos una elevada confiabilidad y calidad. Existieron trabajos de mecanizados muy especializados los cuales fueron tercerizados.

La construcción de la empacadora empezó con cortes en cizalla de planchas de tol negro (e=4mm) para su posterior dobles y así conformar las mesas de los

transportadores. Una vez doblado se realizó los trazos para las perforaciones de los ejes y pernos de chumaceras utilizando un taladro de pedestal o en el caso de agujeros con diámetros mayores a 1" se utilizó un taladro magnético.

Para fabricar los soportes de las chumaceras se utilizó acero ASTM-A36 ($e=6\text{mm}$), los cortes se realizaron mediante Plasma obteniendo buen acabado y exactitud dimensional. Para las patas de los transportadores se utilizó tubo mecánico cuadrado de 75 x 4mm.

Paralelamente se envió a maquinar los rodillos y ejes, utilizando acero SAE 1018 (acero de transmisión), cumpliendo con las tolerancias requeridas para obtener el ajuste necesario en rodamientos y chavetas.

Una vez construidas todas las piezas de los transportadores se procedió a realizar el montaje respectivo (Fotografía 5.1). Se utilizó pernos galvanizados UNC 1/4"x 1" y UNC 3/8"x 1".



Figura 5.95 Montaje de transportador

La construcción siguió con la fabricación de la columna. Esta es una columna tipo cajón y fue realizada con canal U de 200x100x4mm, unidas por cordones de soldadura.

La base es una placa de acero ASTM A-36 de 400x400x20mm con cuatro nervios laterales.

La parte superior consta de una placa de 220x220x20mm perforada en el centro y soldada una tuerca de 1 ½” para alojar al eje del brazo móvil, como se puede observar en la fotografía 5.2



Figura 5.96 Placa superior de columna

Una vez soldada la tuerca a la placa, ésta fue soldada a la columna como se observa en la fotografía 5.3:



Figura 5.97 Columna

Dentro de las piezas que fueron mecanizadas en torno se encuentran el eje (Fotografía 5.4) y la manzana (Fotografía 5.5) del brazo móvil.

El eje es de acero SAE 1018. En la parte superior tiene rosca 1"-8 UNC-2A-LH. En la parte inferior tiene rosca 1 1/2"-6 UNC-2A-LH.

La manzana es de barra perforada con material 147M. Tiene los alojamientos para los rodamientos de rodillos cónicos y su longitud es 120mm.



Figura 5.98 Eje y rodamiento cónico



Figura 5.99 Manzana

El brazo móvil fue construido con tubo estructural cuadrado de 100x4 mm. Tiene un agujero pasante de 77mm de diámetro donde se ubica la manzana y mediante soldadura se une al tubo. Fotografía 5.6



Figura 5.100 Brazo móvil

Para el transportador de acopio de las latas y para la mesa de cartones, se construyó unos soportes de tubo cuadrado de 100x2mm los cuales son soldados a la columna de tal manera que transportador y columna sean solidarios.



Figura 5.101 Empacadora

Una vez terminada la construcción de la máquina empacadora y ensamblada en su totalidad, se procedió a instalar las partes neumáticas, eléctricas e inclusive las bandas transportadoras para empezar una etapa de pruebas (Ver capítulo VI) En esta etapa se corrigió algunos detalles de la máquina y una vez que estaba lista se procedió a su desensamble para dar a cada pieza un tratamiento superficial adecuado.

A las partes estructurales de la máquina se les pintó electrostáticamente de color verde. Los soportes de las guías son pintadas de color negro. Se escogió este tipo de pintura ya que brinda buen acabado, buena adherencia y por lo tanto buena protección contra agentes externos.

Las guías de la empacadora fueron cromadas tomando en cuenta que éstas están sometidas a una abrasión ligera con las latas y también porque este tratamiento superficial brinda estéticamente un buen acabado.

4.6 MONTAJE

3.90.

3.91. Cuando estuvieron listas todas las piezas de la máquina empacadora, incluido su tratamiento superficial, se procedió a realizar el montaje respectivo y definitivo. Se necesitaron los siguientes instrumentos y herramientas:

- Pie de rey 0 – 160 mm
- Flexómetro 3 m
- Nivel de burbuja
- Escuadra metálica
- Martillo de goma
- Martillo de acero
- Dado 19 mm para racha
- Llave de pico
- Llaves de corona 9/16", 3/4"
- Llave allen M5
- Guantes
- Gafas para soldar
- Playo
- Alicates
- Desarmador plano
- Desarmador estrella

3.92.

3.93. El montaje se realizó de la siguiente manera: primero se armó la columna y el brazo móvil con su eje y rodamientos. Luego se armaron los transportadores con sus rodillos, bandas y bastidores y guías. Finalmente se colocaron todas las partes neumáticas, eléctricas y de control.

3.94.



Figura 5.102 Empacadora terminada

CAPÍTULO 5 CONSTRUCCIÓN	123
5.1 LISTA DE MATERIALES	123
5.2 CONSTRUCCIÓN DE LAS PARTES	125
5.3 MONTAJE	130
Figura 5.1 Montaje de transportador.....	126
Figura 5.2 Placa superior de columna	127
Figura 5.3 Columna	128
Figura 5.4 Eje y rodamiento cónico	128
Figura 5.5 Manzana.....	128
Figura 5.6 Brazo móvil.....	129
Figura 5.7 Empacadora	130
Figura 5.8 Empacadora terminada	131
Tabla 5.1 Elementos mecanizados.....	123
Tabla 5.2 Elementos normalizados	124

CAPÍTULO 6

PRUEBAS DE LA MÁQUINA EMPACADORA

3.95. 6.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

3.96.

3.97. Las pruebas de funcionamiento se lo realizaron en dos etapas: Pruebas de funcionamiento mecánico y pruebas con sistema de control.

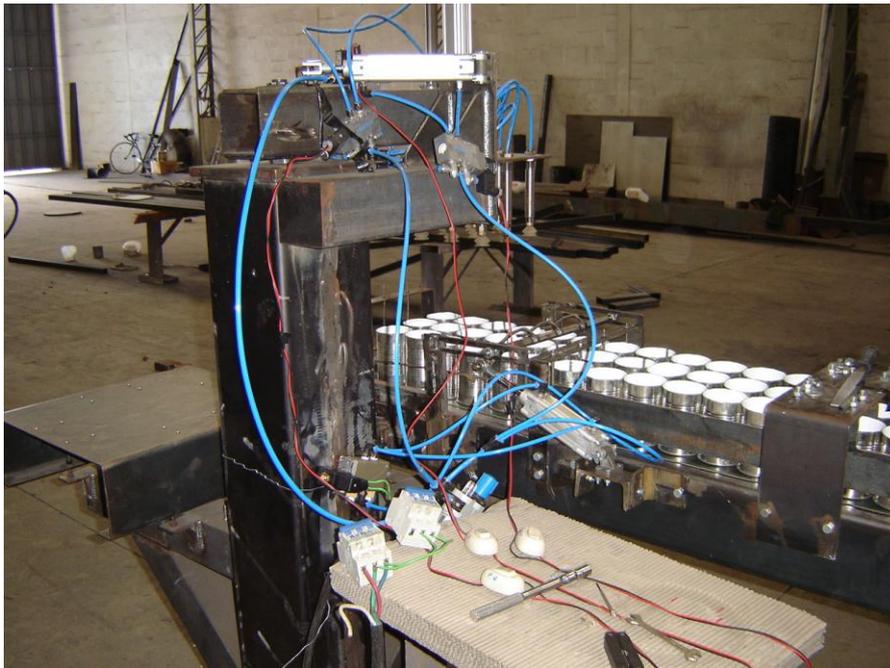
3.98.

3.99. Las pruebas de funcionamiento mecánico fueron realizadas cuando se terminó la construcción. Es decir se realizaron antes de dar tratamiento superficial a la máquina.

3.100.

3.101. En vista que se quería probar solo la parte mecánica y neumática del sistema, se realizaron conexiones eléctricas y neumáticas temporales, para de esta manera poder maniobrar manualmente cada elemento de la máquina como son: las bandas transportadoras, cilindros neumáticos, ventosas, etc.

3.102.



3.103.

Figura 6.103 Empacadora en etapa de pruebas mecánica y neumática

3.104.

3.105. En base a las pruebas realizadas se implementaron pocos pero importantes cambios en el diseño o funcionamiento de la máquina. Uno de los más importantes cambios realizados fue la orientación de las latas sobre la banda transportadora. Originalmente se pensó que las latas vayan boca abajo para tener facilidad el instante de sujetarlas con las ventosas. Pero al realizar las pruebas, vimos la necesidad de colocarlas con la parte abierta hacia arriba, en vista que debíamos preservar el

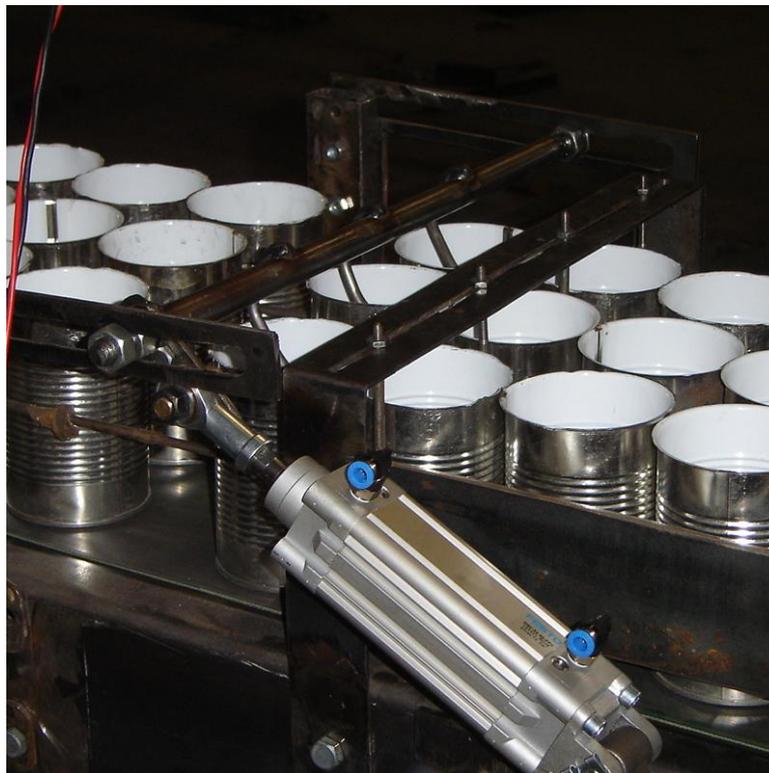
recubrimiento del borde de la lata. Otro motivo fue que al virar la lata se gana estabilidad, debido a que su centro de masa está a menor altura.

3.106.

3.107. Otro cambio importante que se realizó, en base a los resultados obtenidos de las pruebas, fue la implementación del mecanismo separador de latas. Sin este mecanismo la confiabilidad de la máquina era muy baja.

3.108.

3.109.



3.110.

Figura 6.104 Mecanismo separador de latas

3.111.

3.112.

3.113.

3.114. Una vez realizadas todas las modificaciones mecánicas requeridas para el funcionamiento adecuado de la máquina, se realizó la instalación del sistema de control.

3.115.



3.116.

Figura 6.105 Pruebas con sistema de control

3.117.

3.118. Las pruebas en esta etapa se basaron en la calibración de la máquina en aspectos como tiempos de temporizadores, velocidades de pistones, etc.

3.119.

3.120.

6.2 PRUEBAS DE VELOCIDAD DE PROCESO

3.121.

3.122. Para analizar la velocidad a la que la máquina empacadora realiza su trabajo se realizó varias tomas de velocidades las cuales se notan en la siguiente tabla:

3.123.

3.124.

3.125.

Muestra	27. Tiempo para empacar 12 envases (seg)
---------	--

128. 1	3.129. 5.7
130. 2	3.131. 6.1
132. 3	3.133. 5.9
134. 4	3.135. 6.3
136. 5	3.137. 6.1
138. 6	3.139. 5.5
140. 7	3.141. 6.2
142. 8	3.143. 6.0
144. 9	3.145. 5.8
46. 10	3.147. 6.8

3.148.

Tabla 6.13 Toma de tiempos para empacar 12 envases

3.149.

3.150. Analizando los datos obtenidos experimentalmente se obtiene un promedio de 6.04 segundos. Este es el tiempo que necesita la empacadora para realizar un ciclo y empacar 12 envases. Hay que aclarar que la velocidad de empacado se puede modificar dependiendo la producción que se tenga, para ello es necesario únicamente modificar la velocidad de los pistones. Los tiempos que se indican en la tabla 6.1 fueron medidos con las máximas velocidades operacionales de los pistones y los mínimos tiempos de temporizadores.

3.151.

3.152.

6.3 PRUEBAS DE CONFIABILIDAD

3.153.

3.154. Para medir la confiabilidad de la máquina empacadora se realizaron varias pruebas con un número determinado de latas. Se contó el número de latas que daban problemas como: atascamientos, caídas, etc. Y de esta manera se determinó la confiabilidad. Ver tabla 6.2

3.155.

5. Prueba	3.157. Latas de prueba	158. Latas con problema	59. Confiabilidad
------------------	-------------------------------	--------------------------------	--------------------------

160.1	3.161.150	3.162.3	3.163.98%
164.2	3.165.75	3.166.1	3.167.98.7%
168.3	3.169.50	3.170.0	3.171.100%
172.4	3.173.100	3.174.3	3.175.97%
176.5	3.177.100	3.178.2	3.179.98%

3.180.

Tabla 6.14 Medición de confiabilidad

3.181.

3.182. Con los datos obtenidos experimentalmente se cuantificó la confiabilidad. Como promedio se obtuvo un valor del 98.34%.

3.183.

3.184.

6.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.185.

3.186. El tiempo promedio de empacado que se obtuvo en las pruebas consideramos bueno, ya que es lo requerido para cumplir con la capacidad de diseño de la empacadora.

3.187.

3.188. La confiabilidad obtenida como promedio es bastante buena tomando en cuenta la interacción que se produce entre latas y entre lata-máquina. Hay que anotar que todas las fallas se produjeron en los transportadores y no en la parte de empacamiento, lo cual nos permite centrar nuestra atención en estos puntos, para en el futuro hacer las correcciones necesarias.

3.189.

3.190.

3.191.

3.192.

3.193.

3.194.

3.195.

3.196.

3.197.

CAPÍTULO 6 PRUEBAS DE LA MÁQUINA EMPACADORA	132
6.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	132
6.2 PRUEBAS DE VELOCIDAD DE PROCESO	135
6.3 PRUEBAS DE CONFIABILIDAD.....	136
6.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	137

3.198.

Tabla 6.1 Toma de tiempos para empacar 12 envases.....	136
Tabla 6.2 Medición de confiabilidad	137

3.199.

Figura 6.1 Empacadora en etapa de pruebas mecánica y neumática	133
Figura 6.2 Mecanismo separador de latas.....	134
Figura 6.3 Pruebas con sistema de control	135

3.200.

CAPÍTULO 7

EVALUACIÓN ECONÓMICA - FINANCIERA

El presente capítulo tiene como objetivo determinar el costo de la implementación de la empacadora y el impacto financiero de su implementación. Una vez determinado el costo total se podrá realizar una evaluación más detallada de las ventajas financieramente de la máquina en cuestión. El capítulo se dividirá en dos partes principales: la evaluación financiera y la económica. En la primera parte se llegará a establecer los índices en donde se reflejen la rentabilidad del proyecto (TIR), así como un estimado de la recuperación de la inversión inicial. En la evaluación económica se analizará la interacción del proyecto con el medio externo. Es decir un análisis básico de oferta y demanda.

7.1 EVALUACIÓN FINANCIERA

El primer punto que se analizará en la evaluación financiera es el ahorro que representa la implementación de la empacadora. Para llegar a datos comparables se evaluará costos operacionales: con la empacadora y sin la empacadora. Los valores expuestos representan el costo de una caja empacada.

El costo operacional comprende todos aquellos rubros que implica empacar una caja. Los principales rubros son mano de obra directa (MOD) y energía consumida. A su vez estos costos se dividen en directos e indirectos.

Tabla 7.15 MOD utilizada en el empacamiento manual

HORAS DE TRABAJO	COSTO HH	No. DE CAJAS AL DIA	TOTAL
hh	USD/hh	c	USD/c
8	\$ 1,88	100	\$ 0,15

La tabla 7.1 muestra el costo de la mano de obra utilizada en el empacamiento manual. Para esto se tomo que la producción de un hombre durante 8 horas de trabajo es de 100 cajas.

En el costo operacional cuando el empacamiento es manual no interviene otro rubro más que la MOD.

Tabla 7.16 Costo operacional del empacamiento manual

COSTO OPERACIONAL*	\$ 0,15
COSTOS DIRECTOS	\$ 0,15
MOD	\$ 0,15
*Costo por caja empacada	

Como se puede observar en la tabla anterior el costo que representaba el empacar una caja era de 15 centavos de dólar.

Una vez establecido el costo por caja empacada sin máquina empacadora resulta imprescindible llegar al costo tomando en cuenta la máquina empacadora. A diferencia del análisis anterior ahora se añadirá el costo de la energía que consume la máquina. Sin embargo aquí el número de obreros es importante. Nótese que en la mano de obra directa del empacamiento manual no se considera el número de obreros ya que da exactamente igual que se analice con un obrero a que se analice con diez obreros ya que cada uno produce un número fijo de cajas. Lo cual lleva a concluir que si se necesita más cajas el costo será mayor. Es aquí donde radica la ventaja de implementar la maquina empacadora ya que al aumentar la producción, y no de forma lineal con la mano de obra, se llega a un importante ahorro.

Tabla 7.17 MOD utilizada en el empacamiento semiautomático.

OBREROS	HORAS DE TRABAJO	No. DE CAJAS AL DIA	COSTO HH	TOTAL
	hh	c	USD/hh	USD/c
3	8	1440	\$ 1,88	\$ 0,03

La empacadora tiene la capacidad de empacar 1440 cajas por día. Además de la mano de obra se debe tomar en cuenta la energía que consume la empacadora.

Tabla 7.18 Energía utilizada en la operación.

EQUIPO	Ord	Soldadora	Plasma	Taladro
CANTIDAD	u	1	1	1
POTENCIA	kw	7,68	2,8	0,75
HORAS / DIA	h/d	0,5	0,5	0,5
CONSUMO	kw-h/d	3,84	1,4	0,375
COSTO	USD/(kw-h/d)	\$ 0,13	\$ 0,13	\$ 0,13
DIAS	d	40	40	40
SUBTOTAL	USD	\$ 19,97	\$ 7,28	\$ 1,95
TOTAL	USD	\$ 29,20		

Una vez determinados los costos se puede calcular el costo total por caja empacada con la ayuda de la máquina.

Tabla 7.19 Costo operacional en el empacamiento semiautomático.

COSTO OPERACIONAL*	\$ 0,03
COSTOS DIRECTOS	\$ 0,03
MOD	\$ 0,03
COSTOS INDIRECTOS	\$ 0,0007
ENERGIA	\$ 0,0007

*Costo por caja empacada

En la tabla 7.5 se puede observar que el costo de la energía es insignificante frente al costo de mano de obra directa.

Después de establecer los valores tanto de una caja empacada manualmente (\$0.15) como semi-automáticamente (\$0.03) podemos llegar a la conclusión de que el ahorro es de 78.72%.

Cabe mencionar que el análisis realizado anteriormente es un análisis de costos a nivel de operación. Con este resultado se puede saber exactamente cuánto se le ahorra a la empresa al haber implementado la empacadora.

ESTADO DE PÉRDIDAS Y GANANCIAS.

Tabla 7.20 P&G.

RUBROS	TRIMESTRES								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Ingresos		\$ 414.720,00	\$ 414.720,00	\$ 414.720,00	\$ 414.720,00	\$ 414.720,00	\$ 414.720,00	\$ 414.720,00	\$ 414.720,00
Costos de fabricación		\$ 367.328,90	\$ 367.328,90	\$ 367.328,90	\$ 367.328,90	\$ 367.328,90	\$ 367.328,90	\$ 367.328,90	\$ 367.328,90
Gastos de Ventas		\$ 96,00	\$ 96,00	\$ 96,00	\$ 96,00	\$ 96,00	\$ 96,00	\$ 96,00	\$ 96,00
UTILIDAD BRUTA		\$ 47.295,10	\$ 47.295,10	\$ 47.295,10	\$ 47.295,10	\$ 47.295,10	\$ 47.295,10	\$ 47.295,10	\$ 47.295,10
Utilidad para trabajadores		\$ 7.094,27	\$ 7.094,27	\$ 7.094,27	\$ 7.094,27	\$ 7.094,27	\$ 7.094,27	\$ 7.094,27	\$ 7.094,27
UTILIDAD OPERACIONAL		\$ 40.200,84	\$ 40.200,84	\$ 40.200,84	\$ 40.200,84	\$ 40.200,84	\$ 40.200,84	\$ 40.200,84	\$ 40.200,84
Impuesto a la renta		\$ 10.050,21	\$ 10.050,21	\$ 10.050,21	\$ 10.050,21	\$ 10.050,21	\$ 10.050,21	\$ 10.050,21	\$ 10.050,21
UTILIDAD NETA		\$ 30.150,63	\$ 30.150,63	\$ 30.150,63	\$ 30.150,63	\$ 30.150,63	\$ 30.150,63	\$ 30.150,63	\$ 30.150,63
Depreciación		\$ 1.341,74	\$ 1.341,74	\$ 1.341,74	\$ 1.341,74	\$ 1.341,74	\$ 1.341,74	\$ 1.341,74	\$ 1.341,74
Inversión	\$ 84.669,76								
FLUJO NETO DEL PROYECTO	-\$ 84.669,76	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37	\$ 31.492,37
Actualización		\$ 28.085,59	\$ 25.047,35	\$ 22.337,78	\$ 19.921,32	\$ 17.766,27	\$ 15.844,35	\$ 14.130,34	\$ 12.601,75
VAN		\$ 142.576,84							
TIR		52,49%							
TIEMPO DE RECUPERACIÓN		10,63 meses							

El estado de pérdidas y ganancias esta dentro de un período de 2 años. Para facilidad de trabajo este período se dividió en trimestres. El primer rubro en la Tabla 7.6 es ingresos. Para la explicación de este rubro se hará referencia a la siguiente tabla.

Tabla 7.21 Ingresos.

No. DE CAJAS DIARIAS	No. DE ENVASES POR CAJA	PVP	INGRESO DIARIO	INGRESO TRIMESTRAL
u	u	USD/envase	USD	USD
1440	24	\$ 0,20	\$ 6.912,00	\$ 414.720,00

El siguiente rubro es costos de fabricación. Los costos de fabricación comprenden lo que es Costos Directos y Costos Indirectos. Dentro de los costos directos esta la materia prima, MOD; y, dentro de los costos indirectos tenemos la energía utilizada en la operación y MOI.

Tabla 7.22 Materia Prima.

Ord.	CANTIDAD		COSTO		TOTAL
Láminas	236736	kg	\$ 1,40	USD/kg	\$ 331.430,40
Cajas de Cartón	86400	u	\$ 0,35	USD/u	\$ 30.240,00
				TOTAL	\$ 361.670,40

Tabla 7.23 Mano de Obra Directa.

Ord.	CANTD	HORAS DE TRABAJO	No. DE HORAS TRIMESTRALES	COSTO HH	TOTAL
		hh	u	USD/hh	USD
Obreros	3	8	480	\$ 1,88	\$ 2.707,20
Ingenieros	1	8	480	\$ 4,70	\$ 2.256,00

				TOTAL	\$ 4.963,20
--	--	--	--	--------------	--------------------

Tabla 7.24 Mano de Obra Indirecta.

Ord.	CANTD	HORAS DE TRABAJO	No. DE HORAS TRIMESTRALES	COSTO HH	TOTAL
		hh	u	USD/hh	USD/c
Chofer	1	8	480	\$ 1,25	\$ 600,00

TOTAL	\$ 600,00
--------------	------------------

Tabla 7.25 Energía

EQUIPO	Ord.	Motor	Panel de Control	Compresor	
CANTIDAD	u	5	1	1	
POTENCIA	kw	0,373	0,1	0,746	
HORAS / DIA	h/d	8	8	1	
HORAS / TRIMESTRE	h/t	480	480	60	
CONSUMO	kw-h/t	895,2	48	44,76	
COSTO ENERGIA	USD/ (kw-h/d)	\$ 0,13	\$ 0,13	\$ 0,13	
TOTAL	USD	\$ 116,38	\$ 6,24	\$ 5,82	\$ 128,43

Tabla 7.26 Costos de Fabricación

COSTOS FABRICACIÓN		\$ 367.328,90
Costos Directos		\$ 366.600,46
MOD	\$ 4.963,20	
MPD	\$ 361.637,26	
Costos Indirectos		\$ 728,43
MOI	\$ 600,00	
Energía	\$ 128,43	

Después de los costos de fabricación debemos determinar los gastos de ventas. En este rubro se incluye el gasto del transporte de las cajas.

Tabla 7.27 Gastos de Ventas

VEHÍCULOS	COMBUSTIBLE		COSTO	TOTAL
	SEMANAL	TRIMESTRAL		
Ord.	Gal.	Gal.	USD/Gal.	USD
1	10	120	\$ 1,10	\$ 132,00

Después de determinar los gastos se debe analizar la depreciación de los equipos que figuran en el proyecto. Sin embargo para esto debemos conocer el costo total de la máquina empacadora ya que el costo de la línea de fabricación de envases y del vehículo repartidor ya se conocen.

Así mismo para llegar al costo total se de incluir los costos directos y los indirectos. Dentro de los costos directos esta la mano de obra directa y la materia prima directa. Por otro lado los costos indirectos comprenden la mano de obra indirecta (ingeniería) y la energía utilizada en la fabricación.

Tabla 7.28 Materia Prima Directa

PROVEEDOR	PRODUCTO / SERVICIO	P. UNITARIO	CANTIDAD		P. TOTAL
DIPAC	Tubo cuadrado 75 x 3	\$ 8,12	4,61	m	\$ 37,43
DIPAC	Tubo rect. 40 x 20 x 2	\$ 2,01	2,2	m	\$ 4,42
DIPAC	Tubo cuadrado 100 x 3	\$ 11,99	3,4	m	\$ 40,75
DIPAC	Plancha de acero ASTM A36 4mm	\$ 78,36	2	u	\$ 156,72
DIPAC	Plancha de acero ASTM A36 6mm	\$ 146,73	1	u	\$ 146,73
DIPAC	Placa de acero ASTM A36 15mm	\$ 106,76	0,05	m2	\$ 5,34
DIPAC	Placa de acero ASTM A36 20mm	\$ 133,45	0,16	m2	\$ 21,35
DIPAC	Angulo 30 x 3	\$ 1,33	6	m	\$ 7,98
FERRETERIA CASTILLO HNOS.	Pernos 3/8" x 1"	\$ 0,08	130	u	\$ 10,01
FERRETERIA CASTILLO HNOS.	Pernos 1/2" x 1"	\$ 0,20	24	u	\$ 4,75
FERRETERIA CASTILLO HNOS.	Pernos 1/4" x 1"	\$ 0,02	18	u	\$ 0,42
FERRETERIA CASTILLO HNOS.	Barra roscada 3/8"	\$ 1,90	2	u	\$ 3,80
FERRETERIA CASTILLO HNOS.	Barra roscada 1/4"	\$ 0,78	1	u	\$ 0,78
FERRETERIA VELASCO	Varilla lisa 5mm	\$ 0,09	12	m	\$ 1,02
FERRETERIA VELASCO	Varilla lisa 1/2"	\$ 0,42	0,7	m	\$ 0,29
METALQUIMICA GALVANO	Pintura	\$ 180,58	1	u	\$ 180,58
GALVANO ECUATORIANA	Cromado	\$ 138,69	1	u	\$ 138,69
GALVANO ECUATORIANA	Galvanizado	\$ 21,84	1	u	\$ 21,84
MAIPRAX	Torno	\$ 954,27	1	u	\$ 954,27
INSETEC	Sistema Neumatico	\$ 1.338,29	1	u	\$ 1.338,29
SIS. ELECTRICOS INDUSTRIALES	Sistema Electrico	\$ 692,29	1	u	\$ 692,29
MECANICA LUSEP	Torno	\$ 188,16	1	u	\$ 188,16
RYSIN	Bandas Transportadoras	\$ 137,93	1	u	\$ 137,93
COMREPSA	Motoreductor 1/2 HP	\$ 270,00	2	u	\$ 540,00
	Varios				\$ 200,31

TOTAL	\$ 4.834,17
-------	-------------

Tabla 7.29 Mano de Obra Directa

OBREROS	HORAS DE TRABAJO	TIEMPO	TOTAL HH	COSTO HH	TOTAL
	h/d	d	hh	USD/hh	USD
2	8	40	640	\$ 0,94	\$ 601,60

Tabla 7.30 Mano de Obra Indirecta.

INGENIEROS	HORAS DE TRABAJO	TIEMPO	TOTAL HH	COSTO HH	TOTAL
	h/d	d	hh	USD/hh	USD
2	8	60	960	\$ 4,38	\$ 4.204,80

Tabla 7.31 Energía.

EQUIPO	Ord	Soldadora	Plasma	Taladro
CANTIDAD	u	1	1	1
POTENCIA	kw	7,68	2,8	0,75
HORAS / DIA	h/d	0,5	0,5	0,5
CONSUMO	kw-h/d	3,84	1,4	0,375
COSTO	USD/ (kw-h/d)	\$ 0,13	\$ 0,13	\$ 0,13
DIAS	d	40	40	40
SUBTOTAL	USD	\$ 19,97	\$ 7,28	\$ 1,95
TOTAL	USD	\$ 29,20		

Tabla 7.32 Costo Total de la Empacadora.

COSTO TOTAL		\$ 9.669,76
Costos Directos		\$ 5.435,77
MPD	\$ 4.834,17	
MOD	\$ 601,60	
Costos Indirectos		\$ 4.234,00
MOI	\$ 4.204,80	

ENERGIA	\$ 29,20	
---------	----------	--

Con el costo total de la empacadora mas el costo de la línea de fabricación de los envases y el vehículo de repartición se puede obtener la inversión inicial.

Tabla 7.33 Inversión Inicial.

INVERSIÓN	\$ 84.669,76
Máquina conformadora de latas	\$ 50.000,00
Empacadora	\$ 9.669,76
Camión repartidor	\$ 25.000,00

Una vez detallada la inversión inicial se puede establecer la depreciación por período. El método de depreciación que se utiliza es el de línea recta. Este método considera un tiempo de vida útil más no el número de unidades producidas. Su utilización se justifica ya que el mercado ecuatoriano, como muchos otros mercados, toma en cuenta simplemente el tiempo de existencia de la maquinaria.

Tabla 7.34 Depreciación de la maquinaria.

Equipo	Valor inicial	Valor Residual	Periodo de Vida Útil	Depreciación por Período
	<i>V_o</i>	<i>V_r</i>	<i>n</i>	<i>a</i>
Ord.	USD	USD	Trimestres	USD
<i>VEHÍCULO</i>	\$ 25.000,00	\$ 12.000,00	40	\$ 325,00
<i>ENVASES</i>	\$ 50.000,00	\$ 15.000,00	40	\$ 875,00
<i>EMPACADORA</i>	\$ 9.669,76	\$ 4.000,00	40	\$ 141,74
			TOTAL	\$ 1.341,74

El análisis financiero se lo hace mediante el cálculo de índices de desempeño, como son el Valor Presente Neto (VPN) o también llamado VAN y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

El VPN de una propuesta de inversión es el valor presente de los flujos de efectivo neto de dicha propuesta menos su inversión inicial, y se puede representar con la fórmula:

$$VPN = \frac{FE_1}{(1+k)^1} + \frac{FE_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{FE_n}{(1+k)^n} - GI$$

7.1

donde k representa la tasa de rendimiento requerida, FE flujos de efectivo y GI es inversión inicial.

La TIR de una propuesta de inversión es la tasa de descuento que iguala el valor presente de los flujos de efectivo netos esperados con el gasto inicial. Si el gasto inicial o costo ocurre en el momento cero 0, queda representado por la tasa TIR. Este índice se calcula con la fórmula:

$$GI = \frac{FE_1}{(1 + TIR)^1} + \frac{FE_2}{(1 + TIR)^2} + \dots + \frac{FE_n}{(1 + TIR)^n}$$

7.2

Para aprobar un proyecto se debe comparar con la tasa interna de retorno o con una tasa de rendimiento requerida, conocida como, *tasa de rendimiento mínima aceptable*. Si la tasa interna de retorno rebasa la tasa requerida el proyecto es aprobado. El cálculo de este índice financiero se realizó con la ayuda del programa EXCEL.

- La tasa determinada para este proyecto es la suma de la tasa pasiva (4.63%) y el riesgo país (7.5%). Es decir 12.13%

Los resultados del análisis de los flujos de efectivo arrojaron que el VAN es de \$142.576,84 el cual obtenido en un período de análisis de 8 trimestres (2 años) de funcionamiento del proyecto, logrando así la recuperación de la inversión y ganancia. El TIR que se obtuvo es de 52,49%, que es mayor a la tasa de rendimiento mínima aceptable.

Un índice importante es el Costo / Beneficio. Este índice es el proceso de colocar cifras en dólares en los diferentes costos y beneficios de una actividad. Al utilizarlo podemos calcular el impacto financiero acumulado de lo que queremos lograr.

Los rubros que implican los costos son:

- La MOD que aumenta al implementar la empacadora.
- La energía consumida por la empacadora.

- La MPD que aumenta al implementar la empacadora.

Por otro lado los beneficios son:

- Ingreso por las 1240 cajas que se aumenta en la producción.

Tabla 7.35 Costo / Beneficio.

COSTOS	\$ 296.504,46
MPD	\$ 285.803,86
MOD	\$ 902,40
ENERGÍA	\$ 128,43
IVERSIÓN	9669,7632
BENEFICIOS	\$ 357.120,00
BENEFICIO / COSTO	\$ 1,20

Este resultado quiere decir que existe un retorno de \$1.20 por cada dólar gastado.

ANÁLISIS ECONÓMICO.

El análisis económico esta dirigido a dar una pauta de la relación del proyecto con el medio externo. En términos económicos el medio externo es la demanda. Un índice muy útil en esta sección es el punto de equilibrio en la producción. Este punto de equilibrio nos indica la demanda mínima necesaria para que el proyecto subsista.

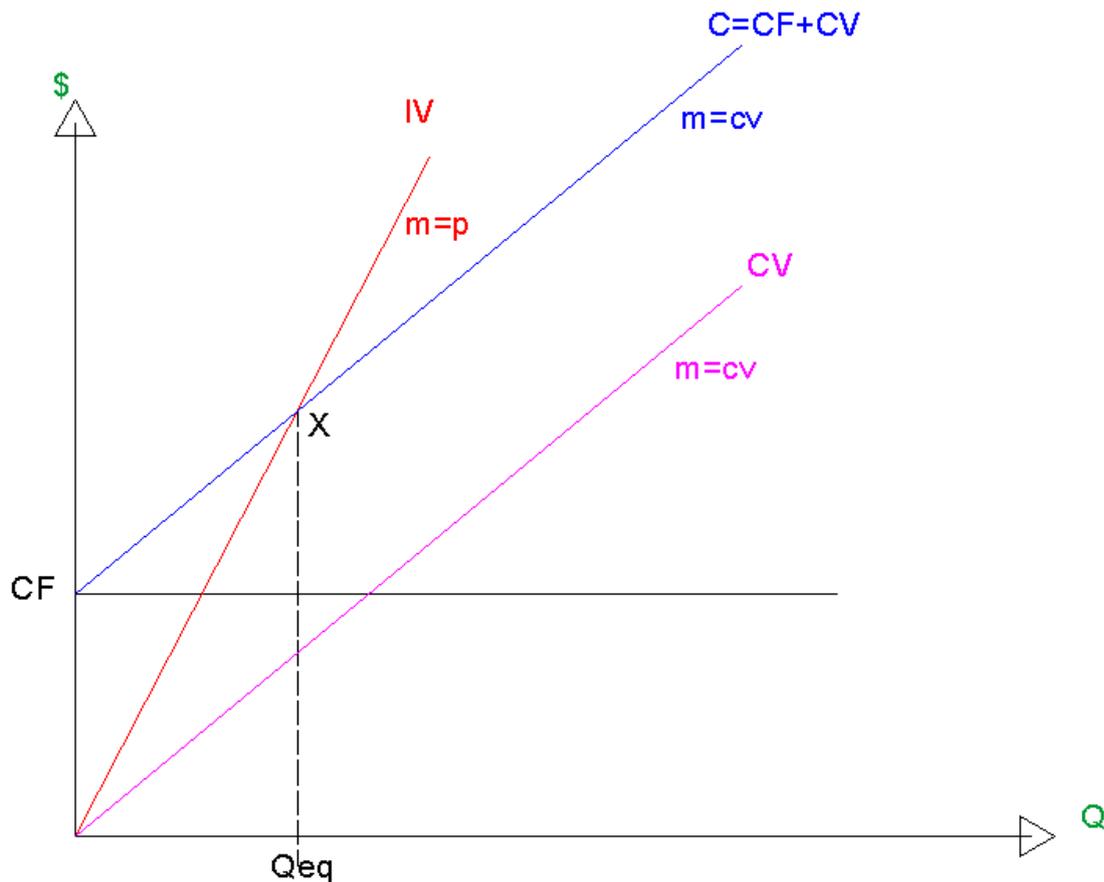


Figura 7.106 Punto de Equilibrio (X)

El punto de equilibrio es aquel punto en el que los ingresos por ventas (IV) es igual a los costos totales (C). Las ecuaciones que rigen las dos rectas son:

$$C = cv * Q + CF$$

$$IV = p * Q$$

7.4

Igualando y despejando Q_{eq} (Q) se tiene:

$$Q_{eq} = \frac{CF}{p - cv}$$

7.5

Esta variable representa el numero de cajas que se debe vender para cubrir los costos totales que implica el proyecto.

Tabla 7.36 Punto de Equilibrio Q_{eq} .

Costos Fijos	CF	\$ 5.563,20
Precio Unitario por caja	p	\$ 4,80
Costos Variables Unitarios	cv	\$ 4,19
Ventas Mínimas	Q_{eq}	9077 cajas

Una vez analizados los índices económicos y financieros se puede concluir que la implementación de la máquina empacadora resulta ser una inversión prometedora. El momento que se implementa la empacadora semi-automática se incrementa la producción sin incrementar de forma abrupta los costos de producción. Los índices más importantes que se analizaron fueron: VAN, TIR, Tiempo de Recuperación de la Inversión y Costo/Beneficio.

Tabla 7.37 Índices Económicos y Financieros.

VAN	\$ 142.576,84
TIR	52,49%
TIEMPO DE RECUPERACIÓN	10,63 meses
BENEFICIO / COSTO	\$ 1,20

CAPÍTULO 7	EVALUACIÓN ECONÓMICA - FINANCIERA.....	139
7.1.....	EVALUACIÓN FINANCIERA	
	139
7.1.1.....	ESTADO DE PÉRDIDAS Y GANANCIAS.	
	143
7.2.....	ANÁLISIS ECONÓMICO.	
	154
Tabla 7.1	MOD utilizada en el empacamiento manual	139
Tabla 7.2	Costo operacional del empacamiento manual	140
Tabla 7.3	MOD utilizada en el empacamiento semiautomático.	141
Tabla 7.4	Energía utilizada en la operación.....	141
Tabla 7.5	Costo operacional en el empacamiento semiautomático.....	141
Tabla 7.6	P&G.	143
Tabla 7.7	Ingresos.....	144
Tabla 7.8	Materia Prima.	144
Tabla 7.9	Mano de Obra Directa.	144
Tabla 7.10	Mano de Obra Indirecta.	145
Tabla 7.11	Energía	145
Tabla 7.12	Costos de Fabricación	145
Tabla 7.13	Gastos de Ventas	146
Tabla 7.14	Materia Prima Directa	148
Tabla 7.15	Mano de Obra Directa	150
Tabla 7.16	Mano de Obra Indirecta.	150
Tabla 7.17	Energía.	150
Tabla 7.18	Costo Total de la Empacadora.	150
Tabla 7.19	Inversión Inicial.	152
Tabla 7.20	Depreciación de la maquinaria.	152
Tabla 7.21	Costo / Beneficio.....	154
Tabla 7.22	Punto de Equilibrio Qeq.....	156
Tabla 7.23	Índices Económicos y Financieros.....	156

Figura 7.1 Punto de Equilibrio (X)..... 155

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Se diseño y construyó una empacadora de envases de hojalata de 400 y 800 ml. La capacidad de la empacadora es de 10 cajas por minuto en el caso de los envases de 800 ml y 5 cajas por minuto en el caso de los envases de 400 ml. El diseño y simulación del equipo se realizó utilizando las mas avanzadas herramientas computacionales, y de este modo la construcción del equipo fue exitosa.
- Se establecieron alternativas de elementos estándar existentes en el mercado local. A partir de esto se escogieron los componentes mas adecuados.
- Se diseño un sistema de empaquetamiento de envases de hojalata, el cual cumple de manera eficiente y eficaz los requerimientos establecidos al inicio de este proyecto.
- Se construyó cada elemento que conforma la empacadora en base al diseño realizado.
- Se implementó la empacadora como último paso en la línea de fabricación de envases de hojalata de la empresa FRELAN Cia. Ltda.
- Mediante rigurosas pruebas realizadas se comprobó, en base a parámetros establecidos al inicio del proyecto, el correcto funcionamiento de la empacadora.
- Se realizó un análisis económico financiero, el cual demostró que el implementar la empacadora resulta ser un buen negocio. Los índices que respaldan esta

conclusión son el tiempo de retorno de inversión, 10 meses, y el costo / beneficio, \$1,20.

8.2. RECOMENDACIONES.

- En la etapa de diseño es muy importante tomar en cuenta el aspecto constructivo. Es decir siempre diseñar sistemas de rápida y fácil construcción.
- De ser posible se deben realizar pruebas al final de cada etapa de diseño a fin de constatar el funcionamiento de este. Esta recomendación se debe tomar muy en cuenta el momento que se diseñan elementos que interactuaran entre ellos.
- Es necesario tener presente los elementos y alternativas que existen en el mercado local ya que el Ecuador es un mercado relativamente pequeño y no siempre existe en stock los elementos citados en los catálogos.
- A pesar de tener un diseño preciso y mas aun una construcción muy acorde a los planos es muy importante dar la posibilidad, a los elementos que requieren gran precisión en su posición final, de ser regulados en el montaje.
- El operador debe tener muy en claro el funcionamiento de la empacadora y del proceso que en ella se desarrolla, con la finalidad de tener una respuesta inmediata en caso de cualquier tipo de situación que se presente.
- En el diseño se debe prever todas las situaciones que se puedan presentar durante la etapa de construcción para evitar retrasos y errores que eleven los costos de fabricación.
- Es muy importante tener presente que al hacer simulaciones virtuales se debe colocar las relaciones de posición, restricciones de movimiento, y condiciones de contacto de manera que se represente de mejor forma lo que ocurre en la

realidad, caso contrario se obtendrán resultados erróneos o no correspondientes al problema.